ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал 2'2008

Издание основано Национальным техническим университетом "Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики, телевидения и радиовещания Украины **КВ №6393 от 29.07.2002 г.**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор
А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора
С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*
И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь
И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к.т.н.*
У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*
Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*
А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*
А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*
Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*
В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*
Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*
С.А. Ерощенков, *д. т. н., проф.*
В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*
А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*
А.П. Кудряш, *д. т. н., проф.*
А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*
В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*
В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*
В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*
А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*
М.Г. Сандомирский, *к. т. н., проф.*
А.П. Строков, *д. т. н., проф.*
И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*
Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*
А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21
НТУ «ХПИ», кафедра ДВС
Тел. (057)707-68-48, 707-60-89
E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,
dvs@kpi.kharkov.ua

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

А.П. Марченко, И.Н. Карягин, И.И. Сукачев
Особенности процессов испарения и выгорания топлива в дизеле с турбулизирующими элементами камеры сгорания 3

И.В. Парсаданов, П.М. Канило, А.П. Строков
Оценка показателей дизелей городских автобусов при использовании альтернативных энергоносителей. 9

Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгазис
Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-Дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия. 13

Р.А. Варбанец
Моделирование рабочего процесса в задачах повышения эффективности эксплуатации судовой дизельной энергетической установки. 18

Е.В. Белоусов, Т.П. Белоусова
Численное исследование влияния степени сжатия на характер протекания термодинамического цикла твердотопливного поршневого двигателя. 22

А.И. Крайнюк, М.А. Брянцев, А.А. Крайнюк, В.И. Кашуба
Имитационная модель газовой холодильной машины с каскадным обменником давления. 26

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.П. Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский, В.В. Пылев
Распределение мгновенных тепловых потоков и температур в поверхностном слое тепло изолируемого поршня ДВС. 32

А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков
Базовая характеристика управления топливоподачей дизеля оснащенного системой Common Rail. 39

В.Т. Турчин, О.О. Зотов, В.О. Пильов, Л.П. Шевченко
Сукупність моделей оцінки ресурсної міцності поршнів форсованих дизелів в САПР. 44

А.М. Левтеров, А.Н. Авраменко
Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля. 49

А.А. Жуков, В.А. Жуков, А.П. Навоев
Обеспечение надежности зубчатых колес механизма привода при повышении экологичности двигателей внутреннего сгорания. 55

М.І. Міщенко, В.Л. Супрун, В.В. Шинкаренко
Теоретичні дослідження механізму зміни ступеня стиску в бензиновому двигуні. 60
А.А. Андреев, Н.И. Радченко
Сокращение затрат на охлаждение наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей. 64
А.А. Сирота, А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко
Тригенерационные системы комплексного использования сбросной теплоты судовых дизелей. 68
А.В. Чигрин, А.В. Белогуб, М.А. Максимова
Некоторые подходы к визуализации технических решений при проектировании и производстве поршней. 72

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

В.И. Алехин, О.В. Акимов, А.П. Марченко
Научные методы компьютерно-интегрированного проектирования блок-картера двигателя DAEWOO SENS. 77
А.В. Жаров, В.Г. Новиков, А.А. Павлов
Влияние структурных превращений при трении на работоспособность сопряжения верхнее компрессионное кольцо – гильза цилиндра автомобильного дизеля. 83

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

С.А. Ерощенков, В.В. Савенко, А.В. Панчук
Оценка экономичности работы тепловоза при реостатных испытаниях. 87
А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов
Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки. 91
А.Н. Жук, Епихин А.И.
Оценка скорости износа элементов проточной части газовых турбин агрегатов наддува судовых дизелей, работающих на тяжелом топливе. 97
Н.И. Николаев, В.А. Савченко
Опыт повышения эффективности эксплуатации турбонаддувочных агрегатов судовых двигателей . . 101
Попов В.В.
Особенности условий эксплуатации энергетических установок судов портового флота. 103
С.О. Альохін, О.В. Грицюк, О.М. Дороженко, В.Г. Кондратенко
Термостабілізовані керамічні нагрівачі для поліпшення холодного пуску малолітражних дизельних двигунів енергоагрегатів. 107

ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ

В.А. Звонов, Н.А. Макаров
Влияние на рабочий процесс ДВС активирования топлива внешними физическими воздействиями. . . .112
В.Г. Некрасов, А.Ф. Макаров, А.А. Злыденный, А.Ж. Мурзагалиев
Двигатели на азотном топливе. 121
В.Н. Бганцев
Некоторые особенности приготовления экспериментальных образцов смесевых биодизельных топлив на основе отходов масложирового производства и дизельного топлива. 126
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ. 129

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2008, №2. –142 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XIII Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 7 от 04.07.08 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2008.

УДК 621.436

А.П. Марченко, д-р техн. наук, И.Н. Карягин, инж., И.И. Сукачев, канд. техн. наук

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ИСПАРЕНИЯ И ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ С ТУРБУЛИЗИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Повышение уровня форсирования дизелей приводит к увеличению температуры поверхностей, ограничивающих камеру сгорания (КС). Это положительно сказывается на испарении топлива, однако, в условиях недостаточной скорости подвода воздуха в зоны сгорания у стенок КС создаются «переобогащенные» зоны, что приводит к замедлению диффузионного сгорания и снижению полноты выгорания топлива. Проведенные на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» специальные исследования показали, что для дальнейшего совершенствования процессов смесеобразования и сгорания топлива в таких дизелях необходимо, в том числе, обеспечить более равномерное распределение топлива в пристеночных зонах КС за счет организации турбулизации заряда и уточнения формы боковой поверхности камеры [1, 5, 6].

Формулирование проблемы и постановка задачи исследования

Высокие показатели рабочего процесса в современных форсированных дизелях малой размерности с непосредственным впрыском достигнуты в основном за счет интенсификации процессов топливоподачи: увеличения давления впрыскивания $p_{f\,MAX}$, сокращения продолжительности впрыскивания, повышения мелкости распыливания топлива d_{32}. Эти мероприятия, прежде всего, способствуют увеличению доли объемного смесеобразования. Однако, в автотракторных дизелях (АТД) с диаметром цилиндра $d = 100 - 150$ *мм* из-за малой длины пути свободного развития l_W топливных струй актуальной остается проблема повышения качества смесеобразования в пристеночных зонах КС.

Для улучшения технико-экономических показателей АТД стремятся интенсифицировать испарение и сгорание топлива путем организации оптимальной скорости вращения воздушного заряда W_τ, согласования с ней количества и направления развития топливных струй (ТС), уточнения формы и размеров боковой поверхности КС.

По воздействию на рабочий процесс АТД закрутка воздушного заряда на впуске имеет также и недостатки. Во-первых, это большие энергетические потери, в результате которых момент количества движения воздушного заряда в ВМТ составляет примерно 20% от первоначального. При этом для смесеобразования используется только около 8% кинетической энергии закрученного потока [2]. Во-вторых, энергетические затраты на образование вихря сказываются на повышении насосных потерь. Поэтому работы, связанные с организацией пристеночной турбулизации смеси за счет специальных конструктивных элементов КС, весьма актуальны и перспективны.

Анализ многообразия КС показывает, что для таких дизелей, наиболее часто применяют КС с отношением диаметра горловины камеры к диаметру цилиндра $d_{KC}/d \approx 0{,}5$, обеспечивающие оптимальное соотношение между потерями при перетекании заряда через горловину камеры и повышением пристеночной турбулизации заряда. От использования в АТД КС с зауженной горловиной конструкторам приходится отказываться вследствие снижения их надежности с увеличением уровня форсирования.

В исследуемом двигателе 4ЧН12/14 штатная цилиндрическая КС в поршне используется в сочетании со смещенной и наклонной форсункой (схема КС и расположение в ней ТС показана на рис.1).

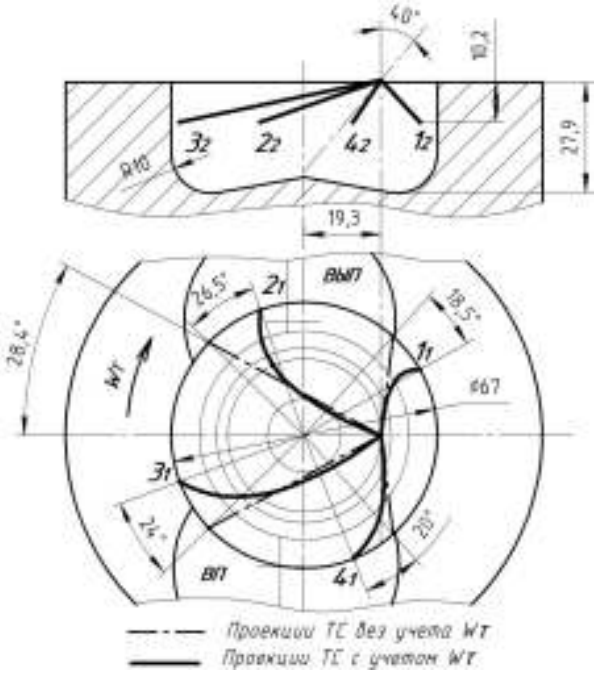


Рис. 1. Схема расположения ТС в штатной КС

Особенности КС анализировались по результатам предварительных расчетно-экспериментальных исследований, а также работ [2, 3]. Установлено, что две ТС из четырех достигают боковой стенки КС еще на начальном участке своего развития, образуя на них плотные компактные пристеночные топливные струи (ПТС). В результате более половины цикловой порции топлива участвует в пристеночном смесеобразовании, распределяясь на боковой стенке и на дне камеры в поршне. Степень понижения скорости испарения и тепловыделения из-за контакта струй со стенками КС по расчетным оценкам [1] достигает 20-30%. Другой особенностью процесса смесеобразования в дизеле со смещенной и наклонной форсункой является различное взаимодействие ТС с W_τ воздушного заряда. Две ТС развиваются против направления движения закрученного на впуске воздушного заряда, две других - спутно с ним, что определяет различное взаимодействие каждой из струй с боковой стенкой КС.

Используя способ, описанный в работе [3], получена косвенная информация о распределении топлива в пристеночных зонах, расположении точек контакта ТС со стенками КС и пути перемещения ПТС под воздействием W_τ и угла встречи ТС со стенкой КС. Для примера на рис. 5 показана одна из фотографий следов выгорания ТС в штатной КС, на которой отчетливо видны зоны взаимодействия ТС со стенкой КС. Интенсивность и плотность следов нагара в зоне взаимодействия со стенкой «коротких» ТС косвенно свидетельствует о существенном локальном недостатке кислорода в пристеночных зонах сгорания топлива.

Основные результаты исследования

Предварительная расчетная оценка серийной КС по методике [6] показала, что она не отвечает требованию пропорциональности объема воздуха массе топлива по длине свободного развития струи и топлива, выгорающего у стенки КС. Повышение $p_{f\,MAX}$, характерное для форсированных дизелей, увеличивает долю топлива, участвующую в пристеночном смесеобразовании SGM_W.

Рациональное смесеобразование в исследуемом дизеле необходимо организовывать так, чтобы обеспечивалась интенсификация диффузионной фазы сгорания, в том числе за счет ускорения перемешивания воздуха и топлива в пристеночных зонах. Такая задача может быть решена путем изменения характеристик движения и структуры воздушного заряда при его взаимодействии с турбулизирующими элементами КС.

Вращательное движение заряда, создаваемое на впуске, является необходимым исходным условием для повышения эффективности смесеобразования в пристеночных зонах. Известно, что в двигателях с небольшими значениями надпоршневого зазора h_z и d_{KC}/d тангенциальная скорость воздушного заряда на ходе сжатия существенно увеличивается за счет тороидальной составляющей. Таким образом, в ВМТ

создаются благоприятные условия для организации турбулентных возмущений пристеночного воздушного потока при обтекании специально организованных на боковой поверхности КС турбулизаторов. Такая организация процесса может быть эффективней традиционного воздействия на смесеобразование вращательного движения заряда, движущегося по закону твердого тела.

Для расчетной оценки влияния конструктивных элементов КС дизеля на качество процесса сгорания топлива необходимо адекватное математическое описание механизмов испарения и сгорания распыленного топлива, с учетом распределения топлива в струе и КС, характеристик взаимодействия распыленного топлива с воздушным зарядом и стенками КС. Наиболее приемлемой для решения поставленной в данном исследовании задачи является математическая модель, разработанная профессором Н.Ф. Разлейцевым [5] и уточненная в [6]. В расчет динамики и геометрии свободных ТС и ПТС вносим дополнения, связанные с учетом интенсивности и турбулентности воздушного заряда. В качестве основных факторов, определяющих пристеночное смесеобразование, при прочих равных условиях, принимаем пристеночную долю топлива SGM_W и газодинамические характеристики W_τ и $W_{\tau W}$.

Известно, что при развитии ТС в поле интенсивного осевого вихря воздушного заряда траектория ТС изменяется, а оболочка ТС деформируется. Учет искривления и деформации струи необходим для уточнения координаты точки контакта ТС с боковой стенкой камеры, угла встречи с ней и параметров движения ПТС. На рис. 2. приведена схема к расчету искривления свободной ТС и ПТС под воздействием вращения воздушного заряда.

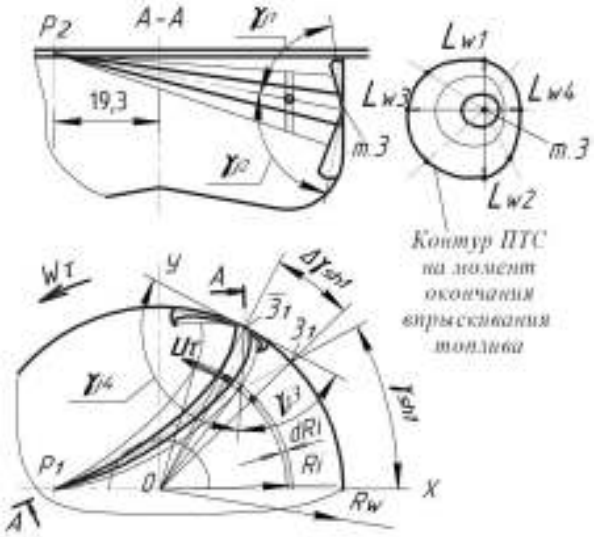


Рис. 2. Схема к расчету сноса сечений ТС под воздействием осевого вращения заряда

С учетом структуры дизельной струи, описанной в [6], можно утверждать о различном характере взаимодействия с воздушным зарядом плотного осевого ядра струи и разреженной оболочки струи, состоящей из заторможенных капель. В основу расчета траектории осевого потока струи положены закономерности взаимодействия воздушного потока с каплей [7]. Отличия условий взаимодействия с воздушным вихрем элементарной порции капель топлива (ЭПКТ) и отдельной капли учтены эмпирической поправкой к коэффициенту сопротивления движению капли:

$$dU_r / d\tau = A \cdot W_\tau^{1,5}$$

где $dU_r / d\tau$ - скорость сноса ЭПКТ под воздействием осевого движения заряда $A \approx C_0 \cdot 0{,}75 \cdot (\rho_A / \rho_f) \cdot (\nu^{0,5} / d_{32}^{1,5})$ - коэффициент пропорциональности, зависящий от размера капель, средних значений плотности ρ_A и вязкости ν, определяемых для момента условно продолженного до ВМТ сжатия; C_0 - эмпирическая поправка, уточняемая для исследуемого двигателя путем идентификации смещения точки контакта ТС со стенкой КС по опытным данным. Суммируя $dU_r / d\tau$ до момента

контакта ТС со стенкой КС получим тангенциальную составляющую скорости ЭПКТ у боковой стенки камеры: $U_{TW} = \sum_{R=0}^{R=R_W} \Delta U_T \cdot \Delta\tau$.

Здесь $\Delta\tau = \Delta l_s / U_0$ - время воздействия вихря на ЭПКТ в вершине струи на расчетном шаге; U_0 - скорость подлета ЭПКТ к внутренней границе переднего фронта струи (ПФ). Тогда $\gamma_{j34} = \pi/2 \mp \varphi$, где: $\varphi = \arcsin(U_{\tau W} / U_{KW})$, а U_{KW} - вектор осевой скорости подлета ЭПКТ к стенке КС.

Для учета деформации и сноса пристеночной оболочки под воздействием $W_{\tau W}$ воспользуемся экспериментальными данными [8]. На фотографиях развития струи в поперечном потоке воздуха видно, что ядро оголяется только при весьма большой скорости обдува (около 60 м/с). Поэтому принимаем, что расстояние по нормали от оси струи до образующей ТС, находящейся со стороны набегающего потока, равно: $y_3 = C_3 \cdot r_H \approx (0{,}3...0{,}4) \cdot r_H$. Считая, что заторможенные в оболочке пристеночной струи капли сносятся в подветренную область со скоростью W_τ, а общее время воздействия вихря $\tau_{SE} - \tau_{SW}$, можно оценить расстояние от оси струи до подветренной образующей:

$$y_3 = r_H + C_4 \cdot A \cdot W_\tau \cdot (\tau_{SE} - \tau_{SW}).$$

Учитывая приведенное выше воздействие тангенциального вихря на пристеночные потоки скорректируем соответствующие коэффициенты изменения длины полуосей:

$$K_3 = C_3 \cdot K_3$$
$$K_4 = (1 + C_4 \cdot W_{\tau W} \cdot (\tau_{SE} - \tau_{SW})) \cdot K_4$$

Здесь C_3 и C_4 - эмпирические поправки, уточняемые для конкретного двигателя путем идентификации по опытным данным.

Исходя из выше изложенного, была разработана оригинальная конструкция КС с турбулизирующими выборками в поршне (см. рис. 3). Размеры, форма и расположение выборок на боковой поверхности КС выбраны из условия организации устойчивых пристеночных турбулентных вихрей за счет срыва $W_{\tau W}$ у стыков выборок, а также обеспечения движения ПТС, способствующего возврату ЭПКТ в объем КС.

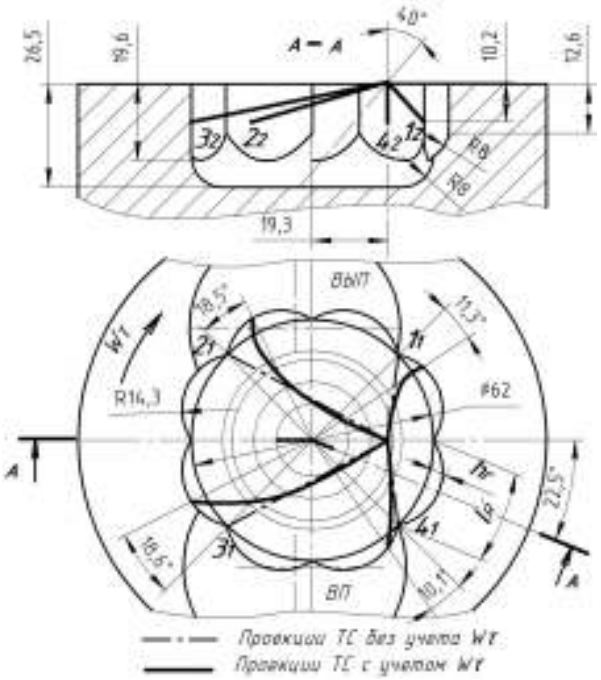


Рис. 3. Схема расположения ТС в опытной КС

В ходе экспериментальных исследований с опытной КС были определены угол опережения впрыскивания топлива (Θ ≈26 гр. п.к.в.) и эффективное проходное сечение распыливающих отверстий форсунки (μf_c=0,23 мм^2), обеспечивающие минимальный расход топлива при прочих равных условиях. Сравнительные экспериментальные исследования штатной и опытной КС были проведены на режимах работы двигателя 4ЧН12/14. Улучшение топливной экономичности дизеля с опытной КС при работе по нагрузочной характеристике составило 3-8 г/(кВт.ч.). Одновременно снизилось максимальное давление цикла на 2- 4%.

Изменения показателей индикаторной диаграммы по ходу процесса сгорания приведены на рис. 4, а соответствующие фотографии следов выгорания топлива − на рис. 5, 6.

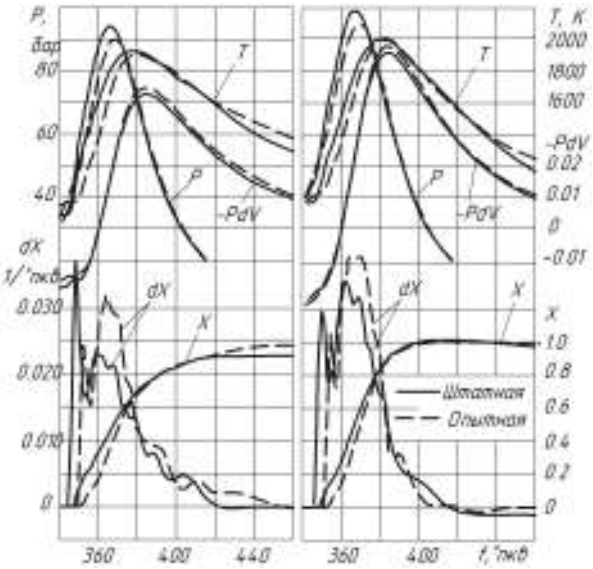


Рис. 4. Изменение показателей рабочего процесса в цилиндре дизеля 4ЧН12/14 *со штатной и опытной КС (n= 1400 мин$^{-1}$ и n= 1800 мин$^{-1}$)*

Видно, что улучшение рабочего процесса с опытной КС связано с существенным увеличением скорости тепловыделения ($dx/d\tau$ в опытной КС выше на 20…30%) на участке между максимальным давлением сгорания p_z и максимумом температуры цикла T_{MAX}. Это обеспечивает увеличение скорости приращения индикаторной работы и соответствующее повышение индикаторного КПД.

Анализ следов выгорания топлива в штатной КС (см. рис. 5) показывает, что распространение выгорающего топлива происходит вдоль боковых стенок и по донышку камеры. В местах попадания топливных струй на стенку и донышко КС имеются четкие отпечатки, позволяющие определить контуры ПТС на момент окончания ее развития. В отличие от цилиндрической КС контрастные следы выгорания ПТС в опытной КС (см. рис. 6) ограничены размерами выборки в стенке КС. На основании этих и других фотографий следов выгорания пристеночного топлива можно утверждать, что в опытной КС ПТС разрушается и происходит более полное выгорание турбулизированного топливно-газового пристеночного слоя, который оставляет отпечаток значительно менее контрастный, чем в цилиндрической КС.

Рис. 5. Фотография следов выгорания пристеночного топлива в серийной КС

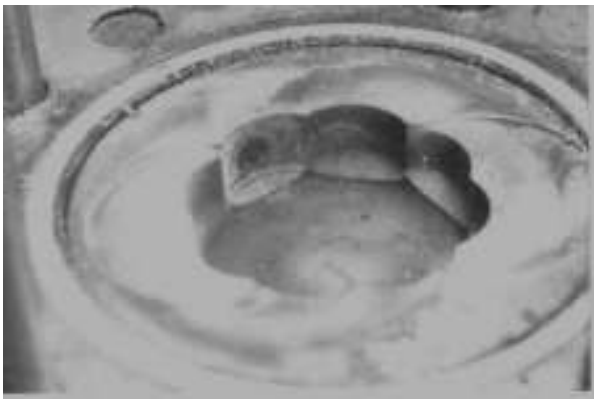


Рис. 6. Отпечатки расположения следов выгорания пристеночного топлива в опытной КС

Следы выгорания ПТС позволили идентифицировать модель расчета развития ТС в условиях воздействия тангенциального вихря. Так, на рисунках 1 и 3 приведены геометрические и расчетные траектории осей ТС в штатной и опытной КС. Видно, что расчетные точки контакта ТС смещены от геометрических пропорционально изменению W_τ.

Известно, что турбулизация воздушного заряда существенно интенсифицирует процессы тепло- и массопереноса в зонах смесеобразования и сгорания, а приток кислорода в зону пламени пропорционален общему коэффициенту диффузии $D = D_M + D_T$. Выполненные нами исследования позволили оценить степень влияния турбулизации на скорость испарения (через число Нуссельта) и скорость сгорания (через D_T). Так из рис. 4 видно, что в опытной КС, в отличие от штатной, скорость сгорания после окончания топливоподачи продолжает повышаться, что свидетельствует об увеличении турбулентной диффузии D_T в пристеночных зонах.

Заключение. В данной работе на примере двигателя 4ЧН12/14 показано, что индикаторные показатели быстроходных дизелей существенно зависят от интенсификации пристеночной турбулизации заряда за счет формы КС. При этом изменяется перераспределение топлива и продуктов его сгорания вблизи стенки КС, что приводит к ускорению выравнивания концентраций компонентов горючей смеси, увеличению скорости тепловыделения в фазе диффузионного сгорания и повышению качества сгорания топлива.

Полученные результаты показали возможность управления рабочим процессом в двигателе с опытной КС. Значительного повышения скорости тепловыделения на участке диффузионного сгорания можно достигнуть, изменив характеристику движения и структуру пристеночного воздушного заряда в местах скопления основной массы топлива за счет уточнения формы боковой поверхности КС. Таким образом, экспериментально подтверждены основные предпосылки и принципы, принятые на этапе постановки исследования и разработки конструкции опытной КС.

Базовая методика расчета смесеобразования и сгорания топлива [6] дополнена учетом влияния турбулентного движения заряда на развитие свободной и пристеночной ТС, скорость испарения и сгорания в пристеночных зонах. Методика базируется на результатах специальных экспериментальных исследований, а также математическом описании физических явлений, характерных для внутрицилиндровых процессов.

Список литературы:

1.Разлейцев Н.Ф., Копылов М.Л., Карягин И.Н. Изменение показателей процесса сгорания в дизеле с повышенной температурой стенок рабочей полости цилиндра //Двигатели внутр. сгорания I986, Вып.44, С.70—77. 2. Чирков А.А. Проблемы управления турбулентностью при смесеобразовании и горении в дизелях. - Энергомашиностроение, № 6, 1971г. .3. Быков В.И., Парсаданов И.В. и др. Экспериментальный метод оценки взаимодействия топлива со стенками камеры сгорания дизеля //Двигатели внутр. сгорания I987, Вып.46, С.48—52. 4. Возможности сокращения выброса окислов азота с ОГ быстроходного форсированного дизеля при сохранении высокой топливной экономичности / Б.Н. Семенов, В.И. Смайлис, В.Ю. Быков и др. // Двигателестроение. – 1986 – № 9 – с. 3 – 6. 5 . Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 168 с. 6. Процессы в перспективных дизелях/ Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Крутов В.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Сукачев И.И. и др. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 7 . Вырубов Д.Н. Смесеобразование в дизелях. В кн.: «Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания и их агрегатов». – М.: Машгиз, 1946. – С. 5-54. 8. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В.Астахов, В.И.Трусов, А.С. Хачиян и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 360 с.

УДК 621.43.068

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, П.М. Канило, д-р техн. наук,
А.П. Строков, д-р техн наук

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ ГОРОДСКИХ АВТОБУСОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

Постановка проблемы. Токсические вещества отработавших газов (ОГ) двигателей городских автобусов являются основным загрязнителем воздуха в крупных городах. В качестве двигателя для городских автобусов повсеместное распространение получили дизели, обладающие высокими топливно-экологическими показателями и имеющими перспективы в их совершенствовании. Вместе с тем исчерпание природных ресурсов и ухудшение качества окружающей среды, особенно в крупных городах, заставляют искать пути снижения потребления нефтяных моторных топлив и улучшению экологических показателей двигателей. Одним из направлений повышения топливно-экологической эффективности дизелей является применение альтернативных энергоносителей.

В связи с этим актуальной задачей является комплексная оценка эксплуатационных показателей дизелей городских автобусов при использовании различных альтернативных энергоносителей. К альтернативным энергоносителям автомобильных дизелей, которые могут найти широкое применение в ближайшей перспективе, необходимо отнести природный газ, биотоплива, получаемые из растительных масел, модифицированные топлива на основе традиционного дизельного, например, водотопливные эмульсии.

Анализ последних исследований и публикаций. В НТУ «ХПИ» разработан метод комплексной оценки показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизелей в условиях эксплуатации [1]. В основу данного метода положено определение затрат в эксплуатации на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия ОГ на окружающую среду, отнесенных к выполненной работе.

Совокупность эксплуатационных режимов двигателя рассматривается в виде представительных полигонов значений крутящих моментов и частот вращения коленчатого вала, а каждый из исследуемых показателей работы двигателя в границах отдельно взятого i-го полигона приводится к центру полигона, имеющего конкретную величину M_{Kpi}, и n_i. Если для каждого из полигонов определить его вероятность, характеризуемую долевой наработкой, то получаем модель эксплуатации двигателя в виде $P_i = f(M_{kpi}, n_i)$, где P_i, M_{kpi}, n_i – соответственно долевая наработка, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя на i-ом полигоне эксплуатационного режима.

Такая модель рассматривается как квазистационарная, т.е. полагается, что внутри конкретного полигона представительные значения M_{Kpi} и n_i не меняются в течение долевой наработки P_i. Область модели ограничивается регуляторной и внешней характеристиками двигателя, а также реальными минимальными значениями крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, которые могут встретиться в эксплуатации.

Модель дизеля городского автобуса (Табл.1 и Рис 1.) получена на основании модели эксплуатации дизеля грузового автомобиля в городских условиях при его полной загрузке [2]. Результаты испытаний позволили уточнить весомость режима холостого хода, которая для автобусного дизеля возрастает до 37 % (против 19 % для дизеля грузового автомоби-

ля), и весомость режимов внешней скоростной характеристики, которые снижаются в 5 раз и не превышают 5 % от общего времени эксплуатации дизеля.

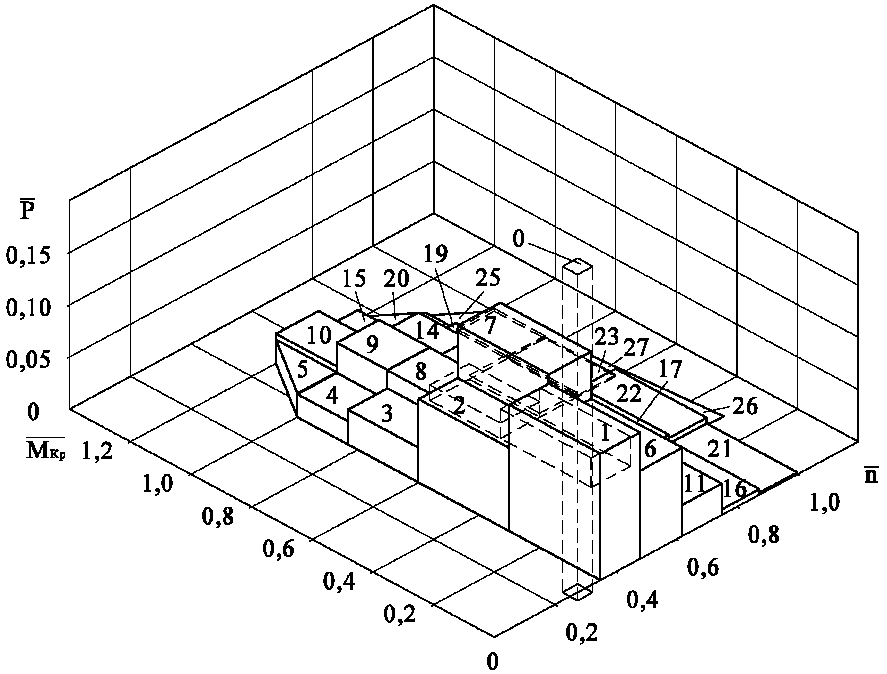


Рис. 1. Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизеля городского автобуса

Суммарные затраты на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия ОГ, отнесенные к выполненной работе, равны $З_{ТЭ} = З_Т + З_Э$. Где, $З_Т$ – затраты на топливо при эксплуатации ДВС, а $З_Э$ – затраты на возмещение ущерба от вредного воздействия отработавших газов.

$$З_Т = \frac{\sum_{i=1}^{z}(G_{Ti} \cdot P_i)}{\sum_{i=1}^{z}(N_{ei} \cdot P_i)} Ц_Т, \quad \text{и}$$

$$З_Э = \frac{\sum_{i=1}^{z}(G_{Ti} \cdot \overline{У}_{Эi} \cdot P_i)}{\sum_{i=1}^{z}(N_{ei} \cdot P_i)}.$$

Стоимостное возмещение экологического ущерба на каждом i-ом режиме от сжигания 1 кг топлива определяется по формуле: $\overline{У}_{Эi} = Ц_Т\, \sigma\, f\, \overline{G}_{ВВпр_i}$. Здесь, σ – безразмерный показатель относительной опасности загрязнения атмосферного воздуха для различных территорий; f – безразмерный коэффициент, учитывающий характер рассеивания ОГ в атмосфере; $\overline{G}_{ВВпр_i}$ – приведенный массовый выброс вредных веществ (ВВ) с ОГ дизеля на каждом фиксированном режиме, отнесенный к расходу топлива.

Анализ отношения затрат на возмещение экологического ущерба в эксплуатации к расходу топлива для двигателей городских автобусов и учет действующих и перспективных требований к выбросам ВВ в странах Евросоюза позволил предложить показатель относительной опасности загрязнения атмосферного воздуха σ = 3 [3]. При данном значении σ затраты на возмещение ущерба от вредного воздействия ОГ приблизятся к затратам на топливо в том случае, если двигатели будет соответствовать нормам ЕВРО-5. Выполнение этих норм, внедрение которых в странах Евросоюза планируется с октября 2008 года, делают ДВС экологически мало опасными.

Таблица 1. Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизеля городского автобуса

№ пол.	$\overline{n}$	$\overline{M_{Kp}}$	$\overline{P}$
0	0,275	0,000	0,370
1	0,415	0,150	0,097
2	0,415	0,450	0,064
3	0,415	0,717	0,027
4	0,415	0,917	0,018
5	0,430	1,050	0,018
6	0,550	0,150	0,068
7	0,550	0,450	0,104
8	0,550	0,717	0,041
9	0,550	0,917	0,041
10	0,550	1,100	0,023
11	0,685	0,150	0,024
12	0,685	0,450	0,023
13	0,685	0,717	0,012
14	0,685	0,917	0,030
15	0,685	1,100	0,007
16	0,813	0,185	0,004
17	0,813	0,450	0,008
18	0,813	0,717	0,003
19	0,813	0,917	0,007
20	0,813	1,100	0,002
21	0,938	0,185	0,002
22	0,938	0,450	0,006
23	0,938	0,717	0,001
24	0,938	0,917	0,002
25	0,915	1,030	0,000
26	1,015	0,450	0,000
27	1,008	0,717	0,000

Цель исследований состояла в оценке топливно-экологических показателей дизеля городского автобуса при использовании альтернативных энергоносителей и разработке рекомендаций по их применению их в ближайшей перспективе.

Результаты исследований. Исходными данными для проведения расчетно-экспериментальных исследований по оценке топливно-экологических показателей двигателя при использовании различных альтернативных энергоносителей явились результаты испытаний дизеля 6ЧН 12/14 украинского производства для городского автобуса.

Дизель испытывался при работе на компримированном природном газе (КПГ) по газодизельному циклу с запальной дозой дизельного топлива 15 %, на метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ), на водотопливной эмульсии (ВТЭ), состоящей из дизельного топлива и 10 % по объему воды.

При испытаниях моделировались условия эксплуатации дизеля городского автобуса. В расчетах цена КПГ и дизельного топлива принимались средние по заправочным и газонаполнительным станциям Украины на 1 марта 2008 года. Затраты на воду в расчетах цены ВТЭ не учитывались, так как они во много раз ниже затрат на дизельное топливо. Стоимость 1 кг МЭРМ принималась равной цене дизельного топлива.

Изменение затрат на топливо, возмещение экологического ущерба от вредного воздействия отработавших газов и суммарных топливно-экологических затрат при работе автобусного дизеля на дизельном топливе, водотопливной эмульсии, метиловом эфире рапсового масла и с использованием природного газа по газодизельному циклу приведены в таблице и на рис. 2.

Из приведенных данных видно, что при использовании в двигателе городского автобуса каждое из альтернативных топлив обеспечивает снижение суммарных экономико-экологических затрат.

Представленные результаты получены без изменения регулировок дизелей и без внесения изменений в их конструкцию с целью адаптации к конкретному виду альтернативного топлива. Таким образом, можно предположить, что существуют резервы в повышении топливно-экологических показателей дизелей при использовании каждого из рассмотренных альтернативных топлив.

Результаты проведенных исследований подтвердили высокую эффективность КПГ на автомобильном транспорте [4]. Так, применение КПГ в газодизельном процессе с запальной дозой дизельного топлива 15 % позволяет уменьшить затраты на топливо в эксплуатации на 22,7 %, преимущественно за счет разнице в цене на топливо. Затраты на возмещение экологического ущерба от вредного воздейст-

вия на окружающую среду отработавших газов снижается на 24 %. Основным фактором, позволяющим уменьшить Зэ при использовании КПГ, является существенное снижение выбросов наиболее агрессивного вредного вещества – оксидов азота (NO_x). В сравнении с дизельным процессом в газодизельном процессе снижение NO_x характерно именно на частичных нагрузках, которые наиболее присущи эксплуатационным режимам городского автобуса. Одновременно сокращается и выброс оксида углерода. Положительные качества газодизеля, связанные со снижением твердых частиц в данном случае проявляются менее заметно, так как на частичных режимах выброс сажи невелик. Суммарные экономико-экологические затраты при эксплуатации автобусного дизеля с использованием газового топлива снижаются в сравнении с дизельным топливом на 3,65 грн., т.е. на 25,7 %.

Рис. 2. Изменение затрат на топливо, возмещение экологического ущерба от вредного воздействия отработавших газов и суммарных экономико-экологических затрат, отнесенные к 1 мощности, при работе автобусного дизеля

Применение ВТЭ, состоящей из дизельного топлива и 10 % по объему воды, позволяет снизить суммарные экономико-экологические затраты более, чем на 2%.

Применение МЭРМ в дизелях городских автобусов снижает суммарные экономико-экологические затраты на 1, 5 %.

Мировой опыт применения природного газа в качестве топлива на автотранспорте. В 60 странах мира на природном газе работает более 3,5 млн. автомобилей, пробег на одной заправке достигает 400 км. Мировым лидером является Аргентина (более 1 млн. автомобилей работающих на природном газе). В соответствие с планами Европейской экономической комиссии ООН до 2020 года 23,5 млн. автомобилей или приблизительно десятая часть европейского парка машин будет работать на природном газе, главным образом это городские автобусы, микроавтобусы, легковые автомобили, находящиеся в индивидуальном пользовании. Ежегодное потребление природного газа таким количеством машин составит почти 47 млрд.м^3. В Германии перевод автомобилей на использование природного газа является одним из приоритетных направлений энергетического развития и экологической безопасности. К 2010 году количество автомобилей, работающих на природном газе, должно вырасти до 1 млн., к 2020 – до 6,5 млн. и составит более 30% от всего автопарка. Во Франции введен запрет на использование углеводородных топлив (кроме природного газа) на муници-

пальных автобусах и мусороуборочных автомобилях. В Италии_введен запрет на строительство АЗС без блока заправки природным газом.

Заключение

1. Каждое из исследованных альтернативных топлив позволяют улучшить топливно-экологические показатели дизеля городского автобуса.

2. Наиболее высокая топливно-экологическая эффективность в эксплуатации обеспечивается при использовании в качестве топлива для дизеля городского автобуса компримированного природного газа. В качестве силовой установки для городского автобуса целесообразно применение газового двигателя.

3. Внедрение на городском автотранспорте газовых двигателей, работающих на природном газе, позволяет:

– обеспечить существенный вклад в проблему ресурсосбережения за счет снижения потребления дефицитных нефтяных моторных топлив;

– обеспечить значительный экономический эффект в результате снижения затрат на топливо и на возмещение экологического ущерба.

Список литературы:

1. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 2. Парсаданов И.В., Кунах Е.А. Топливно-экологическая оценка дизеля городского автобуса с учетом условий эксплуатации. Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – №2. 3. Парсаданов И. В., Кричковская Л. В., Грицаенко И. В. Комплексная оценка экономико-экологических затрат при эксплуатации ДВС на разных территориях // Сборник научных статей XIV Международной научно-практической конференции. Том 1. – 2006. – С. 140 – 143. 4. Канило П.М., Костенко К.В., Сарапина М.В. Эколого-экономический анализ эффективности использования газообразных энергоносителей на автомобильном транспорте // Автомоб. транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 21. – С. 98 – 107.

УДК. 629.113

Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук, У.А. Абдулгазис, д-р техн. наук

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ЦИКЛА Н-ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ

Состояние проблемы.

Поиск альтернативных вариантов энергообеспечения транспорта ведется в различных направлениях. Наиболее перспективно использование в качестве энергоносителя водорода, ресурсы которого практически неисчерпаемы. Наиболее продвинутым выглядит вариант с топливными элементами, реализованный в моделях Honda-FCX и DM HyWire [2,3], в которых водород помещается в специальные сверхпрочные баллоны объемом 150 – 160 дм^3 под давлением 35 МПа. Масса H_2 при этом составляет всего 4,5–4,9 кг (570 МДж), способных обеспечить лишь 400-450 км пробега. Также проблематична перспектива широко пропагандируемых биотоплив, являющихся теми же углеводородами с присущими им проблемами и требующих существенной реструктуризации агросектора, и так с трудом справляющегося с насущными запросами жизнеобеспечения.

Пути решения проблемы

Одним из перспективных путей решения проблемы может стать использование ряда гидридов

металлов. Наиболее интересен в этом отношении гидрид алюминия (AlH_3), в условном объеме которого (150 дм^3) содержится 22,2 кг водорода с энергопотенцией около 2665 МДж [1]. Наибольший энерговыход получается при гидролизе AlH_3. При этом из его первоначального объема в 150 дм^3 AlH_3 можно получить уже 44,4 кг газообразного H_2 с энергопотенцией 5370 МДж, что выше таковой для 150 дм^3 бензина (5060 МДж). Кроме этого при гидролизе выделяется значи- тельное количество тепловой энергии (16,0–18,0 МДж/кг AlH_3, или около 3700 МДж в варианте 150 дм^3 AlH_3). Таким образом, полный энергопотенциал AlH_3 может достигать 9000 МДж, что в 1,8 раза выше адекватного по объему бензина или в 15,8 раза выше,

чем в случае сжатого до 35 МПа водорода [4].

В работе [5] рассмотрен КонцептДВС с использованием AlH_3 (Н-Дизеля), в который перед адиабатным сжатием введен гидролиз AlH_3, дающим высокую температуру (~3600^{0}К) и давление 9,0 МПа. Столь высокие температура и давление уже в начале термодинамического цикла не могут быть приемлемы ни с технологической, ни с технической точек зрения. Сбалансировать в этом случае параметрические характеристики цикла Н-Дизеля с максимальным приближением их к реальному циклу Дизеля возможно путем введения на гидролиз добавочной воды. Это позволяет существенно снизить температуру парогазовой фазы до приемлемых 600-800^{0}К и повысить ее теплосодержание. В этом случае на стадию адиабатного сжатия поступает оптимально нагретая паро-водородная смесь под приемлемым давлением.

Задачи исследований

В задачу исследований входило определение термодинамических характеристик цикла, которые, как и в обычных циклах ДВС, определяются начальной температурой, степенью сжатия (ε), показателем адиабаты (k) и степенью предварительного расширения в процессе сгорания водорода. Также оценивалась зависимость рассчитанных значений параметров (температуры и давления), термического КПД (η), и совершаемой работы (А) от квоты добавочной воды, степени сжатия, степени регенерации теплоты и энергетического баланса цикла. Последний складывался из теплоты гидролиза ($q_1^{'}$), парциально приходящейся на парогазовую фазу и теплоты сгорания ($q_1^{''}$) водорода в камере сгорания двигателя (варианты 1-11 табл. 1 и 2).

Таблица 1. Результаты расчетных исследований. Варианты 1-12

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$H_2O_д$	**0,0**	**1,0**	**2,0**	**3,0**	**4,0**	**2,0**	**3,0**	**4,0**	**3,0**	**4,0**	**5,0**	**-**
$q_{гидр.}$	1958	1958	1958	1958	1958	1958	1958	1958	1958	19578	1958	-
q_1^1	**1104**	**1785**	**1861**	**1892**	**1908**	**1861**	**1892**	**1908**	**1892**	**1908**	**1919**	-
q_1^2	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	**3042**	-
q_1	**4146**	**4827**	**4903**	**4934**	**4950**	**4903**	**4934**	**4950**	**4934**	**4950**	**4961**	**5083**
ε	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	10,0	10,0	10,0	15,0	15,0	15	17
t_2	3591	1207	844,1	689,5	604,7	844,1	689,5	604,7	689,5	604,7	549,3	298
t_3	5723	1859	1328	1099	971,7	1569	1313	1170	1444	1287	1180	850
t_4	7258	263	1842	1486	1282	2069	1691	1471	1817	1585	1431	2234
t_5	5536	1878	1276	1008	855,9	1145	910,6	778,6	853,8	730,9	650,8	1086
p_2	1,205	0,405	0,283	0,23	0,203	0,283	0,23	0,203	0,23	0,203	0,184	0,1
p_3	9,602	3,12	2,226	1,83	1,631	5,26	4,38	3,918	7,225	6,481	5,929	4,85
p_4	9,602	3,12	2,226	1,83	1,631	5,26	4,38	3,918	7,225	6,481	5,929	4,85
p_5	2,033	0,631	0,435	0,336	0,287	0,484	0,30	0,26	0,286	0,245	0,218	0,365
η	**0.330**	**0.606**	**0,624**	**0,633**	**0,640**	**0.742**	**0.750**	**0.754**	**0,816**	**0,823**	**0,830**	**0,580**
A	**1368**	**2925**	**3059**	**3123**	**3168**	**3638**	**3700**	**3732**	**4026**	**4074**	**4117**	**2948**
q_2	**2777**	**1903**	**1847**	**1809**	**1781**	**1263**	**1235**	**1217**	**909**	**875,2**	**845**	**1983**

В таблице 1 и 2 даны:

Н2Од - добавочная вода на гидролиз (г); q гидр. – количество генерируемой при гидролизе теплоты (Дж); q_1^1 - теплота гидролиза, вводимая в цилиндр перед адиабатным сжатием; q_1^2 – количество теплоты, введенное за счет сгорании H_2 в камере сгорания; q_1 - суммарная теплота, введенная в процесс; ε - степень сжатия паро-водородной фазы; t_2 - температура паро-водородной фазы перед адиабатным сжатием (^{0}К); t_3 - температура после адиабатного сжатия (^{0}К); t_4 – тем- пература в конце сгорания (^{0}К); t_5 – температура паро-газовой фазы в конце адиабатного расширения (^{0}К); p_2 - давление перед адиабатным сжатием (МПа); p_3 – давление в конце сжатия (МПа); p_4 - давление в конце сгорания (МПа); p_5 - давление паро-газовой фазы в конце адиабатного расширения (МПа); η – термический КПД; А – совершаемая работа; q_2 – выводимая из цикла теплота.

Из таблицы и рис. 1 и 2 видно, что по мере увеличения добавочной воды количество вводимой в цикл теплоты q_1^1 возрастает. При этом снижаются температура и давление. Причем, в начале адиабатного сжатия (жирная линия на рис.1) и процесса сгорания (жирный пунктир) t_2 остается несколько выше, чем для традиционного Дизеля (вариант 12 на рис.1) за счет теплоты гидролиза, стабилизируясь для квоты добавочной воды в пределах 3-5 г на цикл. В конце адиабатного сжатия t_3 выше, а в конце сгорания значительно ниже, чем у Дизеля. При этом видно закономерное увеличение температуры от ε (пунктир 1 для конца адиабатного сжатия и пунктир 2 для конца изобарного горения).

Несколько иная зависимость прослеживается для давления. При ε = 5 оно значительно ниже такового для традиционного цикла, а для ε =15 - существенно выше. Также четко прослеживается понижение давления по мере увеличения количества добавочной воды и заметно повышается в зависимости от степени сжатия (пунктир 3). Для КПД характерно устойчивое возрастание, как при увеличении квоты добавочной воды, так и, более четко, - от степени сжатия.

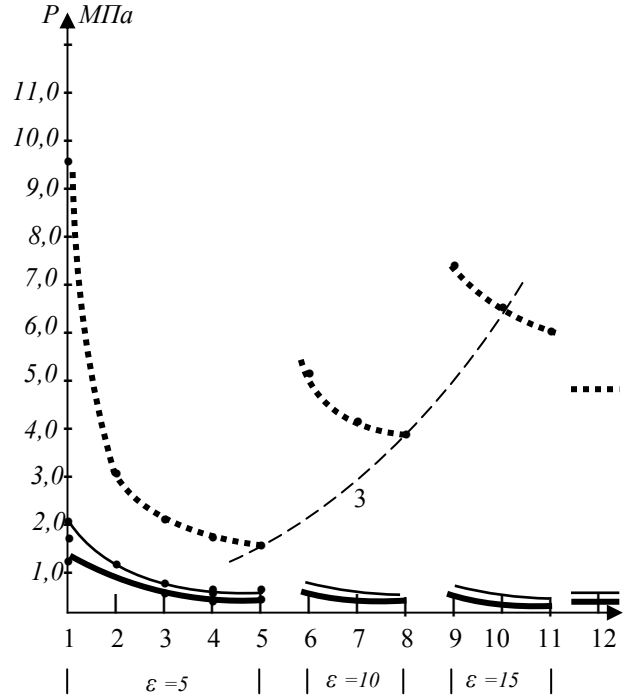


Рис. 2. Зависимость давления от количества добавочной воды и ε в цикле Н-Дизеля

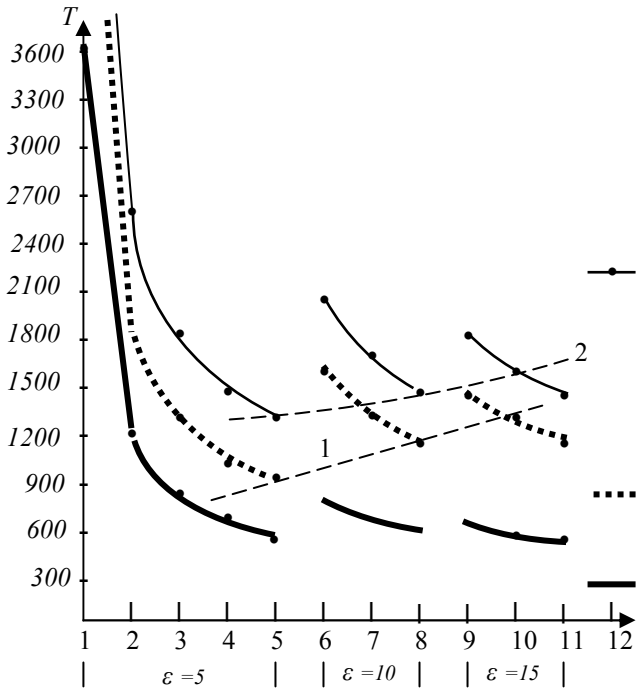


Рис. 1. Зависимость температуры от количества добавочной воды и ε в цикле Н-Дизеля

Таблица 2. Результаты расчетных исследований. Варианты 13-18

	13	14	16	17	18
H_2O	**2,0**	**2,0**	**3,0**	**3,0**	**3,0**
$q_г$	1958	1958	1958	1958	1958
$q_{рег}$	**1500**	**2000**	**1500**	**2000**	**2500**
q_1^1	3287	3751	3339	3816	4297
q_1^2	3042	3042	3042	3042	3042
q_1	**6329**	**6793**	**6381**	**6858**	**7339**
ε	10	10	10	10	10
t_2	1440	1672	1034	1207	1380
t_3	2477	2836	1856	2130	2377
t_4	2623	2985	2010	2291	2543
t_5	1548	1784	1147	1324	1504
p_2	0,60	0,70	6,4	6,9	8,5
p_3	10,4	11,8	11,4	12,2	14,6
p_4	10,4	11,8	11,4	12,2	14,6
p_5	0,63	0,745	0,71	0,76	0,93
η_t	**0.715**	**0,786**	**0,732**	**0,787**	**0,826**
A	**4525**	**5340**	**4671**	**5397**	**6062**
q_2	**1803**	**1524**	**1712**	**1460**	**1274**

Таким образом, можно определить наиболее комфортные для работы Н-Дизеля диапазоны изменения основных исходных показателей. Это - квота добавочной воды в количестве 3-4 г на цикл и степень сжатия 10-15 . Для оптимизированных исходных показателей проведена серия расчетов по характеру влияния степени регенерации теплоты на основные параметры и конечные показатели цикла (табл. 2), отраженные на рис. 3 и 4. Из графиков видно, что регенерация теплоты особенно заметно влияет на снижение количества выводимой из цикла теплоты. Это приводит к существенному увеличению термического КПД цикла (варианты 13-18). При этом также возрастают значения температуры и, особенно, давления (рис. 3, вариант 12). Их оптимизация возможна за счет снижения квоты подаваемого в процесс AlH3 до уровня обеспечения количества совершаемой работы за цикл, аналогичной традиционному Дизелю.

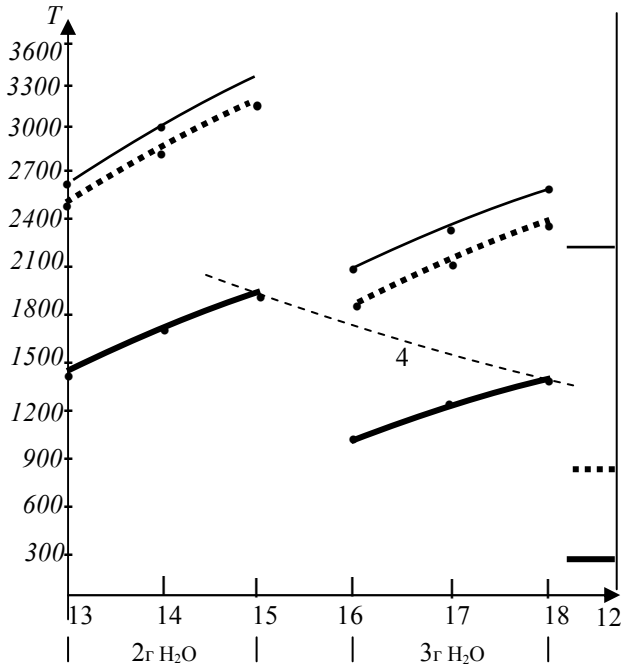


Рис. 3. Зависимость температуры от степени регенерации теплоты в цикле Н-Дизеля

Графическое отражение соотношений между основными характеристиками цикла Н-Дизеля (рис.4), показывают четко выраженное возрастание термического КПД и количества работы от увеличения степени сжатия, количества подаваемой на гидролиз добавочной воды и степени регенерации теплоты. При этом значения КПД в объеме и диапазоне проведенных расчетов могут достигать значений 0,8-0,83, что в идеале близко к термическому КПД регенеративного цикла Карно. Подобное допущение определяется особенностью цикла Н-Дизеля, связанной с резким доминированием паров воды в рабочем теле и возможностью ее конденсации в жидкую фазу. Последняя в теплообменнике поглощает часть выводимой теплоты и затем вновь направляется на гидролиз, циркулируя по замкнутой схеме и обеспечивая, тем самым, регенерацию теплоты. Отходящими продуктами при этом, что весьма важно, будут остаточная паровая фаза и азот – экологически безвредные вещества.

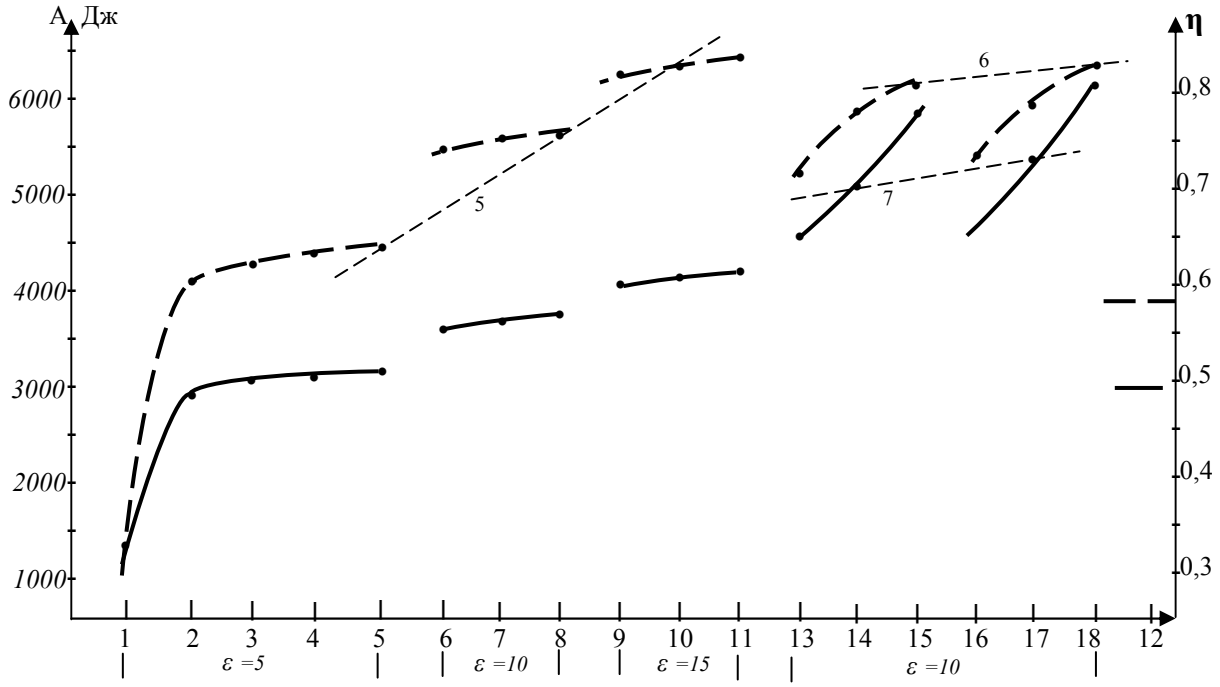


Рис. 4. Зависимость термического КПД η и количества работы А цикла от степени сжатия ε, количества добавочной воды и степени регенерации теплоты $q_{рег}$ в цикле Н-Дизеля

Выводы и рекомендации

Следующий этапом исследований должно стать определение наиболее оптимальных соотношений основных термодинамических характеристик и параметров в рамках идеального цикла Н-Дизеля. На основании определения наиболее оптимальных вариантов работы цикла, можно начать исследования и расчеты основных конструкционных узлов и поиск компоновочной схемы Н-Дизеля.

Параллельно описанной выше схеме развития работ необходимы дополнительные исследования возможности расширения перечня перспективных металлогидридов, особенно на основе композиции гидридов Al, Na и Si, а также технологических схем их производства. Решение этой проблемы позволит получить наряду с регенерируемым после гтдролиза Al2O3, практически неограниченную сырьевую базу для многотоннажного производства металлогидридных энергоносителей, поскольку исходным сырьем для получения подобных комплексных металогидридов будут весьма широко распространенные магматические породы щелочного ряда.

Список литературы:

1. Гамбург Д.Ю., Семенов В.П., Дубовкин Н.Ф., Смирнова Л.Н. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение. // Справочник. Москва. Изд-во Химия.- 1989. - 672 с. 2.Фомин А. Водородный фундамент. // Ж. За рулем. 2004. № 1.- С. 64 – 67. 3. Орлов Д. Теплота спасет мир. // Вокруг Света. - - 2003. № 2. - С. 67 –73. 4. Подзноев Г.П. Абдулгазис У.А. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта.. // Двигатели внутреннего сгорания.- Харьков: НТУ ХПИ.- 2004 г.- С. 32-36. 5. Подзноев Г. П., Абдулгазис У.А. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя. // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: НТУ «ХПИ».- 2007. № 1. -С. 87-91.

УДК 621.436

Р.А. Варбанец, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЗАДАЧАХ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Введение

Задача повышения эффективности эксплуатации судовой дизельной энергетической установки (СДЭУ) с каждым годом приобретает все большую актуальность. В первую очередь это обусловлено ограничениями норм выбросов в атмосферу окислов серы и азота с отработавшими газами. Приложение VI Конвенции МАРПОЛ 73/78, в котором указаны нормы выбросов NO и SO [1] имеет силу закона с 19 мая 2005 года. Кроме того к внедрению мероприятий по повышению эффективности эксплуатации СДЭУ стимулирует резкое повышение мировых цен на все виды жидкого топлива, которое произошло с 2007 года. Такими мероприятиями являются: повышение эффективности рабочего цикла и улучшение качества сгорания топлива; своевременное и оперативное устранение возникающих в эксплуатации дефектов топливной аппаратуры и механизма газораспределения; обеспечение равномерности работы цилиндров [2].

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Из практики эксплуатации СДЭУ известно, что прогрессирующие дефекты топливной аппаратуры отдельных цилиндров приводят к увеличению разницы индикаторных цилиндровых мощностей. Вследствие разницы цилиндровых мощностей возникает разбаланс механических и тепловых нагрузок между цилиндрами двигателя. Для того чтобы не допустить аварии одного, слишком нагруженного цилиндра, вынужденно снижают мощность всего двигателя. Как следствие,- увеличивается удельный эффективный расход топлива [г/кВт*ч]. Разбаланс мощностей по цилиндрам увеличивает вибрацию двигателя. Как показано в [3], причиной повышенной вибрации всего двигателя и особенно газотурбонагнетателя, может быть именно значительное различие индикаторных цилиндровых мощностей двигателя. В данном случае, увеличивающаяся вибрация корпуса двигателя и в особенности ГТД, ограничивала эксплуатационную мощность на уровне до 60% от номинальной.

Современные судовые дизели, отвечающие высоким экономическим и экологическим требованиям, рассчитаны на работу в условиях повышенной механической и тепловой напряженности. В этом случае параметрическая диагностика рабочего процесса, включая контроль качества топливоподачи и сгорания топлива в цилиндрах, является особенно актуальной.

Статья подготовлена по результатам научно-исследовательской работы «Розробка теоретичної бази системи моніторингу і діагностики робочого процесу суднових дизелів» (Державний реєстраційний номер 0106 U 001268) согласно плана Министерства образования и науки Украины в 2006 году.

Постановка задачи исследования

При проведении параметрической диагностики рабочего процесса необходимо решать задачу сопоставления данных реального рабочего процесса и результатов математического моделирования. Так можно осуществить качественный анализ эффективности работы цилиндра и оценить резервы его нагрузки.

При наличии данных мониторинга рабочего цилиндра модель рабочего процесса в нем может быть построена с большей точностью. Полученная математическая модель, в дальнейшем может быть использована для анализа и повышения эффективности рабочего процесса. Для решения этой задачи предлагается использовать метод нелинейной *n*-параметрической оптимизации.

Решение задачи определения коэффициентов математической модели рабочего процесса

Разработанная на кафедре СЭУ и ТЭ ОНМУ математическая модель рабочего процесса базируется на 1-м законе термодинамики:

$$dQx = dU + pdV + dQw,$$

где dQx - теплота выделенная при сгорании топлива, расходуется на совершение работы газа pdV, изменяет его внутреннюю энергию dU и передается в стенки цилиндра dQw.

При моделировании рабочего процесса используется на выбор один из методов оценки тепловыделения в цилиндре: метод И.И. Вибе [4] или трехфазная модель тепловыделения В.С. Семенова - В.И. Квятковского [5]. В процессе решения задачи синхронизации данных [6,9], а также для определения коэффициентов моделировании данных мониторинга предлагается использовать метод нелинейной безградиентной оптимизации Powell'64 [7], позволяющий уточнять значения коэффициентов n-мерной нелинейной функции.

Эмпирическая зависимость скорости тепловыделения И.И.Вибе выглядит следующим образом:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6.908\frac{m+1}{\varphi_Z}\left(\frac{\varphi-\varphi_{Pc'}}{\varphi_Z}\right)^m \times \exp\left[-6.908\left(\frac{\varphi-\varphi_{Pc'}}{\varphi_Z}\right)^{m+1}\right],$$

где m - показатель характера сгорания;

$\varphi_{Pc'}$ - угол начала сгорания топлива;

φ_Z - продолжительность тепловыделения (интервал угла поворота коленчатого вала на котором сгорает 98.9% впрыснутого топлива).

Расчет рабочего процесса с использованием формулы И.И.Вибе обеспечивает достоверность лишь при точной оценке показателя характера сгорания m и продолжительности тепловыделения φ_Z. Расчет тепловыделения осуществляется без учета количества топлива впрыснутого за период задержки воспламенения и продолжительности впрыскивания.

Определение m и φ_Z для конкретного рабочего процесса удобно производить имея запись этого процесса в координатах $P(\varphi)$ с шагом дискретизации $\Delta\varphi$ =0,5º ПКВ [2,3,8]. В этом случае с помощью безградиентного метода оптимизации Powell'64, минимизируется функционал

$$Z = \sum\left[\frac{P_J - P(\varphi_J, m, \varphi_Z)}{P_J}\right]^2 \Rightarrow \min$$

Другими словами, используя устойчивый алгоритм минимизации нелинейной функции, подбираются значения m и φ_Z так, чтобы добиться максимального совпадения расчетной и реальной диаграмм $P(\varphi)$.

Расчетная диаграмма $P(\varphi)$, базирующаяся на 1-м законе термодинамики, получается из решения системы уравнений:

$$\begin{cases} P_{J+1} = \frac{q_Ц Q_H \Delta x + M_J c_{VJ} T_J - 500 P_J (V_{J+1} - V_J) - \Delta Qw}{0,5(V_{J+1} - V_J) + c_{VJ+1} V_{J+1} / R} 10^{-3} \\ T_{J+1} = \frac{P_{J+1} V_{J+1}}{R M_{J+1}} \\ \Delta x = 0.5\left[\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_J + \left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{J+1}\right]\Delta\varphi \end{cases}$$

где P_{J+1}, T_{J+1} - давление и температура в J+1 точке; Δx - доля теплоты, выделившейся на расчетном уча-

стке; $q_Ц, Q_H$ - цикловая подача топлива и низшая теплота его сгорания; M_J, c_{Vj} - число молей и теплоемкость газа в цилиндре на расчетном участке; V_J, V_{J+1} - объемы цилиндра в начале и в конце расчетного участка; ΔQw - потеря теплоты в стенки цилиндра; R =8.31(44) Дж/(моль·К) - универсальная газовая постоянная (постоянная Менделеева);

Необходимо отметить, что при расчете изохорных теплоемкостей Cv_J, Cv_{J+1}, в отличие от принятой ранее [5] однопараметрической линейной зависимости $Cv' = f(T)$, использовалась более точная методика, базирующаяся на зависимости теплоемкости не только от температуры, но и от давления [10]:

$$Cv' = f(T, P)$$

Согласно [10], учет давления при расчете изохорной теплоемкости воздуха актуален в зоне низких и средних температур (до 800К). Именно в этом температурном диапазоне происходит процесс сжатия в цилиндре. Таким образом, при расчете процесса сжатия переход на боле сложную зависимость $Cv' = f(T, P)$ позволяет уточнить расчет рабочего цикла перед началом сгорания и получить более корректную модель рабочего процесса в целом. Для процесса сжатия, где различие в методах расчета максимально, процентная погрешность в определении Cv смеси воздуха и продуктов сгорания может быть определена по формуле:

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

где α - коэффициент избытка воздуха; γ_r - коэффициент остаточных газов; Cv'' - теплоемкость продуктов сгорания.

В диапазоне температур и давлений процесса сжатия $\Delta Ccм$ = 7..10%.

Альтернативой метода И.И.Вибе является метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского, в котором используется трехфазная модель тепловыделения в цилиндре [5]. Указанные выше параметры m и φ_Z включены в расчетные уравнения. Метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского базируется на предположении о том, что наиболее общим видом кривой тепловыделения является кривая с тремя (в частных случаях с двумя или с одним) максимумами. Такой закон промоделирован авторами с помощью нагрузочных критериев, которые непосредственно связаны с массами топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения и за весь процесс впрыска топлива. Относительная скорость тепловыделения представляется зависимостью:

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

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - смещения максимумов скорости тепловыделения на каждой из трех фаз; A_1, A_2, A_3 - коэффициенты, рассчитываются через нагрузочные критерии:

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

$$A_2 = \frac{0,01}{П_н} П_{H2}^{0,5} \varphi_2;$$

$$A_3 = \frac{0,01}{П_н} П_{H3}^{0,5} \varphi_3;$$

В случае применения метода В.С.Семенова - В.И.Квятковского можно произвести более точное моделирование рабочего процесса и оценку индикаторных показателей цилиндра. В этом случае безградиентный метод оптимизации Powell'64 используется для уточнения нагрузочных критериев $П_H, П_{H1}, П_{H2}, П_{H3}$. Начальные значения нагрузочных критериев рассчитываются согласно [5]:

$$П_H = \frac{q_ц}{\rho_S V_a};$$

$$П_{H1} = П_H \frac{q_\tau}{q_Ц};$$

$$П_{H2} = \frac{q_2}{\rho_S V_a};$$

$$П_{H3} = \frac{q_3}{\rho_S V_a};$$

где ρ_S - плотность надувочного воздуха; V_A - объем цилиндра в начале сжатия; q_τ - масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения τ_i; q_2, q_3 - массы топлива, сгоревшие на второй и третьей фазе процесса сгорания.

Для оценки большинства из приведенных величин существуют эмпирические зависимости, причем все они достаточно сильно отличаются у разных авторов [4,5]. Например, при расчете тепловыделения по методу В.С. Семенова - В.И. Квятковского, логично период задержки самовоспламенения также оценивать по формуле В.С. Семенова, поскольку этот метод проектировался с ее использованием:

$$\tau_i = \frac{103}{(c_m P_{ВП})^{0,635} T_{ВП}{}^{0,294}};$$

$$\varphi_{\tau_i} = 6n\tau_i.$$

где $c_m = Sn/30$ - средняя скорость поршня; S, n - ход поршня [м] и частота вращения коленчатого вала [мин$^{-1}$]; $P_{ВП}, T_{ВП}$ - давление и температура в цилиндре в момент впрыска топлива.

Кроме формулы В.С.Семенова существуют ряд эмпирических зависимостей для определения τ_i: формулы Н.В. Иноземцева, А.И. Толстова, А. Пишингера и др.[4,5]. Все эти зависимости выведены авторами на базе анализа экспериментальных данных конкретных типов ДВС.

В данном случае имеет смысл использовать каждую эмпирическую формулу для оценки начального значения величины τ_i в методе n-параметрической оптимизации нелинейного функционала. Имея экспериментально полученную зависимость $P(\varphi)$ можно добиться максимального совпадения с ней n-параметрической модели в результате минимизации функционала от нескольких переменных, например:

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_J, \Pi_{H1}, \Pi_{H1}, \Pi_{H1}, \tau_i}{P_J} \right]^2 \Rightarrow \min$$

Поскольку метод нелинейной оптимизации Powell'64 теоретически не имеет ограничений на количество переменных минимизируемого функционала, можно уточнять сразу несколько параметров. Важным условием качественного моделирования является удачный подбор начальных значений, для чего можно воспользоваться всеми приведенными выше эмпирическими зависимостями. Необходимо учитывать то, что метод Powell'64 – безградиентный, т.е. не использует частные производные по искомым величинам, что замедляет поиск по сравнению с градиентными методами (например, методом наискорейшего спуска). Время работы метода возрастает при увеличении количества оптимизируемых параметров, при уменьшении требуемой точности поиска минимума функционала и при задании неточных начальных значений искомых величин коэффициентов модели.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

1. Коэффициенты математической модели рабочего процесса могут быть рассчитаны с помощью методов нелинейного программирования, что позволит повысить точность моделирования.

2. В качестве дальнейших исследований, целесообразно определить области использования различных методов расчета тепловыделения в цилиндре. Очевидно, что метод профессора В.С.Семенова, как более совершенный и сложный в реализации, должен давать более реалистичную модель рабочего процесса. Однако, возможные неточности в расчете большего количества эмпирических коэффициентов могут испортить качество моделирования. Метод оценки тепловыделения И.И. Вибе, в основном зависящий от точности задания двух параметров m и φ_Z, вероятно может давать более устойчивые результаты моделирования для некоторых типов ДВС, что и целесообразно оценить в дальнейшем.

Список литературы:

1. Приложение VI к МАРПОЛ 73/78. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов / ЦНИИМФ: СПб, 2004.-80 с. 2. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судових дизелей // Судоходство.-2004.-№6.-С.24-27. 3. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. Система разделенного мониторинга D3.2H, определение параметров рабочего процесса СДВС МАК М25 // Збірник наукових праць. Вип.1(7),- Севастоопль: Севастопольський ВМІ ім..П.С.Нахімова, 2005.- С. 145 – 153. 4.Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: Машгиз, 1962. - 272 с. 5. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С.Семенов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с. 6. Варбанец Р.А. Синхронизация данных при индицировании СДВС // Збірник наукових праць. Вип..2(8), - Севастополь:СевастопольскийВМІ ім..П.С.Нахімова, 2005. – С.255-258. 7. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives. Powell M.J.D., Computer J.,1964, №7, p.155. 8. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Харків: ХАІ. 2006. - №8(34). – с 144-148. 9. Варбанец Р.А., Морозов А.И., Михайлов Д.Ю. Определение фазы начала сгорания топлива в задачах математического моделирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. - №2(49). – С.65-72. 10. Варбанец Р.А. Уточнение формулы средней теплоемкости газов в расчете рабочего процесса дизеля с учетом динамики тепловыделения // Вісник Одеського державного морського університету2006.-№20 –с. 173-179 .

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, Т.П. Белоусова, инж.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ХАРАКТЕР ПРОТЕКАНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Актуальность проблемы

Стремительный рост цен на нефть, произошедший за несколько последних лет, усилил интерес к проблеме поиска альтернативных топлив для ДВС.

Как один из альтернативных вариантов решения проблемы расширения топливной базы поршневых ДВС, в настоящее время рассматривается возможность использования в качестве моторного топлива углей различных сортов и суспензии на их основе.

Комплексный подход к решению проблемы требует разработки новых методов прямого сжигания твердых топлив в поршневых двигателях, которые бы позволяли реализовать в них наиболее эффективные термодинамические циклы. К числу таких методов можно отнести слоевое сжигание твердых топлив с принудительной управляемой продувкой слоя. Исследование различных факторов, влияющих на рабочий процесс твердотопливных поршневых двигателей (ТТПД) со слоевым сжиганием топлива, позволит на практике реализовать в них наиболее рациональные термодинамические циклы. К числу неисследованных факторов относится влияние на основные параметры рабочего процесса двигателя степени сжатия заряда в рабочем цилиндре. Исследованию этого вопроса и посвящена данная статья.

Анализ литературных источников

Современная теория ДВС говорит о том, что повышение степени сжатия приводит к возрастанию термического КПД цикла. В бензиновых двигателях максимальное значение степени сжатия, как правило, ограничено детонационной стойкостью топлива, в дизелях ростом механических потерь, связанных с увеличением нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма [1]. Особенности конструкции ТТПД позволяют предположить, что для данного

класса двигателей влияние степени сжатия на параметры рабочего процесса будет более сложным [2, 3]. В отличие от классических ДВС заряд распределяется по нескольким объемам рабочего пространства, условия тепло- и массообмена в которых сильно отличаются. Основные особенности протекания термодинамического цикла ТТПД состоят в следующем:

- при сжатии часть заряда забрасывается в топочную камеру, что приводит к непродуктивному выгоранию топлива и подводу теплоты уже на линии сжатия [2];
- подвод теплоты осуществляется путем продувки слоя топлива в условиях изменяющейся плотности заряда поступающего в слой;
- в процессе сжатия возможно охлаждение заряда, например распыливанием водяного аэрозоля при подаче воздуха в рабочий цилиндр [2];
- в двигателях данного типа возможен управляемый подвод теплоты.

Эти и другие факторы и определяют характер протекания термодинамического цикла ТТПД в зависимости от степени сжатия заряда в рабочем пространстве двигателя.

Решение проблемы

Для анализа влияния степени сжатия на характер протекания термодинамического цикла ТТПД была использована математическая модель рабочего процесса с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС. Целью исследования являлось изучение влияния степени сжатия на индикаторные показателей рабочего процесса. В качестве объекта моделирования был выбран ТТПД на базе малоразмерного высокооборотного четырехтактного дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-144), частота вращения которого была принята равной 1500 мин$^{-1}$.

Выполненный ранее анализ влияния начала и продолжительности продувки на эффективность рабочего процесса показал, что для рассматриваемого случая оптимальный момент начала продувки лежит в диапазоне -25…-21° до ВМТ, оптимальная продолжительность продувки 85…115°. Закон перемещения вытеснителя принимался линейным. При исследовании влияния степени сжатия на основные параметры рабочего процесса ТТПД, изменение степени сжатия моделировалось в диапазоне от 6 до 22 с шагом 1. Каждый случай рассматривался в двух вариантах с охлаждением заряда в процессе сжатия и без охлаждения, при этом уточнялись оптимальные углы начала и окончания продувки. В качестве критерия оптимизации использовалась максимальная эффективность рабочего процесса. Для всех рассмотренных случаев размеры топочной камеры и параметры засыпки слоя оставались постоянными.

Варьирование размеров топочной камеры ограничено, с одной стороны, площадью контакта с охлаждаемым корпусом реактора, что приведет к неоправданным тепловым потерям, с другой стороны ограничениями по высоте слоя топлива в реакторе. Последнее ограничение обусловлено формированием по высоте реактора определенных зон, химизм протекания реакций в которых различен. Для наибольшей полноты сгорания твердого топлива необходимо, чтобы в реакторе была сведена к минимуму восстановительная зона, в которой происходят реакции восстановления продуктов полного сгорания, образуемых в окислительной зоне реактора. Таким образом, существует ограничение по высоте слоя топлива, находящегося в реакторе. До получения уточненных сведений об особенностях слоевого сжигания топлив в ТТПД следует исходить из рекомендаций, приведенных в литературе [4], ограничивая высоту слоя не более чем 3…5 см. Основные характеристики реактора и засыпки, принятые при моделировании, приведены в таблице 1. Методика расчета параметров засыпки дана в работе [3].

Таблица 1. Основные характеристики реактора и засыпки

Параметр	**Знач.**
Средний диаметр частиц в верхнем слое $d_{1ср}$, см	0,512
Зольность топлива, %	15
Диаметр реактора D, см	3,00
Высота реактора L, см	4,00
Плотность твердого топлива	1,35
Диаметр частиц, проходящих через колосниковое полотно $d_{пср}$, см	0,272
Коэф. убывания диаметра частиц	0,936
Количество слоев	9,505
Количество частиц в реакторе, шт.	527,1
Объем частиц в реакторе, см^3	16,32
Площадь частиц в реакторе, см^2	221,84
Коэффициент засыпки реактора	0,58
Площадь просвета, см^2	1,52
Коэффициент перекрытия слоев	1,14
Масса топлива в слое, кг	0,022
Кол-во циклов до выгорания засыпки	854,03

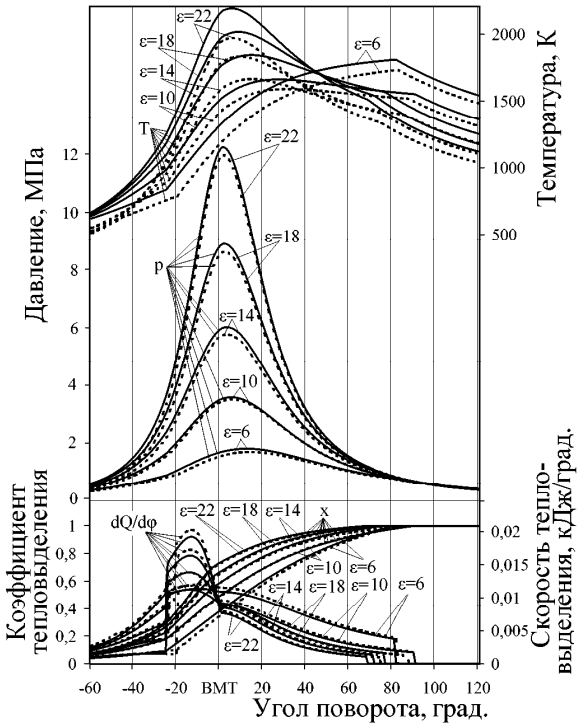


Рис. 1. Расчетные графические зависимости изменения давления, температуры, скорости и коэффициента тепловыделения в рабочем цилиндре ТТПД

Расчетные графические зависимости изменения давления, температуры, скорости и коэффициента тепловыделения в рабочем цилиндре ТТПД для степеней сжатия 6, 10, 14, 18, 22 представлены на рис. 1. На рис. 2 показано изменение основных показателей рабочего процесса как функция степени сжатия. На всех рисунках случай с охлаждением заряда показан пунктирной линией.

Как видно из рис. 2, индикаторный КПД цикла (η_i) с увеличением степени сжатия (ε) возрастает, а индикаторный расход топлива (g_i) снижается. Данные зависимости не линейны и имеют вид, характерный для других типов поршневых двигателей.

Следует отметить две тенденции:

- увеличение ε сначала приводит к интенсивному росту индикаторного КПД, затем этот рост значительно замедляется. Так, для цикла без охлаждения заряда, при увеличении ε с 6 до 12, η_i возрос на 29,14%, в то время как при увеличении ε с 12 до 18 отмечается возрастание η_i всего на 7,9 %.

- с увеличением степени сжатия охлаждение заряда приводит к более значительному росту η_i. Если при ε = 6 охлаждение заряда ведет к возрастанию η_i всего на 0,65 %, то при ε = 22 η_i повышается на 4,6 %. При этом практически линейно возрастает угол окончания испарения ($\varphi_{исп.}$) [2] и объем воды, необходимой на охлаждение заряда ($V_{вод.}$).

Несколько не традиционный для классических ДВС вид имеет график изменения максимальной температуры цикла (T_z). Максимальная температура с увеличением ε сначала снижается (для рассматриваемого случая до ε = 9), а затем снова начинает возрастать. Данное явление объясняется тем, что в ТТПД с увеличением ε значительно изменяются условия подвода теплоты при продувке слоя. При небольших значениях ε плотность заряда, поступающего в слой в течение продувки, изменяется очень не значительно, поэтому выделение теплоты и рост температуры практически пропорционален перемещению вытеснителя. Это хорошо видно из графиков

тепловыделения на рис. 1. Коэффициент тепловыделения (x) возрастает, практически линейно повторяя закон перемещения вытеснителя. При этом максимум температуры совпадает с углом конца продувки слоя ($\varphi_{к\ прод.}$) (см. рис. 1). Таким образом, углы достижения максимального значения температуры и давления (соответственно $\varphi_{T_{max}}$ и $\varphi_{p_{max}}$), сдвигаются на линию расширения, что снижает эффективность рабочего процесса и повышает теплонапряженность деталей двигателя.

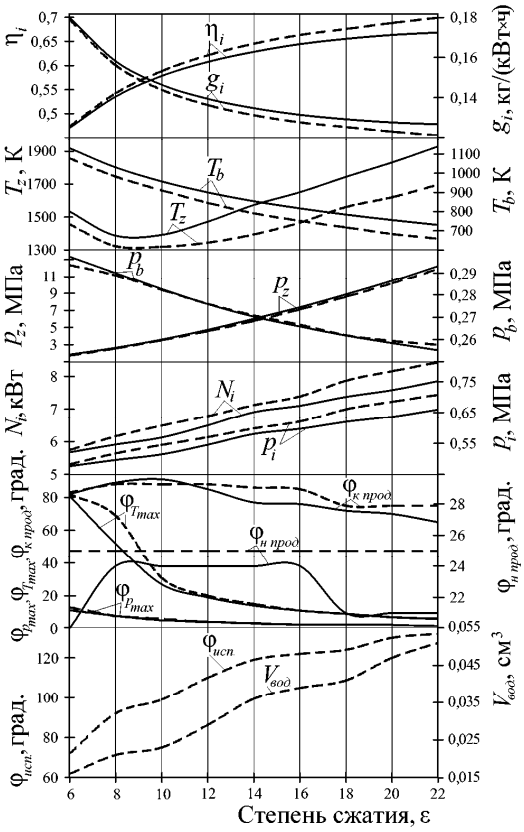


Рис. 2. Изменение основных показателей рабочего процесса ТТПД, как функция степени сжатия

С увеличением ε более 9, значительное приращение объема рабочего пространства приводит к быстрому снижению плотности заряда, поступающего в слой на линии продувки, большая часть которой совпадает с линией расширения. В результате этого интенсивность подвода теплоты после ВМТ значительно падает, и как результат максимум температуры уже не совпадает с углом окончания продувки, а лежит на перегибе графика в непосредственной близости от ВМТ. Максимальное давление цикла (p_z) практически линейно возрастает с увеличением ε и при ε > 12 практически совпадает с ВМТ. Таким образом, существует оптимальная степень сжатия, для которой при заданных условиях может быть достигнута минимальная температура цикла при достаточно высокой эффективности рабочего процесса. Для рассматриваемых условий, минимум температуры достигается в интервале значений степени сжатия 8…10, оптимальная эффективность при приемлемой максимальной температуре 12…14.

Следует отметить, что для всех рассмотренных случаев оптимальный угол начала продувки ($\varphi_{н\ прод.}$) составлял 21…25° до ВМТ.

На повышение эффективности рабочего процесса с увеличением ε указывает и монотонное снижение температуры (T_b) и давления (p_b) отработавших газов, а также практически линейное возрастание индикаторной мощности(N_i) и среднего индикаторного давления (p_i) цикла.

Выводы

Исходя из результатов исследования можно сделать следующие выводы:

– с увеличением степени сжатия охлаждение заряда приводит к более значительному росту η_i. Если при ε = 6 охлаждение заряда приводит к возрастанию η_i всего на 0,65 %, то при ε = 22 увеличение составляет 4,6 %.;

– существует оптимальная степень сжатия, для которой при заданных условиях может быть достигнута минимальная температура цикла при достаточно высокой эффективности рабочего процесса. Для рассматриваемых условий, минимум температуры достигается в интервале значений степени сжатия 8…10, оптимальная эффективность при приемлемой максимальной температуре 12…14.

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Описательный курс / Алексеев В.П., Костыгов Н.И., Круглов М.Г. и др., под ред. проф. Орлина А.С. // М.: Гос. научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – С. 331-335. 2. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006.– 451с. 3. Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. Моделирование процесса формирования слоя твердого топлива в реакторе твердотопливного поршневого двигателя со слоевым сжиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – 2006. – № 2. – С. 126-130. 4. Хзмалян Д.М. Теория топочных процессов: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.

УДК 621.56

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, М.А. Брянцев, инж.,
А.А. Крайнюк, канд. техн. наук, В.И. Кашуба

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С КАСКАДНЫМ ОБМЕННИКОМ ДАВЛЕНИЯ

Введение

Использование принципов каскадного обмена давлением для организации рабочего процесса газовых (воздушных) холодильных машин раскрывает перспективу значительного повышения энергетической эффективности производства глубокого холода в установках, не содержащих озоноразрушающих хладагентов.

Каскадные обменники давления (КОД) представляющие собой новую разновидность устройств, характеризуются высокой эффективностью обменных процессов (в испытанных образцах – до 82%), наряду с простотой и высокой надежностью конструкции. Частота вращения ротора КОД (2000…2800 мин$^{-1}$) значительно ниже турбо и волновых агрегатов. К несомненным достоинствам КОД относится также невысокая чувствительность к неполноте вытеснения из ячеек ротора сжимаемой среды. Устройство и принцип действия КОД изложены в работах [1, 2, 3].

Отмеченные свойства КОД позволяют создать бескомпрессорную воздушную холодильную установку (ВХУ) на базе двух агрегатов КОД, один из которых работает в режиме детандера-компрессора, другой – умножителя расхода, сжатого в первом агрегате воздуха. Принцип действия такого устройства бескомпрессорного ВХУ КОД (см. рис. 1) раскрыт в работе [4].

Постановка задачи

Целью настоящей статьи является изложение основных положений математической модели поиска режимов совместной работы составных агрегатов ВХУ КОД.

В качестве исходных данных расчета задаются температура среды после источника подвода теплоты T_5, конструктивные параметры и частота вращения КОД, характеристики теплообменников.

Подлежат определению хладопроизводительность и затраты тепловой и механической энергии на осуществление рабочего цикла ВХУ КОД.

Решение

Основными допущениями расчета являются: одномерность течения рабочих сред в проточных элементах системы, отсутствие тепловых и механических потерь в соединительных магистралях, утечек в подвижных сопряжениях ротора КОД. Дополнительно полагается неизменной напорность $\Delta P_{ЦВ}$ циркуляционного вентилятора ЦВ в предполагаемом диапазоне поиска расчетных значений расходов сред в напорных линиях ВХУ КОД.

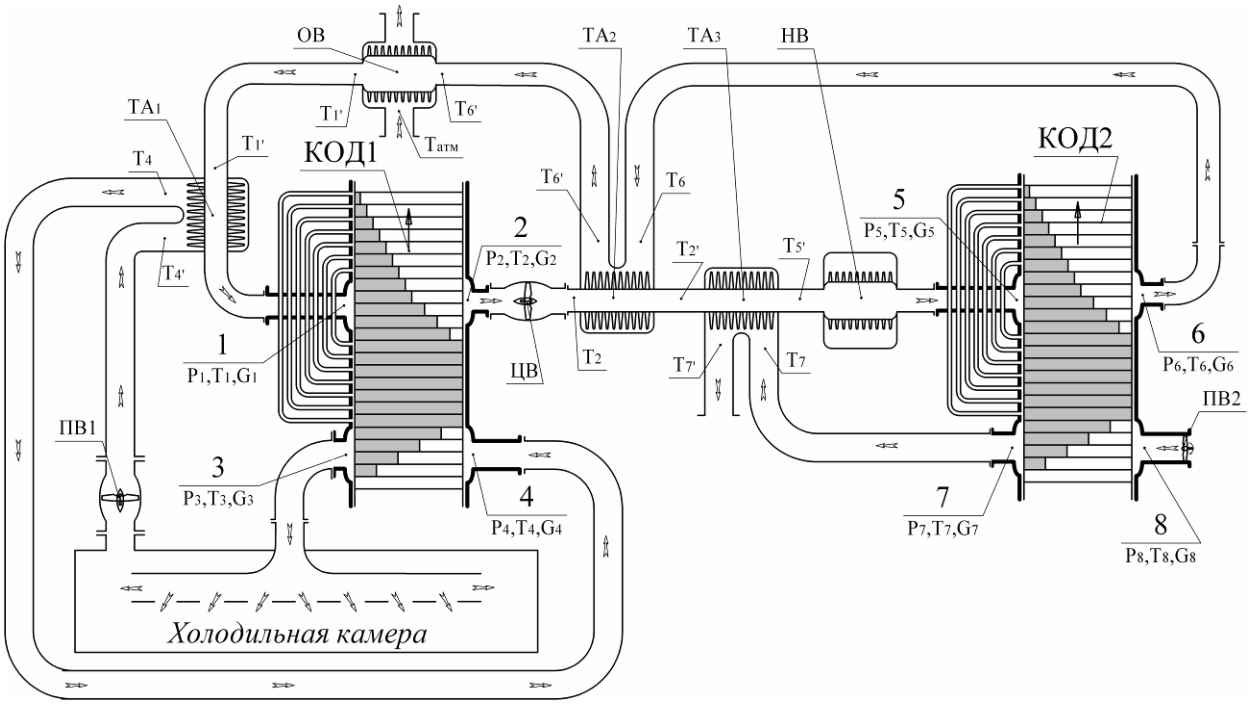


Рис. 1. Расчетная схема воздушной (газовой) холодильной установки с каскадным обменником давления

1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления соответственно КОД1 и КОД2; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления соответственно КОД1 и КОД2; КОД1, КОД2 – каскадные обменники давления; ОВ – охладитель воздуха; НВ – нагреватель воздуха; ЦВ – циркуляционный вентилятор; ПВ1, ПВ2 – продувочные вентиляторы КОД1 и КОД2; $ТА_1$, $ТА_3$, $ТА_3$ – регенеративные теплообменники

Условием режима совместной работы КОД1 и КОД2 является равенство массовых расходов воздушных потоков в окнах высокого давления, сообщенных соединительными магистралями:

$$G_1 = G_6, \quad G_2 = G_5. \tag{1}$$

В общем случае соотношение расходов в окнах высокого давления зависит от термодинамических параметров потоков и перепада давлений в линиях высокого давления (ВД) каждого КОД.

Задача поиска режима совместной работы агрегатов сводится к определению степени повышения давления в напорной линии ВХУ КОД и распределения перепадов давлений в линиях ВД КОД, при которых реализуется условие (1).

Перепад давления, создаваемый циркуляционным вентилятором $\Delta P_{ЦВ}$, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений составных элементов линий ВД

$$\begin{aligned}\Delta P_{ЦВ} = \Delta P_{B1} + \Delta P_{B2} + \Delta P_{OB} + \Delta P_{HB} + \\ + \Delta P_{TA1} + \Delta P_{TA2} + \Delta P_{TA3}\end{aligned}, \tag{2}$$

где ΔP_{B1}, ΔP_{B2}, – перепад давлений в линии ВД соответственно КОД1 и КОД2, ΔP_{OB}, ΔP_{HB}, ΔP_{TA1}, ΔP_{TA2}, ΔP_{TA3} – гидравлическое сопротивление охладителя воздуха, нагревателя воздуха и утилизационных теплообменников $ТА_1$, $ТА_2$, $ТА_3$ соответственно (рис. 1).

Гидравлическое сопротивление теплообменников выражается зависимостью

$$\Delta P_{TAi} = \zeta_{сумі} \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot \left(\frac{G_{oi}}{F_i} \right)^2 . \qquad (3)$$

Здесь $\zeta_{сумі}$ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления, G_{oi}, ρ_i – объемный расход и плотность потока соответственно, F_i – условная площадь проходного сечения теплообменника.

Таким образом

$$\begin{aligned} \Delta P_{B1} + \Delta P_{B2} = \Delta P_{ЦВ} - \Delta P_{OB} - \Delta P_{HB} - \\ - \Delta P_{TA1} - \Delta P_{TA2} - \Delta P_{TA3} \end{aligned} . \qquad (4)$$

На первом шаге приближения принимаем

$$\Delta P_{B1} = \Delta P_{B2} .$$

По результатам расчета G_1, G_2, G_5, G_6 моделированием рабочих циклов КОД1 и КОД2 уточняются гидравлические сопротивления теплообменников согласно зависимости (3) и корректируется соотношение перепадов давления ΔP_{B1} и ΔP_{B2}. Например, при $G_2 > G_5$ необходимо увеличение ΔP_{B2} за счет соответствующего уменьшения ΔP_{B1}, добиваясь баланса расхода G_2 и G_5, и в случае невыполнения другого условия $G_1 = G_6$ – осуществлять поиск режима совместной работы при других значениях P_1.

Граничные давления в окнах ВД каскадных обменников давления определяются выражением

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= P_1 - \Delta P_{B1} \\ P_5 &= P_2 + \Delta P_{ЦВ} - \Delta P_{TA2} - \Delta P_{TA3} - \Delta P_{HB} \\ P_6 &= P_5 - \Delta P_{B2} \end{aligned} \right\} . \qquad (5)$$

Значения температур рабочих сред в газораспределительных окнах каскадных обменников определяются на основании расчета тепловых потоков в теплообменниках и учета тепловой нагрузки холодильной камеры (ХК) методом последовательных приближений параллельно с расчетом граничных давлений. Отправной точкой расчета является известное значение температуры потока T_5 после нагревателя.

Для определения температур потока в граничных сечениях теплообменников возможно использование следующих упрощенных зависимостей.

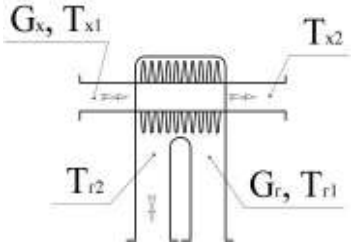


Рис 2. Расчетная схема теплообменника

Количество передаваемой в теплообменнике теплоты зависит от соотношения энергоемкостей потоков, оцениваемых посредством так называемого водяного эквивалента теплоносителя

$W_г = G_г \cdot Cp_г$, $W_x = G_x \cdot Cp_x$.

Количество теплоты, передаваемой от горячей среды к холодной, определяется меньшим водяным эквивалентом.

Если $W_г < W_x$

$Q = G_г \cdot Cp_г \cdot (T_{г1} - T_{г2})$.

Здесь $T_{г2}$ температура горячего рабочего тела на выходе из теплообменника:

$$T_{г2} = T_{г1} - \varepsilon \cdot (T_{г1} - T_{x1}), \qquad (6)$$

где ε – эффективность (к.п.д.) теплообменника. Для применяемых пластинчатых рекуператоров эффективность находится в диапазоне ε = 0,6 – 0.8.

Температура холодного рабочего тела на выходе из теплообменника

$$T_{x2} = T_{x1} + \frac{Q}{G_x \cdot Cp_x}. \qquad (7)$$

В случае $W_г > W_x$ количество переданной теплоты и температуры теплоносителей на выходе из теплообменника определяются формулами:

$$Q = G_x \cdot Cp_x \cdot (T_{x2} - T_{x1}).$$

$$T_{x2} = T_{x1} + \varepsilon \cdot (T_{г1} - T_{x1}). \qquad (8)$$

$$T_{г2} = T_{г1} - \frac{Q}{G_г \cdot Cp_г}. \qquad (9)$$

Температура охлаждающего потока в $ТА_1$ полагается равной температуре в холодильной камере, определенной на основании баланса хладопроизводительности ВХУ и тепловой нагрузки холодильной камеры.

Температура подогревающей среды в $ТА_2$ и $ТА_3$ определяется на основании расчета рабочих процессов КОД.

Наиболее сложным и часто повторяющимся фрагментом поиска режима работы ВХУ является моделирование рабочего процесса КОД.

Математическая модель рабочего процесса каскадного обменника давления базируется на совместном решении уравнений тепломассообмена в ячейках ротора с уравнениями движения среды в массообменных каналах статора.

Для описания массообменных процессов в продувочных объемах КОД используются уравнения сохранения энергии, массы и уравнение состояния идеального газа:

$$dQ_w + i^*_{\text{int}} \cdot dG_{\text{int}} - i^*_{out} \cdot dG_{out} = dU + p \cdot dV,$$

$$dG = dG_{\text{int}} - dG_{out}, \qquad (10)$$

$$p \cdot V = G \cdot R \cdot T,$$

где dQ_w – тепловой поток при теплообмене между газом и стенками, $i^*_{\text{int}}, i^*_{out}$ – энтальпии заторможенного потока в граничных сечениях ячейки, dU – изменение внутренней энергии тела в ячейке, V – объем ячейки, p, T – параметры состояния газа, R – газовая постоянная рабочего тела в ячейке.

Решение данной системы уравнений производится известным методом «послойной» диффузии [5], учитывающим многослойность распределения термодинамических параметров по объему и диффузионные процессы между однородными слоями этих параметров.

В соответствии с методом "послойной диффузии" продувочный объем условно разбивается неподвижной сеткой на равные элементарные расчетные слоя, величина которых выбирается из условия полного растворения в них рабочего тела, поступившего за период временного расчетного шага из смежных слоев, причем каждый слой имеет однородные термодинамические параметры. На первом этапе расчета все элементарные расчетные слоя рассматриваются как закрытые термодинамические системы (слоя фиксированных масс), кроме первого и последнего, которые являются открытыми термодинамическими системами.

Изменение термодинамических параметров в элементарном расчетном слое в общем случае рассматривается как результат одновременного воздействия на рабочее тело, первоначально содержащееся в этом слое, трех факторов: подведенной извне теплоты, работы проталкивания условных границ между смежными слоями, разбавления рабочим телом, поступающим со стороны смежных слоев.

Тогда, в соответствии с первым законом термодинамики для открытой системы, изменение температуры в крайнем со стороны поступления рабочего тела расчетном слое определяется уравнением:

$$dT_1 = \frac{(C_p T_{\text{int}} + \frac{\omega^2}{2})dm_{\text{int}} + dQ_w + dL_{\partial e\phi i} - C_v T dm_{\text{int}}}{C_v m}, \quad (11)$$

где C_v - удельная мольная изохорная теплоемкость газа; $\omega^2/2$ - кинетическая энергия потока в минимальном поперечном сечении; dm_{int}, T_{int} - масса и температура поступившего рабочего тела; dQ_w - тепловой поток при теплообмене между рабочим телом и стенками; $dL_{ДЕФi}$ - работа деформации элементарного слоя, где m - первоначальная масса газа в объеме; T - первоначальная температура газа в элементарном расчетном слое.

Для внутренних расчетных элементов расчет термодинамических параметров на каждом расчетном шаге осуществляется в два этапа. На первом этапе параметры во внутренних слоях изменяются под воздействием подведенной теплоты и работы деформации:

$$dT_i = \frac{dQ_w + dL_{\partial e\phi i}}{C_v \cdot m}. \quad (12)$$

Изменение термодинамических параметров рабочего тела, первоначально содержащихся в расчетных слоях, приводит к деформации этих слоев и к смещению их границ относительно узлов неподвижной сетки (см. рис. 3):

$$\Delta x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}} = \frac{x_i^j f_i^j \left[(z-1)a_1 - \sum_{i=2}^{z} a_i \right]}{\sum_{i=1}^{z} a_i}, \quad (13)$$

где $a_i = m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}$.

Установившееся в объеме давление, общее для всех расчетных слоев, определяется из уравнения состояния:

$$p^{j+\frac{1}{2}} = \frac{m_i^{j+\frac{1}{2}} R_c T_i^{j+\frac{1}{2}}}{x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}}}. \qquad (14)$$

Таким образом, в конце первого этапа расчетного шага в каждом расчетном элементе, ограниченном узлами сетки в общем случае может содержаться два различных температурных слоя (зоны I и II, рис.3).

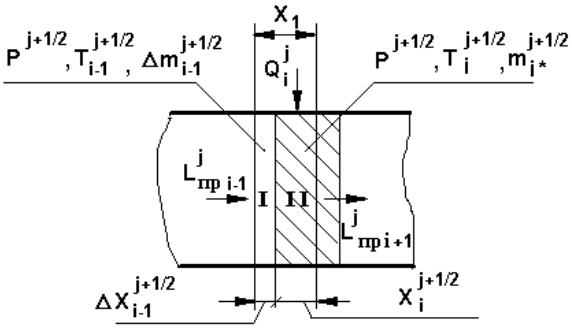


Рис. 3. Расчетная схема слоя в конце первого этапа расчетного шага

К началу второго расчетного шага распределение термодинамических параметров в объеме определяется путем усреднения в пределах каждого слоя:

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_{N*}^{j+\frac{1}{2}};$$

$$T_N^{j+1} = \frac{\Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_{N*}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_N^{j+\frac{1}{2}}}{m_N^{j+1}}, \qquad (15)$$

где $\Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}}$ - масса газа находящаяся в объеме $\Delta x_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_N$; $m_{N*}^{j+\frac{1}{2}}$ - масса газа, оставшаяся в объеме $x_{N*}^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_N$.

Расход рабочего тела в газораспределительных окнах КОД на установившемся режиме работы определяется суммой расчетных порций масс, поступивших (вышедших) в окно (из окна) из всех сообщенных с окном ячеек:

$$G_{ПВД} = 6 \cdot n \int_0^{\varphi_{пвд}} \sum_{i=1}^{Zв} \left(dm_{\text{int}i}\right) / d\varphi,$$

$$G_{ОВД} = 6 \cdot n \int_0^{\varphi_{овд}} \sum_{i=1}^{Zв} \left(dm_{outi}\right) / d\varphi, \qquad (16)$$

где $dm_{\text{int}i}$, dm_{outi} – масса, поступившая в ячейку и вышедшая из нее за расчетный шаг, $Zв$ – количество ячеек, сообщенных с соответствующим окном ВД, n – частота вращения ротора КОД, $\varphi_{пвд}$, $\varphi_{овд}$ – угол раскрытия окна ПВД и ОВД соответственно.

На последнем шаге приближения условия (1) определяются хладопроизводительность ВХУ

$$Q_x = G_3 \cdot Cp \cdot (T_{x.k.} - T_3) \qquad (17)$$

и затраты тепловой энергии на осуществление найденного режима работы ВХУ КОД:

$$Q_{HB} = G_5 \cdot Cp \cdot (T_5 - T_5^{'}) \qquad (18)$$

Изложенный алгоритм поиска условий (режима) совместной работы составных агрегатов ВХУ КОД иллюстрируется блок-схемой, показанной на рис. 4.

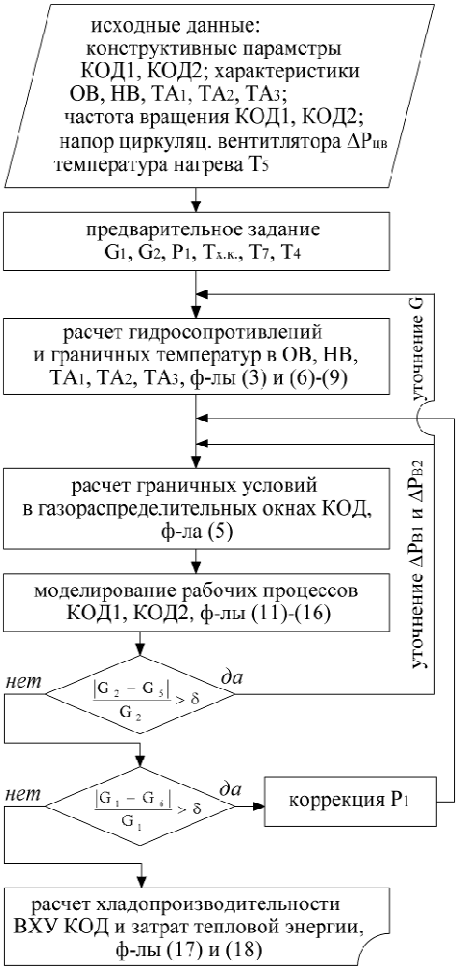


Рис. 4. Блок-схема поиска режима совместной работы и хладопроизводительности ВХУ КОД

Результаты моделирования различных режимов работы ВХУ КОД с фиксированными параметрами показаны на рис. 5.

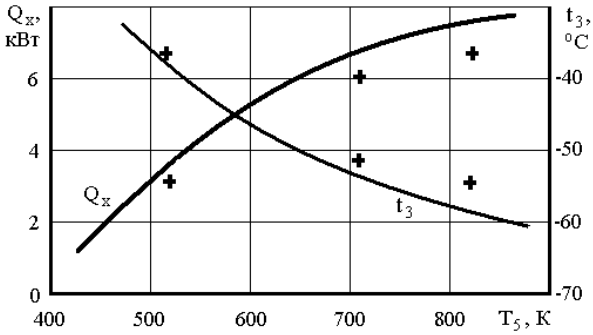


Рис. 5. Зависимость хладопроизводительности ВХУ КОД модели ХК2х15-3 и температуры подаваемого в холодильную камеру воздуха от температуры нагрева воздуха источником теплоты при постоянной тепловой нагрузке ХК:
— расчет, + эксперимент

Заключение

Предложенная имитационная модель может быть использована в качестве инструмента предварительного поиска основных размеров составных агрегатов системы, обеспечивающей реализацию требуемого режима работы воздушной холодильной машины с каскадным обменником давления.

Список литературы:

1. Крайнюк А. И., Крайнюк А. А. Особенности организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения// Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 169-173. 2. Крайнюк А. И., Алексеев С. В., Брянцев М. А. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления// Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 176-179. 3. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления/ А.И.Крайнюк, А.А.Крайнюк, С.В.Алексеев, М.А.Брянцев// Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ".- 2007.- №1.- С. 57-62. 4. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А, Брянцев М.А. Использование принципов каскадного обмена давлением в рабочем цикле газовых холодильных машин // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ".- 2008.- №1.- С.57-61. 5. Расчет процессов тепломассообмена в продувочных объемах теплосиловых установок/ А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.М.Гогуля и др.// Eksploatacja silnikow spalinowych.- Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej.- 2001.- №3.- С. 35-40.

УДК 621.43.016.4

А.П.Марченко, д-р техн. наук, В.А. Пылев, д-р техн. наук,
В.В. Шпаковский, канд. техн. наук, В.В. Пылев, студ.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МГНОВЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ И ТЕМПЕРАТУР В ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ ТЕПЛОИЗОЛИРУЕМОГО ПОРШНЯ ДВС

Достаточно длительный период одним из перспективных направлений развития двигателестроения является реализация комплекса научно-технических решений, обеспечивающих улучшение топливной экономичности дизелей за счет использования теплоизоляции камеры сгорания (КС). Обнадеживающими данными, несмотря на всю сложность проблемы и общепризнанную незавершенность теоретических разработок, здесь можно считать снижение расхода топлива, полученное на частичных режимах работы двигателя Г.Вошни [1], позитивный эффект, установленный по всей нагрузочной характеристике А.К. Костиным [2], аналогичные результаты ряда других экспериментальных работ.

При этом практически все исследователи оценку уровня теплоизоляции КС ведут относительно предельного адиабатического состояния, как такого, при котором между рабочим телом и стенками КС теплообмен отсутствует [3-5].

На практике известны два основные варианта конструктивного приближения к теоретическому „адиабатному” двигателю. Первый основан на использовании стенки КС как регенеративного теплового аккумулятора, воспринимающего теплоту от рабочего тела в процессе сгорания и возвращающего ее в период наполнения цилиндра. В числе очевидных недостатков этого предложения обязательно указывается на неизбежный существенный подогрев поступающего свежего заряда и, соответственно, уменьшение коэффициента наполнения [5].

Второй вариант – динамическая изоляция КС, наоборот, основан на максимальном уменьшении аккумулирующего действия стенки с целью приближения ее температуры к температуре рабочего тела. Такая изоляция для случая предельного адиабатического состояния определяется величиной термической инертности материала $TT = \lambda\rho c \to 0$ [5]. Последнее условие означает, что реальное приближение к термически безинерционным свойствам стенок КС предполагает применение материалов с минимально возможным коэффициентом теплопроводности.

Величины коэффициента термической инертности TT для ряда материалов и воздуха, соответствующие условиям, характерным КС дизеля, представлены в табл.1.

Таблица 1 – Характеристика термической инертности материалов деталей КС и воздуха

Материал	TT, кг^2/(К^{2}с^5)
Поршневой сплав АЛ25 [3]	$3{,}90 \cdot 10^8$
Серый чугун [4,5]	$1{,}94 \cdot 10^8$
Серый чугун [3]	$1{,}76 \cdot 10^8$
Al_2O_3 [6]	$7{,}63 \cdot 10^6$
ZrO_2 [4]	$4{,}54 \cdot 10^6$
Воздух [4]	$1{,}09 \cdot 10^3$

Из таблицы видно, что значения TT для оксидов алюминия и циркония, как возможных теплоизоляторов КС, являются низкими лишь относительно, далеко не приближаясь к идеальному случаю.

По этой причине использование низкотеплопроводных материалов, хотя и приводит к росту амплитуды поверхностной температурной волны, но в недостаточной степени снижает регенеративный теплоаккумулирующий эффект стенок КС. Подтверждением сказанному являются выполненные нами

сравнительные расчеты для исходной стенки из поршневого сплава АЛ25 и модернизированной, с корундовым покрытием толщиной 1 мм. Постановка задачи и граничные условия теплообмена соответствовали данным работы [6]. При этом установлено, что использование указанного покрытия ведет к увеличению амплитуды поверхностной температурной волны в 11,3 раза, с 11К до 124К. Одновременно минимальная температура исследуемой поверхности в цикле нестационарного высокочастотного теплообмена возрастает на 56К, с 298°С до 354°С. Аналогичные результаты для чугунного поршня, снабженного теплозащитным слоем из диоксида циркония толщиной 2 мм приведены в [5].

В связи с вышеизложенным, обязательным направлением исследований, сопровождаемым создание конструкций с частичной динамической теплоизоляцией КС, является поиск путей снижения регенеративного теплоаккумулирующего эффекта стенок. Установление условий, обеспечивающих снижение указанного эффекта, является целью данной работы.

Ясно, что реализация уменьшенного теплоотвода от поверхности КС к рабочему телу должна предполагать его увеличение в стенку. В работе [6] нами показано, что при использовании низкотеплопроводного покрытия минимальная температура стенки может иметь более низкие значения, чем высокотеплопроводная стенка без покрытия. При этом в [7] установлено, что указанный эффект наблюдается в случае, когда толщина покрытия не превышает глубину проникновения в стенку температурной волны.

В связи с этим задачей представленной работы является исследование распределения тепловых потоков в стенке по ее глубине и по углу поворота коленчатого вала двигателя.

С учетом общепринятых в ДВС допущений исследовано одномерное температурное состояние неограниченной пластины. Постановка задачи нестационарной теплопроводности соответствует данным работы [6] и в силу обобщающего характера получаемых результатов здесь не приводится.

Рассмотрены следующие характерные варианты решаемой задачи:

1. Монометаллическая высокотеплопроводная стенка (исходный вариант, материал – сплав АЛ25).

2. Случай двуслойной конструкции, предполагающей наличие низкотеплопроводного покрытия на высокотеплопроводной стенке (Al_2O_3–АЛ25). Толщина покрытия – 0,25 мм, что соответствует варианту проникновения высокочастотной температурной волны в высокотеплопроводный материал.

3. То же, для толщины покрытия 0,35 мм, как варианта практически полного гашения температурной волны в низкотеплопроводном материале.

Распределение значений температур и величин тепловых потоков по глубине стенки определялось на расчетной сетке с шагом 0,1 мм.

На рис.1 представлено пространственно-временное поле тепловых потоков для указанных вариантов конструкций в диапазоне углов от 270 до 450 гр. п.к.в.

Сравнение рисунков 1а и 1в свидетельствует, что вблизи 360 гр. п.к.в. имеет место качественно различное распределение величин тепловых потоков. Так для случая высокотеплопроводной стенки плотность линий теплового потока достаточно высока. Здесь в поверхностном слое толщиной 0,5 мм величина теплового потока уменьшается в 1,2–1,25 раза на каждые 0,1 мм исследуемой глубины. При этом полное гашение колебания теплового потока имеет место на глубине до 3 мм от тепловоспринимающей поверхности стенки.

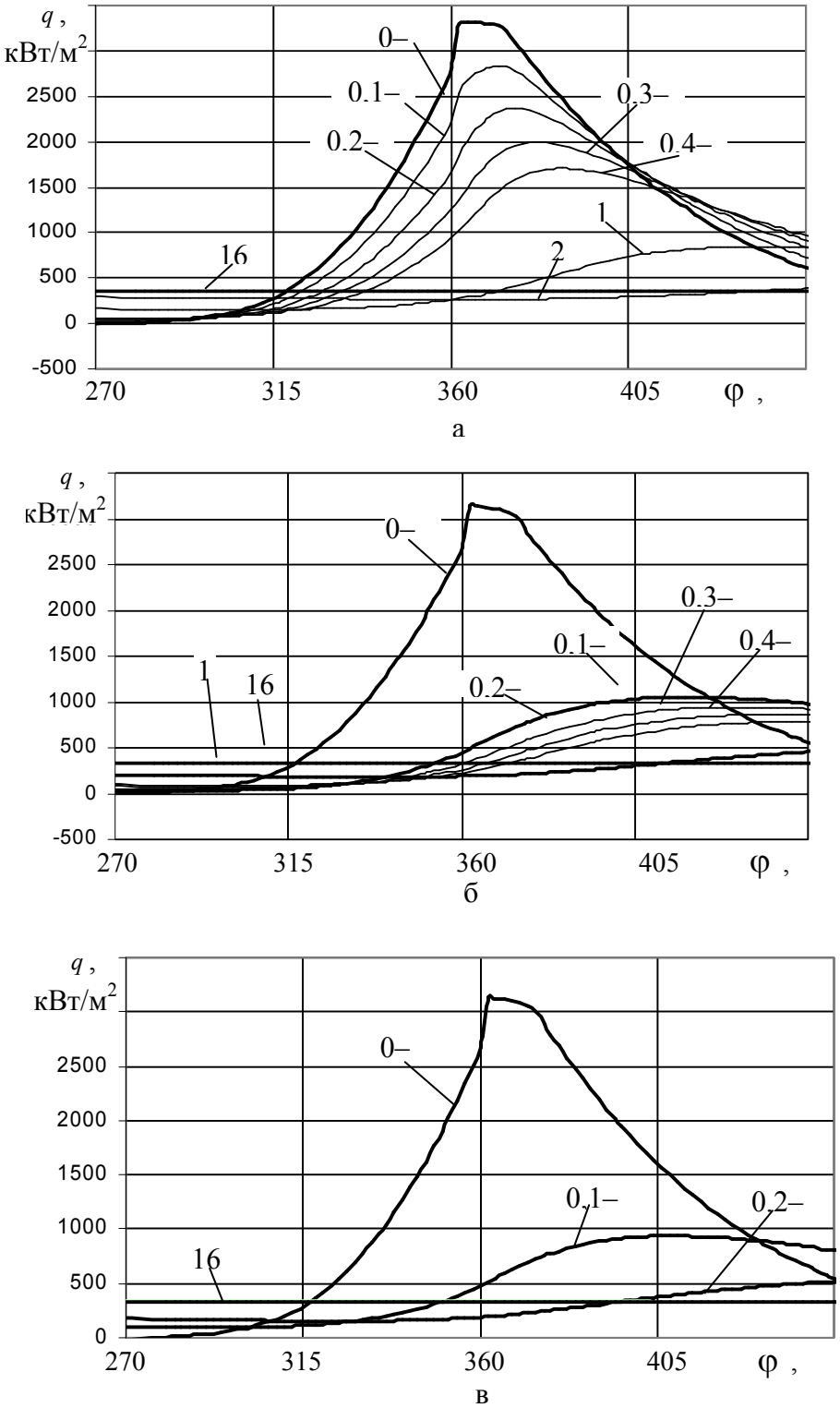


Рис. 1. Пространственно-временное представление тепловых потоков в поверхностном слое стенки КС при φ =270–450 гр. п.к.в.:
а – исходная стенка из сплава АЛ25; б – стенка с покрытием Al_2O_3 толщиной 0,25 мм;

Для случая теплоизолированной поверхности уже на глубине 0,1 мм имеет место снижение теплового потока в 3,1 раза, а полное гашение волны теплового потока достигается при глубине на порядок меньшей и равной 0,3 мм.

Таким образом, первый из рассмотренных вариантов можно считать примером реальной теплоаккумулирующей стенки, а второй – реальной динамически теплоизолированной. Тогда промежуточный вариант, который соответствует рис. 1б, представляет собой сочетание динамической теплоизоляции поверхности с теплоаккумулирующим свойствами поверхностного подслоя.

На рис. 2 представлены соответствующие расчетные результаты для участка от 0 до 270 гр.п.к.в. При этом следует обратить внимание на данные рис. 2а. Здесь с глубины 0,1 мм, несмотря на известный подогрев заряда в цилиндре, линии теплового потока характеризуется высокой плотностью, а тепловой поток имеет направление вглубь стенки. Последнее свидетельствует о малом регенеративном эффекте стенки и, как следствие, о сохранении теплоаккумулирующего эффекта в поверхностном подслое. Последнее можно объяснить низким значением *TT* для воздуха (см. табл.1), для которого при теплоподводе от стенки должны проявляться свойства динамического теплоизолятора.

При наличии на поверхности стенки покрытия из Al_2O_3 толщиной 0,25 мм пространственно-временное поле тепловых потоков качественно остается неизменным при общем росте уровня потока в стенку (см. рис. 2б). Однако, уже при толщине покрытия 0,35 мм дальнейшее общее увеличение теплового потока сопровождается резким разрежением его линий. Таким образом, на рассматриваемом отрезке углов п.к.в. в тепловоспринимающей части низкотеплопроводного поверхностного слоя также имеет место эффект динамической теплоизоляции.

В целом на основе данных о пространственно-временном распределении тепловых потоков в теле стенки КС (рис.1 и 2) можно заключить, что усиление динамической теплоизоляции стенки в случае ее снабжения низкотеплопроводным покрытием может быть достигнуто за счет сохранения высокой теплопроводности материала в той части поверхностного слоя, тепловой поток в котором на такте наполнения имеет направленность в тело стенки.

Рассмотрим два характерных временных сечения распределения тепловых потоков (рис. 3) и температур (рис.4) в поверхностном слое стенки. Эти сечения соответствуют углам 370 и 40 гр. п.к.в. Здесь на каждом уровне глубины *x* каждый первый, второй и третий столбики диаграммы обозначают соответственно первый, второй и третий варианты решаемой задачи. Сопоставление рис. 3а и рис. 4а свидетельствует, что увеличение перепада тепловых потоков по глубине стенки приводит к росту ее поверхностной температуры. Так для третьего варианта расчета, при толщине покрытия 0,35 мм имеет место наибольший перепад тепловых потоков и наибольший заброс температуры поверхности стенки. Первый расчетный вариант, как стенка без покрытия, существенно уступает второму и третьему.

С другой стороны, из рис. 3б видно, что на представленном временном сечении на глубине 0-0,1 мм осредненный тепловой поток практически равен нулю, а далее в материале стенки имеет место теплоподвод. При этом наибольший перепад тепловых потоков по глубине стенки соответствует третьему варианту расчета, при толщине покрытия 0,35 мм. Наименьший перепад – второму варианту, при толщине 0,25 мм.

Соответственно, из рис. 4б видно, что наибольшая просадка температуры поверхности стенки соответствует второму расчетному варианту, а наименьшая – третьему.

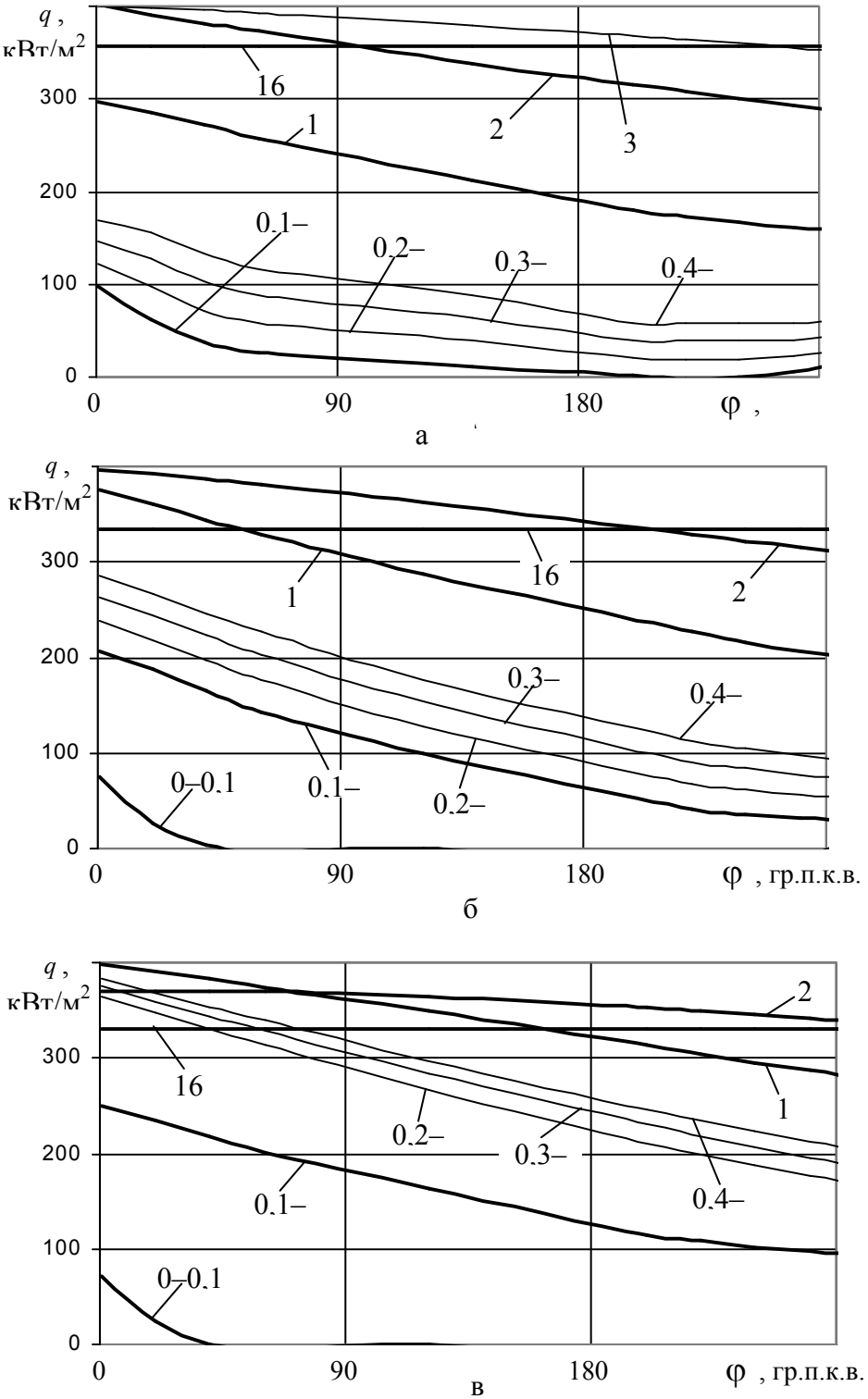


Рис. 2. Пространственно-временное представление тепловых потоков в поверхностном слое стенки КС при φ =0–270 гр. п.к.в.:
а – исходная стенка из сплава АЛ25; б – стенка с покрытием Al_2O_3 толщиной 0,25 мм; в – стенка с покрытием Al2O3 толщиной 0,35 мм; цифры у кривых – иссле-

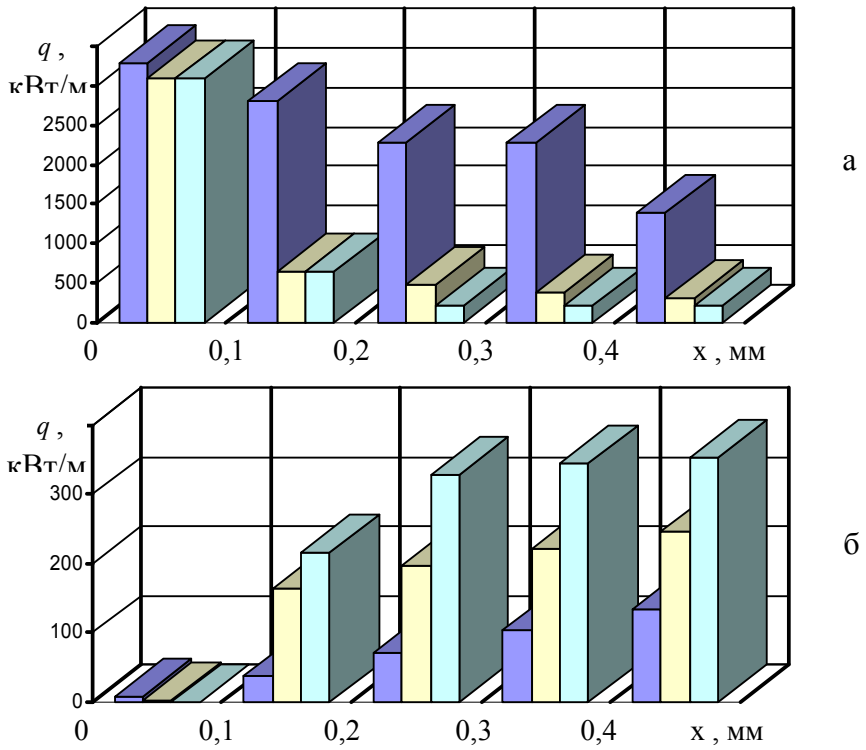


Рис. 3. Пространственное распределение тепловых потоков в поверхностном слое стенки КС при φ = 370 (а) и φ = 40 гр. п.к.в. (б)

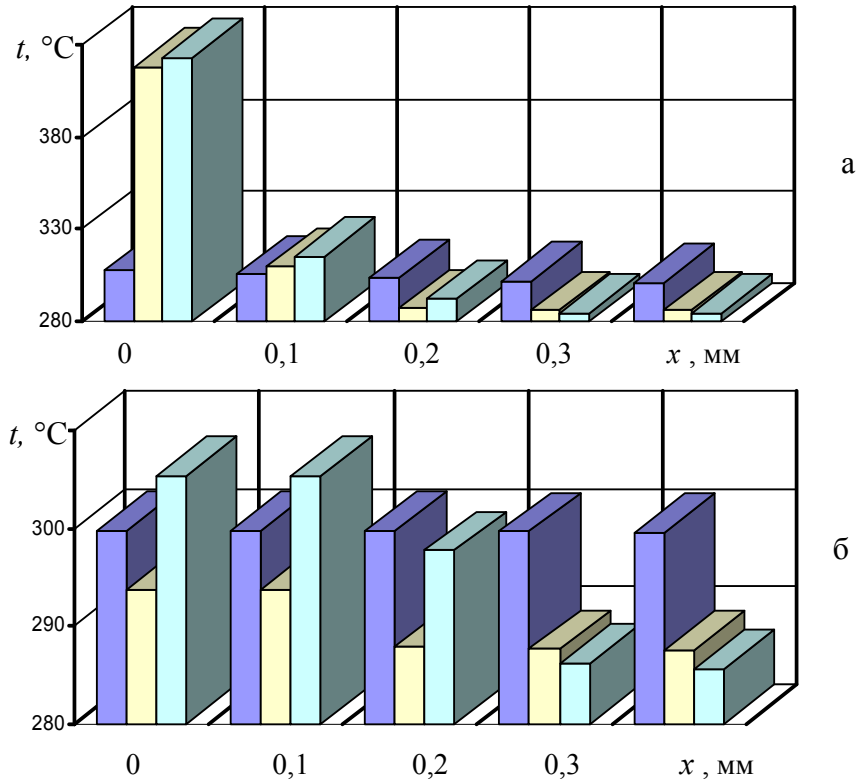


Рис. 4. Пространственное распределение температур в поверхностном слое

Таким образом, второй расчетный вариант следует считать наилучшим. Однако при сопоставлении данных рис. 3а и 3б следует обратить внимание на противоречивость требований максимального перепада тепловых потоков для участка сгорания-расширения и минимального перепада в период наполнения. Указанные требования относятся к различным временным координатам для неизменной пространственной. При этом изменение параметров теплозащитного покрытия, приводящие к увеличению просадки температуры в период газообмена, влекут снижение заброса температуры в период сгорания, и наоборот. Последнее означает, что задача выбора параметров указанного покрытия в общем случае должна решаться как компромиссная, с учетом влияния мгновенного температурного состояния стенки КС на рабочий процесс двигателя.

Выводы:

1. На основе данных о пространственно-временном распределении тепловых потоков в стенке КС установлено, что при использовании низкотеплопроводного покрытия поверхности стенки может быть достигнуто дополнительное усиление динамической теплоизоляции КС за счет сохранения высокой теплопроводности материала в той части поверхностного слоя, тепловой поток в котором на такте наполнения имеет направленность в тело стенки.

2. На этой основе выполнено уточнение рекомендуемой толщины теплоизолирующего покрытия, при котором минимальная мгновенная температура стенки с покрытием имеет более низкие значения, чем высокотеплопроводная стенка КС без покрытия. Толщина такого покрытия не должна превосходить глубину динамического теплоизолирующего слоя стенки на участке наполнения цилиндра.

3. Показано, что установление оптимальной толщины теплоизолирующего покрытия поршня в общем случае должно осуществляться на основе решения компромиссной задачи с учетом температурного состояния поверхности КС и показателей рабочего процесса двигателя.

Дальнейшее направление работ связано с уточнением полученных количественных результатов на основе уменьшения расчетного шага численного эксперимента.

Список литературы:

1. Woschni G. Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines, 1987. – 13 p. 2. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов В.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с . 3. Процеси в перспективных дизелях / Под ред. Шеховцова А.Ф. – Харків: Основа, 1992. – 352 с. 4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с. 5. Grot K., Thiemann W. Beitraq zur Brennraumisolierring bei Viertaktdieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift. – 1983. – P. 287-298. 6. Марченко А.П, Пылев В.А, Шпаковский В.В., Пылев В.В. Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его мгновенную поверхностную температуру // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Матер. XI Междунар. научн.-практ. конф. – Владимир: ВГУ, 2008. – С. 220-223. 7. Марченко А.П, Пильов В.О, Шпаковський В.В., Пильов В.В. Аналіз високочастотних коливань температури в поверхневому шарі поршня з теплоізолюючим покриттям // Двигатели внутреннего сгорания, 2008. –№1. – С.65-71.

УДК 621.43

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Д.В. Мешков, инж.

БАЗОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕННОГО СИСТЕМОЙ COMMON RAIL

Введение

Качественное регулирование мощности, имеющее место в дизелях, обуславливает то, что основное управление двигателем осуществляется процессом топливоподачи, оказывающим прямое воздействие на рабочий процесс. При этом система топливоподачи должна обеспечивать требуемую величину цикловой порции топлива, а также оптимальные с точки зрения экономичности двигателя и токсичности его отработавших газов угол опережения, величину максимального давления и дифференциальную характеристику впрыскивания на каждом режиме работы.

Наиболее современным решением задачи выбора оптимальных параметров впрыскивания для каждого режима работы двигателя является применение микропроцессорных систем управления (СУ) [1]. Такая СУ входит в состав современных аккумуляторных топливных систем Common Rail (CR) [2]. При электронном управлении процессом топливоподачи информация о двигателе от датчиков частоты вращения коленчатого вала, положения органа управления, углового положения коленчатого (распределительного) вала и ряда дополнительных датчиков поступает в электронный блок управления. На основании величины поступающих сигналов с использованием заложенных в запоминающем устройстве микропроцессора законов управления в блоке определяются требуемые параметры топливоподачи для данного режима работы дизеля (цикловая подача, угол опережения впрыскивания, давление в аккумуляторе) и на основе этого формируются управляющие импульсы на исполнительные механизмы [3].

Процесс выбора оптимальных значений управляющих воздействий на двигатель в зависимости от его параметров и возмущающих воздействий называется калибровкой (или адаптацией) системы управления [1, 2]. Полученные значения заносятся в запоминающее устройство микроконтроллера и называется матрицей управления (базовой характеристикой).

Одной из ситуаций, требующих выполнения калибровочных работ, является создание новой СУ к существующему двигателю [1]. При этом основой для проведения последующей калибровки, является определение (задание) первоначальных (базовых) матриц управления независимыми воздействиями. Обычно методы выбора базовых матриц управления и их калибровки являются техническими секретами производственных фирм [1].

Целью настоящей статьи является описание методики выбора матриц управления топливоподачей (угол опережения впрыскивания, цикловая подача и давление топлива в аккумуляторе) на примере дизеля 4ЧН12/14 (СМД-19Т), при оснащении его системой топливоподачи CR.

Приведенный ниже пример определения таких характеристик выполнен расчетно-экспериментальным методом – параметры опорных режимов работы дизеля получены с помощью его стендовых испытаний, параметры системы CR – расчетом с помощью математической модели.

Параметры работы двигателя. Опорные режимы

Как правило, современные системы управления строятся на основе матриц размерностью 16×16 или

32×32, в зависимости от возможностей микроконтроллера [1]. Промежуточные значения определяются путем интерполяции. Очевидно, что увеличение размерности матрицы приводит к повышению точности определения значения управляющих воздействий, а уменьшение – к повышению быстродействия.

Для упрощения решения задачи отыскания значений управляющих воздействий во всем диапазоне режимов работы двигателя применяются аппроксимирующие зависимости, построенные на основе параметров двигателя, полученных на сравнительно небольшом числе опорных режимов (обычно 10…15) [1].

В нашем исследовании были приняты 15 опорных режимов работы двигателя СМД-19Т, которые составляют, по сути, 3 нагрузочных характеристики, соответствующие номинальной (n=2000 мин$^{-1}$), минимальной рабочей (n=1000 мин$^{-1}$) и средней (n=1500 мин$^{-1}$) частотам вращения коленчатого вала. Необходимые параметры топливоподачи опорных режимов, приведенные в табл. 1, были получены при испытаниях двигателя на автоматизированном стенде [4].

Таблица 1. Параметры топливоподачи опорных режимов

№	n	N_e	$B_ц$	Θ	X	$p_{впрмах}$	$p_{цилср}$
реж.	мин$^{-1}$	кВт	мм^3/цикл	гр. п.к.в.		МПа	МПа
1	2000	0,00	21,37	10,0	0,09	20	3,5
2	2000	23,90	41,85	10,0	0,29	30	4,2
3	2000	48,97	65,46	10,0	0,52	40	5,0
4	2000	74,05	89,26	10,0	0,76	50	6,0
5	2000	97,90	113,97	10,0	1,00	60	7,0
6	1500	0,00	16,60	13,0	0,04	20	3,5
7	1500	21,90	41,04	13,0	0,26	27	4,2
8	1500	43,00	66,96	13,0	0,49	30	5,0
9	1500	64,50	94,55	13,0	0,73	35	6,0
10	1500	86,00	124,86	13,0	1,00	40	7,0
11	1000	0,00	14,21	15,0	0,02	18	3,0
12	1000	10,53	31,84	15,0	0,17	19	3,5
13	1000	21,50	50,67	15,0	0,34	20	4,0
14	1000	31,65	72,03	15,0	0,53	22	4,7
15	1000	41,95	96,66	15,0	0,75	25	5,5

В таблице приведены: n – частота вращения коленчатого вала; N_e – эффективная мощность; $B_ц$ – цикловая подача топлива; Θ – угол опережения впрыскивания топлива (действительный); X – относительное положение органа управления; $p_{впрмах}$ – максимальное давление впрыскивания; $p_{цилср}$ – среднее давление в цилиндре на участке впрыскивания.

Определение гидравлической характеристики системы Common Rail

Характеристика аккумуляторной системы топливоподачи с электронным управлением представляет собой зависимость: $B_ц = f(p_{ак}, \tau)$, где $p_{ак}$ – давление в аккумуляторе топлива; τ – продолжительность управляющего импульса на электромагнитной форсунке.

Такая характеристика, приведенная на рис.1, получена путем расчета с использованием математической модели системы CR [5]. При моделировании были приняты конструктивные параметры форсунки, соответствующие параметрам форсунки фирмы Robert Bosch, за исключением диаметра распыливающих отверстий (d_p = 0,28 мм) и их количества (i_p = 4).

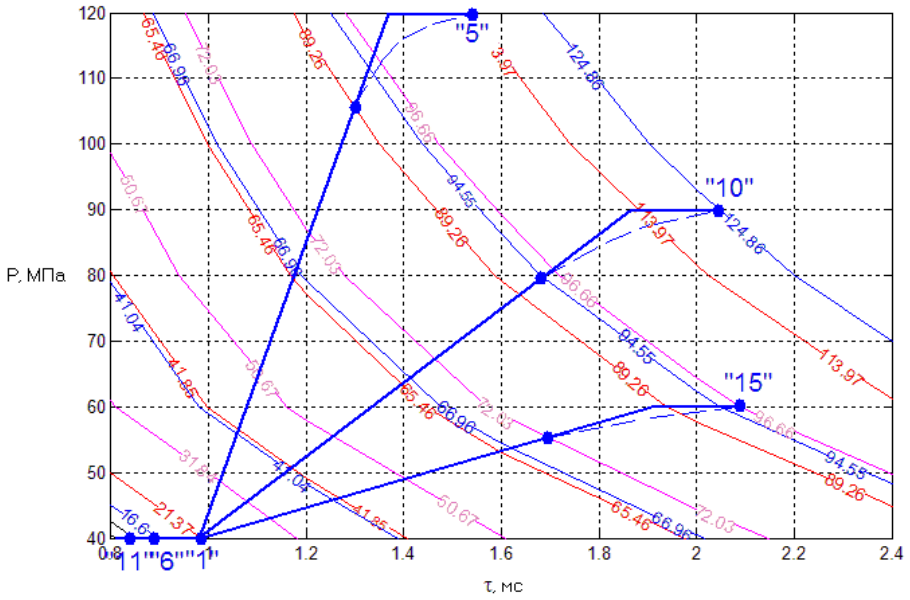


Рис. 1. Характеристика системы Common Rail

Особенностью приведенной на рис. 1 гидравлической характеристики является то, что в качестве изолиний на ней нанесены цикловые подачи, соответствующие опорным режимам работы двигателя.

Определение значений управляющих воздействий для опорных режимов

Определение значений управляющих воздействий для матриц $p_{ак}$ и τ на опорных режимах может быть выполнено графическим методом, который проиллюстрирован на рис.1. При этом последовательность действий следующая:

1) Задаемся диапазоном изменения давления топлива в аккумуляторе – от 40 до 120 МПа, что соответствует широко используемым параметрам работы системы Common Rail [3]. При этом необходимо учитывать, что чрезмерно высокое давление впрыскивания на режимах частичных нагрузок приводит к повышению эмиссии CH_x и твердых частиц [3, 7].

2) Исходя из того, что рациональная продолжительность впрыскивания при полной нагрузке по углу поворота составляет 18…20° п.к.в., задаемся уровнем давлений для режимов 5, 10, 15 (см. табл.1, рис. 1, т.т. «5», «10», «15», соответственно).

3) Для надежного обеспечения малых цикловых подач на режимах «нулевой» нагрузки, давление топлива в аккумуляторе должно быть минимальным (т.т. «1», «6» и «11», соответствующие режимам табл.1).

4) Используя, например, линейный закон совместного изменения $p_{ак}$ и τ для каждой нагрузочной характеристики определяются значения этих параметров для промежуточных опорных режимов, по точкам пересечения с соответствующими изолиниями цикловых подач.

Результаты занесены в табл.2.

Таблица 2. Результаты обработки параметров опорных режимов

№ реж.	n мин$^{-1}$	N_e кВт	$P_{ак}$ МПа	τ мс
1	2000	0,00	40	0,98
2	2000	23,90	56	1,07
3	2000	48,97	80	1,18
4	2000	74,05	106	1,30
5	2000	97,90	120	1,54
6	1500	0,00	40	0,90
7	1500	21,90	50	1,16
8	1500	43,00	65	1,40
9	1500	64,50	81	1,67
10	1500	86,00	90	2,05
11	1000	0,00	40	0,85
12	1000	10,53	43	1,12
13	1000	21,50	50	1,40
14	1000	31,65	56	1,67
15	1000	41,95	60	2,10

Определение матриц управляющих воздействий

Используя стандартные средства двумерной интерполяции системы компьютерной математики MATLAB [6], произведен расчет таблиц, отражающих зависимости $\Theta = f(X, n)$, $p_{ак} = f(X, n)$ и $\tau = f(X, n)$, которые и являются матрицами или базовыми характеристиками управления.

Графическое представление матриц размерностью 16×16 приведено на рис. 2, 3, 4.

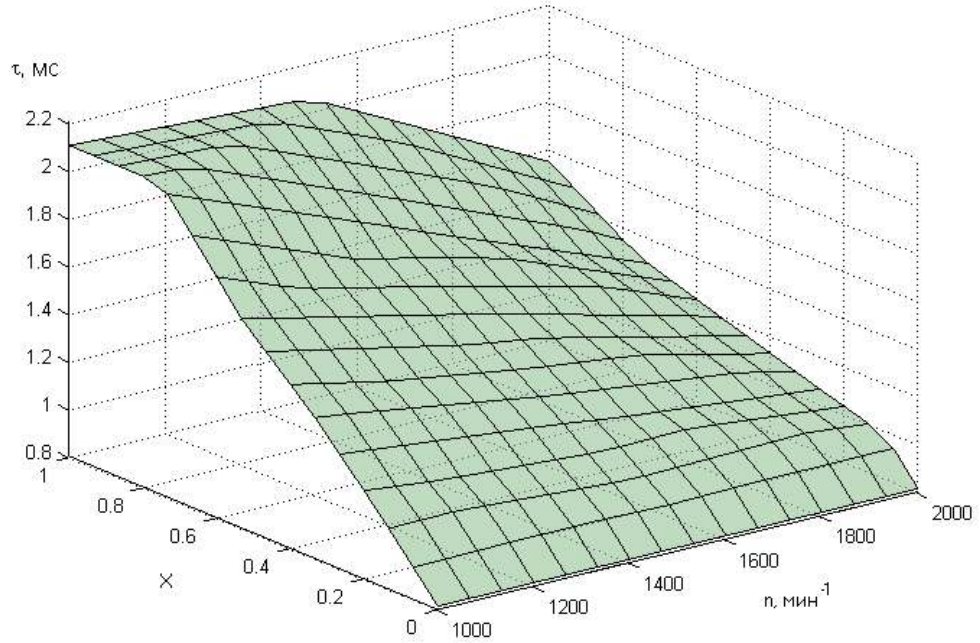


Рис. 2. Матрица $\tau = f(X, n)$

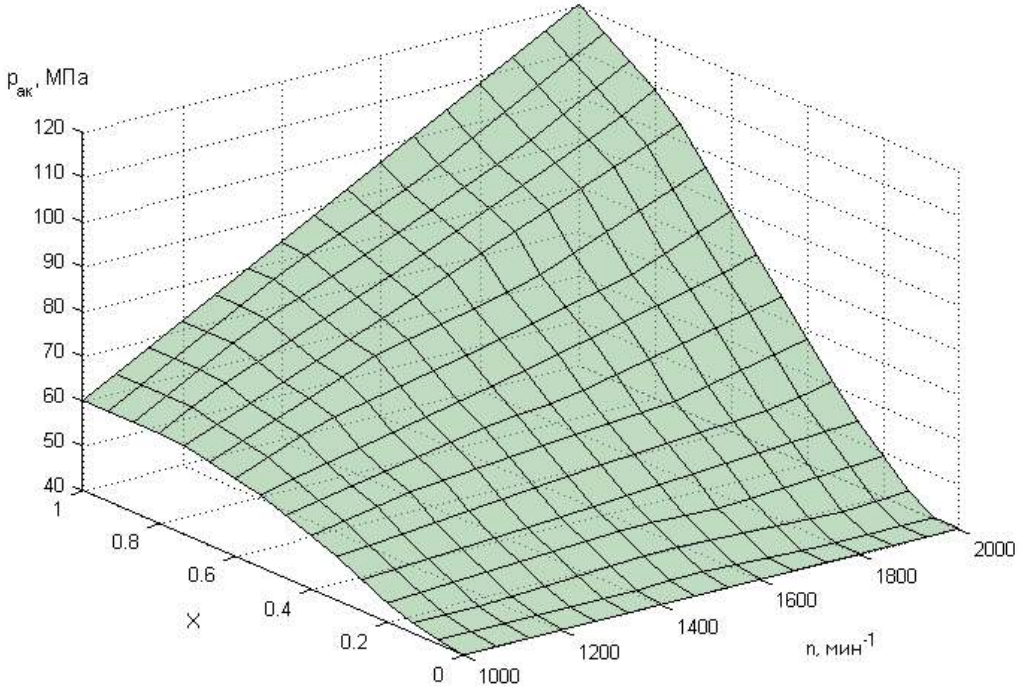


Рис. 3. Матрица $p_{ак} = f(X, n)$

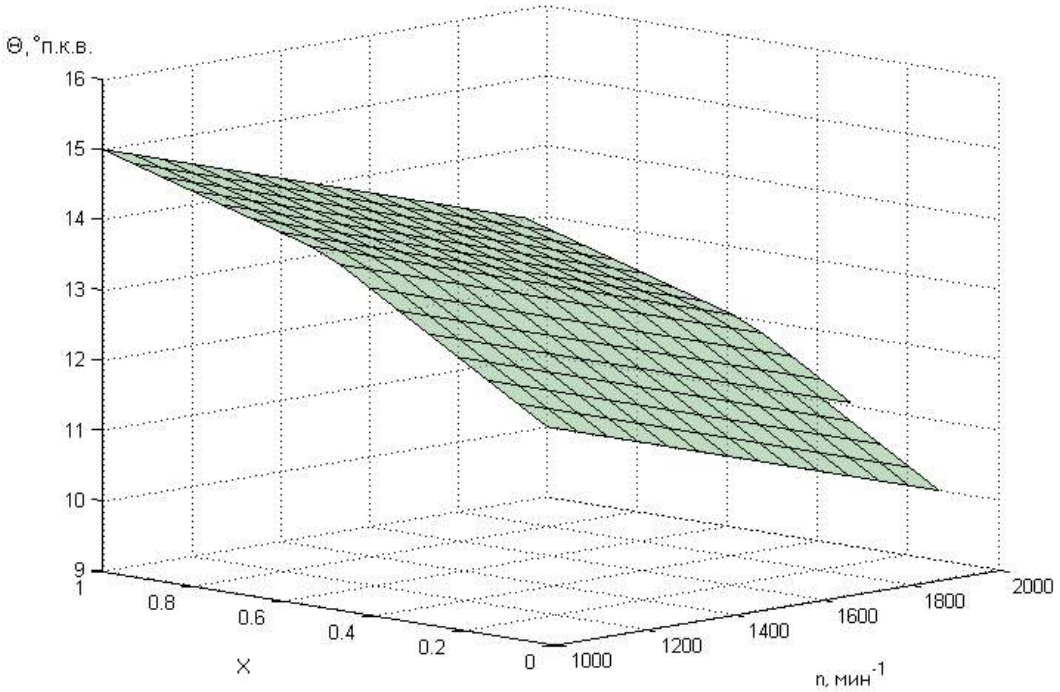


Рис. 4. Матрица Θ = f(X, n)

Полученные таким образом матрицы значений управляющих воздействий могут быть занесены в запоминающее устройство микроконтроллера, и использованы как базовая характеристика управления двигателя с системой Common Rail.

Для создания завершенной системы управления топливоподачей дизеля требуется выполнение следующих мероприятий:

а) дополнение полученной матрицы алгоритмами управления на переходных режимах (разгон, наброс и сброс нагрузки) и на специальных режимах (пуск, минимальная и максимальная частота вращения холостого хода, режим принудительного холостого хода и др.), что может быть осуществлено путем введения корректирующих воздействий по производным возмущающих воздействий либо по аналитическим зависимостям.

б) проведение калибровки базовых матриц в стендовых условиях для определения (уточнения) оптимальных значений управляющих воздействий, например угла опережения впрыскивания топлива Θ.

Выводы

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Предложена открытая методика определения базовой характеристики управления топливоподачей дизеля, оснащенного системой Common Rail.

2. Методика может быть использована для определения матриц управления автотракторного дизеля СМД-19Т (4ЧН12/14) при оборудовании его системой Common Rail.

3. Для создания завершенной системы управления на базе предложенной методики необходима ее последующая калибровка на конкретном двигателе в стендовых условиях.

Список литературы:

1. Пинский Ф. И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие. – М. «Легион-Автодата», 2001. – 136 с. 2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. –М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 485 с. 3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. –

М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с. 4. Марченко А. П., Прохоренко А.А., Мешков Д. В. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2006. – С.119-126. 5. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С.98-101. 6. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6®. Основы применения. Серия «Библиотека профессионала». – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с. 7. Мешков Д.В. Влияние многофазного впрыскивания топлива системой Common Rail на технико-экономические и экологические показатели быстроходного дизеля // Авиационно–космическая техника и технология. – Харьков: Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», 2007. – Вып. 10/46. – С.165–169.

УДК 621.436: 629.01

В.Т. Турчин, інж. О.О. Зотов, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, Л.П. Шевченко, д-р техн. наук

СУКУПНІСТЬ МОДЕЛЕЙ ОЦІНКИ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ В САПР

В процесі проектування та модернізації двигунів завжди постає складна задача забезпечення ресурсної міцності теплонапружених деталей камери згоряння, в особливості поршнів високофорсованих дизелів. При цьому прогнозування ресурсної міцності поршня неодмінно передбачає застосування системного підходу, який базується на комплексі сучасних неекономічних математичних моделей та методах автоматизованого проектування. Водночас забезпечення високої ефективності САПР неможливо без впровадження на початкових стадіях підтримки проекту сукупності економічних моделей оцінки ресурсної міцності. Є зрозумілим, що отримання останніх повинно базуватися на достовірних неекономічних моделях верхнього рівня складності.

Відповідно до вказаного, метою роботи є розробка методики отримання економічних моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижніх рівнів складності та схем застосування комплексу моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

Частково вказаної мети досягнуто в роботах [1,2]. Удосконалення відомих схем [1] нами виконано з урахуванням розробок [4-5] та наведено на рис.1, 2.

На рис.1 подано схему отримання моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижніх рівнів складності. Тут вихідними даними (блок 1) є вектор конструктивних параметрів поршня x, номінальна потужність N_e та модель експлуатації Ξ двигуна.

Тут блоки 2-4 відповідають моделям верхнього рівня. Для визначення температурного (блоки 2-3) та напруженого-деформованого стану (блок4) передбачається використання методу скінчених елементів (МСЕ) в тривимірній постановці розв’язання задачі [2]. Методику отримання граничних умов (ГУ) для визначення температурного стану поршнів швидкохідних дизелів наведено в [1]. Для підвищення економічності процедури отримання моделей нижніх рівнів в [3] додатково введено комплекс моделей середнього рівня складності (блоки 5-7). Методика отримання моделей, описаних в блоках 5-7 наведена в [1]. В блоці 7 безпосередньо здійснюється аналіз величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня з урахуванням заданих конструктивних параметрів, рівня форсування двигуна та його технологічного призначення, які обираються у блоці 1. Модель оцінки ресурсної міцності поршня (блок 7) нами було удосконалено в [6]. Тут граничний стан конструкції досягається за виконанням умови $d_{fs} = 1$. За

результатами функціонування блоку 7 в [6] нами отримано моделі чорного ящика щодо оцінки накопичених пошкоджень в особливо термонавантаженій зоні поршня, наприклад, кромки камери згоряння (КЗ). Ці результати покладено в основу блока 8.

В блоці 8 визначається допустиме значення величини накопичених пошкоджень $[d_{fs}]$ з урахуванням розкиду властивостей матеріалу, а також допустиме значення ефективної потужності $[N_e]$ двигуна за прийнятою моделлю експлуатації.

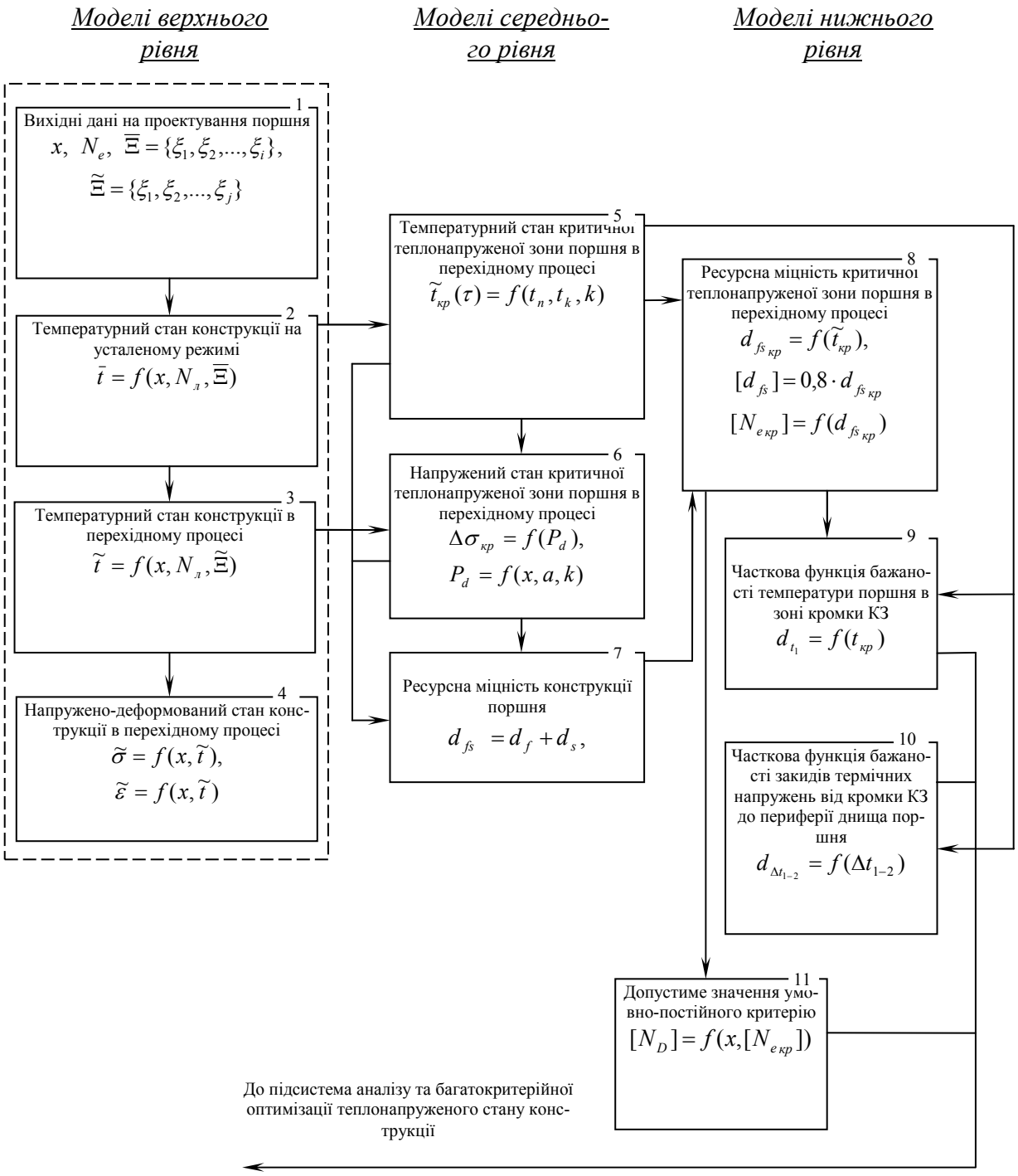


Рис. 1. Загальна схема отримання моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижчих рівнів складності

На основі результатів роботи блоку 8 та з використанням даних блоку 5 виникає можливість отримання моделей нижнього рівня, які представлено у вигляді часткових безрозмірних функцій бажаності (блоки 9-10). Тим самим здійснюється перехід від кількісних значень температур (блок 5) до кількісної оцінки рівня теплонапруженості.

В блоці 11 визначається допустиме значення умовно-постійного критерію теплонапруженості поршня для його подальшого використання в процедурах оцінки рівня ресурсної міцності [7].

Отримані моделі нижнього рівня (блоки 9-11) використовуються в підсистемі аналізу та багатокритерійної оптимізації теплонапруженого стану конструкції. Загальну схему цієї підсистеми подано на рис.2.

Тут в блоці 2 виконується попередня перевірка конструкції за рівнем теплового навантаження з використанням умовно-постійного критерію. При виконанні умови

$$[N_D]/\nu < N_D < [N_D], \qquad (1)$$

де $[N_D]$ – допустиме значення умовно постійного критерію; ν – коефіцієнт, що визначає діапазон прийнятого рівня теплового навантаження, $\nu \approx 1{,}1...1{,}2$, здійснюється перехід до системи перевірки ресурсної міцності за моделями верхнього рівня складності (блоки 8-9), що відповідають блокам 3-4 рис.1.

Величина накопичених пошкоджень в матеріалі поршня (блок 10) з урахуванням усіх заданих факторів (блок 1) визначається за методикою [6].

Якщо умова (1) не виконується, то здійснюється перехід до комплексу моделей нижнього рівня (блоки 4-7). Блоки 4-5 відповідають блокам 9,10 рис.1, математичні моделі блоків 6,7 отримано в [9].

Для функціонування блоків 4-6 попередньо визначається температурний стан конструкції в характерних зонах поршня (рис.3). Тут для визначення температурного стану за вимогою високої економічності системи доцільним є використання регіонально-структурного методу [1], блок 3.

В блоці 7 схеми здійснюється комплексна оцінка якості прийнятих конструктивних рішень шляхом будови узагальненої функції бажаності Харрінгтона D. Після визначення конструктивного рішення $x^{опт}$, яке відповідає умові $D^{опт} = D(x) \to 1$, здійснюється перевірка за моделями верхнього рівня (блоки 8-10).

Таким чином, отримано повний комплекс моделей щодо забезпечення ефективного аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

З рис.1 та 2 видно, що первинною інформацією для подальшої оцінки ресурсної міцності являється температурний стан конструкції. У зв'язку з цим доцільним постає аналіз методів визначення температурного стану поршня.

Найбільш поширеним підходом для розрахунків теплонапруженого стану конструкції являється використання МСЕ, який дозволяє вирішувати задачі для типових областей складної форми, задавати складні ГУ, здійснювати аналіз багатокомпонентних конструкцій. Недоліками МСЕ являється необхідність згущення сітки моделі в місцях з різкої зміни крайових умов з метою отримання потрібної достовірності результатів та значна перебудова базової сіткової моделі об'єкта для аналізу конкуруючих конструкцій, розмірності вектора конструктивних параметрів x яких не збігаються. Зазначене веде до значного зростання розмірності вирішуваної задачі та, як слідство, зниження економічності розрахунків.

Іншим підходом для визначення теплонапруженого стану конструкції являється використання регіонально-структурного методу. В [1] показано ефективність застосування останнього на початкових стадіях проектування.

Нами виконано порівняння МСЕ та регіонально-структурного методу щодо визначення температурного стану поршня. На рис.3 наведено основні ділянки завдання ГУ, які призначалися за даними [1,3].

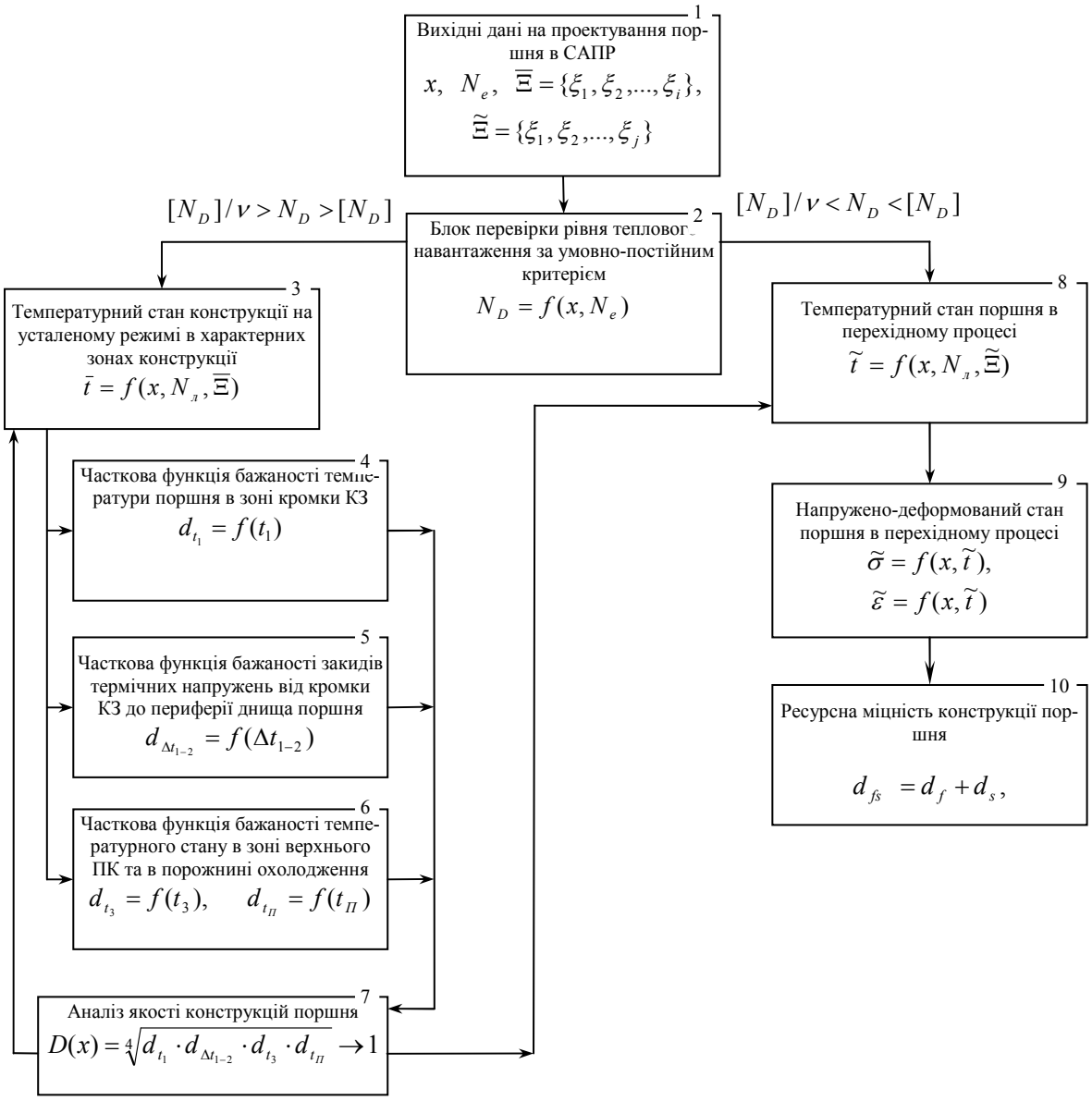


Рис. 2. Загальна схема застосування моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР

Для вирішення задачі за МСЕ розроблено тривимірну модель поршня дизеля типу ЧН12/14. На рис.4,а наведено відповідну сіткову модель поршня. На ділянках I-III виконано згущення сітки. Загальна кількість скінчених елементів – 283198.

Результати розрахунків температурного стану поршня за МСЕ при $N_л = 18{,}5\ кВт/л$ подано на рис. 4,б. Розв'язання температурної задачі у вісісиметричній постановці за регіонально структурним методом виконано за методикою [1].

В табл. наведено результати розрахунків за МСЕ – t^{MCE} та регіонально-структурним методом – t^R в контрольних точка поршня відповідно до рис.3, та порівняння цих результатів з даними [3].

Видно, що окрім контрольної точки №4 рис.3 результати використання методів є практично ідентичними. При цьому важливо що витрати часу за використанням методу скінчених елементів є до 35 разів більшими відносно регіонально-структурного методу. Саме з цього приводу застосування регіона-

Таблиця. Експериментальні та розрахункові дані температур в контрольних точках поршня

№ к/т	$t, {}^oC$ [3]	t^{MCE}, ${}^oC$	δ, %	t^R, ${}^oC$	δ, %
1	310	309	0,3	307	0,97
2	282	277	1,8	276	2,1
3	243	243	0	243	0
4	272	271	0,37	260	4,4
5	254	257	1,2	256	0,8

льно-структурного методу в блоці 3 рис.2. (особливо при реалізації процедури оптимізації конструкції x на основі багаторазових повернень з блоку 7 до блоку 3) суттєво скорочує час процесу проектування. Однак для зони з значним градієнтом температур, наприклад т.4-5 рис.3 спостерігається зростання похибки результатів за регіонально-структурним методом.

У зв'язку з вище сказаним доцільним являється використання регіонально-структурного методу в моделях нижнього рівня, а МСЕ при проведенні перевірочних розрахунків конструкції за моделями верхнього рівня та прийняття остаточного конструктивного рішення.

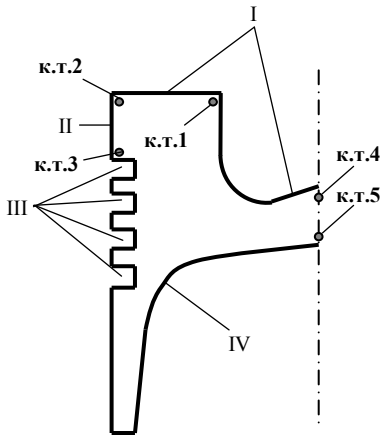
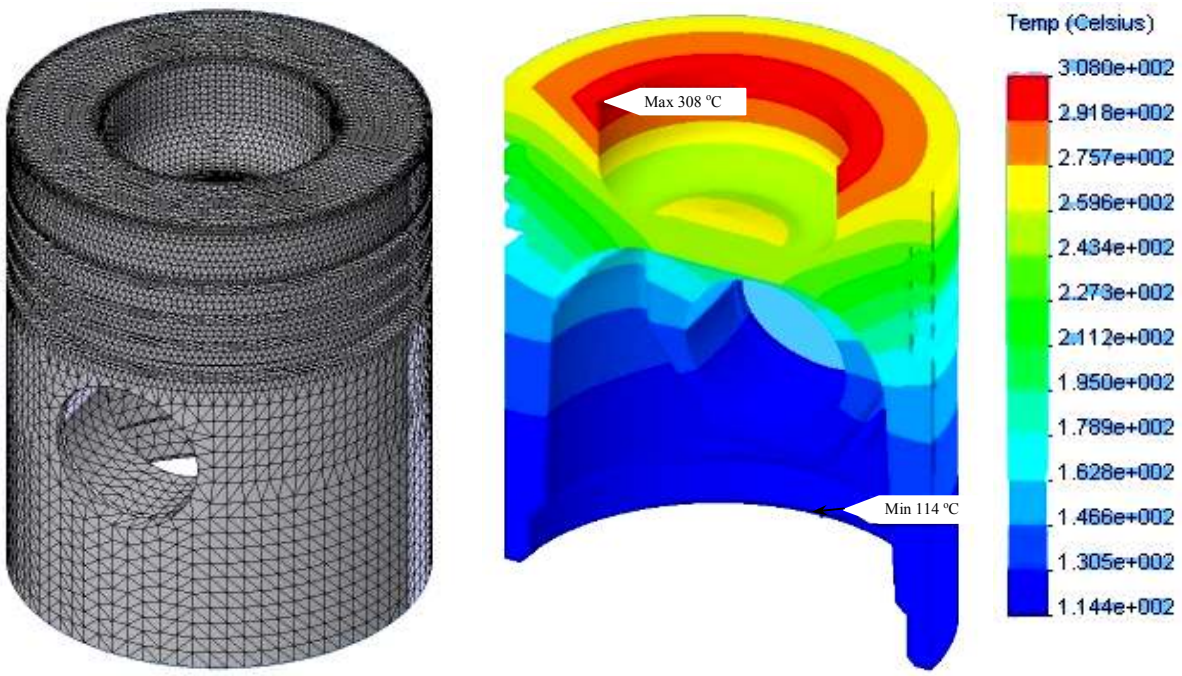


Рис. 3 Основні контрольні точки поршня, що визначають рівень його теплонапруженості (к.т. 1–5) та ділянки завдання ГУ (I-IV)



а б

Рис. 4. Сіткова модель (а) поршня дизеля 4ЧН12/14 та результат розрахунків його температурного стану (б)

Висновки

Розроблено загальну схему отримання моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижніх рівнів складності та загальну схему застосування комплексу моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

Проведено порівняльний аналіз методів щодо визначення теплонапруженого стану конструкції на прикладі поршня дизеля типу 4ЧН12/14.

Запропоновано поєднання регіонально структурного методу та МСЕ при проектуванні поршнів в САПР. Встановлено місце кожного з методів в загальній схемі використання комплексу моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

Список літератури:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с. 2. Зотов А.А., Гусев Ю.А., Белогуб А.В. Разработка и обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С. 38-43. 3. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 4. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Турчин В.Т., Вікторов В.С. Розробка багаторівневої системи аналізу тривалої міцності поршня // «Вестник науки и техники» / НТУ «ХПИ», ООО «ХДНТ». – Харьков: ООО «ХДНТ», 2005. №2-3 – С. 20-27. 5. Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. Комплекс экономичных моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.:МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 246-251. 6. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №2. – С. 30-35. 7. Турчин В.Т., Пильов В.О., Омельченко І.Г., Прокопенко М.В. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня // Двигатели внутр. сгор. – 2008. – №1. – С. 81-86. 8. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Турчин В.Т. та ін. Підвищення ефективності метода конструктивної оптимізації поршня ДВЗ за сукупністю критеріїв його термонапруженості // Двигатели внутр. сгор. – 2004. – №2. – С.122-125. 9. Турчин В.Т. Оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня швидкохідного дизеля // Вісник НТУ «ХПІ»: Збірник наук. Праць. – НТУ «ХПІ». – 2007. – №33. – С. 189-191.

УДК. 621.43

А.М. Левтеров, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж.

ТРЕХМЕРНАЯ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ АНАЛИЗА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕРМОУПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Повышение литровой мощности современных быстроходных дизелей автотракторного типа является одной из устойчивых тенденций двигателестроения. При этом, естественно, возникают проблемы обеспечения достаточного уровня надежности, обусловленной, в том числе, и теплонапряженным состоянием (ТНС) деталей камеры сгорания (КС) и, в частности поршня.

Современные методы моделирования теплообменных процессов, термомеханических напряжений и деформаций достигли высокого уровня, однако, с учетом различия конструктивных особенностей и эксплуатационных условий работы того или иного типа дизеля, при расчетном моделировании перечисленных процессов в деталях КС практически для каждой конструкции поршня или уровня форсирования двигателя возникает необходимость создавать индивидуальную расчетную модель.

Это диктуется сложной конфигурацией детали и сверхсложными нестационарными условиями её нагружения.

Созданные ранее осесимметричные расчетные модели поршней некоторых моделей отечественных тракторных дизелей семейства СМД позволили получить хорошие для своего времени результаты, по которым выполнялся соответствующий анализ ТНС и сформулированы предложения конструктивного или режимного характера для улучшения условий работы поршня, повышения его ресурса.

Однако осесимметричная модель, как известно, не позволяет учесть окружную неравномерность граничных условий (ГУ) теплообмена между поршнем и рабочим телом, что и ограничивает достоверность и температурного поля, и напряженности и деформаций. В большой мере использование осесимметричных моделей было обусловлено возможностями вычислительной техники, которые в настоящее время существенно расширены.

Разработка трехмерных расчетных моделей поршней с уточненными ГУ и особенно с более корректным моделированием характера их изменения позволит уточнить результаты расчетов, как для традиционного так и для перспективного уровня форсирования и после их анализа сформулировать необходимые меры по обеспечению надежности.

Анализ публикаций

Рсачетно-экспериментльному исследованию нестационарных температур и напряжений поршня на режимах сброса – наброса нагрузки посвящен целый ряд классических работ [1-3]. Общим недостатком этих работ была осесимметричная постановка задачи, что не позволяло полностью учитывать сложную конфигурацию поршня и окружную неравномерность ГУ.

Среди работ по анализу ТНС деталей цилиндропоршневой группы можно выделить работу авторов [4], в которой задача теплообмена между поршнем и гильзой цилиндра решается в трехмерной постановке. Такой подход дает целый ряд очевидных преимуществ.

Цели и задачи исследования

Цель исследования - создание расчетной модели поршня быстроходного дизеля, подверженного эксплуатационным тепловым и механическим нагружениям.

В проведенном исследовании ставились такие задачи:

- разработка модели поршня в трехмерной постановке;
- выбор характера изменения ГУ;
- уточнения ГУ и характера их изменения;
- расчетный анализ нестационарных температур и напряжений;
- выводы о характере изменения температур и напряжений поршня на нестационарных режимах нагружения.

Основная часть

Объект исследования - поршень быстроходного дизеля 4ЧН 12/14 (СМД-23) с тороидальной КС, изготовленной из алюминиевого сплава АЛ25. Расчетное исследование было проведено для режима наброса нагрузки от холостого хода до номинальной мощности при работе дизеля по нагрузочной характеристике.

Решение задачи в трехмерной постановке, по сравнению с осесимметричной, позволило более точно смоделировать процессы сложного теплообмена и учесть влияние конструктивных особенностей поршня на распределение температур, напряжений и деформаций. Задача решалась в декартовых координатах с использованием программного комплекса основанного на методе конечных элементов (МКЭ).

Геометрическая модель поршня была выполнена по чертежам завода - изготовителя завод "Серп и Молот".

С целью уменьшения размерности задачи используется расчетная модель, которая представляет собой фрагмент поршня, полученный при его сечении меридиональными плоскостями, параллельной и перпендикулярной оси поршневого пальца.

Дискретизация расчетной модели на КЭ представлена на рис.1. Для дискретизации расчетной модели на КЭ использовались КЭ в виде 20-и узловых параллелепипедов, грани которых образуются прямыми, либо дугами окружностей. Выбор именно такой формы КЭ, как видно из рисунка 1, позволил с достаточной точностью описать сложную внешнюю и внутреннюю конфигурацию фрагмента поршня, а также существенно уменьшить количество КЭ по сравнению с дискретной моделью составленной из КЭ в виде треугольных призм.

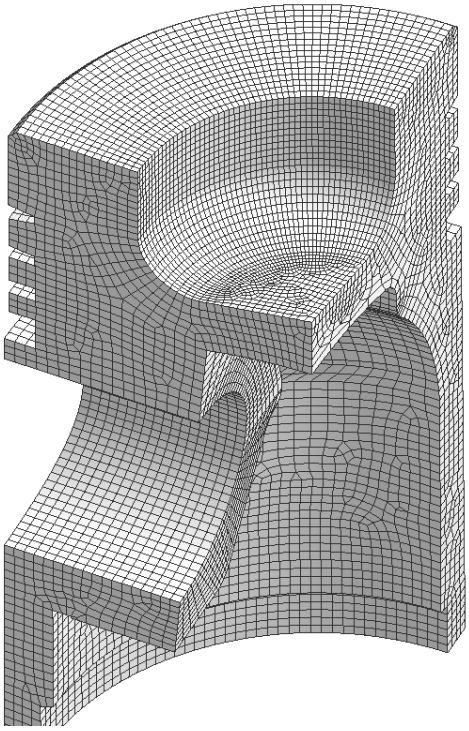


Рис. 1. Дискретизация расчетной модели поршня на КЭ

Конечноэлементная модель фрагмента поршня состоит из 53370 КЭ и 197114 узловых точек. Для более точного описания сложной конфигурации КС в поршне, а также с учетом глубины проникновения температурной волны в тело поршня на поверхности КС в поршне было выполнено локальное сгущение конечноэлементной сетки.

Схема задания ГУ на участках теплообменной поверхности поршня, а также сами значения ГУ выбирались на основании работ [2, 3] для варианта с симметричным подводом теплоты.

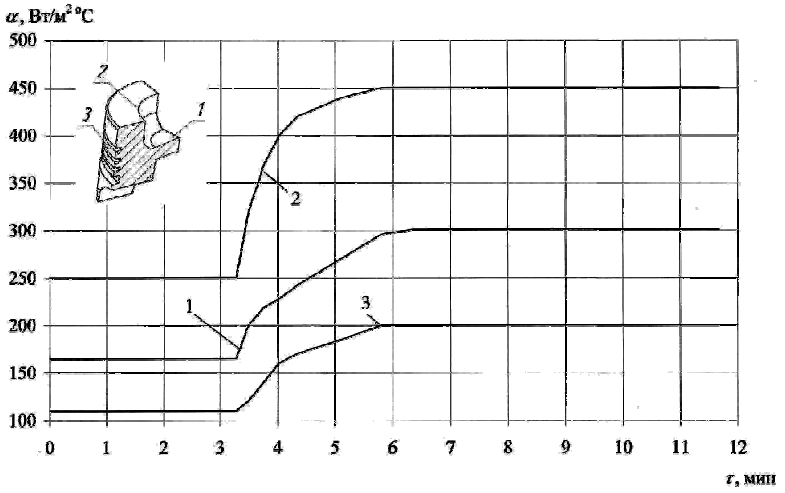
Характер изменения ГУ теплообмена выбирался на основании работ [2, 3], а также уточнялся при решении серии тестовых задач. Проведению уточненного расчета нестационарных температур и напряжений поршня при набросе нагрузки предшествовало решение серии тестовых задач в квазистационарной постановке. Температуры в контрольных точках сравнивались с данными термометрирования поршня на данных режимах, с последующей корректировкой характера изменения и значений самих ГУ теплообмена.

Изменение ГУ 3-го рода нестационарной задачи теплопроводности при набросе нагрузки представлены на рис.2 [3].

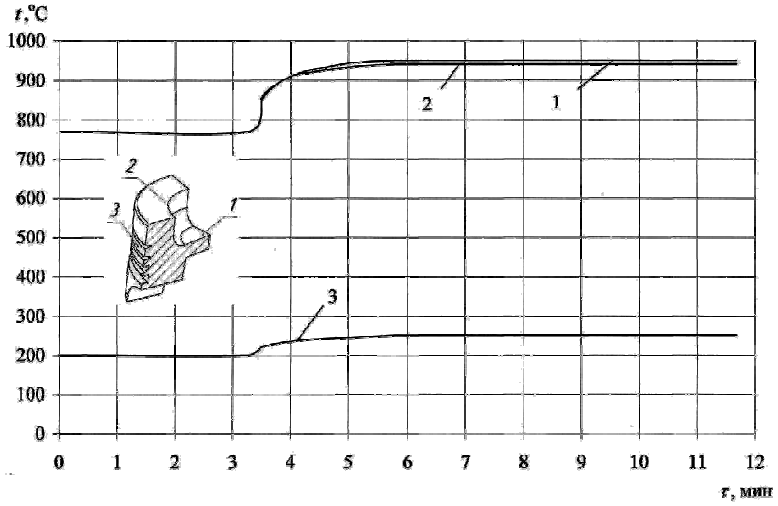
Схема закрепления поршня была выбрана на основании работ [2, 3], а ГУ задачи механики учитывались в виде давления на поверхность головки поршня, равного максимальному давлению сгорания в цилиндре в зависимости от режима нагрузки.

Расчетный анализ нестационарных температур и напряжений при набросе нагрузки.

Перед расчетным моделированием наброса нагрузки моделировалась работа двигателя на режиме холостого хода в течении 200 с, что необходимо для стабилизации температурного поля поршня, при этом значения ГУ не изменялись. Далее в соответствии с принятым характером изменения ГУ теплообмена моделировался процесс наброса нагрузки, который продолжался в течении 200 с, с последующим моделированием работы двигателя на номинальном режиме в течении 300 с, необходимым для стабилизации термоупругих напряжений поршня (рис. 2.).



а



б

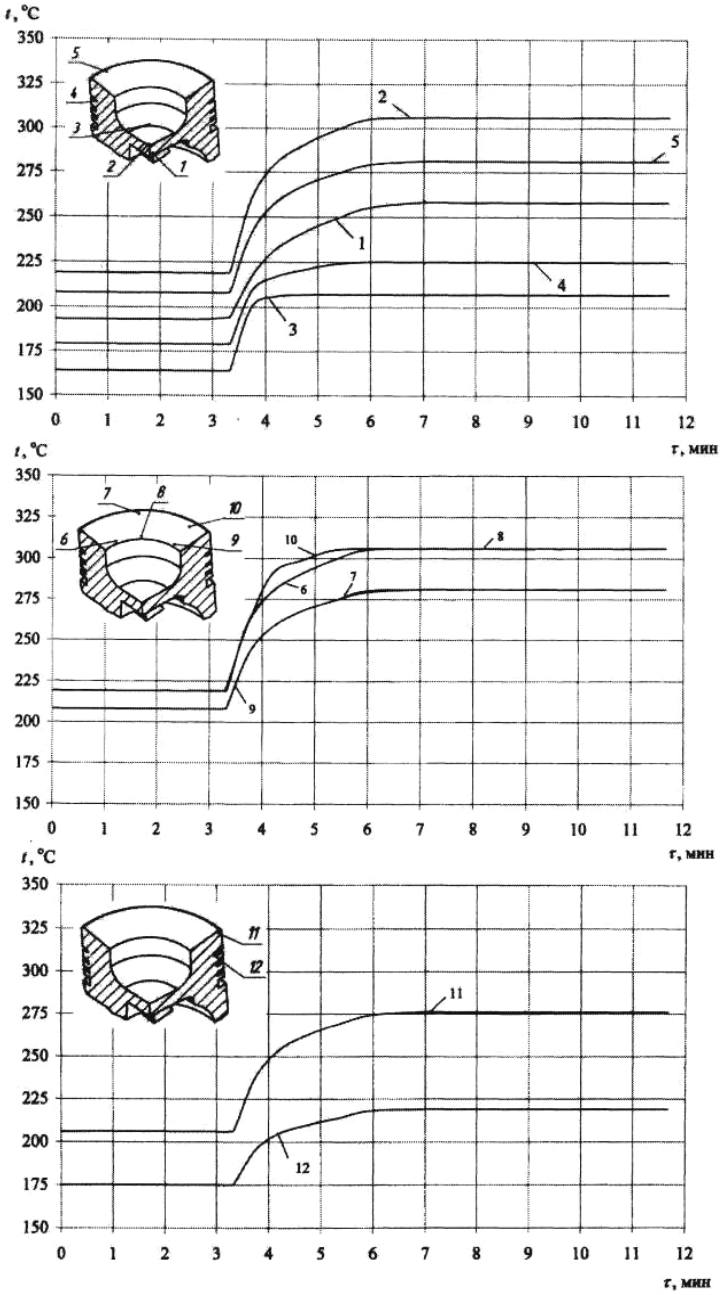
Рис. 2. Изменение ГУ 3-го рода нестационарной задачи теплопроводности:
а - коэффициент теплообмена между поршнем и рабочим телом; б - температура рабочего тела

Изменение расчетных значений температур в контрольных точках поршня представлено на рис. 3.

Нестационарные температуры в контрольных точках поршня (рис. 3) изменяются в соответствии с характером изменения ГУ теплообмена на соответствующих участках (рис. 2). Максимальные температуры зафиксированы на кромке КС в поршне и изменяются от 210 до 310 ^oC (точки 6, 8 и 10). В районе кольцевой канавки под первое компрессионное кольцо (точка 4) температура изменяется от 195 до 225 ^oC.

Также следует отметить значительный перепад температур между центральной частью КС в поршне (точка 2) и периферией (точка 3), который достигает 100 ^oC.

Наличие перепада температур между кромкой КС в поршне (точки 6, 8 и 10) и его периферией (точки 5 и 7) вызывает при набросе нагрузки существенный прирост термоупругих напряжений на кромке КС и может привести к появлению термоусталостных трещин, которые сделают невозможной дальнейшую эксплуатацию такого поршня.



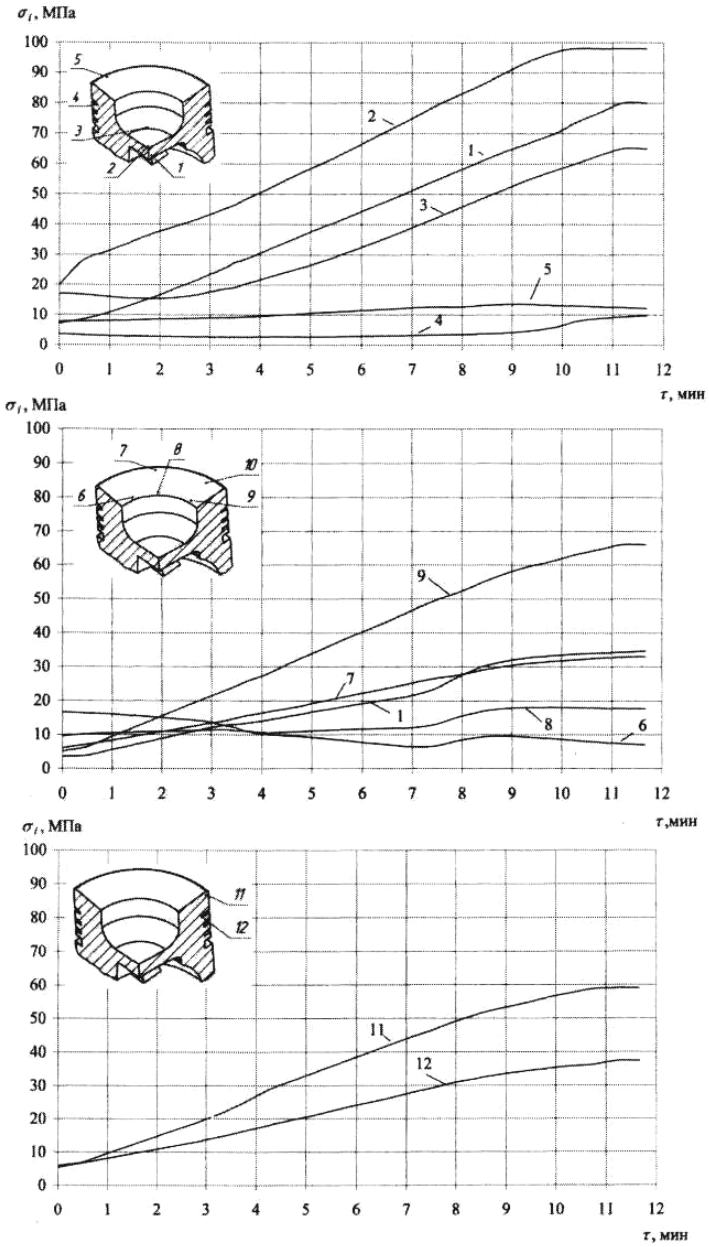
наброс нагрузки с холостого хода до номинальной мощности

Рис. 3. Изменение температуры в характерных точках поршня дизеля 4ЧН 12/14 с тороидальной КС ($N_л$ = 18,5 кВт/л, $n_н$ = 2000 мин$^{-1}$)

В качестве критерия оценки напряженности поршня, с учетом рекомендаций работы [3], для поршня, изготовленного из алюминиевого сплава, была выбрана интенсивность напряжений.

Изменение расчетных значений термоупругих напряжений в характерных точках поршня представлено на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что максимальные напряжения при набросе нагрузки возникают в центральной части поршня (точка 2), и на кромке КС в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца (точка 9). Интенсивность термоупругих напряжений в точке 2 изменяется от 20 до 98 МПа, а в точке 9 от 5 до 67 МПа.



наброс нагрузки с холостого хода до номинальной мощности

Рис. 4. Изменение термоупругих напряжений в характерных точках поршня дизеля 4ЧН 12/14 с тороидальной КС ($N_л$ = 18,5 кВт/л, $n_н$ = 2000 мин$^{-1}$)

Минимальные расчетные напряжения зарегистрированы на кромке КС в плоскости лежащей вдоль оси поршневого пальца (точка 6) и изменяются от 20 до 7 МПа. Такая окружная неравномерность интенсивностей напряжений в поршне объясняется его асимметрией, обусловленной бобышками и соответственно резко отличающейся вертикальной жесткостью в плоскостях, параллельной и перпендикулярной оси поршневого пальца.

Выводы

Таким образом, по результатам расчетного исследования можно сделать выводы: решение задачи нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке позволило более полно оценить влияние

конструктивных особенностей поршня на распределение нестационарных температур и напряжений по участкам поршня, уточнить характер изменения ГУ при набросе нагрузки и их значения, а также выявить пути по улучшению условий работы поршня на нестационарных режимах нагружения.

В последующих работах планируется оценить влияние термопластической постановки задачи на результаты расчетного моделирования нестационарных напряжений поршня быстроходного дизеля.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М., Шиманский В.К. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях // Двигатели внутреннего сгорания. - 1989. - Вып. 49. - С. 20 - 26. 2. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М. Влияние вставки под первое поршневое кольцо на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. - 1987. - Вып. 46. - С. 3 - 10. 3. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях. Дисс. ... канд. техн. наук. - Харьков, 1991. - 213 с. 4. Albin Mierbach;. Richard Mittler. Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren // MTZ. – 2006. №1. P 18-23.

УДК 621.81

А.А. Жуков, канд. техн. наук, В.А. Жуков, канд. техн. наук, А.П. Навоев, инж.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ПРИ ПОВЫШЕНИИ ЭКОЛОГИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение

Быстрый рост мирового парка двигателей внутреннего сгорания (ДВС) вынуждает правительства развитых стран ужесточать допустимые нормы расхода топлива и выбросов в атмосферу с отработавшими газами вредных отравляющих веществ. Это проявляется в принятии ряда документов, регламентирующих токсичность и дымность отработавших газов: Правила ЕЭК ООН ECE-R49 (1982 г.); Правила ЕЭК ООН 49.01 (1989 г.); Правила ЕЭК ООН Euro-1 (1993 г.); Euro-2 (1996 г.); Euro-3 (2000 г.), Euro-4 (2005). Киотское соглашение (1997 г.) и другие [1].

Исследования показывают [2;3], что для улучшения процесса сгорания требуется увеличение давления впрыскивания топлива до 120-150 МПа и более. Такие давления впрыскивания могут быть обеспечены топливными насосами высокого давления (ТНВД) нового поколения. Замена на уже выпускающихся двигателях ТНВД на новые с повышенной энергией впрыскивания требует замены и привода ТНВД, так как увеличение усилий, действующих в зубчатых зацеплениях, приводит к снижению ресурса зубчатых колес (ЗК) и может послужить причиной выхода механизма привода из строя.

К числу деталей, работающих в тяжелых условиях и лимитирующих надежность двигателей, следует отнести зубчатые колеса (ЗК) привода агрегатов, прежде всего, форсированных дизелей с повышенной энергией впрыскивания. К таким двигателям можно отнести последние модификации дизелей семейства ЯМЗ, выпускаемые АО «Автодизель» и ОАО «Тутаевский моторный завод»

Формулирование проблемы

Повышение мощностных, экономических и экологических показателей автомобильных двигателей (табл. 1) обеспечивается, главным образом, за счет модернизации системы топливоподачи и повышение энергии впрыскивания. По сравнению с двигателем ЯМЗ-238, максимальное давление впрыскивания которого составляет 63…65 МПа, в моделях ЯМЗ-8424 и ЯМЗ-8481 это давление повышено на 40 %, а в двигателях ЯМЗ-7511 и ЯМЗ-658 – в два раза.

Таблица 1. Технико-экономические характеристики двигателей ЯМЗ

Марка двигателя	Литровая мощность, кВт/л	Давление впрыскивания топлива, МПа	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный эффективный расход топлива $g_{еном}$, г/(кВт*ч)	Соответствие экологическим нормативам
ЯМЗ-238	11,84	62	0,68	234	Euro – 0
ЯМЗ-8424	20,03	92,1	1,16	225	Euro – 1
ЯМЗ-8481	14,92	80,6	0,94	218	Euro – 2
ЯМЗ-7511	19,78	135,3	1,24	215	Euro – 2
ЯМЗ-658	26,72	139,9	1,68	212	Euro – 3

Целью проведенных исследований являлась оценка влияния повышения давления впрыскивания на условия работы зубчатых колес механизма привода ТНВД. В качестве объекта исследований был выбран механизм привода дизелей семейства ЯМЗ.

Решение проблемы

Дизели ЯМЗ имеют систему топливоподачи с разделенным впрыском и оснащаются блочными плунжерными ТНВД. Расчетная схема системы топливоподачи приведена на рис. 1.

Пренебрегая силой трения в паре кулачок – ролик толкателя, силу *S,* действующую на ролик со стороны кулачка, можно считать направленной по нормали к профилю кулачка. Силы $S_О$ и $S_Б$ – осевая и боковая составляющие силы S соответственно, γ – угол давления. Если рассматривать состояние равновесия толкателя, то он будет находиться под действием движущей силы *S* и приведённой силы *F*, включающей в себя силу сопротивления пружины, силы от переменного давления топлива $p_{пл}$ в надплунжерном пространстве $V_Н$, силу трения. Крутящий момент на валу кулачка ТНВД $M_{кул}$, необходимый для создания движущей силы с учетом жесткости пружины рассчитывался по формуле [4] без учёта деформации элементов цепи привода и кулачкового вала:

$$M_{кул} = \frac{30 \cdot i_{пл} \cdot \frac{dh_{пл}}{dt}}{\pi \cdot n_{кул} \cdot \eta_{ТНВД}} \left[\begin{array}{l} f_{пл} \cdot P_{пл} + \frac{d^2 h_{пл}}{dt^2} \cdot m_{пл}^{\Sigma} + \\ + C_{пр}^{пл} \cdot \left(h_{пл} + L_{пред} \right) \end{array} \right] + \\ + M_{сопр}, \qquad Н \cdot м \qquad (1)$$

где $i_{пл}$ – число одновременно работающих плунжеров; $\frac{dh_{пл}}{dt}$ – скорость плунжера, м/с; $n_{кул}$ – частота вращения кулачкового валя ТНВД, мин$^{-1}$; $\eta_{ТНВД}$ – коэффициент полезного действия ТНВД. Для рядных ТНВД $\eta_{ТНВД}$ = 0,77…0,79; $f_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера, мм^2; $P_{пл}$ – давление топлива в надплунжерном пространстве, МПа; $\frac{d^2 h_{пл}}{dt^2}$ – ускорение плунжера, м/с^2; $m_{пл}^{\Sigma}$ – суммарная масса подвижных частей, кг; $C_{пр}^{пл}$ – жёсткость возвратной пружины, Н/мм; $h_{пл}$ – ход плунжера, мм; $L_{пред}$ – величина предварительной затяжки возвратной пружины, мм; $M_{сопр}$ – момент, оценивающий потери мощности, не связанной с работой нагнетания, Нм.

$$M_{сопр} = A_1 \cdot A_2 \cdot i_{цил} \cdot d_{пл}^2 \cdot h_{пл}^{\max}, \qquad Н \cdot м \qquad (2)$$

где A_1 = 1,0 – для рядных или индивидуальных ТНВД со смазкой маслом, A_2 = 8,8 – для распределительных ТНВД со смазкой топливом; A_2 = 1125 кН/м^2; $i_{цил}$ – число цилиндров; $d_{пл}$ – диаметр плунжера, м; $h_{пл}^{max}$ – максимальный ход плунжера, м.

Результаты расчетов свидетельствуют, что повышение давления впрыскивания приводит к возрастанию максимальных значений момента сопротивлений на кулачковом валу ТНВД в 3-4 раза.

Таким образом, увеличение давления впрыскивания приводит к необходимости передавать существенно большие крутящие моменты от коленчатого вала через механизм привода агрегатов (рис.2) к кулачковому валу ТНВД.

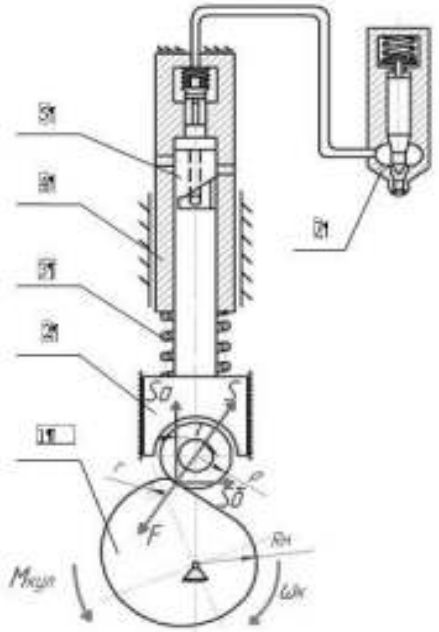


Рис.1. Схема топливной системы с распределённым впрыском

1 – кулачок; 2 – роликовый толкатель; 3 – пружина; 4 – плунжерная втулка; 5 – плунжер; 6 – нагнетательный клапан; 7 – форсунка

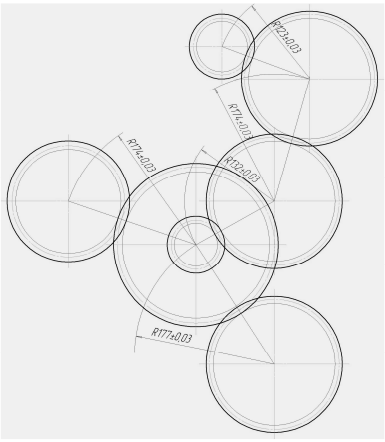


Рис. 2. Схема механизма привода агрегатов двигателей семейства ЯМЗ–840:

1 – ведущая шестерня коленчатого вала; 2 – блок промежуточных шестерён: 2А – промежуточная шестерня привода распределительного вала с числом зубьев z = 60; 2Б – промежуточная шестерня привода распределительного вала с числом зубьев z = 30; 3 – шестерня распределительного вала; 4 – шестерня привода ТНВД; 5 – шестерня пневмокомпрессора; 6 – шестерня привода насоса гидроусилителя рулевого управления (устанавливается только на автомобильные модификации двигателей).

Контактные и изгибные напряжения, действующие в зубчатых зацеплениях рассчитывались по методике, изложенной в работе [5].

Результаты произведенных расчетов представлены в виде графических зависимостей контактных (рис. 3) и изгибных (рис. 4) напряжений от максимального давления впрыскивания (момента сопротивления на кулачковом валу насоса).

Известно, что предельно допустимые напряжения существенно зависят от вида химико-термической обработки. В табл. 2 [6] приведены значения пределов выносливости и допускаемых напряжений для контактных и изгибных напряжений для наиболее типичных видов упрочняющей обработки зубчатых колес.

С учетом установленных для зубчатых колес коэффициентов безопасности (запасов прочности): $S_H = 1{,}2$ $S_F = 1{,}7$, следует установить максимально

допустимые моменты сопротивления на валу ТНВД и соответствующие им максимальные давления впрыскивания топлива (табл. 3).

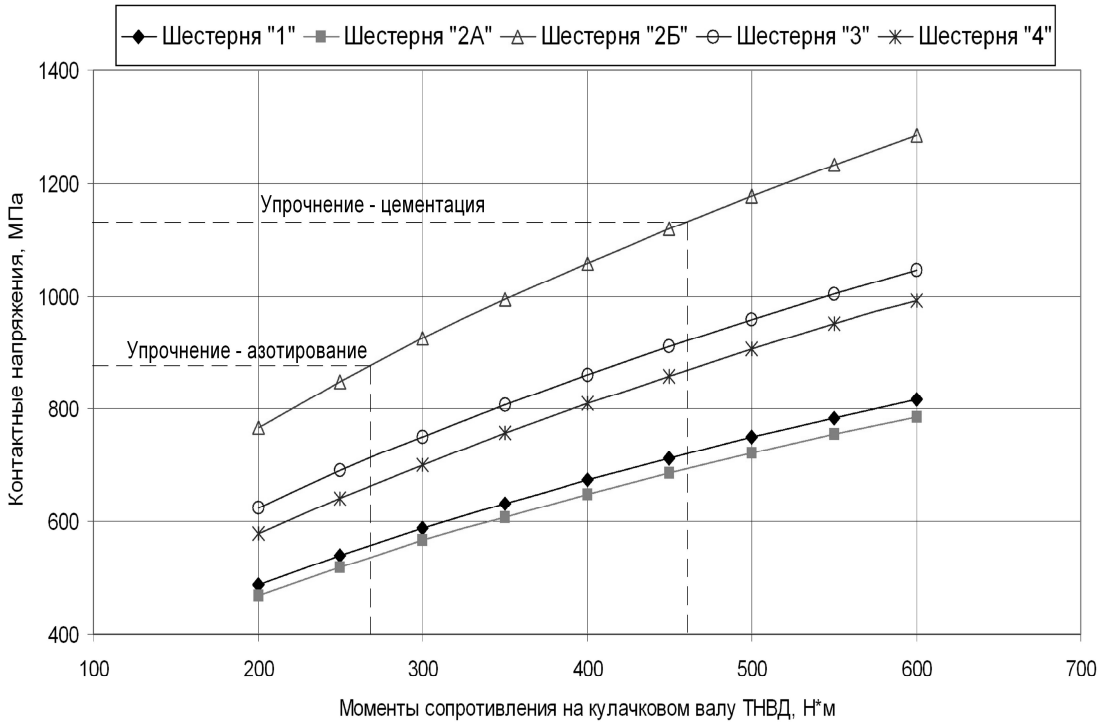


Рис. 3. Зависимость контактных напряжений в зубьях шестерён привода агрегатов от давления впрыскивания (момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД)

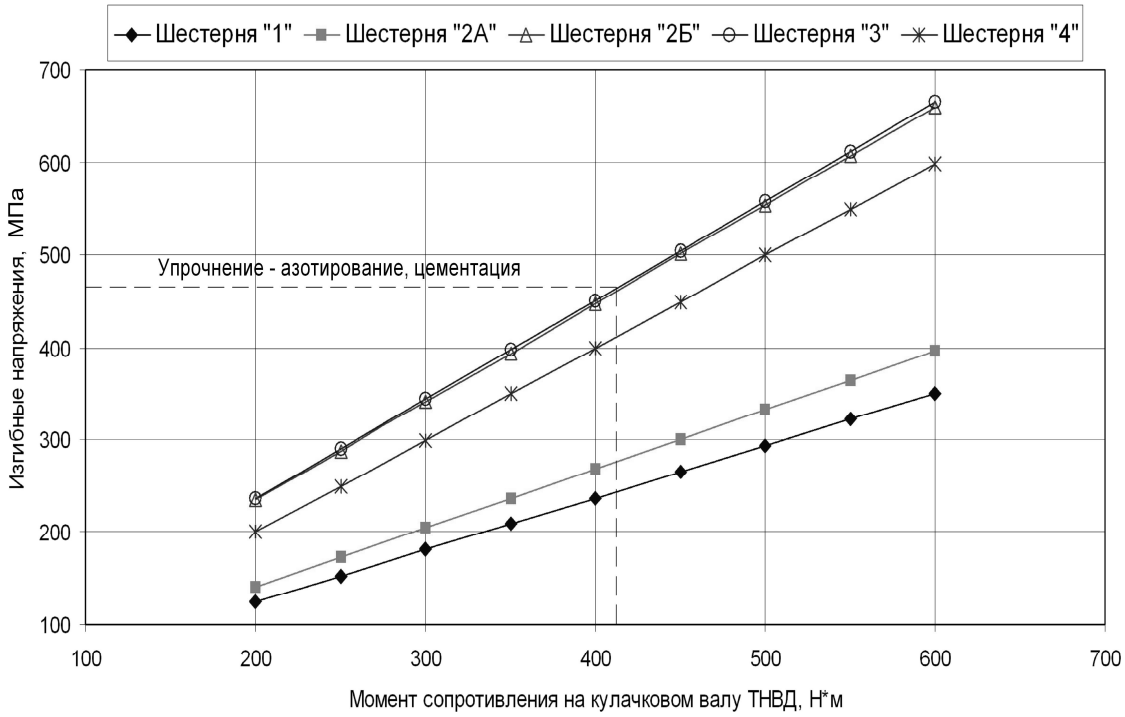


Рис. 4. Зависимость изгибных напряжений в зубьях шестерён привода агрегатов от давления впрыскивания (момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД)

Таблица 2. Пределы выносливости и допускаемые напряжения для зубчатых колёс

Вид упрочняющей обработки	Предел выносливости, МПа		Допускаемые напряжения, МПа	
	$\sigma^{o}_{H\,lim}$	$\sigma^{o}_{F\,lim}$	$[\sigma_H]$	$[\sigma_F]$
Азотирование	1050	804	875	473
Цементация	1357	800	1131	471

Таблица 3. Предельно допустимые значения момента сопротивления на валу ТНВД и максимального давления впрыскивания

Вид упрочняющей обработки	Допустимый момент сопротивления $M_{кул}$, Нм		Допустимое максимальное давление впрыскивания $p_{впр}$, МПа	
	По изгибным напряжениям	По контактным напряжениям	По изгибным напряжениям	По контактным напряжениям
Азотирование	470,6	311,0	100–105	85–87
Цементация	468,5	535,4	100–105	108–110

Анализ расчетных данных показывает, что повышение давления впрыскивания в дизелях ЯМЗ на 12,5 % приводит к росту максимального момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД на 30,2 %, контактных напряжений – на 16,5 %, изгибных напряжений – на 30,3 %. Таким образом, можно установить максимальные давление впрыскивания топлива для двигателей семейства ЯМЗ–840, по допустимым контактным и изгибным напряжениям в зубчатых колёсах. Они будут находиться в пределах: 100–105 МПа по изгибным напряжениям и 85–87 МПа по контактным напряжениям – для азотированных зубчатых колёс, 100–105 МПа по изгибным напряжениям и 108–110 МПа по контактным напряжениям – для цементованных зубчатых колёс.

Заключение

Повышение энергии впрыскивания, необходимое для уменьшения токсичности и дымности отработавших газов, практически исчерпало запасы прочности зубчатых колес. Тенденции современного двигателестроения свидетельствуют, что давление впрыскивания будет повышаться и далее. Поэтому задача повышения нагрузочной способности ЗК привода агрегатов остается актуальной и может быть решена путем изменения геометрических параметров зубчатых колес (делительного диаметра, модуля, ширины), снижением жесткости элементов привода, применением более эффективной упрочняющей обработки или использования для изготовления ЗК более прочных конструкционных материалов. Первый и второй способы для серийно выпускаемых двигателей являются мало приемлемыми, поскольку требуют значительных изменений в конструкции двигателя. Поэтому, наиболее перспективны - применение упрочняющей обработки, и использование высокопрочного материала, например, бейнитного чугуна [7].

Список литературы:

1. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. - М.: Легион-Автодата, 2000. – 80 с. 2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей.– М.: Издательство МГТУ ,2002.–376 с. 2. Марков В.А., Кислов С.И., Хватов В.А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. – М.: Изд–во МГТУ , 2000. – 296с. 3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов. – М.: Легион–Автодата, 2004. – 334 с. 4. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. 5. Дащенко А.И., Гладков В.И., Елхов П.Е. и др. Технология двигателестроения. – М.: Изд. МГТУ «МАМИ», 2001. – 496 с. 6. Жуков А.А. Жуков В.А., Михайлов Н.А.. Навоев А.П. Анализ напряженного состояния и повышение эксплуатационной долговечности зубчатых колес привода агрегатов двигателей ЯМЗ-840 // Двигатели внутреннего сгорания. 2004. - №2. – Харьков: Изд. ХПИ, – с. 99-103

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Л. Супрун, асп. В.В. Шинкаренко, студ.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В БЕНЗИНОВОМУ ДВИГУНІ

Вступ

В останні роки спостерігається значний прогрес у підвищенні паливної економічності і зниженні змісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах автомобільних двигунів. Одним з методів, що дозволяють поліпшити дані показники, є регулювання ступеня стиску (ε) на часткових навантаженнях двигуна. Для регулювання ступеня стиску на часткових режимах застосовуються різні конструктивні рішення як самого двигуна, так і механізму зміни ступеня стиску.

Формулювання проблеми. Історичний огляд

Механізм зміни ступеня стиску, представлений у даній статті, є принципово новим. Тому необхідно провести теоретичні й дослідно-конструкторські роботи з його створення.

Наприкінці 90-х років XX століття були створені експериментальні зразки автомобільних двигунів, у яких для регулювання ступеню стиску реалізовувались.

Один з варіантів двигунів з рухливим циліндром розроблений фахівцями фірми SAAB (Швеція) [3]. Конструкція двигуна, названого SVC (рис. 1), передбачає з'єднання блоку циліндрів і картера за допомогою шарніра. Поворот блоку циліндрів дозволяє змінювати надпоршневий об'єм, завдяки чому ступінь стиску змінюється від 8 до 14.

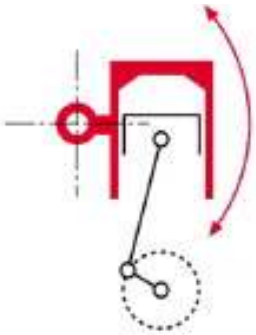


Рис. 1. Принципова схема двигуна

Рис. 2. Схема двигуна FEV

Фахівцями фірми FEV Motorentechnik Gmb (Німеччина) [2] розроблений і виготовлений багатоциліндровий варіант двигуна DiamlerChrysler з рухливим колінчастим валом (рис. 2). У цьому двигуні корінні підшипники розташовані в ексцентрикових втулках. Втулки мають зубчасті вінці й можуть повертатися за допомогою зубчастих коліс, розміщених на єдиному валу.

Основним недоліком двигунів зі змінною висотою блоку циліндрів, є зниження міцності блоку циліндрів внаслідок збільшення кількості сполучень. Крім того, у цих двигунах елементи механізмів зміни висоти блоку циліндрів випробовують значні навантаження від газових й інерційних сил, що негативно позначається на їхній працездатності.

Останнім часом концерн DaimlerChrysler AG (Німеччина) разом із ГНЦ НАМІ (Росія) [6] розробив проект дволітрового чотирициліндрового двигуна М 111 на базі двигуна Mercedes (рис. 3). Ступінь стиску змінюється від 7,5 до 14 за допомогою названого розроблювачами траверсного механізму. Економія палива перевищує 15 %. Експериментальні зразки двигуна пройшли випробування

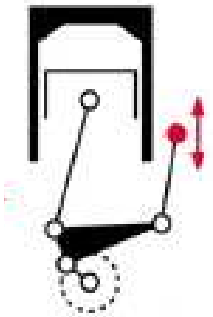


Рис. 3. Схема двигуна з траверсним механізмом

на Daimler-Chrysler AG і лабораторіях ГНЦ НАМІ.

Цей механізм зміни ступеня стиску має складну конструкцію й вимагає великих витрат енергії на його привід. Наявність додаткових кінематичних ланок й опор приводить до збільшення габаритів і маси двигуна, зниженню надійності й підвищенню його вартості.

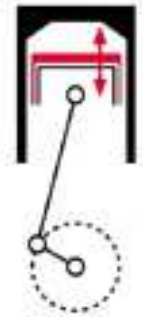


Рис. 4. Схема двигуна с ПАРСС

Застосування поршня, що автоматично регулює ступінь стиску (ПАРСС) [5], також дозволяє змінювати ступінь стиску в широких межах. Уперше конструкція ПАРСС запропонована в 1952 р. Британським науково-дослідним інститутом двигунів.

Відомі зараз системи з гідравлічним приводом ПАРСС мають порівняно низьку чутливість механізму, що приводить до деякого відставання регулювання ступеня стиску при зміні режиму роботи двигуна. Це особливо почувається в бензинових двигунах, де в момент різкого збільшення навантаження виникає короткочасна детонація.

У відомих двигунах максимальний ступінь стиску на малих навантаженнях не перевищує 12...14 через зниження ефективного к.к.д внаслідок значних втрат на тертя. Це обмежує можливість подальшого підвищення паливної економічності за рахунок збільшення ступеня стиску понад 14.

Рішення проблеми

З погляду реалізації змінного ступеня стиску понад 14 перспективним є безшатунний двигун із кривошипно-кулісним механізмом. У безшатунному двигуні, на відміну від відомих ДВЗ, ефективний к.к.д має тенденцію підвищуватися при збільшенні ступеня стиску до 17 і вище внаслідок відносно малих втрат на тертя у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання.

В автомобільно-дорожньому інституті ДонНТУ під керівництвом проф. М.І. Міщенка ведуться роботи зі створення бензинового ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом ККМ [1].

Принципова схема безшатунного двигуна показана на рис. 5.

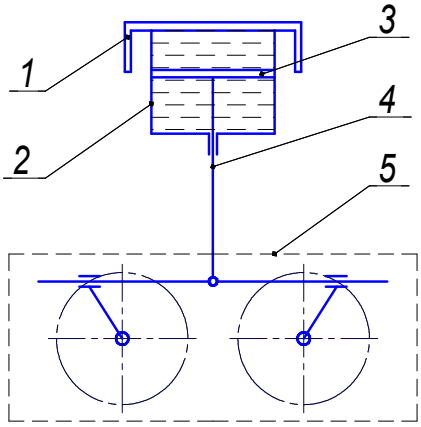


Рис. 5. Схема безшатунного двигуна, розробленого в АДІ ДонНТУ:
1 – поршень двигуна; 2 – корпус МЗСС;
3 – поршеньок; 4 – шток;

Безшатунний двигун являє собою двухвальний поршневий ДВЗ із ККМ, у якому зусилля від поршня 1 передається через механізм зміни ступеня стиску (корпус 2 і поршеньок 3) і шток 4 на колінчасті вали 5. Механізм зміни ступеня стиску (МЗСС) має гідравлічний привід з живленням від системи змащення двигуна й електронну систему керування (на рис. 5 не показана), пов'язану з датчиком детонації. У цьому ДВЗ відносно просто реалізується змінний ступінь стиску завдяки наявності штока замість шатуна. Для зменшення ступеня стиску використаються сила тиску газів у циліндрі двигуна й сила інерції рухливої частини механізму, а також – тиск масла в робочих порожнинах механізму.

Розрахунок МЗСС

Розроблена методика розрахунку МЗСС дозволяє визначити час спрацьовування механізму й виб-

рати раціональні параметри механізму на стадії проектування.

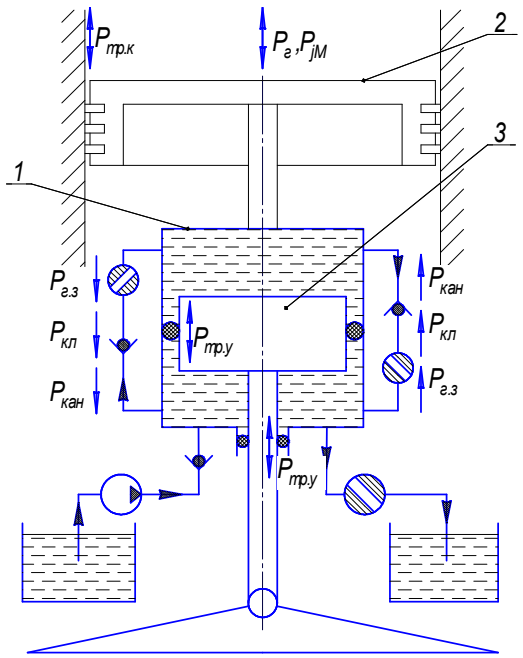


Рис. 6. Схема до розрахунку механізму зміни ступеня стиску

На рис. 6 показана розрахункова схема МЗСС. Переміщення корпуса механізму, жорстко пов'язаного з поршнем 2 двигуна, відносно поршенька 3 викликає зміну об'єму камери згоряння, а, отже, і зміну ступеня стиску.

Переміщення рухливої частини механізму визначається диференційним рівнянням

$$m_M \frac{d^2x}{dt^2} = P_г + P_{jM} - P_{тр.к} - P_{гидр} - P_{тр.у},$$

де x – переміщення корпуса механізму; m_M – маса рухливої частини механізму; t – час переміщення; $P_г$ – сила тиску газів; P_{jM} – сила інерції рухливої частини механізму; $P_{тр.к}$ – сила тертя поршневих кілець; $P_{гидр}$ – сила, що характеризує гідравлічні втрати в механізмі; $P_{тр.у}$ – сила тертя в ущільненнях.

Сила тиску газів $P_г$ ураховує параметри навколишнього середовища, конструктивні особливості систем впуску й випуску, режим роботи двигуна, а також ступінь стиску.

Сила інерції P_{jM} для безшатунного двигуна визначається за формулою

$$P_{jM} = -m_M R\omega^2 cos(\varphi), \qquad (2)$$

де m_M – маса рухливої частини механізму; R - радіус кривошипа; ω - кутова швидкість обертання кривошипа; φ - кут повороту кривошипа.

Маса рухливої частини механізму

$$m_M = m_п + m_{к.м} + m_{кр} + m_{п.в} + m_м, \qquad (3)$$

де $m_п$ – маса поршня з кільцями; $m_{к.м}$ – маса корпуса механізму; $m_{кр}$ – маса кришки з гайкою; $m_{п.в}$ – маса поворотної втулки; $m_м$ – маса масла в механізмі.

Сила тертя комплекту поршневих кілець $P_{тр.к}$ визначається за перетвореною залежністю [2]

$$P_{тр.к} = \left(sign(v)c_1\sqrt{|v|}\right)\left(1 - c_2\frac{T - T_{пр}}{T_{пр}}\right)\times$$

$$\times\left(1 + c_3\frac{p_г - p_{атм} + \sigma_0 - \sigma_{пр}}{p_{атм}}\right)\left(\frac{d}{d_{пр}}\right)^2, \qquad (4)$$

де перший співмножник описує вплив швидкості поршня, другий – температури масла, третій – тиску в циліндрі, четвертий - діаметра циліндра; c_1, c_2, c_3 – коефіцієнти; c_1=28; c_2=0,25; c_3=0,3 при v<0 і c_3=0,15 при v>0; $T_{пр}$ – наведена температура, $T_{пр}$=313 К; T - температура стінки циліндра; $p_г$ – тиск у циліндрі двигуна; $p_{атм}$ – атмосферний тиск; σ - радіальна напруга кільця; $\sigma_{пр}$ – наведена напруга кільця; $d_{пр}$ – наведений діаметр циліндра, $d_{пр}$=165 мм.

Температура стінки циліндра, яка змінюється при переміщенні поршня визначається із апроксимуючої залежності, отриманій на підставі експериментальних даних сучасних бензинових ДВЗ

$$T = T_u - (T_0 - T_u)\sqrt{\frac{x_i}{S}}. \qquad (5)$$

Тут T_0 – температура циліндра в зоні кільця при положенні поршня у в.м.т.; T_u – температура циліндра в зоні кільця при положенні поршня в н.м.т.; x_i –

поточне положення кільця по висоті циліндра; S - повний хід поршня.

Сила $P_{гидр}$ ураховує втрати, що виникають при русі масла через канали $P_{кан}$, зворотні клапани $P_{кл}$ і гідрозамки $P_{гз}$.

$$P_{гидр} = \rho g a_i Q_i^2 F_i, \qquad (6)$$

де ρ – густина масла; g – прискорення сили ваги; a_i – гідравлічний опір прямого або зворотного каналів; Q_i – витрата масла при прямому або зворотному русі корпуса механізму; F_i – внутрішня активна площа корпуса механізму.

Гідравлічний опір прямого й зворотного каналів визначається за формулами Дарсі [7]:

$$a_{пр} = \left(\lambda \frac{l_{пр}}{d_{пр}} + \xi_{пр}\right)\frac{8}{\pi^2 d_{пр}^4 g};$$
$$a_{обр} = \left(\lambda \frac{l_{обр}}{d_{обр}} + \xi_{обр}\right)\frac{8}{\pi^2 d_{обр}^4 g}, \qquad (7)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; $l_{пр}$, $l_{обр}$ – довжина каналу при прямому й зворотному ході; $d_{пр}$, $d_{обр}$ – діаметр каналу при прямому і зворотному ході; $\xi_{пр}$, $\xi_{обр}$ – сумарні коефіцієнти місцевих опорів при прямому і зворотному ході.

Коефіцієнти враховують втрати при зміні діаметра каналів, поворот каналів, наявність клапанів і гідрозамків.

Витрата масла для:

прямого ходу

$$Q_{пр} = S_n \frac{dx}{dt}, \qquad (8)$$

зворотного ходу

$$Q_{обр} = (S_n - S_{шт})\frac{dx}{dt} = kS_n \frac{dx}{dt}, \qquad (9)$$

де $F_{шт}$ – площа штока поршня; F_n – площа поршенька; $\frac{dx}{dt}$ – швидкість переміщення поршенька; k – коефіцієнт пропорційності

$$k = 1 - \frac{F_{шт}}{F_n}. \qquad (10)$$

У формулі (6) активна площа F_i змінюється залежно від напрямку руху корпуса механізму. При прямому ході $F_i = F_n$, а при зворотному $F_i = kF_n$.

В конструкції МЗСС ущільнення між поршеньком і корпусом МЗСС здійснюється гумовими манжетами. Сила тертя для даного випадку має вигляд

$$P_{тр} = \mu h_{y1} \pi d_n \left(p_{в.п.} - p_{н.п.}\right) +$$
$$+ \mu h_{y2} \pi d_{шт} \left(p_{н.п.} - p_{атм}\right), \qquad (11)$$

де μ – коефіцієнт тертя; h_{y1}, h_{y2} – ширина верхнього й нижнього ущільнень; d_n, $d_{вт}$ – діаметр поршенька МЗСС і втулки поршенька; $p_{в.п}$, $p_{н.п}$ – тиск масла відповідно у верхній і нижній порожнині МЗСС.

Виразимо діаметр штока поршенька через діаметр поршенька співвідношенням

$$d_{шт} = d_n \sqrt{1-k}. \qquad (12)$$

Після деяких перетворень одержимо

$$P_{тр} = \mu \pi d_n \begin{bmatrix} h_{y1}\left(p_{в.п.} - p_{н.п.}\right) + \\ + \sqrt{1-k}\, h_{y2}\left(p_{н.п.} - p_{кар}\right) \end{bmatrix}.$$

Результати досліджень

Адекватність моделі перевірялася на безмоторній установці.

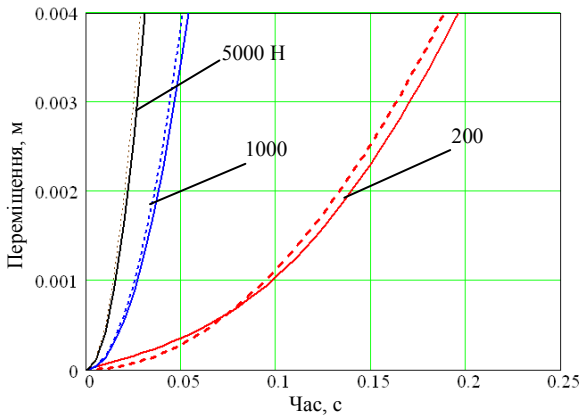


Рис. 7. Час переміщення рухомого корпуса механізму:
--- – експеримент; — – розрахунок.

На рис. 7 показаний графік переміщення корпуса механізму, розрахованого за допомогою моделі й одержаного експериментально для зусиль на поршень 200, 1000 й 5000 Н при температурі масла 50°С. За отриманим даними можна зробити висновок щодо швидкодії механізму. При частоті обертання колінчастого вала n=3500 хв$^{-1}$ переміщення корпуса механізму на 1 мм, тобто зменшення ступеня стиску з 17 до 15,8 одиниць, відбувається за 1,4 робочих цикла двигуна.

Висновки

Пропонований механізм зміни ступеня стиску має просту конструкцію і є перспективним для застосування в безшатунному двигуні із кривошипно-кулісним механізмом.

Список літератури

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания.— Донецк: Лебедь, 1998. — 228 с. 2. Simulation des Kolbenting – Verhaltens in Motorbetrieb –Teil. Kornprobst Heinz, Zeilingee Klaus. "MTZ:Motortechn. Z.", 1989, 50, №11, S. 528–533. 3. Saab: новые идеи в двигателестроении. – Авторевю. – 2000, – № 21. 4. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport. - 2000. - № 6. 5. Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М., Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. – Тбилиси: Мецниереба, 1973. – 269 с. 6. http://www.autoreview.ru/new_site/year2002/n02/stepen/1.htm?phrase_id=4853640 Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В.С. Дулин: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1981, 295 с.

УДК 621.577

А.А. Андреев, асп., Н.И. Радченко, д-р техн. наук

СОКРАЩЕНИЕ ЗАТРАТ НА ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Эффективность судовых дизелей в значительной степени зависит от системы охлаждения наддувочного воздуха. В настоящее время применяются, как правило, центральные системы охлаждения с двумя контурами: во внутреннем контуре, в который включены охладители наддувочного воздуха (ОНВ) и масла, охлаждающие полости дизеля, циркулирует пресная вода, охлаждаемая в свою очередь в центральном холодильнике забортной водой внешнего, открытого, контура (рис. 1) [1].

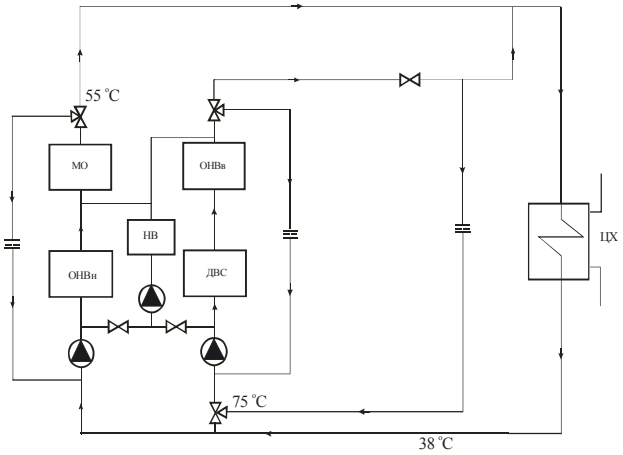


Рис. 1. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха судового ДВС:
$ОНВ_в$ и $ОНВ_н$ – высокотемпературная и низкотемпературная секции охладителя наддувочного воздуха; МО – маслоохладитель; ЦХ – центральный холодильник; НВ – нагреватель воздуха, Зв – забортная вода

Степень охлаждения наддувочного воздуха определяется температурой забортной воды $t_{зв}$. При температуре забортной воды, подводимой к центральному холодильнику, $t_{зв}$ = 25 ºС (в соответствии со стандартом ISO) температура пресной воды, отводимой от холодильника на ОНВ, будет $t_{пв}$ = 34…36 ºС и даже 38 ºС (в зависимости от типа центральной системы охлаждения наддувочного воздуха), а наддувочного воздуха соответственно около $t_н$ = 45 ºС и 48 ºС (с учетом минимальной разности температур в ОНВ между наддувочным воздухом и охлаждающей водой примерно 10 ºС). В тропических условиях эксплуатации судна при $t_{зв}$ = 32 ºС температура воздуха будет $t_н$ = 50…52 ºС, т.е. приблизится к предельной величине $t_{нв}$ = 55 ºС, определяемой термической прочностью материалов цилиндропоршневой группы [2, 3]. Во избежание ее превышения приходится снижать подачу топлива на главный двигатель.

Повышение КПД турбокомпрессоров (ТК) с $\eta_{ТК}$ = 0,55…0,60 до $\eta_{ТК}$ = 0,70…0,75 [4, 5] позволило ведущим дизелестроительным фирмам создать высоконаддувные ДВС со степенями повышения давления $\pi_к$ = 0,35…0,4 и в перспективе выйти на $\pi_к$ = 4,5 [4, 5]. В высокоэкономичных длинноходных малооборотных дизелях (МОД) температура наддувочного воздуха достигла 240…260 ºС, что повлекло резкое возрастание тепловой нагрузки на ОНВ и увеличение доли отводимой от них теплоты до 15 % и выше [6].

О том, что системы водяного охлаждения не обеспечивают требуемых температур наддувочного воздуха при повышенных температурах наружного воздуха, можно судить по температурам наддувочного воздуха после водяных ОНВ $t_{н2}$, приведенным на рис. 2 в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе ТК при разных степенях повышения давления в ТК $\pi_к$. Как известно, температура забортной воды отличается от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на 2…4 °С [6].

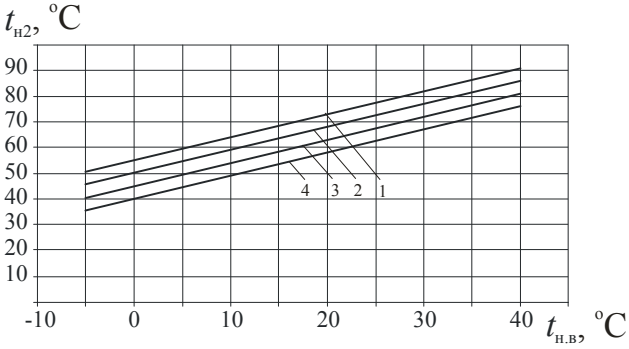


Рис. 2. Зависимость температуры наддувочного воздуха после водяного ОНВ $t_{н2}$ от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе ТК при степенях повышения давления в ТК $\pi_к$:

1 – $\pi_к$ = 4,5; 2 – $\pi_к$ = 4,0; 3 – $\pi_к$ = 3,5; 4 – $\pi_к$ = 3,0

Известно, что каждые 10 ºС повышения температуры наружного воздуха вызывают снижение КПД ДВС на 0,5…0,7 % и мощности на 5…10 % [2, 3]. С целью увеличения отвода теплоты от наддувочного воздуха прибегают к повышению кратности циркуляции охлаждающей воды, что связано со значительными затратами электроэнергии на привод циркуляционных насосов [2].

Как видно, традиционные системы водяного охлаждения не справляются с повышенными тепловыми нагрузками на ОНВ, что приводит к снижению мощности МОД (уменьшению хода судна) или же к перерасходу электроэнергии на циркуляцию. Очевидно, что решение проблемы следует искать в применении машинного холода. Известны предложения по применению для этих целей парокомпрессорных холодильных машин с приводом компрессора от вала двигателя [7]. Однако случаи их реализации, как и предложений по использованию бромистолитиевых абсорбционных машин [8] авторам не известны.

Абсорбционным холодильным машинам свойственны повышенные габариты (соответственно аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в воздушный тракт ДВС весьма проблематична. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются теплоиспользую-

щие эжекторные холодильные машины (ТЭХМ), в которых эжектор выполняет функцию компрессора. Включение таких ТЭХМ в дизельные установки не приведет к заметному усложнению последних. В ТЭХМ используются низкокипящие рабочие тела (НРТ), позволяющие утилизировать теплоту сравнительно низкого температурного уровня, что особенно важно для режимов частичной нагрузки ДВС.

Целью исследования является оценка целесообразности применения для охлаждения наддувочного воздуха теплоиспользующих эжекторных холодильных машин путем включения их в существующие контуры водяного охлаждения, что позволяет сократить затраты на охлаждение и повысить топливную эффективность судовых дизелей.

Анализ результатов исследования

Теплоиспользующие эжекторные холодильные машины в наибольшей степени отвечают двойному предназначению наддувочного воздуха – как источника теплоты и как объекта охлаждения. При этом их генератор пара НРТ высокого давления устанавливается на линии нагретой воды после высокотемпературной секции ОНВ, а испаритель НРТ низкого давления – перед низкотемпературной секцией ОНВ для охлаждения подаваемой на нее воды (рис. 3).

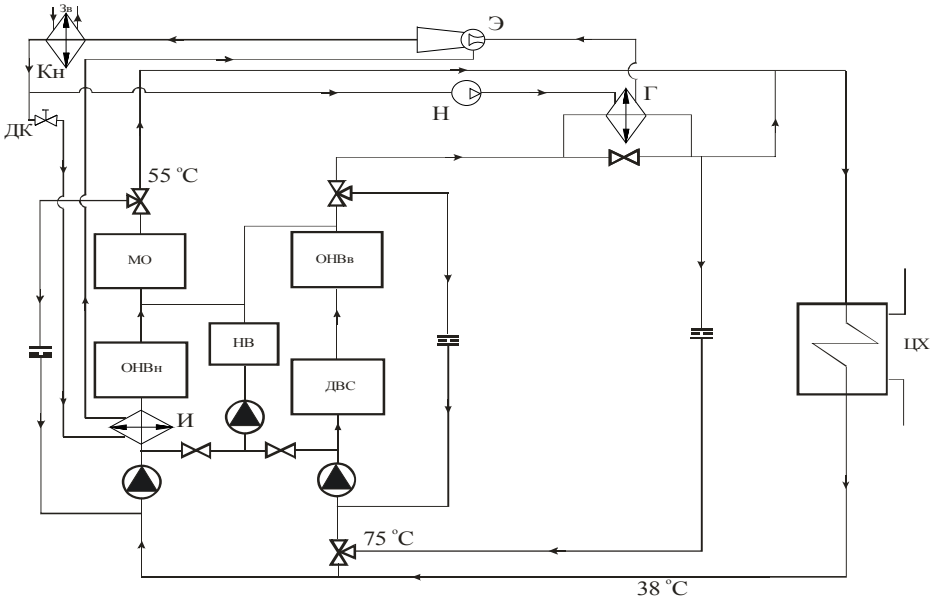


Рис. 3. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха ДВС на базе ТЭХМ, использующей теплоту охлаждающей воды после высокотемпературной секции ОНВ:

$ОНВ_в$ и $ОНВ_н$ – высокотемпературная и низкотемпературная секции охладителя наддувочного воздуха; ТЭХМ: Г – генератор; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель (воздухоохладитель)

ТЭХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий НРТ после конденсатора делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от нагретой воды, отводимой от высокотемпературного ОНВ, а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направляется в испаритель, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от воды, подаваемой в низкотемпературный ОНВ. Пары НРТ всасывается из испарителя эжектором и пода-

ются снова в конденсатор. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из испарителя, происходит в камере смешения и диффузоре).

О повышении топливной экономичности судовых МОД за счет предварительного охлаждения в ТЭХМ воды, подаваемой на низкотемпературный ОНВ, можно судить по изменению удельного расхода топлива g_e в относительных величинах (отнесенных к удельному расходу топлива при температуре охлаждающей воды 25 **°C**) в зависимости от температуры t_w охлаждающей воды, представленным на рис. 4.

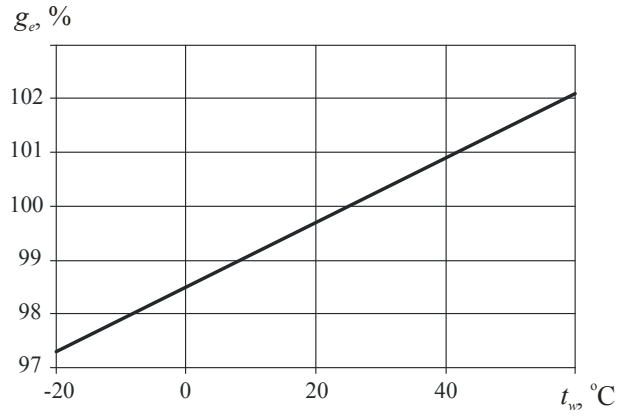


Рис. 4. Изменение удельного расхода топлива g_e в относительных величинах в зависимости от температуры t_w охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ

Как видно, предварительное охлаждение воды, подаваемой на низкотемпературный ОНВ, например на 10 ºС обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на приблизительно 1 %. Расчеты, выполненные на основе тепловых балансов по охлаждающей воде и наддувочному воздуху с учетом данных фирм "MAN B&W" и "Wartsila" [2, 3], показывают, что за счет предохлаждения воды на 10 ºС можно сократить потребление электроэнергии циркуляционными насосами водяного охлаждения примерно на 40 % при неизменной температуре наддувочного воздуха или же при прежних затратах на циркуляцию понизить температуру наддувочного воздуха и уменьшить удельные расходы топлива на двигатель на 1…2 %.

Выводы

1. Применение ТЭХМ, использующей теплоту воды, отводимой от высокотемпературного ОНВ, для предварительного охлаждения воды, подаваемой на низкотемпературный ОНВ, позволяет сократить затраты энергии на циркуляцию охлаждающей воды примерно на 40 %.

2. Предложены схемные решения систем охлаждения наддувочного воздуха судовых дизелей на базе ТЭХМ с включением ТЭХМ в существующие контуры водяного охлаждения.

Список литературы:

1. Wartsila 64. Technology review. Wartsila Finland Oy. Vaasa. Finland -http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/brochures/product/engines/w64_tr.pdf. 2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986. 3. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. -http://www.mandiesel.com/files/news/filesof762/5510-0005.00pr_low.pdf. 4. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines // 8-th Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002. 5. . Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. - Миколаїв: УДМТУ, 2002. - 356 с. 6. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO_2 emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.-http://www.mandiesel.com/files/news/filesof5055/P3339161.pdf. 7. Баренбойм А.Б., Минкус Б.А., Штейнберг И.Б. Искусственное охлаждение наддувочного воздуха // Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности, 1961. – Т. Х. – С. 10–16. 8. Кузьмина Т.Г., Тесля Е.С. О повышении мощности и кпд ГТД в теплое время года // Газотурбинные технологии. - №1. – 2008. – С.16-18.

УДК 621.577

А.А. Сирота, канд. техн. наук, А.Н. Радченко, канд. техн. наук,
Д.В. Коновалов, канд. техн. наук, Н.И. Радченко, д-р техн. наук

ТРИГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализ состояния проблемы, постановка цели исследования

Судовые энергетические установки на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) представляют собой установки когенерационного типа, производящие наряду с основным видом энергии (механической, передаваемой на гребной винт, или электрической) еще и тепловую в виде пара или нагретой воды. Условия их эксплуатации отличаются значительными колебаниями температуры наружного воздуха и забортной воды, что сказывается на изменении температуры наддувочного воздуха. Традиционные системы воздухоподготовки современных высоконаддувных ДВС предусматривают применение охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) водяного охлаждения. Однако при повышенных температурах окружающей среды они не в состоянии поддерживать температуру воздуха в наддувочном ресивере на требуемом уровне: 40…50 ºС и ниже. Очевидно, что для надежного охлаждения циклового воздуха (на входе турбокомпрессора и наддувочного) современных высоконаддувных дизелей требуется применение принципиально новых способов, в частности, с использованием машинного холода.

Поскольку повышение температуры наружного воздуха и забортной воды сопровождается возрастанием тепловых потерь с охлаждающей водой и уходящими газами, то их теплоту целесообразно использовать для выработки холода, а тот – для снижения температуры воздуха на входе ДВС и наддувочного воздуха. Производство холода за счет теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) осуществляется в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ), а соответствующие когенерационные системы относятся к тригенерационным системам энергетического назначения.

Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются эжекторные холодильные машины (ЭХМ), в которых функцию компрессора выполняет эжектор [1]. Применение в ЭХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Однако энергетическая эффективность ЭХМ, которая характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0/Q_г$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха на входе двигателя к НРТ, кипящему при низких давлении и соответственно температуре) к количеству теплоты $Q_г$, подведенной к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов или другого источника сбросной теплоты, невысокая. Так, тепловой коэффициент ЭХМ, использующих в качестве НРТ хладоны R142B, R600, R600a, R290 составляет ζ = 0,2…0,3. Очевидно, что с целью достижения максимально возможных снижения температуры циклового воздуха судовых ДВС и соответственно повышения их экономичности целесообразно задействовать и другие, помимо уходящих газов, источники сбросной теплоты (наддувочный воздух, охлаждающую воду), т.е. прибегать к комплексному использованию ВЭР двигателей.

Целью исследования является оценка эффективности применения тригенерационных систем

комплексного использования ВЭР на базе ЭХМ для охлаждения циклового воздуха судовых дизелей.

Анализ результатов исследования

Схема ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, приведена на рис. 1.

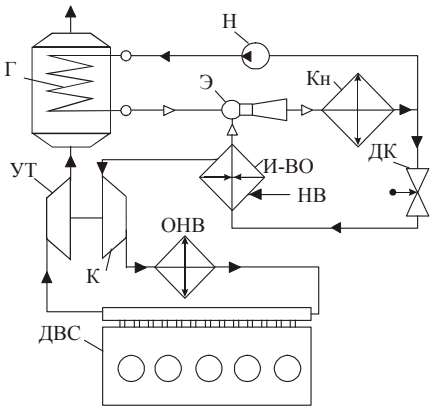


Рис. 1. Схема ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов ДВС для охлаждения воздуха на его входе:

Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизационная турбина; НВ – наружный воздух

В общем случае генератор паров НРТ высокого давления состоит из двух секций: экономайзерной и испарительной. В экономайзерной секции происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации $t_к$ до температуры кипения $t_г$ при высоком давлении, в испарительной – кипение жидкого НРТ с образованием паров высокого давления, являющихся движущей силой для эжектора.

Снижение температуры воздуха в испарителе ЭХМ $\Delta t_в$, удельные, отнесенные к единичному расходу воздуха, тепловые нагрузки на испаритель $\bar{q}_0$ (холодопроизводительность) и на генератор $\bar{q}_г$, а также тепловой коэффициент ζ представлены на рис. 2 в зависимости от температуры $t_{у.г}$ уходящих газов на входе в генератор ЭХМ при температурах кипения НРТ в генераторе $t_г$ = 120 ºС, конденсации $t_к$ = 35 ºС, уходящих газов после генератора $t_{г2}$ = 150 ºС и кипения НРТ в испарителе t_0 = 0 и 10 °С. В качестве НРТ в ЭХМ применен озонобезопасный хладон R142b. Предполагается, что экономайзерная и испарительная секции генератора установлены в газовыпускном тракте ДВС. Следует подчеркнуть, что под температурой $t_{у.г}$, значения которой использованы при построении графиков на рис. 2, подразумевают исходные значения температуры уходящих газов на входе в генератор ЭХМ – без учета ее уменьшения из-за снижения температуры наружного воздуха на входе ДВС на величину $\Delta t_в$. Действительные значения температуры уходящих газов на входе генератора ЭХМ $t_{у.г}^{д}$ будут ниже исходных $t_{у.г}$ на величину уменьшения температуры уходящих газов, обусловленного снижением температуры воздуха на входе: $t_{у.г}^{д} = t_{у.г} - \Delta t_{у.г}$, где $\Delta t_{у.г} = 1{,}6\ \Delta t_в$ [2].

Значение температуры уходящих газов после генератора $t_{г2}$ = 150 ºС принималось исходя из условия предотвращения возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции.

Как видно, применение ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов, приводит к заметному снижению температуры воздуха на входе двигателя, $\Delta t_в$ >20 ºС, только в случае температуры уходящих газов более 250 ºС, что имеет место при размещении генератора ЭХМ после утилизационной турбины турбокомпрессора, т.е. на байпасной линии газовыпуска в обход утилизационного котла. Ограничение же температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора величиной $t_{г2}$ = 150 °С, т.е. превышающей температуру кипения НРТ в генераторе $t_г$ = 120 ºС, существенно сокращает срабатываемый в генераторе теплоперепад по уходящим газам. В результате чего в экономайзерной секции генератора используется теплота уходящих газов сравнительно высокого температурного уровня $t_{у.г} > t_г$, которая вполне могла быть реализованной в его испарительной секции. Подтверждением этого является тот факт, что и при повышенной температуре кипения НРТ в испарителе t_0 = 10 °С (рис. 2,*б*) сниже-

ние температуры $\Delta t_в$ воздуха в нем практически остается таким же, как и в случае t_0 = 0 °С (рис. 2,*а*).

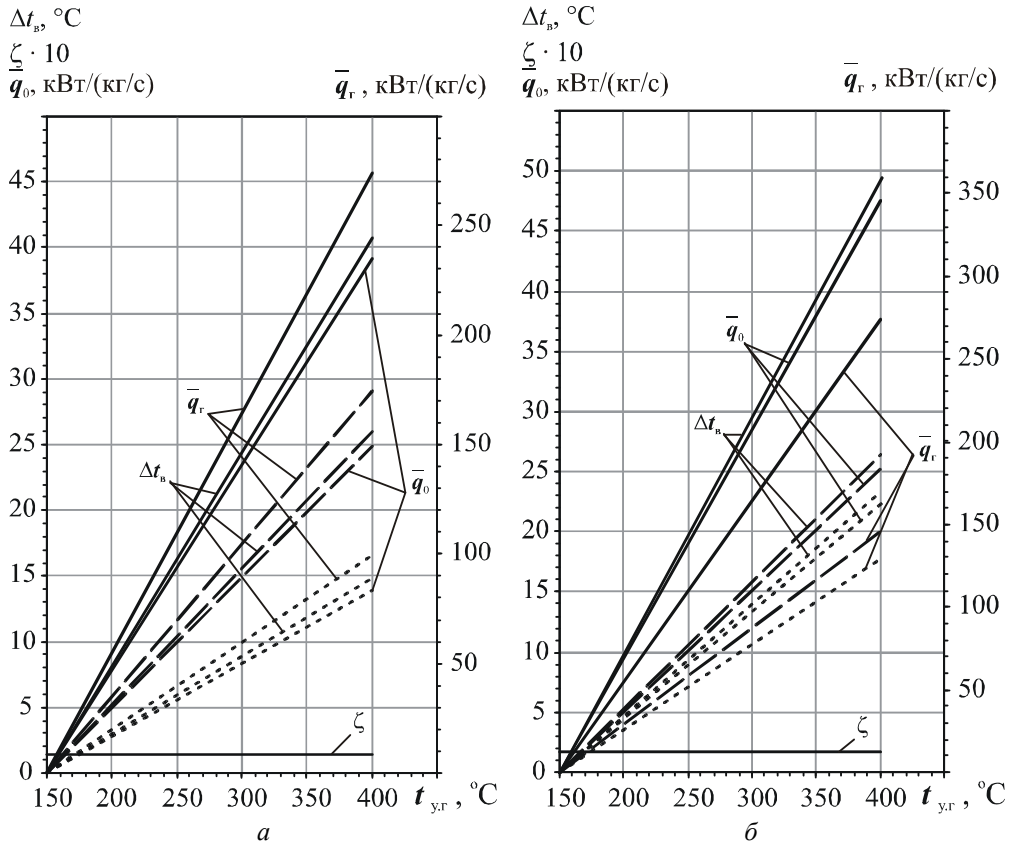


Рис. 2. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов $\bar{q}_г$ и воздуха на входе двигателя (холодопроизводительность) $\bar{q}_0$, снижение температуры $\Delta t_в$ воздуха на входе двигателя, тепловой коэффициент ЭХМ ζ в зависимости от температуры $t_{у.г}$ уходящих газов на входе в генератор ЭХМ с экономайзером, установленным в газоходе, при температурах кипения R142b в генераторе $t_г$ = 120 °С, конденсации $t_к$ = 35 °С, уходящих газов после генератора $t_{г2}$ = 150 °С и кипения R142b в испарителе t_0:

а – t_0 = 0 °С; б – t_0 = 10 °С; — – за счет отвода теплоты генератором в целом, $\bar{q}_г$ и $\bar{q}_0$; - - - – испарительной секцией, $\bar{q}_г''$ и $\bar{q}_0''$; ····· – экономайзерной секцией $\bar{q}_г'$ и $\bar{q}_0'$

Ситуация резко меняется в случае использования для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора другого источника сбросной теплоты, например нагретой воды контура охлаждения двигателя или наддувочного воздуха. Схема системы охлаждения наружного воздуха на входе двигателя с экономайзером генератора, вынесенным из газовыпускного тракта двигателя на наддувочный воздух, приведена на рис. 3, а ее характеристики – на рис. 4.

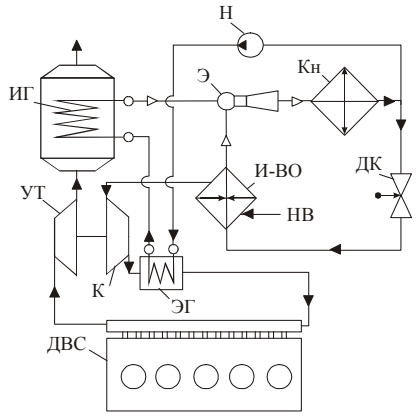


Рис. 3. Схема ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС:

ЭГ, ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ

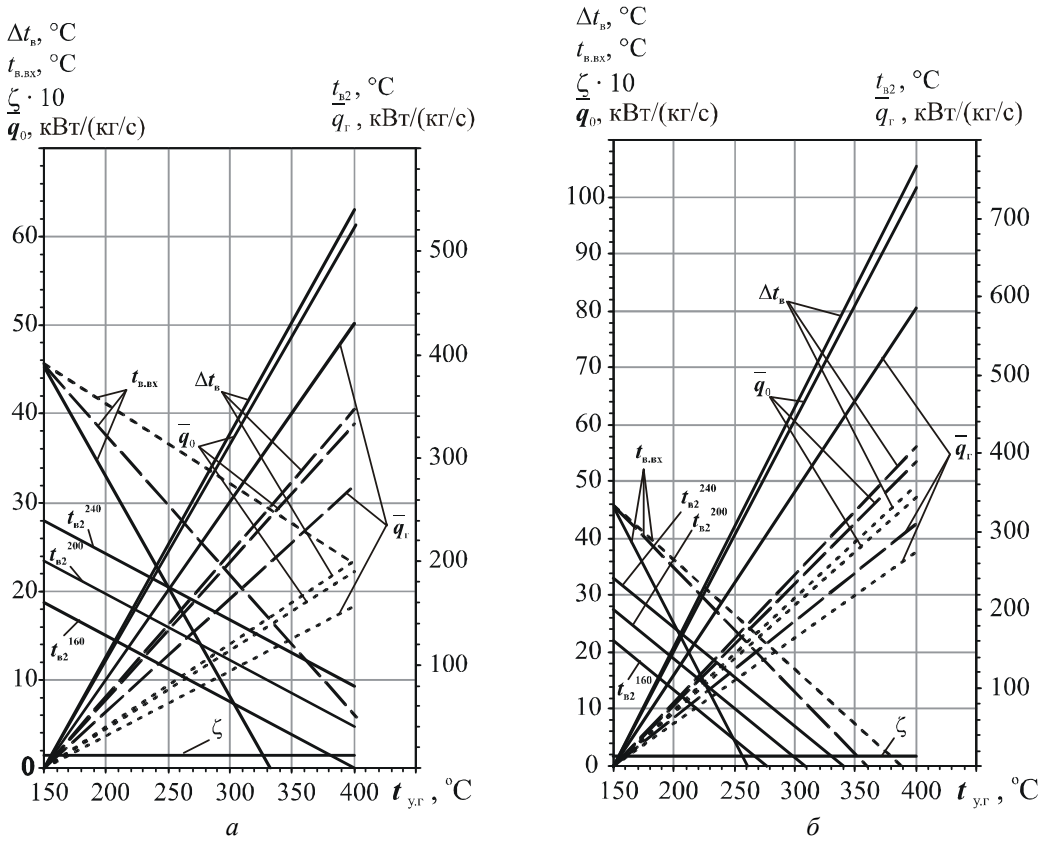


Рис. 4. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов $\bar{q}_г$ и воздуха на входе двигателя (холодопроизводительность) $\bar{q}_0$, снижение температуры $\Delta t_в$ воздуха на входе двигателя, тепловой коэффициент ЭХМ ζ, температуры $t_{в2}$ наддувочного воздуха после экономайзера генератора ЭХМ (экономайзер установлен на наддувочном воздухе вне газохода) и охлажденного воздуха на входе ТК $t_{в.вх}$ в зависимости от температуры $t_{у.г}$ уходящих газов на входе в генератор ЭХМ при температурах кипения в испарителе t_0:

а – t_0 = 0 °C; б – t_0 = 10 °C; — – за счет отвода теплоты генератором в целом, $\bar{q}_г$ и $\bar{q}_0$; - - - – испарительной секцией, $\bar{q}_г''$ и $\bar{q}_0''$; ····· – экономайзерной секцией $\bar{q}_г'$ и $\bar{q}_0'$; надстрочные индексы $t_{в2}^{160...240}$ соответствуют температурам наддувочного воздуха на входе экономайзерной секции генератора $t_{в1}$ = 160...240 °C

Однако не вся потенциально возможная (определяемая располагаемым тепловым потенциалом ВЭР и эффективностью ЭХМ) разность температур $\Delta t_в$ может быть реализована на входе ДВС, поскольку степень охлаждения воздуха зависит от его исходной температуры (наружный воздух или воздух машинного отделения), а ее глубина ограничивается температурой кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе t_0: с учетом температурного напора между воздухом и кипящим НРТ температура воздуха на выходе из испарителя будет, как минимум, на 10…15 °C выше t_0. С учетом этого воздух на входе ДВС может быть охлажден не более чем на величину $\Delta t_в$ = 25…35 °C (меньшее значение соответствует t_0 = 10 °C, а большее – t_0 = 0 °C). Остающуюся же разность температур $\Delta t_в$ (избыток холодопроизводительности ЭХМ) целесообразно использовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ, т.е. прибегать к комплексным не только использованию ВЭР ДВС, но и реализации произведенного холода.

Расчеты показывают, что применение ЭХМ приводит к заметному повышению эффективности

ДВС только при установке ЭХМ непосредственно после утилизационной турбины турбонаддувочного агрегата, т.е. на байпасной линии уходящих газов в обход утилизационного пароводяного котла. При утилизации теплоты уходящих газов с температурой выше 350 ºС и дополнительных источников, например охлаждающей двигатели воды или наддувочного воздуха, приращение КПД составляет $\Delta\eta$ = 1,5…2,0 % и более. Для этого экономайзерную секцию генератора ЭХМ следует выносить из газовыпускного тракта двигателя, например на линию наддувочного воздуха. Образующийся при этом избыток холодопроизводительности ЭХМ (сверх ее величины, необходимой для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС) целесообразно задействовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ. Схемное решение такой ЭХМ предполагает выполнение испарителя-воздухоохладителя в виде двух секций с установкой одной – на входе турбокомпрессора, а второй – после ОНВ или на охлаждающей воде. При оценке влияния уменьшения температуры $\Delta t_в$ циклового воздуха на эффективность двигателя исходили из того, что каждые 10 °С снижения температуры $\Delta t_в$ воздуха обеспечивают 0,5 % прироста КПД $\Delta\eta$ двигателя [2].

Выводы

1. Комплексное использование ВЭР судовых ДВС (уходящих газов, наддувочного воздуха, охлаждающей воды) в тригенерационных системах охлаждения циклового воздуха двигателей на базе ЭХМ обеспечивает повышение их КПД на 1…2 %.

2. Предложены схемные решения тригенерационных систем охлаждения воздуха двигателей с использованием разных источников сбросной теплоты.

Список литературы:

1. Радченко Н.И., Сирота А.А., Коновалов Д.В. Рациональные параметры тригенерационных контуров судовых среднеоборотных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ".– 2007.– № 2. – С. 131 – 135. 2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. - http://www.mandiesel. com/files/news/filesof762/5510-0005.00pr_low.pdf.

УДК 004.9

А.В. Чигрин, инж., А.В. Белогуб, канд. техн. наук, М.А. Максимова, канд. техн. наук

НЕКОТОРЫЕ ПОДХОДЫ К ВИЗУАЛИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ПРОИЗВОДСТВЕ ПОРШНЕЙ

В современных условиях при проектировании новых изделий или доработке существующих конструкций поршней и узлов ДВС ставятся не только сугубо конструкторские задачи, а также и задачи наглядной демонстрации полученных при проектировании результатов, а также визуальный анализ результатов расчета.

Основными тенденциями визуализации поршней и различных процессов, происходящих в ДВС, являются:

1. отображение внешнего вида и конструкции поршня, узла или двигателя;

2. отображение процесса работы двигателя;

3. визуализация конструктивных особенностей поршня (поля температур, статическое и динамическое нагружение и т.д.);

Основными областями использования визуализации являются:

1. визуальный анализ напряженно-деформированного или теплового состояния поршня или узла с целью нахождения экстремумов в анализируемых полях данных или сужение области их поиска.

2. использование в презентации товара;

3. использование в качестве контента сайта компании;

4. использование в качестве иллюстративного материала в публикациях и научной деятельности.

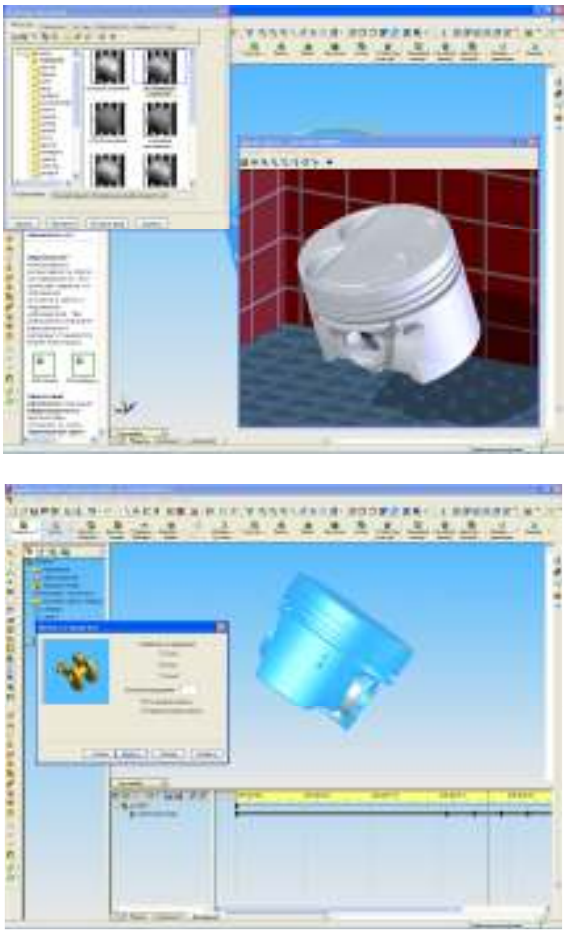


Рис.1 Программный пакет SolidWorks в режимах создания статических изображений и анимации

Практически все современные CAD-пакеты в той или иной степени обладают возможностью художественного вывода модели/сборки, а также возможностью захвата видеофрагментов, демонстрации последовательности сборки и визуализации работы механизмов (рис 1). Однако эти функции не являются профильными для CAD-приложений, поэтому их реализация, как правило, ограничены определенным набором методов рендеринга, видов, материалов и источников освещения и их типов. К тому же задачи демонстрации последовательности сборки и визуализации работы двигателя требуют существенных вычислительных ресурсов, т.к., по сути, каждый кадр предполагает полное или частичное перестроение сборки с последующим наложением текстур и расчетом освещения.

Рис.2 Анимация процесса сборки узла в 3D Studio Max

Значительно большую свободу действий предоставляют такие средства работы с 3D-графикой, как Autodesk 3D Studio Max или Maya (рис.2). Используя совершенно другие принципы рендеринга изображения, обладая возможностью подключения плагинов и утилит от сторонних производителей, широкими возможностями по наложению текстур и постановке освещения сцены такие пакеты позволяют получить фотореалистичную анимацию при значительно меньших затратах времени. Импорт деталей из CAD-приложений может быть осуществлен с использованием стандартных форматов (IGES, ParaSolid и др.) или с помощью плагинов к програм-

мам 3D-моделирования. Проблемой в данном случае является необходимость повторно выполнять привязки элементов сборки ДВС и синхронизацию их движения, что не принципиально при небольшом количестве элементов, однако требует значительных затрат времени при значительном количестве анимируемых элементов или сложности траекторий перемещения.

Немаловажным моментом является также стоимость пакетов 3D-моделирования (3…8 тыс. долларов США), а также необходимость найма соответствующего специалиста, знакомого со спецификой работы в данных пакетах.

Таким образом, решение об использовании сторонних пакетов 3D-моделирования для визуализации конструкции поршня или узла, работы ДВС или последовательности его сборки требуется принимать исходя из необходимости получения высокой степени реалистичности, например, для последующего использования в телевизионной рекламе товара, имеющихся вычислительных ресурсов и сложности сборки.

Для публикации в Web возможно применение как утилит от производителей ПО 3D-моделирования, так и использование анимированных gif-изображений и flash-роликов. Применение утилит из состава пакетов 3D-моделирования имеет как преимущества (возможность управления просмотром объектов: изменение положения, масштаба и др.), так и недостатки (привязка к определенному формату контента, необходимость установки на клиентском компьютере ПО для просмотра данного формата).

Помимо сугубо программных средств визуализации результатов разработки также существует задача презентации готовых изделий. Специалистами ОАО «Автрамат» данная задача была решена с использованием простых подручных технических средств (рис. 3). Поршень закреплялся на вращающемся подвесе (нить), цифровая фото-видеокамера была установливалась на вращающемся колесе под различными углами к оси вращения поршня. Такое сочетание позволило создать анимационный ролик, демонстрирующий все особенности нового изделия без применения сложных программных пакетов обработки и ресурсоемких процедур рендеринга готового материала.

Рис.3 Модель процесса видеосъемки поршня и фрагмент полученного видеоматериала

Визуализация изменения полей температур, нагружений и других видов динамической информации представляет собой значительно более сложную и ресурсоемкую задачу, требующую совершенно других пакетов программного обеспечения.

Расчеты массивов динамической информации выполняются специализированными программными

пакетами, такими как Ansys, Nastran, Cosmos и др., которые не поддерживают или поддерживают с существенными ограничениями создание визуализаций подобного рода.

Основным средством автоматизации расчета и вывода информации при расчете динамических процессов является использование управляющих файлов и скриптов. При этом, как правило, результирующий графический результат расчета может быть получен в виде набора изображений, полученных в зависимости от изменения одного или нескольких влияющих факторов с определенным шагом (рис.4).

Полученные изображения могут быть преобразованы в анимационный ролик посредством практически любой программы для обработки и монтажа видео, к примеру Adobe Premier. Однако для получения изображения достаточного качества без применения дополнительной интерполяции необходимо произвести расчеты видеопотока со скоростью 15-25 кадров с секунду, что ведет к значительному увеличению времени просчета анимационного ролика.

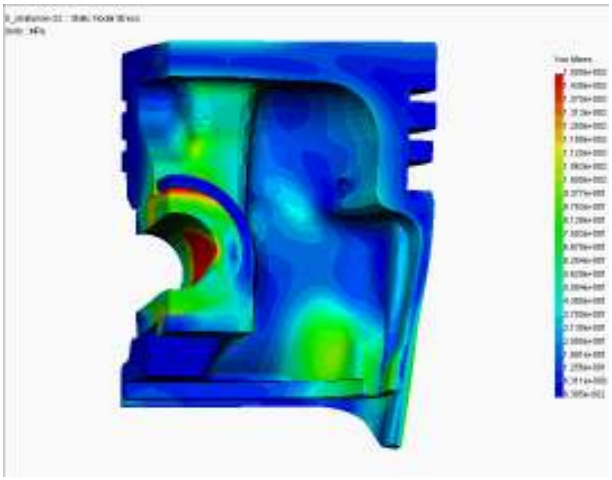
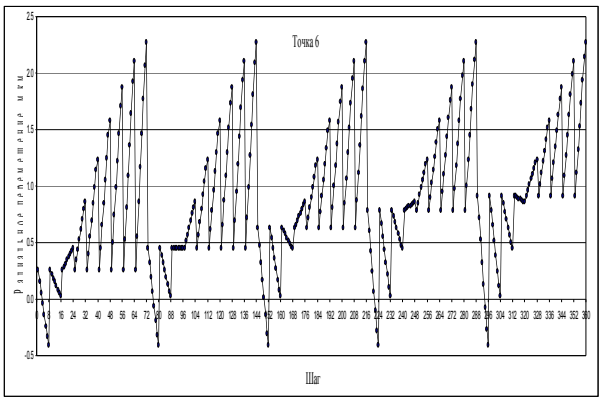


Рис.4 Визуализация динамического нагружения поршня

Для сокращения времени расчета могут быть использованы только «ключевые» кадры, несущие существенные изменения рассчитываемого поля (моменты появления или исчезновения зон, окрашенных определенным цветом, моменты пиковых значений параметров, а также моменты времени, между которыми изменения могут быть в первом приближении признаны линейными). Полученные таким образом изображения могут быть подвергнуты интерполяции между ключевыми кадрами посредством вышеупомянутых программ для обработки и монтажа видео, или, для получения большей точности и достоверности изображения, векторизованы (к примеру, посредством утилит пакета Corel Draw) и обработаны посредством Corel Rave или Adobe Flash с возможностью задания траекторий изменения границ областей. Применение данных пакетов и способов обработки позволит также получить контент, пригодный для публикации в web (анимированные gif-изображения или Flash-ролики и др.).

Применение визуализации полученных результатов расчетов также позволяет значительно сократить время проектирования путем визуального поиска решения. К примеру, метод анализа, описанный в [1], позволил значительно сократить время поиска оптимального угла конусности путем анализа полученных графиков и сокращения зоны дальнейшего расчета (рис. 5).



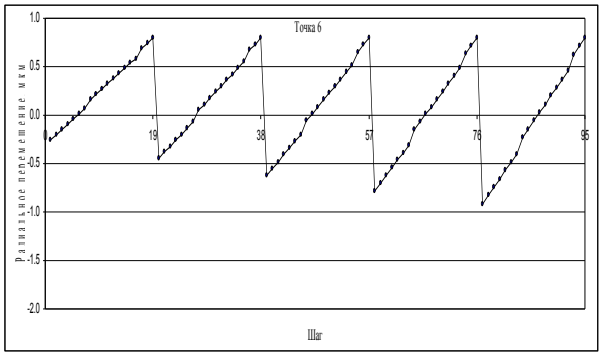


Рис.5 Предварительный и уточненный анализ радиального перемещения точки [1]

Стоит также отметить, что в связи с увеличивающимся распространением широкополосного Internet-доступа становится возможной непосредственная публикация полученных видеоматериалов, в том числе и высокого разрешения, на web-сайте, что значительно упрощает задачу создания контента и делает возможным использование единожды полученного видеоматериала как для offline, так и для online применения без дополнительного преобразования.

Таким образом, задача визуализации результатов проектирования, моделирования и расчета постоянно встает перед конструктором в процессе проектирования. Решение данной задачи позволяет не только получить качественный презентационный материал для улучшения наглядности примененных конструкторских решений, но и в значительной мере сократить время поиска конструкторского решения, определения требуемых параметров поршня или узла ДВС, провести визуальный анализ деформаций и температур поршня с целью оптимизации конструкции. Применение описанных выше технических и программных средств и методов позволяет в значительной мере сократить процессы оптимизации на этапах проектирования и производства поршней и узлов ДВС.

Список литературы:

1. Гордиенко Е.К., Стрибуль А.С., Белогуб А.В. Определение параметров закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении для его последующей механической обработки// Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - №2. – С.51-55.

УДК 621.43

В.И. Алехин, канд. техн. наук, О.В. Акимов, канд. техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук

НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ КОМПЬЮТЕРНО-ИНТЕГРИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЛОК-КАРТЕРА ДВИГАТЕЛЯ DAEWOO SENS

В 2007 г. объем автомобильного производства в Украине вырос на 39%. Наметившаяся в 2004 году тенденция роста отечественного автопроизводства сохраняется и сегодня. Так, если в 2006 году в Украине было произведено 289,8 тыс. автомобилей (рост по сравнению с 2005 годом составил 35,9%), то в 2007 году было произведено 402,8 тыс. автомобилей (+39%).

Благодаря этому результату Украина в рейтинге Международной организации автопроизводителей "OICA" поднялась на одну ступень и из четвертой группы попала в третью, в число стран, которые в год производят более 400 тыс. авто.

Отрасль автомобильного производства произвела валового продукта на 25 млрд. грн. и в объеме ВВП заняла нишу 4%. Объем инвестиций в отрасль в 2007 году составил 1 млрд. грн., что позволило украинским автопроизводителям значительные средства направить на развитие производства.

За последние 7 лет производство автомобилей в целом увеличилось в 13 раз. Вырос также показатель количества автомобилей на 1 тыс. человек населения. Так, если в 1990 году на 1 тыс. человек приходился 41 автомобиль, то сегодня - уже 145. Эти данные на пресс-конференции 25.01.2008 г. сообщил президент Ассоциации автопроизводителей Украины "Укравтопром" Михаил Резник.

Исходя из вышеприведенного, перед украинскими автопроизводителями ставятся большие наукоемкие задачи по совершенствованию показателей современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), производимых на Украине. Эти задачи невозможно решить без оптимизации конструкции ДВС, будь-то двигатель как готовое изделие, его узлы или отдельные детали. Однако сама конструкция, какой бы совершенной она ни была, может не обеспечивать оптимальных показателей ДВС, если в основу её проектирования не заложены технологические аспекты изготовления деталей, из которых состоят узлы двигателя. Расчетные и экспериментальные методы определения конструктивной прочности, надежности и ресурса в обязательном порядке должны быть согласованы с теми закономерностями, которые определяют протекающие при изготовлении деталей физические, физико-химические, тепловые и т.п. процессы. В первую очередь это относится к вопросам получения литых деталей двигателей. Наличие компромисса между проектированием конструкции деталей и проектированием и реализацией технологического процесса их изготовления является определяющим фактором получения качественных деталей, обеспечивающих достижение заданных эксплуатационных характеристик и надежности ДВС. Технологические аспекты должны быть обязательно учтены при разработке и применении САПР для двигателей.

Настоящая публикация представляет цикл исследований, выполненных на кафедре литейного производства НТУ «ХПИ», и посвящается проблеме обеспечения качества литых деталей ДВС сложной геометрической конфигурации по критерию функциональной и параметрической надежности (корпусные детали) [1-5]. В соответствии с этим критерием при компьютерно-интегрированном ресурсном проектировании необходимо поставить и выполнить следующие задачи:

– Идентификация брака литых деталей ДВС

– Выявление «узких» мест в конструкции детали с технологической точки зрения

– Моделирование напряженного состояния литых деталей

– Моделирование процессов кристаллизации

– Выявление факторов формирования остаточных напряжений на этапе изготовления литых деталей

В этой статье рассматривается постановка этих задач с целью обеспечения качества чугунной литой детали блока цилиндров рядного четырехцилиндрового бензинового двигателя объемом 1,4 дм^3 для автомобиля DAEWOO SENS. Заказчик "АвтоЗАЗ-Мотор" г. Мелитополь, материал Ch190B - серый чугун с необязательным химическим составом, сера - не более 0,15%, фосфор - не более 0,1%, структура - перлит пластинчатый. Изготовитель ООО «Украинская литейная компания», серийность - 700 литых деталей в месяц.

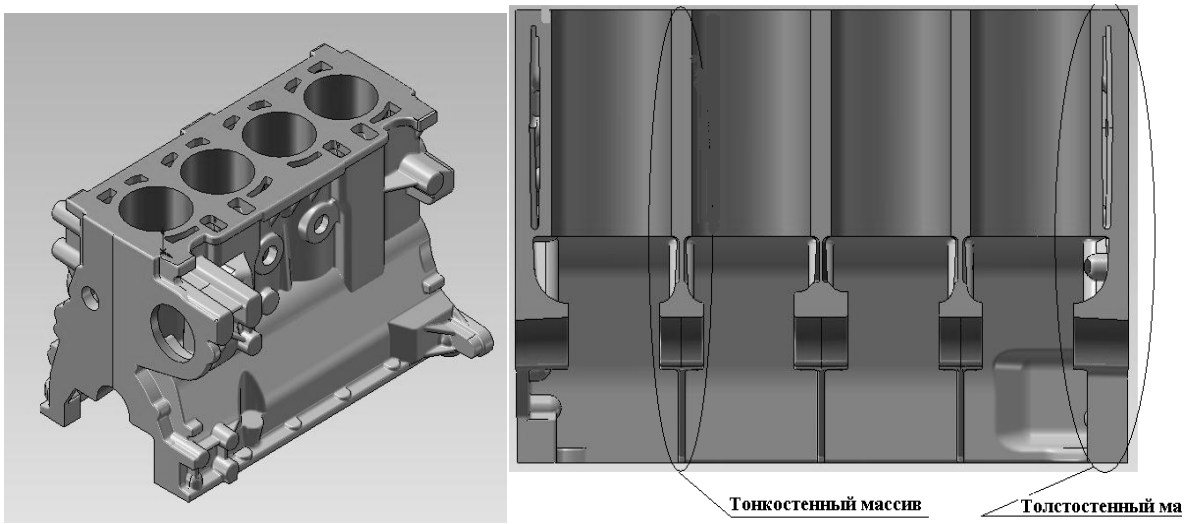


Рис. 1. 3D- модель блока цилиндров

Материал таких литых деталей, помимо механической прочности должен обладать необходимой плотностью структуры. Исходя из указанных условий и требований к материалу в статье рассматривались такие аспекты как:

- анализ процесса затвердевания литых деталей;

- анализ мест возможного появления усадочных дефектов.

Как показывает созданная нами 3D-модель, особенностью конструкции блока цилиндров является сочетание тонкостенных (толщина тела S=2..4мм) и толстостенных (толщина тела S=10..20мм) массивов (Рис. 1), что неблагоприятно влияет на управление качеством литой детали на направленность кристаллизации металла.

Чтобы решить проблемы связанные с кристаллизацией металла, провели исследования, связанные с процессами затвердеванием литой детали блока цилиндров. Для этой задачи была выбрана система автоматизированного моделирования литейных процессов LVM Flow, которая, относительно нашей задачи имеет определенные преимущества перед своими аналогами, к которым можно отнести простоту постановки задачи, адекватность результатов моделирования и, при правильной постановке задачи, относительную быстроту расчета процессов заливки и кристаллизации.

LVM Flow - это пакет прикладных программ компьютерного моделирования литья. Компьютерное моделирование позволяет проследить все процессы, происходящие в металле при заполнении формы, затвердевании, возникновение усадочных дефектов до промышленного изготовления самих изделий. Уравнения модели решаются методом **FDM** (конечных разностей) на регулярной прямоугольной разностной сетке.

Известно, что направленность кристаллизации играет важную роль при получении качественной литой детали. Появление дефектов усадочного характера в теле литой детали приводит к таким последствиям, как падение прочностных характеристик металла, появление, в процессе эксплуатации, трещин в местах нахождения таких дефектов и т.д. Неравномерность застывания тонкостенных и толстостенных массивов в блоке цилиндров показано на (Рис. 2).

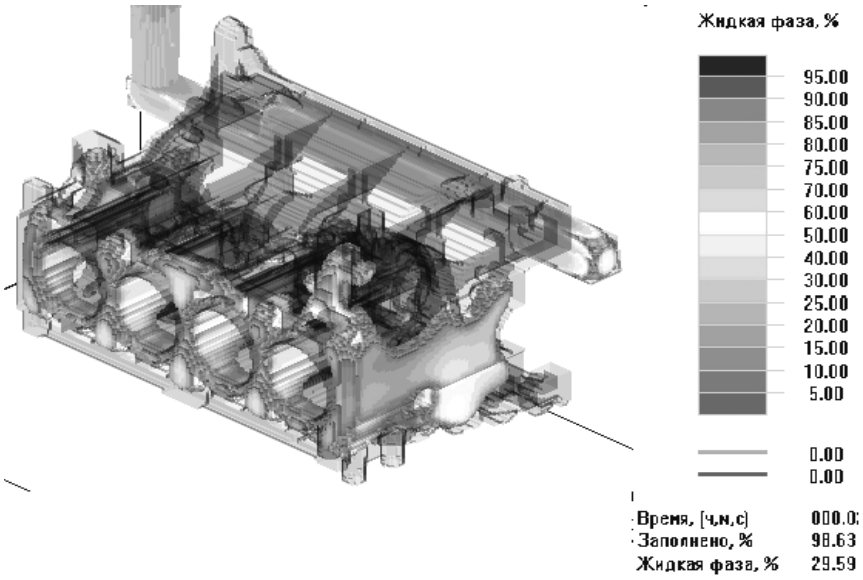


Рис. 2. Характер затвердевания металла литой детали. При содержании жидкой фазы 25%

По результатам моделирования, выполненного программой, были выявлены области предположительного образования дефектов (в программе LVM Flow модель образования усадочных дефектов основана на теории перколяции и определяется в процентах, что показано на шкале), которые представлены на (Рис. 3).

Качественный анализ характера затвердевания литой детали и мест возможного появления дефектов, обозначенных программой, позволяет определить проблематичные места в зонах А, Б и В (Рис. 3).

В работе построены электронные модели реальной литой детали блока цилиндров DAEWOO SENS, позволяющие проводить дальнейший анализ в рамках системного подхода для оценки качества ответственных литых деталей ДВС сложной геометрической формы.

Полученные результаты позволяют обозначить пути дальнейшего исследования технологии изготовления литой детали блока цилиндров с целью устранения в ней выявленных дефектов[6].

Для моделирования блока-картера цилиндров применялись такие данные: размер ячейки – 1,996 мм; общее количество ячеек – 17.620.200; узлов отливки – 607.572; разделительное покрытие – толщина слоя 0,3мм и теплопроводностью 302 Вт/м·К; материал отливки – специальный чугун; заданная температура заливки 1400 С°; материал формы - фурановая смесь; начальная температура 20 С°.

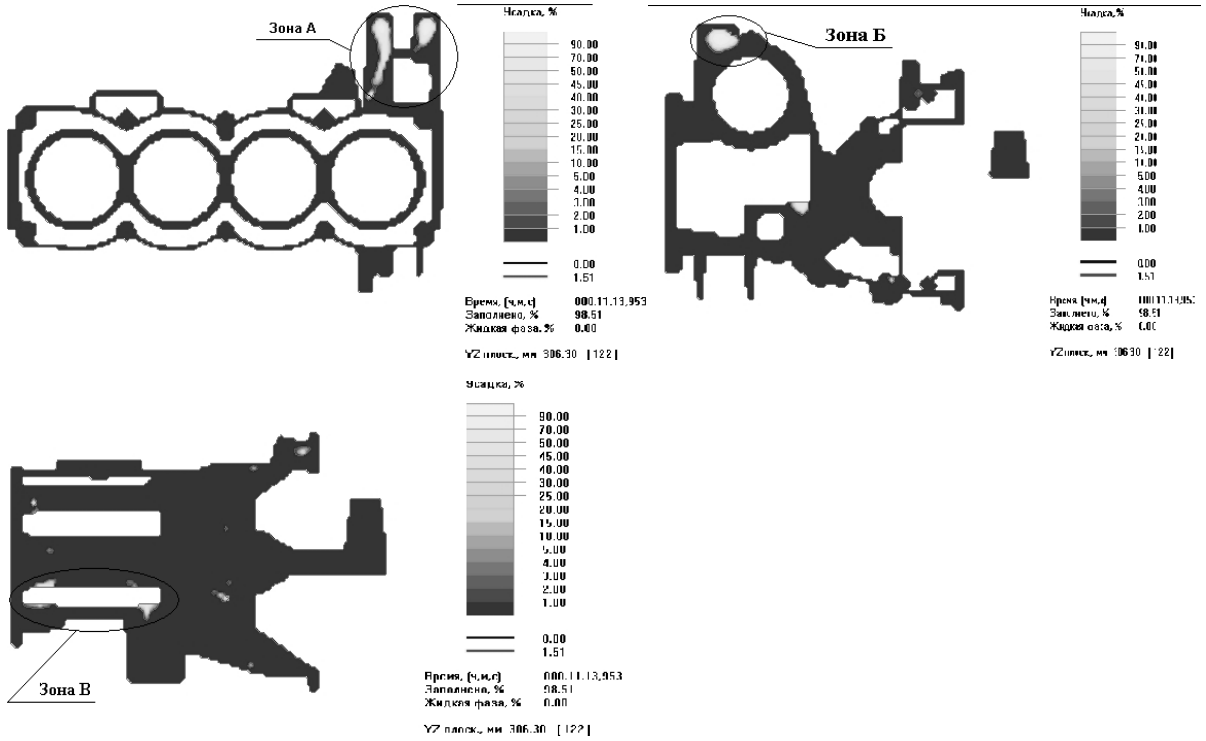


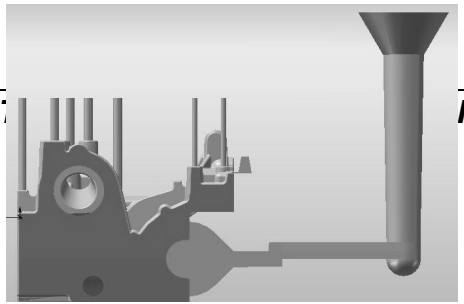
Рис. 3. Зоны возможного появления дефектов усадочного характера

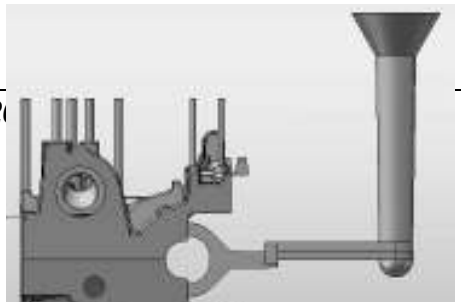
С учетом таких исходных данных было проведено моделирование, в результате которого выявились места возможного происхождения дефектов усадочного характера.

Для устранения таких дефектов было принято решение о модернизации существующей литниковой системы (Рис 5а). Как показали результаты моделирования (Рис 5в), литниковая система заполнялась не полностью, что приводило к снижению работоспособности питателей (использовалась не вся рассчитанная площадь) при заполнении формы металлом.

Представленное на рисунках 5в и 5д течение металла в форме приводит к уменьшению скорости подъема металла, в результате чего образуются корки, содержащие обычно окислы и включения. В дальнейшем корка прижимается к поверхности формы жидким металлом (Рис. 5в), происходит прорыв с образованием газовых пузырей и неметаллических включений. Также при анализе моделирования процесса заливки, можно сделать вывод, что в начальной стадии струя металла бьет в стержень, размывает его, приводя к засорам и изменению геометрических размеров.

В модернизированной литниковой системе (Рис. 5б) был разделен питатель. В результате было получено более равномерное распределение температуры при охлаждении металла в форме, благодаря этому опасность получения усадочных раковин и усадочной рыхлоты в отливке значительно уменьшилась. Также модернизированная литниковая система стала обеспечивать более равномерное по всей полости формы заполнение, что уменьшило вероятность разбрызгивания, образования заплесков. Струя металла не попадает в торец стержня, тем самым не разрушает его.





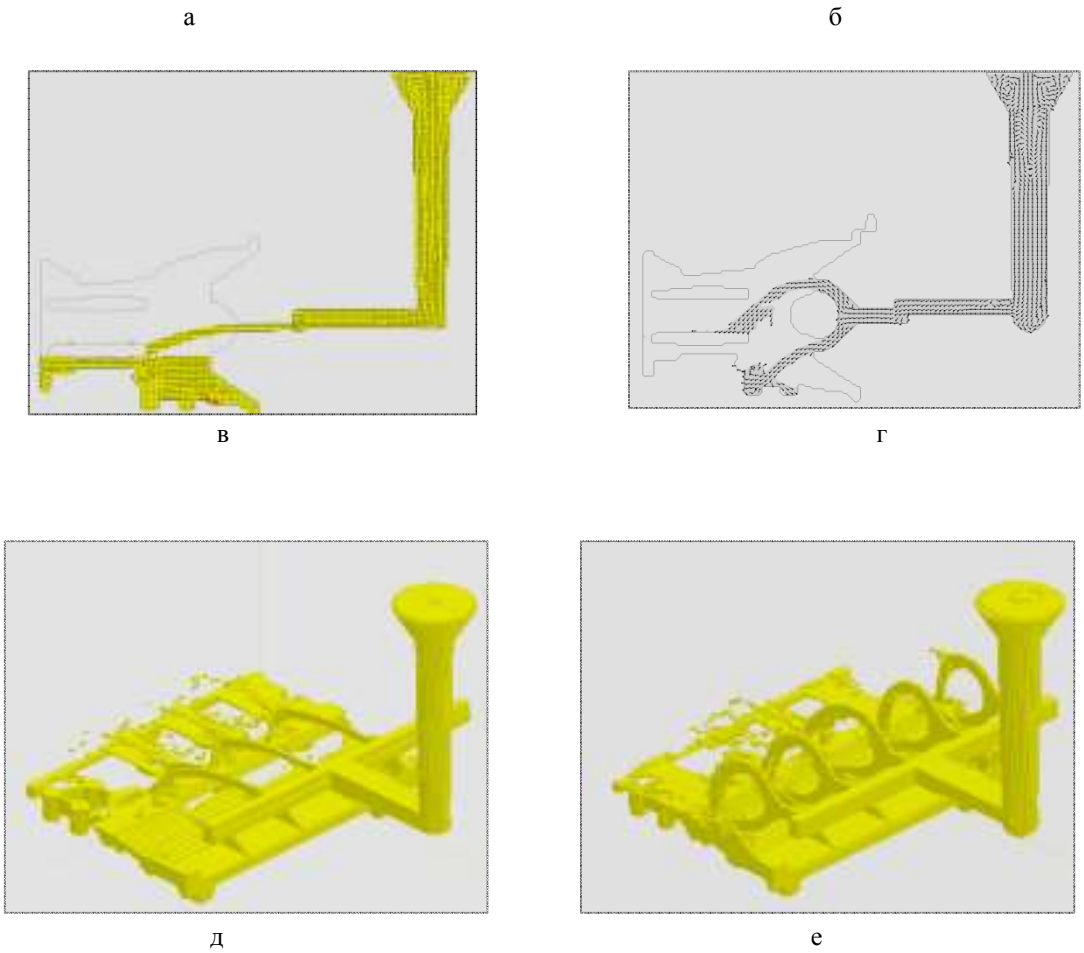


Рис. 5. Примеры литниковых систем и их заполнения металлом

В модернизированной литниковой системе (Рис. 5б) был разделен питатель. В результате было получено более равномерное распределение температуры при охлаждении металла в форме, благодаря этому опасность получения усадочных раковин и усадочной рыхлоты в отливке значительно уменьшилась. Также модернизированная литниковая система стала обеспечивать более равномерное по всей полости формы заполнение, что уменьшило вероятность разбрызгивания, образования заплесков. Струя металла не попадает в торец стержня, тем самым не разрушает его.

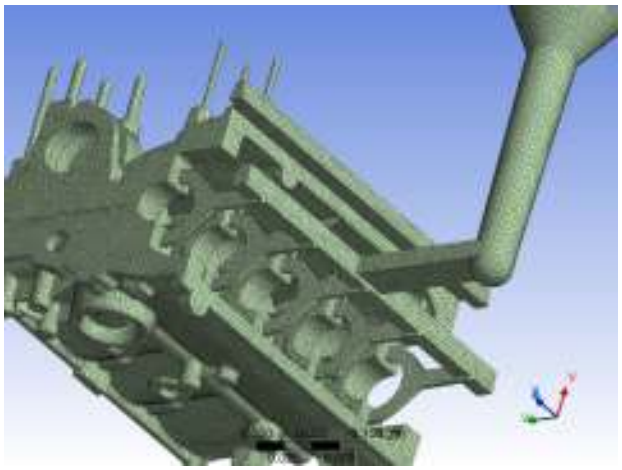


Рис.6 Конечноэлементная модель блок-картера ДВС

Для проверки проведенного моделирования в **LVM Flow** и проведения дальнейших исследований после незначительных упрощений и сглаживания относительно малых поверхностей была созданана пространственная конечноэлементная (КЭ) модель отливки блока цилиндров в ANSYS Workbench 11SP1, включающая 911152 узлов и 577648 конечных элементов тетраэдальной формы (Рис. 6).

Таким образом, моделирование процесса заливки в программе LVM Flow показало, что применение модернизированной литниковой системы, уменьшило вероятность появления дефектов усадочного характера, засоров от неметаллических и оксидных включений, а также разрушения стержня струей заливаемого металла. Применение модернизированной литниковой системы при изготовлении отливки блок-картера цилиндров ДВС позволит достичь высокого качества и эксплуатационных свойств готовой детали.

Анализ динамики охлаждения, фазового перехода, связанности зон, застывающих последними, позволяет выявить места возможного формирования внутренних усадочных дефектов, сформировать граничные и начальные условия для задачи расчета остаточных деформаций ввиду выравнивания температур по всей литой детали блока цилиндров, и, в конечном счете, ввести численную оптимизацию процесса затвердевания

Список литературы:

1. О.В. Акимов Компьютерное моделирование фазового перехода и остывания отливки блок-картера двигателя СМД. // Вестник ХГПУ, Вып.75, Харьков, 1999г., с.65-73. 2. Акимов О.В. Тенденции развития и применения автоматизированных компьютерных систем для проектирования и обеспечения качества литейных изделий.// MicroCad-99, Сборник научных трудов межд. научно- технической конференции. – Харьков: Харьк. гос. политехн. ун-т, 1999. 3. Акимов О.В., Гудзенко А.А. Применение ЭВМ для размерно-геометрического анализа отливок // Труды международной научно-техн. конф. "Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье", Харьков, 1997, с.144-146. 4. О.В. Акимов Компьютерное моделирование фазового перехода и остывания отливки блок-картера двигателя СМД. // Вып.75, Харьков, 1999г., с.65-73. 5. О.В. Акимов, В.А. Солошенко Компьютерное моделирование остаточных напряжений в отливке блок-картера дизеля «СМД» // "Вестник Харьковского государственного политехнического университета", Вып. 117, Харьков, 2000г., с. 34-36. 6. В.И. Алехин, О.В. Акимов, А.П. Марченко Компьтерно-интегрированное моделирование литейных процессов в блоке цилиндров Daewoo Sens. // Вестник НТУ «ХПИ» «Машиноведение и САПР», Вып.2, Харьков, 2008г., с. 3-7.

УДК 621.43

А.В. Жаров, В.Г. Новиков, А.А. Павлов

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ ПРИ ТРЕНИИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ СОПРЯЖЕНИЯ ВЕРХНЕЕ КОМПРЕССИОННОЕ КОЛЬЦО – ГИЛЬЗА ЦИЛИНДРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Высокие температуры верхнего компрессионного кольца (ВКК) и гильзы цилиндра (ГЦ), несовершенная смазка, особенно в зоне максимальных износов и воздействие абразивных частиц, усугубляющих условия трения способны привести к структурным превращениям в тонких поверхностных слоях трущихся деталей. Определяющее влияние на образующиеся вторичные структуры оказывает время контактного взаимодействия сопряженных микронеровностей [1]. Скорости нагрева и охлаждения для участков локального контакта могут достигать очень высоких значений. Так, по данным Б.Д. Грозина [2] при импульсном подводе тепла скорость нагрева слоя толщиной 100 мкм равна $4 \cdot 10^5 ... 10^4$ ^{O}C/c, скорость охлаждения – $10^3 ... 10^4$ ^{O}C/c. На них влияют содержание углерода, исходная структура (перлит, тростит, сорбит или мартенсит), а также температуропроводность. Особенностью процессов, протекающих при этом, является образование специфических структур: вторичного аустенита, образующегося из исходной структуры при трении (аустенита трения) и вторичного мартенсита – мартенсита трения. По существу, структура, идентифицируемая при исследовании в оптическом микроскопе как аустенит трения это аустенито-мартенсито-карбидная структура со значительным преобладанием аустенита.

Количество аустенита в поверхностных слоях определяется структурой и химическим составом, концентрацией углерода, давлением на контакте. Существует некоторое пороговое значение давления, ниже которого аустенит трения не образуется [3]. Стабилизация его происходит, главным образом, при импульсном (однократном или циклическом) воздействии температуры, т.е. при резко нестационарном тепловом режиме трения или в условиях, когда стационарность теплового режима оказывается нарушенной (например, вследствие плохой приработки трущихся поверхностей).

Рентгенография поверхности трения [1] в процессе изнашивания показало, что максимальные температуры возникают не одновременно по всей поверхности контакта, а на отдельных участках («горячие пятна»). При этом, в результате точечной закалки возможна аустенизация микрообластей глубиной до нескольких микрометров. При многократном прохождении деталями зоны контакта количество таких столбчатых аустенизированных областей примерно одинаковой глубины возрастает, так что они постепенно заполняют всю рабочую поверхность. По существу образуется обратимая $\alpha - \gamma$ структура и эта обратимость определяет работоспособность последней. До тех пор, пока сохраняется подвижное равновесие, которое имеет место при α и γ карбид превращениях, работоспособность поверхности трения практически не меняется. Повреждения происходят тогда, когда оно нарушается и, по мере увеличения числа циклов, начинают накапливаться необратимые отклонения. По данным Б.Д. Грозина [2] процесс трения сопровождается локальными структурными превращениями в том случае, когда температура поверхности превышает критические точки (например, A_c для стали), Если температура ниже критической, то в малых объемах закаленной стали может происходить отпуск.

Понятие о динамике процессов, протекающих при трении, включает не только изменение структу-

ры и свойств материала для отдельных его микрообъемов, но и, как следствие этого, в ряде случаев изменение самого процесса изнашивания. В общем случае процесс трения следует рассматривать как накопление условий, приводящих к изменению структуры и физико-механических свойств материала, и как последовательность переходов материала из одного состояния в другое [4]. Все это приводит к изменению исходной структуры поверхности трения и, как следствие, к изменению износостойкости последней [5].

Для определения состава вторичных структур, возникающих на рабочей поверхности закаленной ГЦ в процессе ее изнашивания, были проведены рентгеноструктурные и металлографические исследования ГЦ после длительных стендовых испытаний дизеля 12ЧН 13/14, после 60 часов ускоренных испытаний дизеля 8Ч 13/14 с подачей кварцевой пыли и после эксплуатационных испытаний дизеля 12ЧН 13/14 на автомобиле БелАЗ-548 (пробег 38 тыс.км), а также ГЦ с натирами, образовавшимися в процессе приработки и при длительной эксплуатации.

При рентгеноструктурном исследовании поверхностного слоя изношенных ГЦ обнаружен аустенит трения. Наибольшее его количество образуется в зоне максимальных износов – зона остановки ВКК в верхней мёртвой точке (ВМТ). На участке гильзы, соответствующем середине хода поршня, количество аустенита резко уменьшается и достигает минимума в районе нижней мёртвой точки (НМТ) (таблица 1).

Таблица 1. Влияние условий трения на образование вторичного аустенита

Участок замера	Количество вторичного аустенита, %	Относительный износ гильзы цилиндра, %
ВМТ ВКК	17	100
Середина хода ВКК	14	32
НМТ ВКК	следы	22

Слой аустенита трения на поверхности ГЦ в поясе максимальных износов обнаружен и при металлографическом исследовании (рис.1). Толщина его достигает 10 мкм, что приводит к уменьшению микротвердости на поверхности ГЦ, рис.2.

Рис.1. Слой аустенита трения на рабочей поверхности ГЦ дизеля 8Ч 13/14 после 60 часов ускоренных испытаний (ув. 730^x)

Рис. 2. Зависимость микротвердости поверхностного слоя ГЦ дизеля 8Ч 13/14 от количества образовавшегося вторичного аустенита после 60 часов ускоренных испытаний

При исследовании ГЦ, не подвергавшихся закалке и работавших в аналогичных условиях, аустенита не обнаружено. Полученное различие для ГЦ с мартенситной и перлитной структурами можно объяснить значительно более высокой скоростью перехода мартенсита в аустенит вследствие того, что уже имеются готовые зародыши, которыми являются участки остаточного аустенита в закаленных ГЦ.

Зависимость количества вторичного аустенита от остаточного приведены на рис.3, структуры закаленного слоя ГЦ на рис.4. Структура слоя определяется в баллах по ГОСТ 8233 – 56.

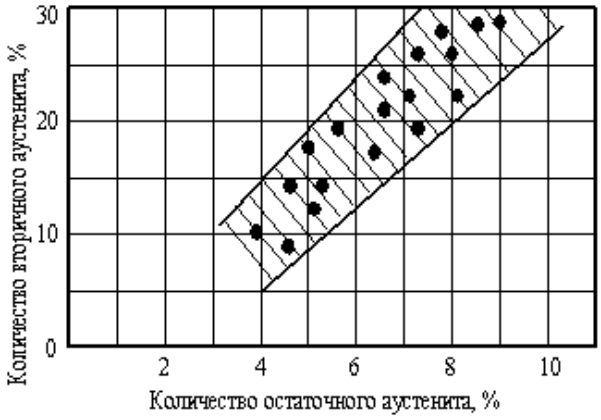


Рис.3. Зависимость количества вторичного аустенита от остаточного в структуре ГЦ дизелей 8ЧН 13/14 после 60 часов ускоренных испытаний

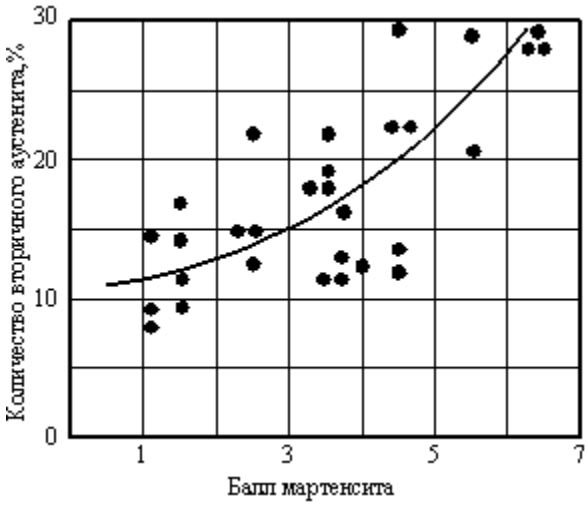


Рис. 4. Влияние структуры закаленного слоя ГЦ дизелей 8Ч 13/14 на образование вторичного аустенита после 60 часов ускоренных испытаний

Взаимосвязь между износом и количеством вторичного аустенита для ГЦ, прошедших 60-ти часовые ускоренные испытания на дизеле 8Ч 13/14 приведены на рис. 5.

По данным [3, 6] образование вторичного аустенита происходит в том случае, когда суммарная поверхностная температура достигает точки начала аустенитного превращения, составляющей 780°С для исследованного низколегированного серого чугуна. Полученные результаты позволяют утверждать, что при трении на ГЦ на участках фактического контакта развиваются температуры, существенно изменяющие свойства поверхностей и приводящие к разрушению слоя граничной смазки [7, 8]. Дальнейшее повышение температуры и удельного давления приводит к более глубокому превращению, сопровождающемуся образованием специфической структуры – «белого слоя». Она обладает высокой твердостью и плохой травимостью в обычных реактивах. Твердость «белого слоя», обнаруженного на ГЦ, достигает 13000 МПа.

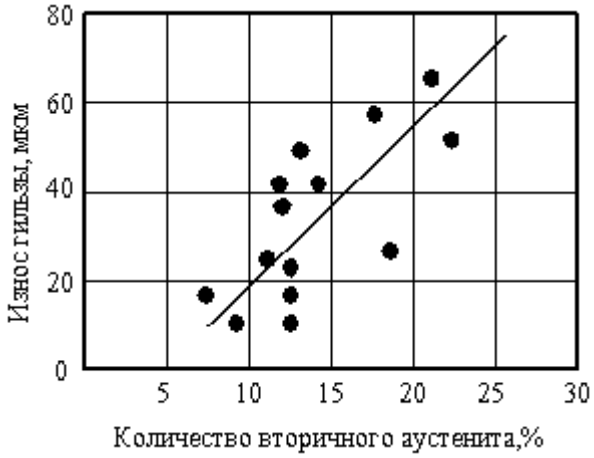


Рис.5. Взаимосвязь количества вторичного аустенита и износа ГЦ дизелей 8Ч 13/14 после 60 часов ускоренных испытаний

Ряд авторов, исходя из того, что «белый слой» обладает высокой твердостью, полагают, что его образование способствует повышению износостойкости. Однако при исследовании местных износов на участках поверхности ГЦ, покрытых «белым слоем», было получено возрастание темпов изнашивания на несколько порядков по сравнению с остальными участками. Это объясняется тем, что «белый слой» образуется на поверхности в виде отдельных разрозненных участков слабо связанных с основным металлом. В дальнейшем происходит его растрескива-

ние и выкрашивание крупными блоками, что оказывает сильнейшее абразивное воздействие на поверхность трения. При определенных условиях (высокие нагрузки, несовершенная смазка) абразивное изнашивание поверхности сопровождается регенерацией «белого слоя», приводящей к увеличению износа. Структурные изменения, связанные с образованием вторичного аустенита и особенно «белого слоя», являются характерными признаками микроконтактного схватывания, поэтому полученные результаты позволяют утверждать, что изнашивание, по крайней мере, закаленной ГЦ и ВКК происходит в результате совместного действия абразива и схватывания. Процессы эти взаимосвязаны, т.к. абразивные частицы в зоне трения способствуют повышению температуры и облегчают разрушение смазочной пленки. В свою очередь, микроконтактное схватывание приводит к дальнейшему росту температуры, вследствие выделения энергии при разрушении мостиков сварки, а протекающие при этом структурные превращения изменяют механические свойства трущихся поверхностей и, как следствие, снижают их износостойкость. Кроме того, исследованиями Вестбрука [8] установлено, что при 573 ^{O}C кварц, являющийся наиболее распространенным абразивом, испытывает фазовое превращение с соответствующим повышением твердости до величины, вероятно, превышающей 25000 МПа, что в определенных условиях способно изменить характер процесса изнашивания.

Полученная зависимость износа ГЦ от количества образовавшегося вторичного аустенита позволяет косвенно оценить вклад схватывания в износ этой детали. Так как условия абразивного изнашивания в процессе испытаний не изменялись (количество абразива, дисперсный состав, способ подачи, режим испытаний, продолжительность), можно предположить, что изменение износа ГЦ связано, в основном, со схватыванием, а так как вторичный аустенит при трении образуется в виде столбчатых областей примерно одинаковой глубины, его количество характеризует долю площади поверхности, на которой произошло схватывание. Изменение количества вторичного аустенита, а следовательно и площади поверхности занятой им, с 10 до 20% привело к увеличению износа ГЦ в 2,7 раза.

Таким образом, полученные результаты позволяют утверждать, что изнашивание сопряжения ВКК-ГЦ происходит в результате протекания взаимосвязанных процессов абразивного изнашивания и схватывания. Доля, вносимая каждым из этих процессов в общий износ сопряжения, зависит от условий трения, ужесточение которых в предельном случае (при образовании «белого слоя») приводит к катастрофическому разрушению поверхностей.

Список литературы:

1. Любарский И.М. Металлофизика трения. – М.: Металлургия, 1976. – 176 с. 2. Грозин Б.Д. Износ металлов. – Киев.: Гостехиздат УССР, 1951. – 252 с. 3. Коган А.С., Расс Т.Т., Гораздовский Т.Я. Некоторые закономерности образования так называемого «аустенита трения». – В сб.: Теория смазочного действия и новые материалы. – М.: Наука, 1965, с. 223 – 227. 4. Любарский И.М. Фазовые превращения на поверхности трения и их влияние на износостойкость сталей в вакууме.//Трение и износ. Том 1. № 2, 1980, с. 280 – 292. 5. Любарский И.М. Об обратимости структурных превращений при трении. – В сб.: Теория смазочного действия и новые материалы. – М.: Наука, 1965, с. 237-241. 6. Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении. – Киев : Техника, 1976. – 292 с. 7. Новиков В.Г., Пикус В.И., Стефановский Б.С., Липанова Т.А. Оценка температур на фактических пятнах контакта в условиях двигателя внутреннего сгорания. – В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. – Ярославль, 1976, с. 63 – 67. 8. Ларсен-Бассе, Коянаги. Износ твердых сплавов типа WC при работе по кварцевому абразиву. // Проблемы трения и смазки, 1979, № 5, с. 103 – 107.

УДК 629.47:662.6/9.004.18

С.А Ерощенков, д-р техн. наук, В.В. Савенко, канд. техн. наук, А.В. Панчук, инж.

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗА ПРИ РЕОСТАТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Постановка проблемы

В настоящее время проблема экономии топливно-энергетических ресурсов, в частности светлых нефтепродуктов, для Украины является особенно актуальной.

На железнодорожном транспорте одним из резервов повышения экономичности работы тепловозов является целенаправленная организация всех видов ремонтов. Ремонтные работы на тепловозоремонтных заводах и в локомотивных депо должны заканчиваться регулированием агрегатов и настройкой параметров силовой установки, при которых в эксплуатации будет обеспечиваться минимально возможный расход топлива. Предварительная оценка показывает, что таким путем можно уменьшить расход топлива в эксплуатации, по самым скромным подсчетам, до 10 % [1].

Анализ нерешенной части проблемы

До недавнего времени этот резерв экономии дизельного топлива не мог использоваться, поскольку действующими правилами ремонта тепловозов не предусматривается контроль расхода топлива при проведении реостатных испытаний после ремонта. Руководство «Укрзалізниці» оценило этот резерв существенной экономии дизельного топлива и утвердило нормативный документ [2], в соответствии с которым нормы расхода топлива для различных типов тепловозов установлены в виде предельных значений удельных эффективных расходов топлива b_e дизелями по тепловозной характеристике. Значения b_e заданы в виде таблиц и графиков. Пользуясь такими нормами, на ТРЗ и в локомотивных депо можно определить при реостатных испытаниях фактическую величину b_e и путем сравнения с нормативной оценить послеремонтную экономичность работы тепловоза на любых позициях контроллера машиниста. Однако определение фактического b_e при реостатных испытаниях вызывает следующие затруднения.

На заводах-изготовителях при реостатных испытаниях дизель-генераторов мощность P_p, потребляемая реостатом, равна мощности $P_г$ тягового генератора и тогда величина b_e определяется по формуле

$$b_e = \frac{B_e}{P_г}\eta_г = \frac{B_e}{P_e}, \qquad (1)$$

где B_e – расход топлива дизелем; $\eta_г$ – КПД тягового генератора на данном режиме; P_e – эффективная мощность дизеля.

Задаваемые производителем дизель-генераторов значения b_e являются эталоном для сравнения с фактическими расходами топлива дизелем в эксплуатации.

При реостатных испытаниях тепловозов условия иные, чем на заводах-изготовителях дизель-генераторов. Одно из основных отличий заключается в том, что на тепловозе от дизеля отбирается мощность не только на привод тягового генератора, но и на привод ряда других потребителей. Эти дополнительные отборы мощности необходимо учитывать. Например, в работе [4] эффективную мощность дизеля при реостатных испытаниях тепловозов предлагается определять по следующей зависимости

$$P_e = \frac{I_p U_p}{\eta_г \eta_{ву}} 10^{-3} + P_{всп}, \qquad (2)$$

где I_p, U_p – ток и напряжение в цепи реостата; $\eta_г$, $\eta_{ву}$ – КПД соответственно генератора и выпрямительной установки; $P_{всп}$ – мощность вспомогательных агрегатов.

В нормативном документе [3] предписано определять b_e при реостатных испытаниях тепловозов по формуле

$$b_e = \frac{B_e}{\frac{P_{ген}}{\eta_{ген}} + \sum P_{допi}}, \qquad (3)$$

где $P_{ген}$, $\eta_{ген}$ – соответственно мощность и КПД тягового генератора; $P_{допi}$ – мощность i-го вспомогательного оборудования тепловоза.

Таким образом, идея учета дополнительных отборов мощности от дизеля на тепловозах хорошо известна. Предложены даже конкретные зависимости для такого учета, например формула (3). Несмотря на это, при реостатных испытаниях тепловозов значение удельного эффективного расхода топлива рассчитывают по формуле

$$b_p = \frac{B_e}{P_p}, \qquad (4)$$

где P_p – мощность, потребляемая реостатом.

Это связано с двумя основными причинами:

- отсутствием нормативной методики учета дополнительных отборов мощности и определения действительной величины b_e;

- отсутствием методики определения мощности вспомогательных потребителей на различных режимах работы силовой установки.

Дополнительные затруднения вызывает тот факт, что тепловозы различных марок имеют различную номенклатуру и количество вспомогательных потребителей, а также схемы передачи мощности к ним. Можно предполагать, что врядли зависимости вида (2), (3) пригодны для всех эксплуатируемых тепловозов. Для проверки данной методики выбран самый распространенный в Украине магистральный тепловоз 2ТЭ116.

Целью данной статьи является разработка меьодики оценки экономичности работы тепловоза при проведении реостатных испытаниях.

На рис. 1 представлена схема передачи мощности от дизеля к имеющимся на тепловозе основным потребителям, разработанная на основе анализа нормативно-технической документации и специальной литературы по тепловозу [4–8]. При разработке схемы действительное расположение некоторого оборудования изменено, чтобы нагляднее представить распределение мощности между потребителями на схеме указано место отбора мощности на реостат, которое определенное инструкцией [7].

Как видно из рис. 1, на реостат отбирается мощность, которая при работе тепловоза расходуется тяговыми электродвигателями (ТЭД). При реостатных испытаниях не учитываются мощности, потребляемые стартер-генератором, возбудителем и потребителями электроэнергии, присоединенными к тяговому генератору. Если учесть, что при реостатных испытаниях вентиляторы охлаждения ТЭД не должны работать, а вентиляторы кузова и калорифера скорей всего не работают, то мощность дизеля с учетом всех потребителей должна определяться из выражения

$$\begin{aligned} P_e = P_p + \Delta P_{тг} + \Delta P_{ву} + \Delta P_{сг} + P_{вг} + \\ + P_{тк} + P_{вву} + P_{вхк} + P_{втг} + P_{аб} \end{aligned}, \qquad (5)$$

где P_j – мощности соответствующих потребителей согласно рис. 1; $\Delta P_{ву}$, $\Delta P_{сг}$ – потери мощности соответственно в тяговом генераторе, выпрямительной установке и стартер-генераторе.

Формулу (5) удобнее представить так:

$$P_e = P_p\left(1+\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j}{P_p}+\sum_{k=1}^{m}\frac{P_k}{P_p}\right), \qquad (6)$$

где P_j – мощности учитываемых вспомогательных потребителей; ΔP_k – потери мощности у потребителей (в дополнение к приведенным в формуле (5), очевидно, нужно учитывать потери мощности в возбудителе генератора, в приводных электродвигателях, в механических передачах).

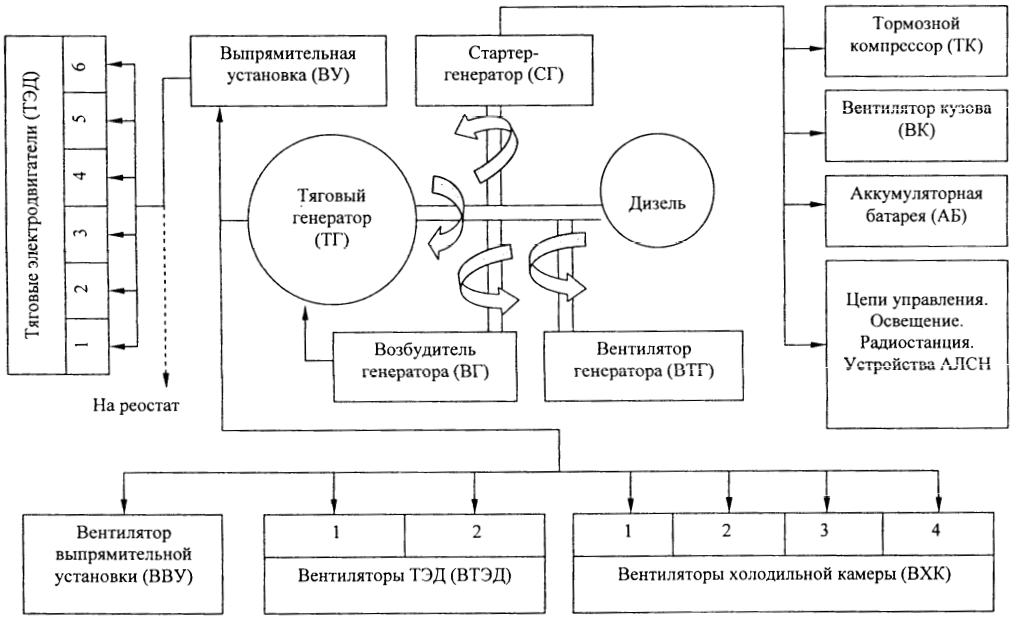


Рис. 1. Схема передачи мощности от дизеля тепловоза 2ТЭ116 потребителям

Тогда действительная величина b_e при реостатных испытаниях должна определяться по формуле

$$b_e = \frac{B_e}{P_p\left(1+\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j}{P_p}+\sum_{k=1}^{m}\frac{\Delta P_k}{P_p}\right)}. \qquad (7)$$

Для тепловоза 2ТЭ116 конкретные слагаемые, входящие в формулы (6), (7), соответствуют формуле (5).

Таким образом, для тепловоза 2ТЭ116 по формуле (4) определяется завышенное значение b_p по сравнению с b_e. Формула (2) была бы справедлива для тепловоза 2ТЭ116, если бы весь поток мощности от тягового генератора направлялся на реостат, а для дополнительных потребителей имелись отдельные отборы мощности, что не соответствует действительности.

Формула (3) принципиально верна, но ею нельзя воспользоваться, поскольку мощность тягового генератора не измеряется. Действительному положению дел соответствуют зависимости (5), (6), (7).

Следует учесть, что величина b_p, определяемая по формуле (4), прочно вошла в практику реостатных испытаний. Предлагается от нее не отказываться, и назвать b_p реостатным удельным расходом топлива тепловозом, а удельный эффективный расход топлива дизеля b_e определять по формуле:

$$b_e = \frac{b_p}{1+\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j}{P_p}+\sum_{k=1}^{m}\frac{\Delta P_k}{P_p}}. \qquad (8)$$

Использование обеих величин b_p и b_e будет способствовать более точной оценке топливной экономичности дизеля и качества ремонта.

Выводы и перспективы развития

1) существующие рекомендации по определению удельного расхода топлива при реостатных испытаниях тепловозов с учетом дополнительных потребителей мощности имеют недостатки, затрудняющие их практическое применение на ТРЗ и в локомотивных депо;

2) для устранения недостатков предложена новая методика оценки экономичности работы тепловозов при реостатных испытаниях, которая включает в себя:

- разработку схемы передачи мощности от дизеля к имеющимся на тепловозе потребителям;

- получение на основе анализа схемы зависимостей вида (5, 6, 7) для определения действительной величины мощности P_e дизеля и удельного эффективного расхода топлива b_e дизелем по тепловозной характеристике;

- проведение с использованием полученных зависимостей корректного сравнения действительных значений b_e с нормативными;

3) разработанная методика применима для тепловоза 2ТЭ116;

4) для практической оценки экономичности работы тепловоза 2ТЭ116 требуется разработка методики определения мощности дополнительных потребителей и определения составляющих зависимости (5) на различных режимах работы силовой установки;

5) величину b_p, определяемую по формуле (4), предлагается называть "реостатный удельный эффективный расход топлива тепловозом". Отличное от b_e название и обозначение будет способствовать более четкому уяснению результатов реостатных испытаний тепловозов. При наличии одной из этих величин другая определяется по формуле (8).

Список литературы:

1. Жалкін С.Г., Савенко В.В., Ібрагімов О.С., Панчук О.В. Можливості економії палива на тепловозах після ремонту // Зб. наук. пр. / Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків.: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 72. – С. 8–13. 2. ЦТ-0131. Питомі норми витрат палива при реостатних випробуваннях тепловозних дизелів усіх типів тепловозів після поточних ремонтів ПР-1, ПР-2, ПР-3. – К.: Укрзалізниця, 2006. – 28 с. – Затв. наказом "Укрзалізниці" № 441-Ц від 30 грудня 2005 р. 3. ЦТ-0074. Технічні вимоги до паливної економічності дизелів тепловозів та дизель-поїздів. – К.: Укрзалізниця, 2004. – 26 с. – Затв. наказом "Укрзалізниці" № 320-Ц від 17 грудня 2003 р. 4. Локомотивные энергетические установки: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / А.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич и др.; Под ред. А.И. Володина. – М.: ИПК "Желдориздат", 2002. – 718 с. 5. ЦТ-0043. Правила технічного обслуговування та поточних ремонтів тепловозів 2ТЕ116. – К.: Укрзалізниця, 2002. – 325 с. – Затв. наказом "Укрзалізниці" № 39-Ц від 30 січня 2002 р. 6. Тепловоз 2ТЭ116 / С.П. Филонов, А.И. Гибалов, Е.А. Микитин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с. 7. ИО 2ТЭ116.00.00.006–88: Инструкция по техническому обслуживанию и текущим ремонтам тепловоза 2ТЭ116. – М., 1988. – 414 с. 8. Кононов В.Е., Скалин А.В. Справочник машиниста тепловоза. – М.: ИПЦ "Желдориздат", 2004. – 320 с.

УДК 621.436.038

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.,
А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.В. Денисов, инж.

РЕЗУЛЬТАТЫ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ

Введение

Основываясь на результатах математического моделирования [1 – 3], а также используя зарубежный опыт, авторами данной статьи разработана отечественная топливная система аккумулирующего типа с электронным управлением. Ключевым элементом данной системы является электрогидравлическая форсунка (ЭГФ). Привод клапана управления у ЭГФ электромагнитный. Проведенное авторами исследование позволяет утверждать, что потенциал электромагнитных устройств, которые обеспечивают высокие перестановочные усилия и быстродействие, не исчерпан. Поэтому разработка и доводка ЭГФ является актуальной задачей. Важным этапом решения данной задачи является проведение безмоторных испытаний топливной системы аккумулирующего типа. На этом этапе можно определить соответствие требованиям, предъявляемым ЭГФ разработанного образца. К таким основным требованиям можно отнести:

1. Возможность организации подачи малых (0,5 – 5 мм^3) порций топлива (определяется такими показателями, как минимально устойчивая цикловая подача топлива; характер изменения зависимости $q_ц$ цикловой подачи от продолжительности $\tau_ф$ форсированного электрического импульса).

2. Возможность подачи в цилиндр дизеля топлива при пятифазном впрыскивании.

3. Обеспечение подачи в цилиндр дизеля топлива в рабочем диапазоне частоты вращения коленчатого вала 800 – 4200 мин$^{-1}$.

4. Работа форсунки в широком диапазоне изменения давления в аккумуляторе (от 25 до 150 МПа и выше).

Анализ публикаций

Экспериментальному исследованию ЭГФ посвящено много работ. В частности, зарубежными авторами в [4 – 7] представлены методики и результаты проведения безмоторных испытаний ЭГФ фирмы BOSCH. Следует подчеркнуть, что принципы работы ЭГФ, а также ее конструктивные особенности требуют разработки методов регистрации основных параметров форсунки. Так, для определения положения иглы и мультипликатора ЭГФ авторами данной работы использован индуктивный датчик [8]. А давление после запорного конуса иглы определяется устройством подробно описанным в [9].

При создании ЭГФ для топливной системы аккумулирующего типа следует обратить внимание на предложения, высказанные в частности, в работе [10], о необходимости организации «адаптивного» процесса управления. Современный уровень развития электроники делает возможным реализовать любой алгоритм адаптации в зависимости от режима работы высокооборотного дизеля, в том числе и для переходных режимов. Очевидно, что определить алгоритмы управления процессом впрыскивания возможно только на основании результатов испытания опытных образцов.

Цель и постановка задачи

Цель данной работы – определить эффективность применения электрогидравлической форсунки для организации подачи топлива на основных режимах работы дизеля 4ДТНА2. Для достижения данной цели необходимо разработать методику и провести безмоторные испытания опытного образца аккуму-

лирующей топливной системы с электронным управлением. Именно это является задачей данной работы.

Объект исследования – электрогидравлическая форсунка

На рис. 1 приведена конструкция опытной ЭГФ. Принцип работы данной форсунки подробно описан в [1, 2]. Управляющим органом форсунки является электромагнит – совместная разработка ННЦ ХФТИ, КП ХКБД и ХНАДУ. Управляющий сигнал формировался при помощи контроллера разработки фирмы Элон-ТТ (г. Харьков).

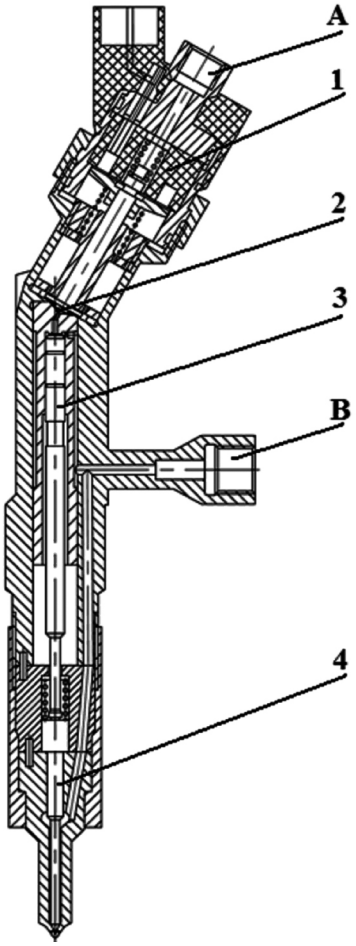


Рис. 1. Конструкция ЭГФ:

1 – электромагнит; 2 – клапан; 3 – мультипликатор; 4 – игла; А – слив топлива; В – подвод топлива

Для гибкого управления законом топливоподачи использовалась программа, позволяющая задавать от одной до пяти фаз впрыскивания. В каждой фазе можно изменять длительность форсированного импульса, продолжительность фазы удержания, а также период между соседними фазами. Также с помощью программы управления задавалась периодичность впрыскивания топлива.

ЭГФ разработки КП ХКБД укомплектована распылителем с иглой диаметром 3,5 мм, электромагнитом со скоростью перемещения якоря до 0,3 м/с и развиваемой силой более 100 Н. Данная форсунка предназначена для установки на высокооборотный дизель 4ДТНА2 серии 4ДТНА.

Методика проведения эксперимента

Опытная форсунка была установлена на безмоторный стенд лаборатории топливной аппаратуры КП ХКБД. Топливо в гидроаккумулятор нагнеталось двумя секциями топливного насоса высокого давления (ТНВД) дизеля 5ТДФ. Необходимый уровень давления в аккумуляторе задавался при помощи изменения подачи топлива ТНВД. Такой способ позволяет снижать затраты мощности на привод насоса и поэтому является наиболее экономичным. В период испытаний регистрировалось изменение следующих параметров:

- давление топлива в аккумуляторе;
- давление топлива после запорного конуса иглы распылителя;
- перемещение мультипликатора;
- изменение тока в катушке электромагнита.

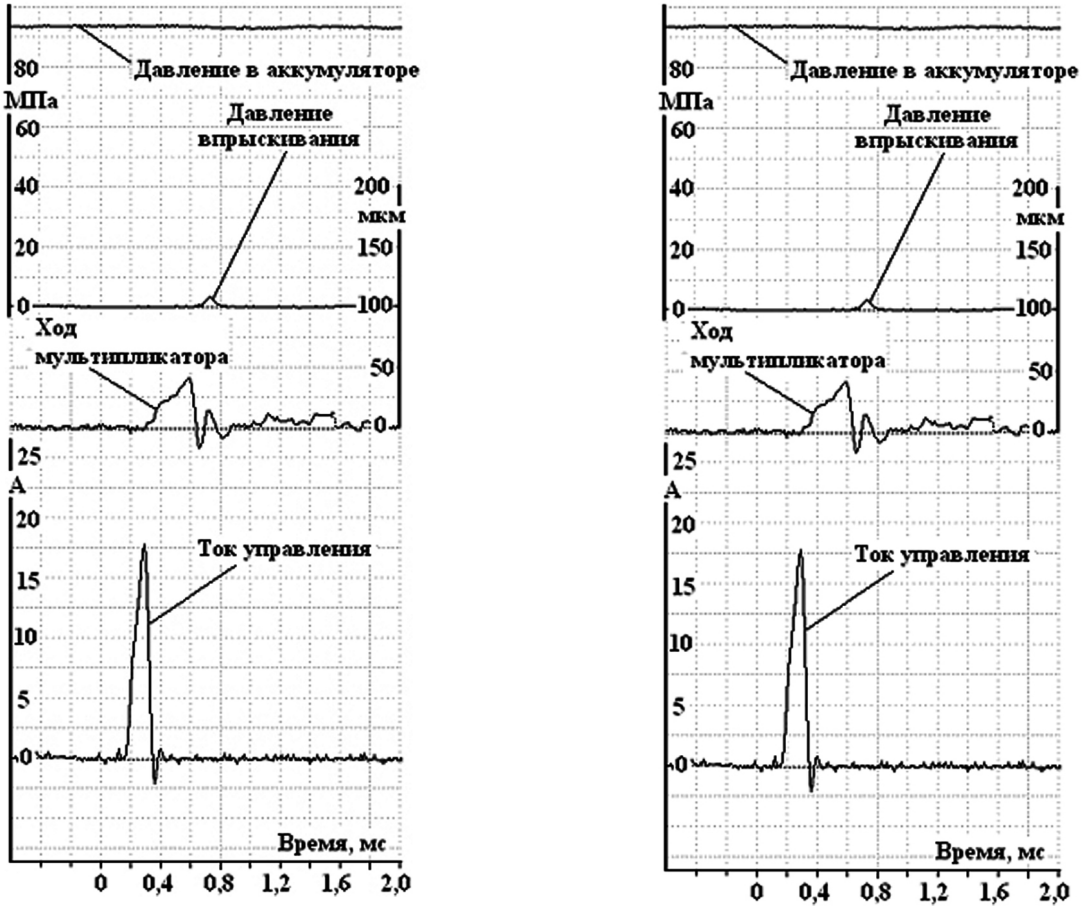
Сигнал об изменении указанных величин поступал на АЦП L-783 фирмы L-card. Обработка сигнала осуществлялась средствами программы Power-Graph 3.3.Цикловая подача топлива, а также расход топлива на управление определялись объемным способом.

Результаты испытания ЭГФ

Определение минимально устойчивой цикло-

вой подачи топлива.

Исследования показали, что в отечественной ЭГФ минимально устойчивая цикловая подача составила 0,5 мм^3 (см. рис. 2).



а б

Рис. 2. Определение минимально устойчивой цикловой подачи топлива:
а – ЭГФ КП ХКБД, б – BOSCH (длительность управляющего импульса 0,1 мс

Вследствие особенностей применяемого в форсунке магнитопровода сила тока при этом равна 20 А. Для сравнения, минимально устойчивая цикловая подача ЭГФ BOSCH составляет 2,4 мм^3 (величина совпадает с данными, приведенными в литературе [11]). При этом максимальная сила тока в катушке равна 14 А.

Следует обратить внимание на характер изменения цикловой подачи с увеличением длительности управляющего импульса $\tau_ф$ (см. рис. 3). У ЭГФ BOSCH данная зависимость имеет непродолжительный пологий участок в области 2,5 мм^3, после чего, при изменении $\tau_ф$ на 0,02 мс (с 0,08 мс до 0,1 мс), цикловая подача возрастает в 2,5 раза. Далее зависимость монотонно возрастает с 6 мм^3 до 9 мм^3 до значения $\tau_ф$ = 0,3 мс, где зафиксирован участок провала.

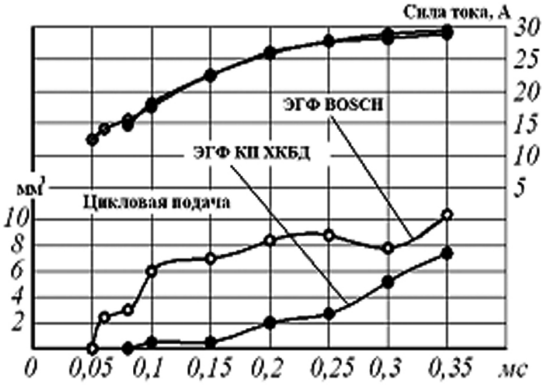


Рис. 3. Характеристика впрыскивания малых порций топлива (давление в аккумуляторе 100 МПа)

Причины образования участков провала и немонотонный характер приведенной зависимости раскрыты в работах [1, 12, 13].

Характеристика впрыскивания при использовании отечественной ЭГФ в районе минимально устойчивой цикловой подачи – 0,5 мм^3 имеет более протяженный участок (от 0,1 мс до 0,15 мс). Далее с увеличением $\tau_ф$ цикловая подача мотонно, без провалов, возрастает. Отметим также, что при $\tau_ф$ = 0,35 мс (сила тока 29 А) цикловая ЭГФ BOSCH равна 10,8 мм^3, а ЭГФ КП ХКБД – 7,4 мм^3.

Проведенный анализ полученных авторами осциллограмм показывает, что при малых подачах топлива подъем иглы распылителя не превышает 25 % полного перемещения. Выявлено, что характеристики магнитопровода определяют динамику иглы.

Так, при использовании магнитопровода отечественной разработки получен более пологий передний фронт нарастания давления впрыскивания. Именно это позволяет снизить величину минимально устойчивой цикловой подачи.

Определение возможностей изменения закона топливоподачи

Указанные выше особенности работы ЭГФ позволяют объяснить характер протекания процесса впрыскивания при подаче управляющего сигнала, состоящего из короткого предварительного и, через заданное время, длительного основного импульсов. Рассмотрим осциллограммы рис. 4, на которых зарегистрированы параметры впрыскивания при двухфазном управляющем импульсе с интервалом между фазами 0,2 мс, 0,15 мс и 0,1 мс, фазой удержания 0,5 мс и периодичностью впрыскивания, соответствующей частоте вращения коленчатого вала 4200 мин$^{-1}$. Изменяя длительность паузы возможно получить различные законы топливоподачи. При паузе 0,2 мс ЭГФ обеспечивает двухфазное впрыскивание топлива, при уменьшении паузы до 0,15 мс цикловая подача не разделяется, и формируется ступенчатое впрыскивание.

Дальнейшее уменьшение паузы до 0,1 мс изменяет закон топливоподачи на однофазный с пологим передним фронтом.

Сделаем замечание относительно необходимости моделирования цепи управления электромагнитом. Известно, и эксперимент это подтверждает (см. рис. 4), что изменение тока в катушке ЭГФ происходит не мгновенно.

Имеют место так называемые переходные процессы, длительность которых сопоставима с задаваемой длительностью управляющих импульсов. Так, для достижения силы тока в катушке 22 А необходимо время 0,3 мс, последующий за этим сброс до 0 А произойдет за 0,15 мс.

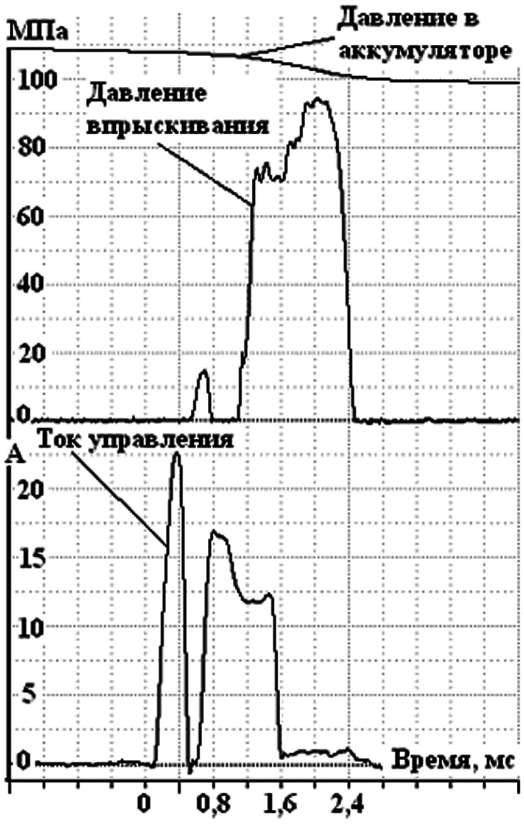
В связи с этим для достоверного моделирования работы ЭГФ необходимо учитывать характеристики блока управления ЭГФ.

В работе [3] приведены зависимости, позволяющие задавать при математическом моделировании ЭГФ характеристики блока управления.

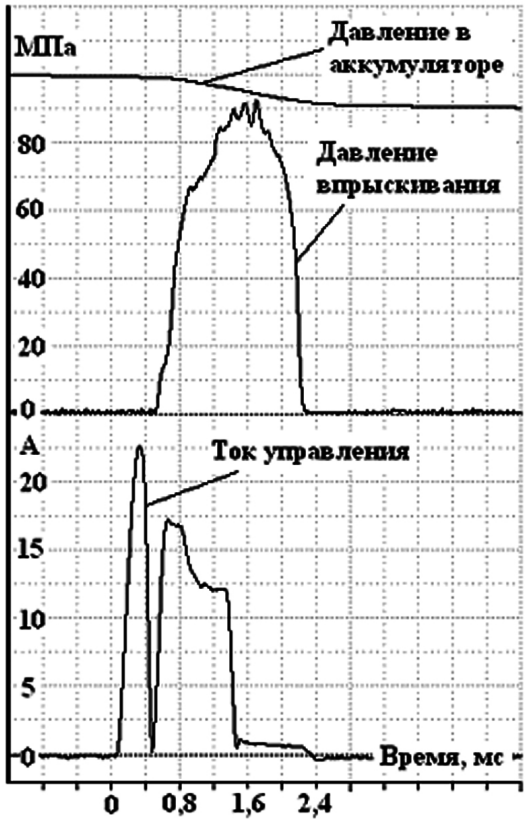
Определение эффективности работы ЭГФ на режимах пуска и холостого хода

Решающую роль характеристики электромагнита играют при организации впрыскивания топлива ЭГФ на режимах пуска и холостого хода. Давление в аккумуляторе на данных режимах в 4 – 6 раз меньше максимального значения, а, следовательно, и сила, действующая на постоянную площадь клапана управления со стороны камеры управления, во столько же раз уменьшается.

Для преодоления силы предварительной затяжки пружины клапана в таком случае необходим запас по силе, развиваемой электромагнитом. Это условие необходимо, но недостаточное.



а



в

б

Рис. 4. Осциллограммы впрыскивания при двухфазном управляющем сигнале:

период между фазами а – 0,2 мс; б – 0,15 мс; в – 0,1 мс

Как показал эксперимент, при понижении уровня давления в аккумуляторе до 20 МПа обеспечить работоспособность ЭГФ без дополнительных мероприятий не удается.

Для получения двухфазного впрыскивания на режиме холостого хода было предложено изменить последовательность, величину и длительность задающих электрических импульсов. На рис. 5 показана осциллограмма процесса двухфазного впрыскивания ЭГФ на режиме холостого хода.

Наиболее проблематично организовать предварительное впрыскивание. Для решения данной проблемы предложено управлять предварительным впрыскиванием при помощи двойного форсированного импульса. Первый импульс (начало в точке 1)

продолжительностью 0,4 мс и максимальным током в катушке 28 А приводит к подъему мультипликатора на 35 мкм (участок 2-3), что при давлении в аккумуляторе 27 МПа оказалось недостаточно для впрыскивания. Следующий без паузы второй форсированный импульс позволяет мультипликатору дополнительно подняться до 50 мкм. Этого достаточно, чтобы с момента времени, соответствующего точке 4, началось впрыскивание пилотной порции топлива.

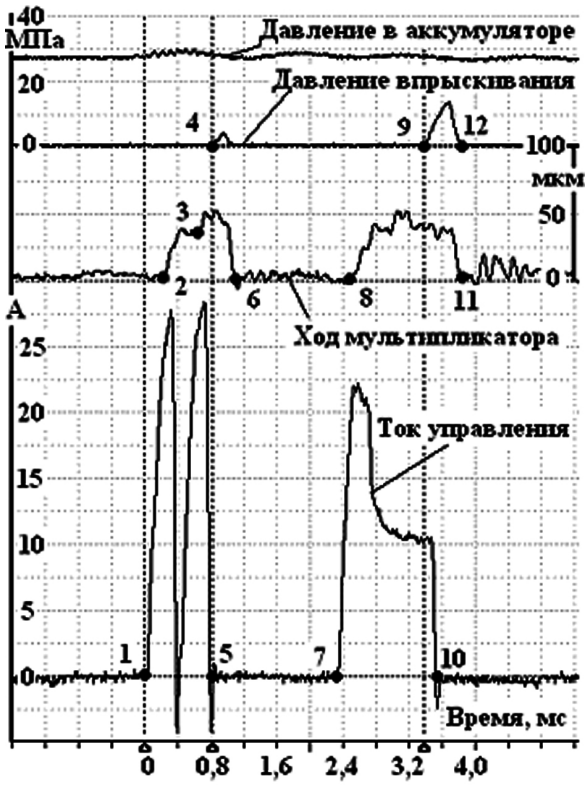


Рис. 5. Двухфазное впрыскивание топлива на режиме холостого хода

Анализ осциллограммы показывает, что конец второго импульса (точка 5) по времени совпадает с началом впрыскивания, а длительность подъема мультипликатора (участок 2-6) равна длительности управляющего сигнала (участку 1-5). Участок 2-6 смещен на 0,25 мс относительно участка 1-5. Через заданный интервал 5-7 на электромагнит подается третий форсированный импульс с последующим удержанием, обеспечивающий подъем мультипликатора на участке 8-11 и впрыскивание основной порции топлива в период между точками 9-12. Суммарная цикловая подача на исследуемом режиме составила 8 мм^3.

Вторым методом, позволившим без изменения размеров ЭГФ (диаметров жиклеров, запорного шарика управляющего клапана, угла седла клапана и др.), получить стабильную топливоподачу на пуске двигателя является выбор предварительной затяжки пружины иглы.

Данная величина выбирается минимальной, но достаточной для исключения прорыва газов из цилиндра двигателя через распыливающие отверстия под запорный конус иглы. Это позволило в режиме пуска дизеля обеспечить впрыскивание топлива при давлении в аккумуляторе 16 МПа.

Выводы

Предложена методика безмоторного испытания электрогидравлической форсунки разработки КП ХКБД. Для управления форсунки использован контроллер и блок питания отечественной разработки. Методика испытания предусматривает измерение хода мультипликатора, давления в гидроаккумуляторе и впрыскивания, силы тока в катушке электромагнита.

Форсунка обеспечивает подачу топлива от 0,5 до 60 мм^3 при давлении в аккумуляторе от 16 до 150 МПа.

Показано, что зависимость цикловой подачи при увеличении времени управляющего импульса монотонно возрастает.

Применение форсунки КП ХКБД в составе топливной аппаратуры аккумулирующего типа обеспечивает многофазную топливоподачу на всех режимах дизелей серии 4ДТНА.

Определены формы управляющих импульсов, обеспечивающих двухфазное впрыскивание топлива

на режиме холостого хода, впрыскивание топлива при пуске двигателя, а также однофазное впрыскивание со ступенчатым или пологим передним фронтом.

Список литературы:

1. Врублевский А.Н, Григорьев А.Л., Бовда А.М. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС // Автомобильный транспорт № 19. 2006 - с. 138 - 143. 2. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Денисов А.В.,. Щербаков Г.А Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ // ДВС, №1, 2007, стр. 44 – 52. 3. Врублевский А.Н, Григорьев А.Л., Денисов А.В. Особенности выбора параметров электромагнита для топливной системы COMMON RAIL // Автомобильный транспорт № 20. 2007 - с. 75 - 80. 4. Coppo M., Dongiovanni C., Negri C. A Linear optical sensor for measuring needle displacement in common-rail diesel injectors Sensors and Actuators A: Physical Volume 134, Issue 2, 15 March 2007, Pages 366-373. 5. Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baert R.S.G. Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process. MECCA, III. 2005. pp. 30 – 39. 6. Голубков Л.Н., Емельянов Л.А. Электронная система управления для стендовых испытаний аккумуляторной топливной системы с электроуправляемыми форсунками. Сборник научных трудов МАДИ (ГТУ) «Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса» 2006. стр. 40 – 46. 7. Емельянов Л.А. Устройство для регистрации параметров впрыска. Сборник научных трудов МАДИ (ГТУ) «Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса» 2006. стр. 47 – 54. 8. Врублевский А.Н., Вахрушев В.И., Воронков А.В., Денисов А.В. Датчик для регистрации перемещения мультипликатора электрогидравлической форсунки // Вестник ХНАДУ Вып. 38. – с. 321 – 326. 9. А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков, С.Б. Сафонов Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива // Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ – 2007. - №2. – стр. 43 – 47. 10. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. – М.: Легион-Автодата, 2001.–136 с. 11. Common-Rail injector Пат. EP1574701A1 EU, МПК [7] F02 47/02; Ralf Maier, Stefan Haug, Juergen Keinath; Robert Bosch GMBH; Заявл. 14.01.2005, Опубл. 14.09.2005. 12. Емельянов Л.А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением. Автореферат дисс. канд. техн. наук. Москва, МАДИ (ГТУ). 2007. – с. 18. 13. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с.

УДК 621.431.74

А.Н. Жук, асп., А.И. Епихин, канд. техн. наук

ОЦЕНКА СКОРОСТИ ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ТЯЖЕЛОМ ТОПЛИВЕ

Введение

На данный момент в области эксплуатации ТК сложилась ситуация, что надежность их довольно низкая: происходят отказы, приводящие порой к выходу из строя дорогостоящих элементов турбин и, как следствие, к их замене [1]. Изучение процессов переноса, износа и отложения твердых частиц, образующихся при сгорании тяжелого топлива в судовых двигателях, в проточных частях радиально-осевых ступеней (РОС) турбин ТК находится в начальной стадии. В связи с широким применением тяжелых топлив требуется проведение исследований воздействия продуктов сгорания на проточные части РОС газовых турбин ТК.

Формулирование проблемы

Существует множество проблем связанных с плохим или неполным сгоранием, качеством топлива, которые приводят к ухудшению работы двигателя и ТК. Существенной проблемой является загрязнение форсунок, выхлопных клапанов, коллекторов и

ТК из-за неполного сгорания топлива. Самое большое загрязнение и налипания происходит на малых нагрузках. В связи с этим, наибольшие проблемы встречаются у судовых двигателей, которые служат приводами электрогенераторов, так как они большую часть эксплуатационного времени работают на нагрузке 20-60%, а на номинальной нагрузке практически не используются. На таком режиме эксплуатации качество сгорания топлива ухудшается, это приводит к тому, что в продуктах сгорания образуются твердые взвешенные частицы. Присутствие твердых (абразивных) частиц в движущемся потоке уходящих газов дизеля при соприкосновении с поверхностью деталей газовоздушного тракта и ТК вызывает их изнашивание. При сгорании сернистых топлив образуется большое количество нагара вследствие повышенного содержания кокса в моторном топливе, увеличивающегося в результате присутствия серы. Нагар в сернистых топливах обладает большой плотностью и твердостью благодаря вулканизирующему действию серы. Часть нагара отделяются в виде чешуек и уносятся с выпускными газами. Анализ плотности нагара показал [2], что плотность в выпускном тракте возрастает до 1,55…1,87 г/см3 против 0,95…1,36 г/см3 на клапане. При повышенном содержании серы фракционная возгонка приводит к обогащению высококипящих фракций серой, вследствие чего в смоляных остатках содержание серы значительно превосходит ее содержание в топливе. Так, при увеличении содержания серы от 0,08% до 1,5%, увеличивается плотность нагара в 6 раз (с 0,08 г/см3 до 0,5 г/см3). Наиболее твердой составляющей нагара является зола, представляющая собой окислы либо труднолетучие соли металлов. В мазутах зольность достигает 0,15%. В состав золы входят ванадий, натрий, железо, никель, кальций, кремний, алюминий. Зольные остатки в нагаре имеют различную твердость и находятся в пределах 600 – 1200 HB [3].

Решение проблемы

Рассмотрим влияние твердых частиц, содержащихся в продуктах сгорания топлива на процесс износа элементов ТК. На среднеоборотных двигателях используются ТК с РОС турбинами. При работе турбокомпрессора в условиях применения тяжелого топлива детали ТК подвергается эрозии от ударяющихся и отскакивающих твердых частиц. Наиболее подвержен негативному влиянию твердых частиц сопловый аппарат (СА) турбины (рис. 1), а в ТК, где он конструктивно не предусмотрен, наиболее изнашивается входное устройство безлопаточного аппарата. На параметры движения твердых частиц во входном устройстве оказывает влияние большое число различных факторов: размер и форма частицы, степень упругости соударения частиц с твердой стенкой канала, характер распределения и скорость частиц во входном сечении и др [4].

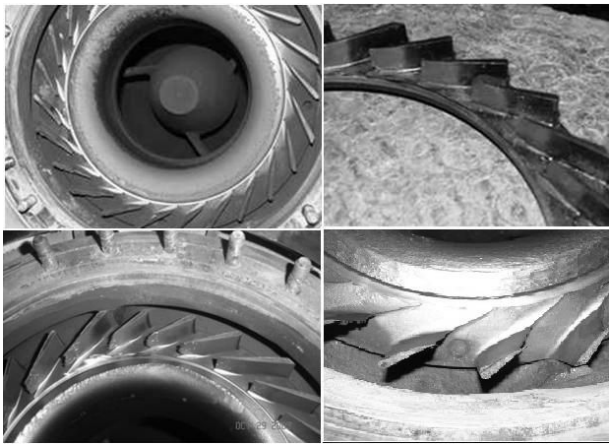


Рис. 1. Износ сопловых аппаратов

Твердые частицы с размерами более 0,05 мм могут накапливаться в спиральной камере, совершая в процессе движения более одного оборота вокруг оси вращения турбины. При этом их скорость приближается к максимальной скорости потока газа во входном патрубке.

Анализируя траектории движения твердых дискретных частиц можно предположить, что возможны два механизма износа поверхности при работе, на

двухкомпонентной среде – ударный (эрозия) и истиранием (абразивный износ). При ударном износе (эрозия) твердые частицы ударяются о поверхность: происходит снятие частиц металла при ударе, после чего, как было описано выше, частица отскакивает обратно в поток. При износе истиранием (абразивный износ) твердые частицы движутся вдоль поверхности, прижимаются к ней под действием аэродинамических сил и «царапая» поверхность острыми кромками, изнашивают ее.

Рассмотрим влияние эрозии СА на потери в круговой решетке направляющих лопаток и в целом на окружной КПД колеса газовой турбины. Предполагаем, что эрозионный износ приводит к уменьшению эффективности. В связи с этим нами предприняты попытки оценки эффективности при уменьшении длины лопаток СА вследствие эрозионного износа.

Расчет потерь в круговой решетке направляющих лопаток проводился по известным в теории турбин формулам [5].

Коэффициент полных потерь в направляющих лопатках:

$$\zeta_н = \zeta_{пр} + \zeta_{кон},$$

где $\zeta_{пр}$ – коэффициент профильных потерь;

$\zeta_{кон}$ - коэффициент концевых потерь.

Коэффициент профильных потерь:

$$\zeta_{пр} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр},$$

где $\zeta_{тр}$ – коэффициент потерь трения в пограничном слое; $\zeta_{кр}$ – коэффициент кромочных потерь.

Потери трения в пограничном слое зависят от профиля лопаток, шага, угла установки профиля, угла выхода потока, чисел Re и M, шероховатости поверхности лопатки и др. Кромочные потери зависят от формы и относительных размеров выходной кромки направляющих лопаток.

Профильные потери в круговой решетке можно приближенно определить следующим образом:

Коэффициент потерь трения:

$$\zeta_{тр} = \frac{0,072}{\mathrm{Re}_н \sin\alpha_1}\left(\frac{S_{сп}}{t_н}\right)^{0,8}\left(\frac{c_{сп}}{c_1}\right)^{3,09};$$

где $\mathrm{Re}_н = \frac{t_н \cdot c_1}{\nu_1}$; $c_{сп}$ – средняя скорость на спинке профиля; $S_{сп}$ – длина контура профиля по спинке.

Коэффициент кромочных потерь по формуле Флюгеля, подтвержденной Г.Ю. Степановым:

$$\zeta_{кр} = (0,18 \div 0,2)\ \frac{\Delta s}{t_н \sin\alpha_1};$$

где Δs – толщина выходной кромки направляющих лопаток; $t_н$ – шаг направляющих лопаток; α_1 – угол выхода потока из направляющих лопаток.

Концевые потери связанны с образованием вторичных течений: перетеканием газов в пограничных слоях на плоских стенках межлопаточных каналов и возникновением вихревых областей у концов лопаток, вблизи спинки и у плоских стенок.

Концевые потери круговой решетки можно рассчитать по эмпирической формуле:

$$\zeta_{кон} = K_{кон} \cdot \frac{t_н \cdot \sin\alpha_1}{l_н};$$

где $K_{кон}$ = 0,075 – опытный коэффициент, примерно на 40% меньший, чем для осевых турбин (по данным испытаний ЦНИИМФ).

В процессе износа увеличивается горло канала, что сказывается на изменении угла выхода потока из СА – α_1, (рис. 2), которая определяется по формуле:

$$\mathrm{Sin}\ \alpha_1 = a/t_н,$$

где a – горло канала.

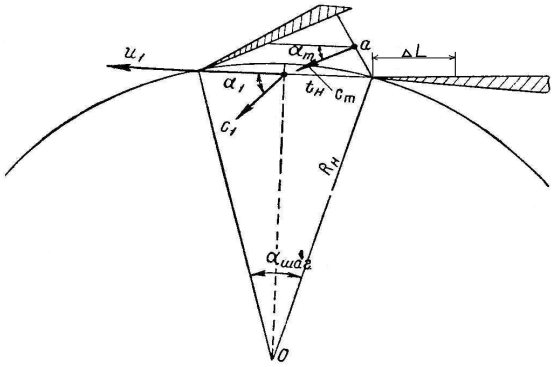


Рис. 2. К определению угла выхода потока из СА

Расчеты α_1 представлены в таблице 1.

Таблица 1. Определение угла выхода потока из СА

a, мм	9,5	11	14
tн, мм	25	25	26
α_1=arcsin(a/$t_н$), °	22	26	32

По приведенным выше формулам на примере СА турбины ТК NR−17 были выполнены расчеты потерь и построена графическая зависимость (рис. 3).

Коэффициент полных потерь в направляющих лопатках СА изменяется в пределах 1% и не оказывает существенного влияния на КПД ТК. Но из-за износа СА турбины изменяются углы выхода потока из направляющих лопаток и, соответственно, изменяются углы атаки лопаток рабочего колеса газовой турбины.

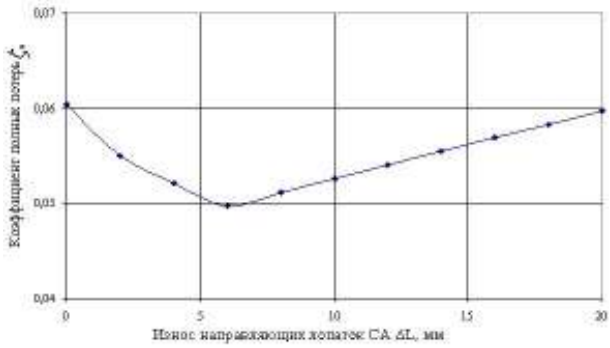


Рис. 3. Зависимость полных потерь в направляющих лопатках от величины износа лопаток

Дальнейший расчет по определению влияния износа СА на окружной КПД проводился методом треугольников скоростей [5]. По результатам расчета построена графическая зависимость (рис. 4).

Как видно из графика, уменьшение КПД, при износе лопаток СА – 8 мм, когда фирма-изготовитель рекомендует менять СА турбины, составляет 1,1%. При износе лопаток СА– 20 мм изменение КПД происходит на 3,7%. Так как дизель-генераторы в процессе эксплуатации работают на нагрузках в основном не превышающих 80% от номинальных, то изменения КПД ТК будут на порядок больше чем вследствие износа СА турбины. Поэтому износ СА не будет оказывать существенного влияния на общую картину совместной работы ТК и дизель-генератора. Таким образом, производить преждевременную замену СА турбины нет необходимости, а делать это по рекомендации фирмы-изготовителя с учетом реального износа лопаток СА. В зависимости от режимов работы ДГ может быть принято решение о дальнейшей работе СА турбины при достижении допустимого фирмой-изготовителем износа.

Рис. 4. Зависимость КПД на окружности при эрозии СА турбины

Заключение

Расчет влияния величины износа СА турбины на КПД на окружности колеса показан, что уменьшения КПД при износе не значительно, особенно при сопоставлении с понижением эффективности ТК вследствие работы на частичных нагрузках.

Для повышения надежности эксплуатации ТК необходимо исследование влияния различных факторов (угол атаки, температура, формы и размера абразивных частиц, свойства изнашиваемого материала.) на скорость износа деталей проточной части турбин ТК посредством эксперимента. Для данного исследования был спроектирована и создана экспериментарная установка.

Список литературы:

1. Николаев Н.И. и др. Характерные неисправности и отказы турбонагнетателей с РОС турбиной судовых дизель-генераторов. – Морской транспорт. Серия Техническая эксплуатация флота и судоремонт: ЭИ. М., 2002. Вып. 4 (916), с. 1 – 6. 2. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М., Транспорт, 1990, 344 с. 3. Семенов В.С., Трофимов П.С. Долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1969, 261 с. 4. Н.И. Николаев, А.И. Епихин, Ю.М. Погодин, Д.В. Лебедев. Исследование влияния некоторых параметров двухкомпонентной рабочей среды на движение дискретных частиц во входном устройстве радиально-осевой турбины турбонаддувочного агрегата. − Известия ВУЗов. Сев. – Кавк. регион. Техн. науки. – 2006. 5. Розенберг Г.Ш. Судовые центростремительные газовые турбины.-Л.: Судостроение, 1964.

УДК 628.517

Н.И. Николаев, канд. техн. наук, В.А. Савченко, канд. техн. наук

ОПЫТ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОТУРБОНАГНЕТАТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

Судовые энергетические установки (СЭУ) современных транспортных судов включают главный и несколько вспомогательных двигателей, обслуживающие их системы. У абсолютного большинства судов в качестве главных и вспомогательных двигателей используют двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Одна из **основных** систем, обеспечивающих работу ДВС – система воздухоснабжения, включающая турбонаддувочный агрегат (ТНА), теплообменники и воздуховоды.

Формулирование проблемы

Анализ отказов и повреждений СЭУпо результатам эксплуатации морских судов и по имеющимся на данный момент публикациям показывает, что значительная часть их приходиться на ТНА. В связи с этим исследования причин отказов ТНА ДВС и разработка методов их устранения как на этапах проектирования и изготовления, так и в период эксплуатации – задача актуальная.

Решение проблемы.

Пути и результаты решения такой задачи кафедрой судовых тепловых двигателей академии могут быть проиллюстрированы на примере ТНА RH 143/163 высокооборотного двигателя 6N21AL - DN (мощность 745 кВт., частота вращения 900 об/мин судового дизель-генератора (завод изготовитель YANMAR DIESEL CO.,LTD) и ТНА VTR-304 (ABB, Швейцария) среднеоборотного главного двигателя (ГД) 6PC2-6/2L 400E, (мощность 2870 кВт, частота вращения 520 об/мин, завод изготовитель Jadranbrod - S.E.M.T. Pielstick). Двигатели работают на тяжелых сортах топлива вязкостью 380сСт. ТНА RH 143/163 с радиально – осевой газовой турбиной и подшипниками скольжения, расположенными между дисками рабочих колес турбины и компрессора. ТНА VTR 304 с осевой газовой турбиной и подшипниками качения.

Учитывая сложность поставленной задачи, исследование проводилось по комплексной программе в нескольких направлениях, каждое из которых имеет самостоятельное значение, а совместно они подкрепляют и дополняют друг друга. Наиболее результативны из них следующие:

– сбор и анализ статистических данных об условиях и режимах эксплуатации, основных параметрах и отказах;

– экспериментальные исследования на специальных стендах и судах;

– математическое моделирование процессов и виброакустических характеристик;

– определение вибрационных характеристик.

Для оценки фактической надежности ТНА указанных выше двигателей выбран способ сбора информации об отказах и неисправностях, зафиксированных в период эксплуатации и ремонтов, и анализа собранной информации методами математической статистики.

Качественный анализ отказов и повреждений деталей ТНА типа VTR 304 и ТНА типа RH 143/163 показал следующее:

1. За весь период наблюдений зарегистрированно 209 отказов VTR 304 и 117 отказов RH 143/163.

2. Отказывали практически все крупные детали ТНА. Среди них около 13% фактические отказы для обоих типов ТНА, остальные - потенциальные. И фактические, и потенциальные отказы наблюдались во всех рассмотренных случаях.

3. По характеру были отказы как постепенные (накапливающиеся), так и внезапные.

4. По способу устранения все отказы были устранимые в условиях эксплуатации.

5. Чаще всего отказывали подшипники.

6. Особое место занимает газоприемный патрубок (улитка) турбины ТНА RH 143/163. Всего было зафиксированно 14 отказов, среди которых такие как трещины, прогорания, местные разрушения неизвестного происхождения.

7. Значительное количество отказов дают уплотнения. Очевидно, эти отказы являются следствием отказов подшипников, и рассматриваться как отказы, влияющие на надежность ТНА, не могут.

Предварительный количественный анализ с построением дерева и гистограммы отказов позволил выявить слабые элементы. Таким образом, была получена фактическая надежность ТНА и отдельных его звеньев в эксплуатации. Однако истинная причина отказов осталась невыделенной.

Поэтому параллельно с анализом статистического материала и с учетом полученных результатов этого анализа были произведены поиск слабых звеньев ТНА и исследование причин их разрушения методами вибродиагностики. Такой подход позволяет получить большую по объему и достаточно точную информацию о возможных причинах наступления отказов. Трудность заключается в сложности самого процесса получения и расшифровки этойм информации. Опыт решения аналогичных задач подсказывает, что различные по конструкции и имеющие свои особенности эксплуатации механизмы целесообразно исследовать по специально разработанным для этих механизмов методикам. применительно к ТНА хорошие результаты дает методика контроля вибрации. Согласно этой методики измерительный тракт для измерения вибрации формировался из акселерометра типа 4369, измерительного магнитофона типа 7006 с блоками ZM 0053 фирмы “Брюль и Къер”. Расположение акселирометров на объекте в наших исследованиях приведено на рис. 1.

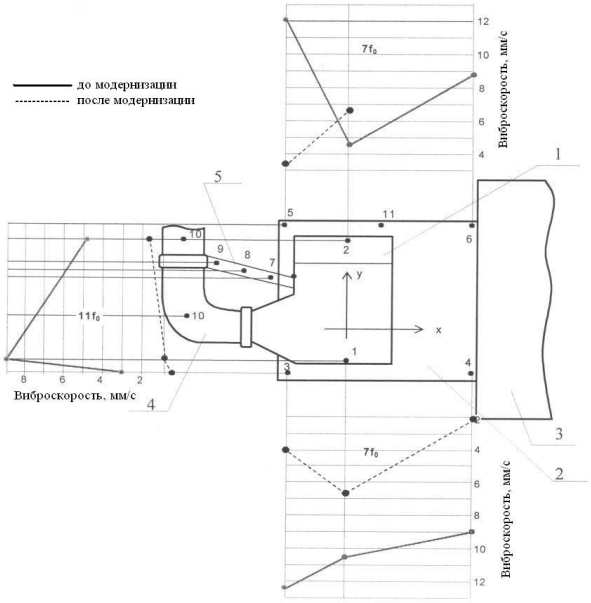


Рис. 1. Распределение уровней вибрационной скорости по поверхности ТНА в осевом и горизонтальном направлениях
1 – ТНА; 2 – фундаментная плита; 3 – корпус дизеля; 4 – трубопровод; 5 – крепление (стойка)

Обработка магнитных записей осуществлялась на анализаторе спектра и ПЭВМ по специальной программе с использованием функции быстрого преобразования Фурье и преобразований Гильберта.

Результаты обработки экспериментов приведены на рис. 1 (сплошные линии).

Учитывая, что вибрация ТНА и его фундамента определяются в основном двумя факторами (собственно работой ТНА и работой ГД), был проведем когерентный анализ спектрального состава вибрации. Он показал, что в низкочастотной части спектра примерно до 400 Гц суммарный уровень вибрации обусловлен работой ГД. Только в высокочастотной части спектра вибрация корпуса ТНА обусловлена его собственной работой.

В исследования учитывалось, что причиной повышенной вибрации механизмов и конструкции может быть не только значительная вибрационная интенсивность рабочих процессов, но и наличие резонансных явлений, обусловленных податливостью конструкции силовым воздействиям.

Для выявления резонанса в элементах исследуемой системы были выполнены вибрационные измерения в динамики с помощью измерительного тракта, прведенного на рис. 2. Исследование динамических характеристик позволило принять решение о внесении конструктивных измерений в исследуемый объект.

В конкретном случае было выбрано два варианта модернизации механической системы “ГД−ТНА”:

1) произведена замена штатного ТНА VTR–304 с подшипниками качения на ТНА ТК-23Н с подшипниками скольжения, обладающей большей несущей способностью и надежностью в условиях вибрации. Подбор ТНА на замену осуществлялся с помощью специально разработанной математической модели для проверочного расчета компрессора и турбины.

2) с целью ряда собственных частот ТНА от частот возмущающих сил принято решение: для уменьшения низкочастотного воздействия изменить трассировку и увеличить жесткость крепления воздушного трубопровода.

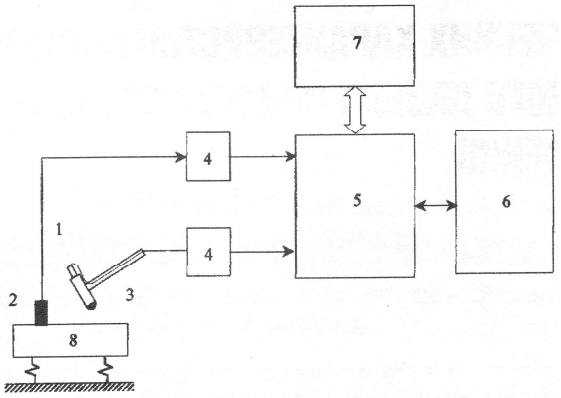


Рис. 2. Структурная блок-схема тракта для измерения податливости (соприкосновения) при ударном возбуждении

1 – вибропреобразователь для регистрации силы ударного возбуждения;; 2 – вибропреобразователь; 3 – измерительный молоток; 4 – усилитель заряда; 5 – двухканальный анализатор; 6 – двухкоординатный самописец; 7– ПЭВМ; 8 –исследуемый объект

Последующее математическое моделирование комплекса “ТНА−фундамент ТНА− воздушный трубопровод” и расчеты подтвердили правильность принятых решений.

Измеренные после модернизации уровни вибрации в районе ТНА (рис. 1) снизились практически во всех точках и достигли значений удовлетворяющих требованиям ISO 2372.

Заключение

В результате разработанных и внедренных модернизационных мероприятий повысилась надежность ТНА и эффективность эксплуатации двигателей.

УДК 621.436

В.В. Попов, инж.

ОСОБЕННОСТИ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СУДОВ ПОРТОВОГО ФЛОТА

Введение

Морские порты Украины в своем составе имеют суда портового флота для обслуживания крупнотоннажных транспортных судов, заходящих в порты.

Формулирование проблемы

В Керченском морском торговом порту суда 70-х годов постройки. Энергетические установки этих судов не имеют систем утилизации с постройки. Большой интерес могли бы представить те работы, которые в условиях судоремонтных предприятий позволили бы дооборудовать энергетические установки судов портового флота эффективными системами утилизации и аккумулирования.

Решение проблемы

Энергетические установки судов портового флота Керченского морского торгового порта в своем составе имеют главные двигатели типа: 6Д 30/50, 8ЧНС 25/34, 8NVD-36, Д6, Д12, 6ЧНСП 18/22. Это двигатели с мощностью от 150 до 600 кВт на агрегат. Суда постройки 70-х годов, поэтому утилизация и аккумулирование сбросной теплоты заводом-строителем не предусмотрены.

Численность судов портового флота – 15 единиц. В соответствии со статистикой отчетности по топливоиспользованию, затраты на топливо составляют, в среднем за год – 2,8 млн. гривен, на пресную воду – 0,3 млн. гривен. КПД современного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) составляет 0,4 – 0,42, т.е. около 60% теплоты сгорания топлива отводится в окружающую среду через выпускные газы и охлаждающие жидкости. Одним из направлений использования сбросной теплоты являются утилизационные и аккумулирующие установки.

Изучение потерь в ДВС показывает, что около 50% теплоты, развивающейся при полном сгорании топлива, теряется с отработавшими газами и охлаждающей водой.

Однако использование теплоты лишь отработавших газов не полностью решает вопрос об использовании отходящей теплоты судовых ДВС. Важной проблемой повышения экономичности судовых дизельных установок является использование теплоты, уносимой отходящей водой. Это может быть достигнуто при условии повышения температуры воды в системе охлаждения двигателей типа 6ЧСП 15/18 и 12 ЧСП 15/18, установленных на лоцманских судах портового флота.

Аккумулирование тепловой энергии на судах морского флота – частный случай аккумулирования тепловой энергии для получения дополнительной мощности там, где обычно возникает несоответствие между подачей и потреблением энергии. Зарядка аккумулирующей системы судна осуществляется во время работы судовой энергетической установки, а разрядка (потребление) происходит в момент, требующий дополнительной энергии (швартовые операции при помощи подруливающих устройств), а также как основной источник энергии при аварийных ситуациях в судовой электростанции.

Аккумулирующая система может быть использована при нахождении судна в дрейфе, когда нет пиковых нагрузок, а также в испарительных установках и для бытовых нужд.

В системах отопительных и хозяйственно – санитарных на судах используются (с постройки) автоматические котлоагрегаты. Частота включения и выключения (цикличность работы) котла зависит не

только от отношения максимальной мгновенной потребляемой мощности к мощности котельной установки, но также от разности соответствующих температур и емкости системы аккумулирования. Кратковременное (буферное) аккумулирование позволяет повысить эффективную ёмкость аккумулирования системы и таким образом значительно снизить частоту включения котла.

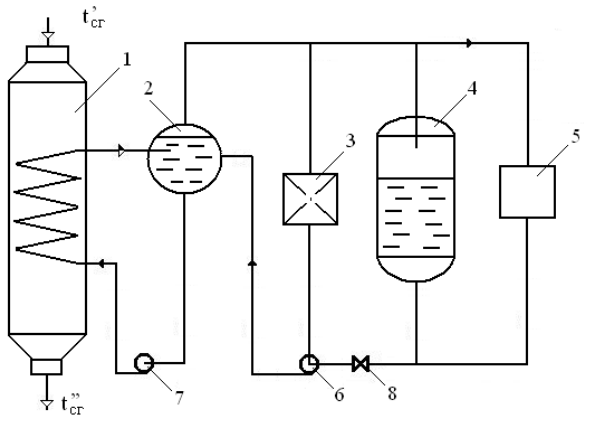


Рис.1. Схема утилизации тепла отходящих газов дизеля в СЭУ и буферное аккумулирование тепла

1 – утилизационный котел; 2 – вспомогательный котел; 3 – теплый ящик; 4 – тепловой аккумулятор; 5 – потребитель; 6 – питательный насос; 7 – циркуляционный насос

На рис. 1 показана схема утилизации тепла отходящих газов дизеля в СЭУ и буферное аккумулирование тепла.

В состав судов портового флота входят следующие теплоходы с системой централизованного контроля энергетической установки: серия морских буксиров типа «Иван Красносельский», главные двигатели 6Д30/50, морские буксировщики типа «Федор Котов», главные двигатели 8НВД-36, лоцманские катера типа «Приморец», главные двигатели 12ЧСП15/18. Эффективность применения систем централизованного контроля на судне во многом зависят от использования их технических возможностей.

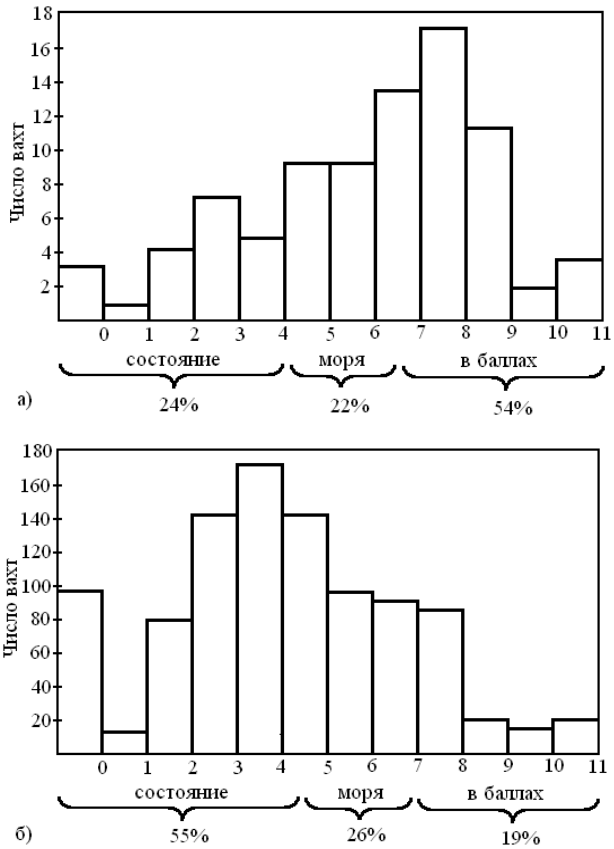


Рис. 2. Характеристика условий плавания: а – в течение месяца, б – в течение года эксплуатации

На рис.2 построены гистограммы, характеризующие условия плавания по данным вахтенного журнала морского буксира «Иван Красносельский».

Как видно из графиков около 50% времени годовой эксплуатации проходило при состоянии моря свыше 5 баллов, а в одном месяце – свыше 75%.

В состав любой энергетической установки, независимо от типа и назначения судна, входит:

- главный двигатель (двигатели);
- вспомогательные дизель-генераторы технических и бытовых нужд судна;
- паровой котел или система котлов для обеспечения паром;
- главный распределительный электрощит (ГРЩ);
- вспомогательные механизмы для выполнения общесудовых и специальных операций;

- пост управления с необходимыми контрольно-измерительными приборами, валопровод или передающее устройство;

- движители (винты).

В большинстве случаев, при чисто дизельном типе энергетической установки главные двигатели работают на винт (прямо или через соответствующие передачи) и обеспечивают движение судна (Рис.3,4)

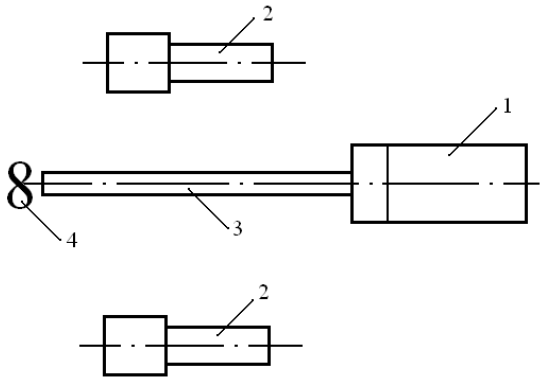


Рис.3. Схема дизель энергетической установки, работающей непосредственно на гребной винт:

1- главный дизель; 2 – дизель-генераторы; 3 – гребной вал; 4 – гребной винт

Такая схема передачи механической энергии непосредственно на гребной винт характерна для судов портового флота: «Федор Котов», «Сирена», «Акватрейдер», где установлены реверсивные главные дизели соответственно 8НВД 36, 8ЧНС 18/22, 6 ЧНР 18/22.

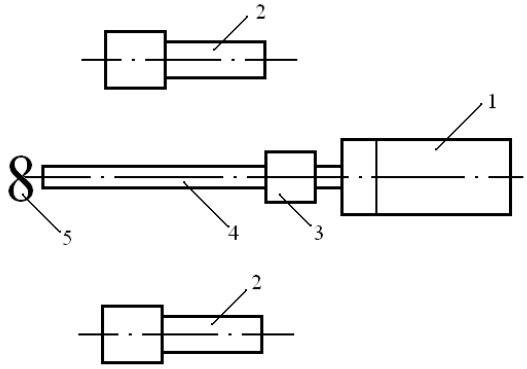


Рис.4. Схема дизель-редукторной энергетической установки:

1 - главный дизель; 2 – дизель-генераторы; 3 – реверс-редуктор; 4 – гребной вал; 5 – гребной винт

Такая схема передачи механической энергии на гребной винт характерна для большинства судов портового флота (лоцманские суда, малые буксирные суда, транспортные теплоходы), с нереверсивными дизелями типа: 12 ЧСП 15/18,

6 ЧСП 15/18.

Мощность энергетической установки таких судов, потребляемая на основных характерных режимах, показана на рис.5.

Из диаграммы видно, что на одном из основных режимов работы (метод лидирования) – мощность главного дизеля используется только на 60%.

Дизель-генераторы также работают со значительной недогрузкой.

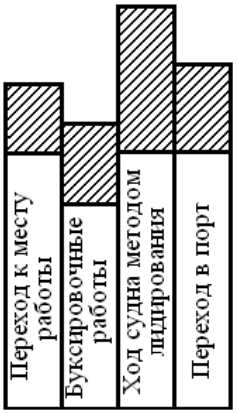


Рис. 5. распределение общей мощности энергетической установки:

□ - мощность потребляемая для привода гребного винта;

▨ - мощность для обеспечения прочих потребностей

Установки с валогенераторами используются на буксирных судах портофлота: «Бора», «Иван Красносельский» (Рис. 6).

Главный двигатель работает непосредственно на ВРШ, ВРШ работает в насадке. Благодаря применению насадки на режиме буксировки данного судна, по сравнению с установкой без такого устройства, получается экономия мощности в 35%. Управление шагом гребного винта осуществляется с мостика. Для предотвращения перегрузки главного двига-

теля предусмотрено автоматическое уменьшение шага винта при превращении допустимого момента на главном двигателе.

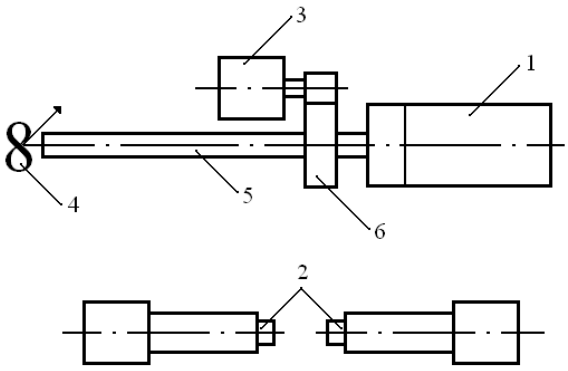


Рис. 6. Схема энергетической установки с валогенератором
1 – главный двигатель; 2 - дизель-генераторы; 3 – валогенератор; 4 – винт регулируемого шага (ВРШ); 5 – гребной вал; 6 – редуктор

Перегрузки главного двигателя имеют место, когда буксирные суда выполняют лоцманские и ледокольные функции в сложных зимних условиях на Керченском судоходном канале.

Эксплуатация СЭУ судов портового флота характеризуется более тяжелыми, чем у обычных транспортных судов, условиями и режимами работы – большим числом переменных ходов, частыми реверсами, остановками и пусками. Для большинства транспортных судов среднегодовое число реверсов, отнесенное на одни сутки, составляет 2-4 и редко достигает 10. На лоцманских и буксирных судах на одни сутки приходится по нескольку сот пусков и реверсов главного двигателя.

Заключение

Выполнен анализ особенностей условий эксплуатации энергетических установок судов портового флота.

Список литературы:

1. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. -Л.: Судостроение. -1977.

УДК 629.03

С.О. Альохін, канд. техн. наук, О.В. Грицюк, канд. техн. наук, О.М. Дороженко, інж., В.Г. Кондратенко, інж.

ТЕРМОСТАБІЛІЗОВАНІ КЕРАМІЧНІ НАГРІВАЧІ ДЛЯ ПОЛІПШЕННЯ ХОЛОДНОГО ПУСКУ МАЛОЛІТРАЖНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ЕНЕРГОАГРЕГАТІВ

Для підвищення техніко-експлуатаційних параметрів дизелів, особливо в холодний час року, необхідно підтримувати їх у нагрітому стані з метою постійної готовності до пуску. Для вказаної мети найбільш ефективним може бути локальний підігрів як окремих вузлів дизеля, так і масла в маслобаці чи на вході в маслонасос перед пуском.

Складність технічного вирішення проблеми електропідігріву зв’язана з тим, що: по-перше, бажано, щоб джерелом енергії для нагрівних елементів був тільки акумулятор, енергетична ємкість якого обмежена і, звичайно, недостатня для підігріву вузлів та масла; по-друге, розробити енергозберігаючі нагрівні елементи, які б споживали лише необхідний мінімум енергії, але дозволяли б чітко підтримувати потрібну температуру і могли б знаходитись в рідинному середовищі, в тому числі моторному маслі.

Одним із можливих шляхів вирішення проблем, пов’язаних із запуском дизельних двигунів в холодний період часу, є розробка саморегулюючих (тобто

таких, що автоматично підтримують певну температуру) керамічних нагрівних елементів. При цьому необхідно, щоб нагрівні елементи споживали незначну енергію акумулятора і забезпечували необхідний тепловий режим.

Такі нагрівні елементи були розроблені на основі сегнетоелектричної-напівпровідникової кераміки (позисторної кераміки) Інститутом загальної та неорганічної хімії ім.. В.І. Вернадського НАН України (ІЗНХ НАНУ), у співпраці з Казенним підприємством «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» (КП ХКБД) [1].

Характерною особливістю сегнетоелектриків-напівпровідників є різке збільшення електричного опору (на три–чотири порядки) у робочому інтервалі температур (-40÷160°С). За долі секунди такий елемент при прикладанні до нього електричної напруги нагрівається до своєї робочої температури. Кераміка збільшує опір на декілька порядків і елемент, так би мовити, "відключає" себе від живлення. Споживання енергії зменшується до мінімуму, необхідного для підтримування досягнутої температури. Елемент підтримує цю температуру не перегріваючись, що край необхідно у випадку нагрівання масла.

Використовуючи вказані вище напрацювання по створенню нагрівних елементів на основі напівпровідникової кераміки, КП ХКБД розробило і вже впровадило в виробництво малолітражних автотранспортних дизельних двигунів типу 2ДТ 3ДТ та 4ДТ, ряд пристроїв для полегшення пуску двигунів при низьких температурах (-5÷-20°С) навколишнього середовища [1, 2, 3, 4].

Цілком зрозуміло, що коли виникла потреба в поліпшенні пускових якостей, розробленого в КП ХКБД енергоагрегату ЕА-10М, було прийняте аналогічне рішення використати для підігріву масла в його маслобаці термостабілізованих керамічних нагрівачів.

Для проведення необхідних досліджень був виготовлений по розробленій документації дослідний зразок підігрівача масла, який складається із восьми секцій (рисунок 1).

В кожну секцію входить корпус, виготовлений із електроізолюючого матеріалу, двох тарільчатих пружин, негативного і позитивного електродів та керамічного нагрівача (рисунок 2).

Рис. 1. Підігрівач масла в маслобаці энергоагрегата ЭА-10М з керамічними нагрівачами

Зібраний пристрій був вмонтований в маслобак енергоагрегату. Для контролю за температурою при прогріві масла бак був оснащений термопарами. Схема закріплення термопар приведена на рисунку 3.

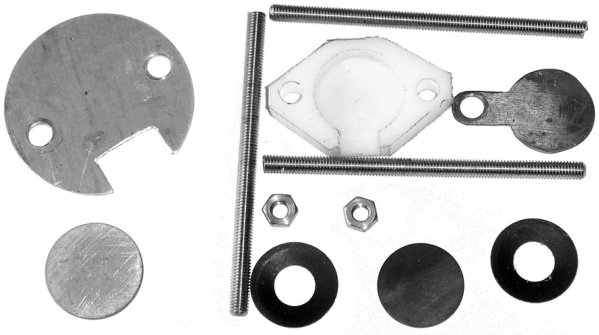


Рис. 2. Елементи секції підігрівача масла

Випробування підігрівача проводились в різних температурних умовах як окремо від енергоагрегату,

так і в складі енергоагрегату з використанням високов'язкого моторного масла «Галол» М4042ТД (М16).

Рис. 3. Схема закріплення термопар

Результати випробувань показані в таблицях 1, 2 і 3 та на графіках (рисунки 4, 5).

Маслобак энергоагрегата виконаний таким чином, що підігрівач розміщено в районі фільтра забірника та відгороджено екраном від основної ємкості бака. Це дозволяє швидше прогріти масло в локальному районі фільтрозабірника (t_2). У порожнині розміщення підігрівача (t_6) масло нагрівається від температури мінус 20°С до 60°С за 6…7 хв. (рисунок 4). В подальшому, завдяки саморегулюванню, струм споживаний керамічними нагрівачами, і як слідство, їх потужність, значно зменшуються. Це запобігає від місцевого перегріву масла в районі підігрівача і приводе до поступового нагріву масла в районі забірного фільтру. Так через 30 с з початкового розрахункового току 160 А він падає до 30…40 А, а в продовж основного часу нагрівання масла (30 хв.) його значення знижується до 8…12 А. Середня споживана потужність нагрівача находиться в межах 300 Вт. Із аналізу температур у маслобаці при проведенні випробувань в морозильній камері по точкам заміру найбільш інтенсивно масло прогрівається в районі забірного фільтра на виході з баку (рисунок 5).

Таблиця 1. Температура і значення потужності електроструму при підігріві масла в маслобаці енергоагрегата ЕА-10М в морозильній камері

τ, с	0	10	20	30	40	50	60	90
I, A		40	25	20	17,5	15,8	14,4	12,6

τ, хв.	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30
I, A	-	11,6	9,6	9,4	9,4	9,3	9,2	9	8,9	8,6	8,4	8,0	7,8
t_6, °C	-23	-21	-19,5	-15	-10	-7	-5	-3,5	-1,5	0	1	2	3
t_1, °C	-20	-20	-16	-13	-8	-3	0	+3	6,5	11	14	22	26
t_2, °C	-21	-20	-20	-20	-13	-2	2	22	31	35	40	49	52
t_3, °C	-18	-18	-16	-14	-11	-10	-8	-5	-3	0	2	4	8
t_4, °C	-18	-18	-16	-12	-8	-5	-3	-1	0	1	2	3	5
t_5, °C	-18	-18	-16	-15	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-3	1

Таблиця 2. Температура і значення потужності електроструму при підігріві масла в маслобаці енергоагрегата ЕА-10М і прокачці м/насосом на стенді після охолодження в морозильній камері до мінус 20°С

τ, с	0	10	20	30	40	50	60	90
I, A		28	20,6	17,6	15,6	14,2	13,6	11,8

τ, с	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30
I, A	-	10,8	9,2	9,2	9	9	8,8	8,4	8,2	8,0	7,6	7,5	7,2
t_6, °C	-20	-16	20	55	62	66	68	69	70,5	73	75	76	77,5
t_2, °C	-13	-12	-10	-6,5	5	14	20,5	29	36,5	43	49	55	59
t_3, °C	-10	-10	-6	-3,5	-1	0	0,5	1	2	4	8	11	15
t_4, °C	-12	-11	-6	-3,5	-1	0	1	1,5	3	4,5	7	8	11

В інших точках нагрів менш інтенсивний і мінімальний в самій віддаленій точці маслобаку (t_5). Це пояснюється тим, що порожнина установки фільтра і підігрівача відгороджена екраном від основного баку, а також малою теплопровідністю масла. Але незважаючи на це в морозильній камері масло в баці прогрілось з мінус 20°С до позитивної температури (таблиця 1).

При проведенні безмоторного експерименту бак з маслом охолоджувався в морозильній камері до температури мінус 20°С. Далі підігрівач підключався до електроструму і через 30 хв. виконувалася прокачка масла насосом. При цьому відмічалось підвищення температури трубопроводів по всій трасі, а повертаєме в бак масло після прокачки мало температуру до плюс 10°С. Випробування підігрівача масла в енергоагрегаті проводилось при температурі навколишнього середовища мінус 1°С.

Підігрів масла виконувався на протязі 14 хв. При цьому масло на виході з баку прогрілось до 56°С (t_2), а на вході в масло насос – до 10°С.

При прокатці масла через двигун тиск в масляний системі досяг 0,5 кгс/см^2 через 6 с, після чого двигун миттєво запустився. Таким чином, проведені випробування показали ефективність запропонованого підігрівача з керамічними нагрівачами. Застосування такого підігрівача дозволило застосувати для дизеля енергоагрегату ЕА-10М масло в'язкістю 16 сСт при температурі навколишнього середовища до мінус 20°С.

Таблиця 3. Температура і значення потужності електроструму при прогріві масла в маслобаці енергоагрегата ЕА-10М при пускових випробуваннях в автономному режимі

τ, с	0	10	20	30	40	50	60	90
I, A	-	27,6	21,6	18	16,4	15,4	14,6	13,6

τ, хв.	0	2	4	6	8	10	12	14
I, A	-	12,6	11,4	11	10,4	10,0	9,6	9,4
t_2, °C	-1	-1	5	16	32	41	50	56
t_3, °C	-1	-1	0	1	2	4	6,5	9
t_4, °C	-1	-1	1	2	3	4	7	9

При прокрутці t_2 = 63 °С

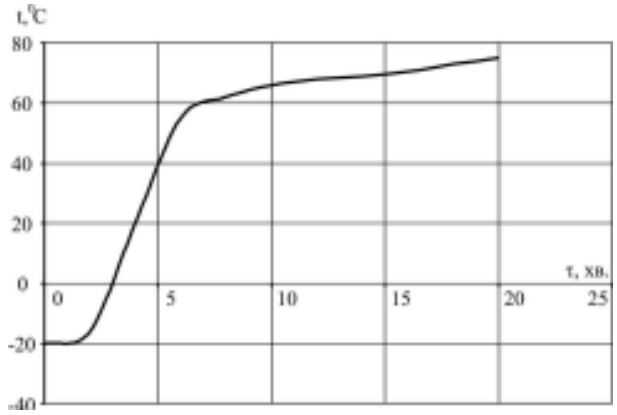


Рис. 4. Температура масла в відсіку підігрівача масла в маслобаці енергоагрегата ЕА-10М

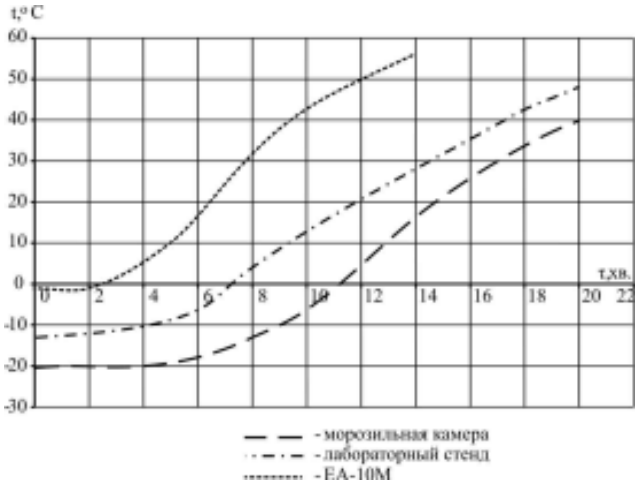


Рис. 5. Температура масла на виході із маслобаку при використанні нагрівачів (t_2)

Список літератури:

1. Патент 79244 України на винахід, МКІ F01M 5/00. Пристрій для прискореного пуску двигуна внутрішнього згоряння / Грицюк О.В., Мотора О.А., Щербаков Г.О., Білоус А.Г., Ступін Ю.Д., - № 2004042685, Заявл. 09.04.2004; Опубл. 11.06.2007, Бюл. № 8. – 4 с. 2. Бородин Ю.С., Грицюк А.В., Дороженко А.Н., Демиденко Д.В., Кондратенко В.Г. Устройство локального предпускового подогрева коренных подшипников коленчатого вала дизеля на основе позисторной керамики. //Двигатели внутреннего сгорания.- 2003. - № 1-2. –с. 15-19. 3. Грицюк О.В., Демиденко Д.В., Білоус О.Г., Ступін Ю.Д. Досвід застосування позисторної кераміки в пристроях локального передпускового підігріву вузлів і систем автотракторного дизеля. //Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2006. - № 7(33). с.109-113. 4. Грицюк А.В., Кондратенко В.Г., Щербаков Г.А. Совершенствование конструкции топливной системы автотракторного дизеля для улучшения её работы в условиях зимней эксплуатации. //Двигатели внутреннего сгорания.- 2006. -№ 1. –с. 109-114.

УДК 621.43

В.А. Звонов, д-р техн. наук, Н.А. Макаров, инж.

ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВС АКТИВИРОВАНИЯ ТОПЛИВА ВНЕШНИМИ ФИЗИЧЕСКИМИ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ

Введение

К нетрадиционным способам и методам внешних физических воздействий относят электрические, электромагнитные и магнитные воздействия полями, различные виды излучений (от средне- и высокочастотного до радиоактивного облучения слабой интенсивности).

Положительная практика применения нетрадиционных способов внешнего физического воздействия (ФВ) в *нефтедобыче, медицине, строительстве, металлургии, текстильном производстве, коммунальном хозяйстве* [1-4] подтверждает необходимость пересмотра нашего отношения к изучению возможностей нетрадиционных методов воздействия на топливо для ДВС. Химические процессы, которые происходят в жидких средах, в результате такой обработки, являются предметом глубоких исследований в названных отраслях. В конечном итоге все они базируются на достижениях фундаментальной химической науки, сформировавшейся в начале XX века вместе с квантовой механикой [5,6], которая «составляет её физический фундамент». Из-за чрезвычайной сложности физико-химического процесса активирования, эта задача, как показывает время, остаётся не до конца изученной.

Много работ было выполнено для исследования воздействия электромагнитных полей на рабочий процесс двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрим наиболее интересные, по мнению авторов, экспериментальные данные применения нетрадиционных способов ФВ на топливо в ДВС различного назначения.

Результаты стендовых испытаний двигателей на активированном топливе

Стендовые испытания влияния электрического поля (ЭлП) на рабочий процесс карбюраторного двигателя. О фактическом влиянии ЭлП на свойства топлива и топливовоздушную смесь, на качество процессов смесеобразования и сгорания в карбюраторном двигателе многое известно на основе комплекса теоретических и стендовых экспериментальных исследований. Вот только некоторые результаты, которые были получены в ВМИ (г.Луганск) в работах Звонова В.А., Ефимова Н.А и др. [7,8,9].

Исследования влияния ЭлП на рабочий процесс были выполнены при стендовых испытаниях бензинового двигателя МеМЗ УД-2 (мощность 5,9кВт при 3000мин$^{-1,}$ 4х–тактный, двухцилиндровый, воздушного охлаждения, D/S = 72/68мм), оснащенного дополнительными устройствами (ионизационными датчиками в камере сгорания для измерения скорости распространения пламени и системой индицирования для оценки цикловой неравномерности).

Было установлено снижение поверхностного натяжения топлива до 22% при воздействии ЭлП при напряженности U=2кВ/см. При этом, также, изменялась испаряемость топлива. При истечении топлива из распылителя в диффузоре карбюратора имеет значение его полярность**:** *положительная* – способствует увеличению расхода топлива, *отрицательная* – приводит к снижению расхода топлива. При испытании на бензиновом двигателе МеМЗ УД-2 изменение расхода топлива в зависимости от напряжения на электродах может изменяться в пределах от -15 до +15% (Рис.1).

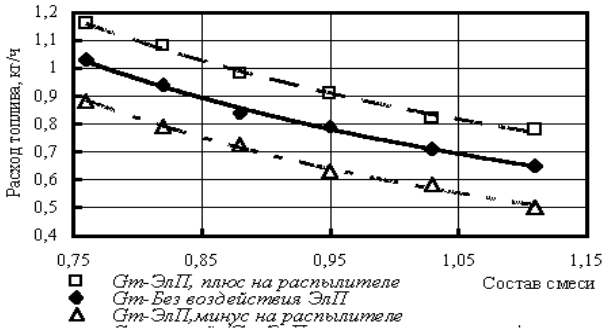


Рис.1. Зависимость расхода топлива от полярности на распылителе карбюратора. η_V=0,45; n=2300мин$^{-1}$; УОЗ=опт.

При воздействии ЭлП коронного разряда на топливовоздушную смесь было обнаружено заметное положительное влияние на рабочий процесс ДВС и выходные показатели за счет одновременного воздействия и на топливо, и на ионизацию воздуха. Эффективность воздействия на топливовоздушную смесь практически не зависит от вида тока – постоянного или переменного. Экспериментальными исследованиями рабочего процесса было выявлено увеличение скорости распространения пламени в камере сгорания с помощью ионизационных датчиков на 20 - 30% (Рис.2), уменьшение цикловой неравномерности до 40% при α = 1.2 (Рис.3), расширение пределов устойчивой работы двигателя в области бедных смесей; увеличение мощности и уменьшение удельного расхода топлива при работе на частичных нагрузках до 6,5% (Рис.4 и 5).

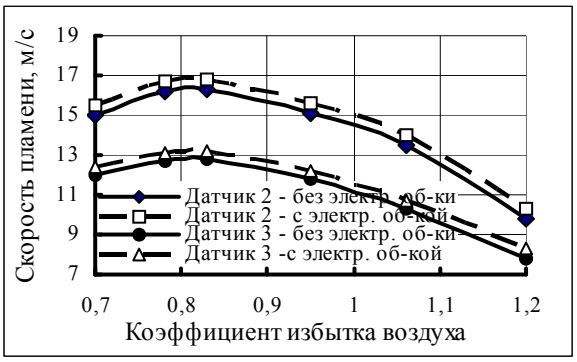


Рис.2. Изменение среднестатистической скорости пламени, регистрируемой ионизационными датчиками 2 и 3 , в зависимости от состава смеси и электрообработки

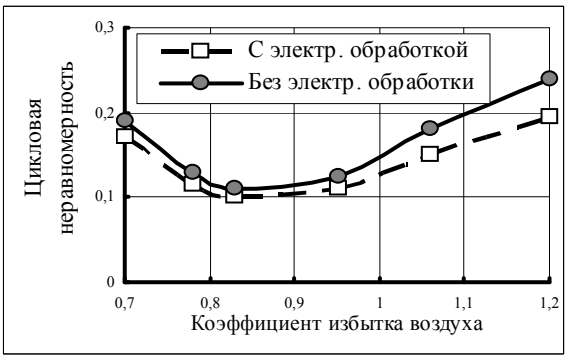


Рис.3. Изменение цикловой неравномерности по разбросу максимального давления в цилиндре в зависимости от состава смеси и электрообработки

Рис. 4. Влияние электрического воздействия на топливо на мощностные показатели двигателя

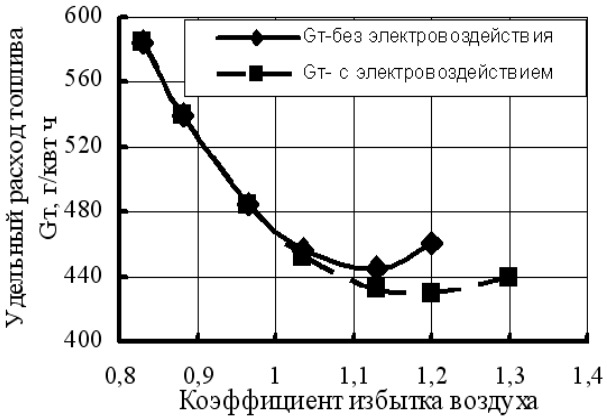


Рис.5. Влияние электрического воздействия на топливо на экономические показатели двигателя

Установлено также, что с увеличением нагрузки на двигателе эффективность воздействия уменьшается [7].

Стендовые и реостатные испытания тепловозного дизеля 16ЧН26/26 с устройством по обработке топлива (УОТ) электрическим полем. В 1999-2004гг во ФГУП ВНИКТИ МПС (г. Коломна) было разработано и испытано устройство с применением воздействия ЭлП [10]**.** Устройство УОТ включало блок управления, который обеспечивал выработку прерывистого высоковольтного сигнала, настроенного на частоту 150-200Гц, и подачу его на электроды для создания электрического поля, через которое пропускается поток топлива. Потребная мощность от источника электропитания составляла не более 10Вт.

Стендовые испытания дизеля 16ЧН26/26 и его реостатные испытания на тепловозе 2ТЭ116 показали, что применение УОТ снижает расход топлива на режимах холостого хода на 7,6%, на режиме номинальной мощности на 2,15% и на режимах тепловозной характеристики до 7,2% (рис.6).

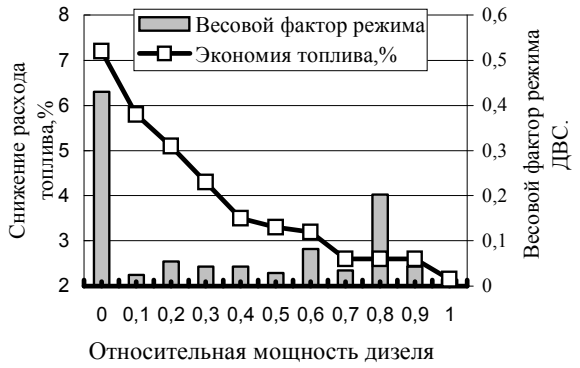


Рис. 6. Экономия топлива на режимах тепловозной характеристики дизеля 2ТЭ116

Эксплуатационные испытания тепловозов 2ТЭ116 с УОТ показали снижение эксплуатационного расхода топлива в среднем на 3,1% при вождении составов массой 4700-5000т. На более легких составах экономия топлива составляла 5,5-6,5%. Концентрации вредных веществ (ВВ) снизились по NO_x на 12%, CO на 14%, C_nH_m на 10%, дымность на 24%.

Результаты стендовых испытаний дизелей с магнитными устройствами для активирования топлива. Результаты сравнительных испытаний дизеля "Камминз" (мощность 257 кВт при 1800мин$^{-1}$, Vh=13л, 4х-тактный, с турбонаддувом, охлаждение-водяное) были получены в независимой лаборатории Emission Testing Services Inc. (ETS) (США, штат Калифорния). Испытание проводилось по 13-ти ступенчатому циклу US EPA 13 Mode [11]. На дизеле испытывалось магнитное устройство ALGAE-X мод.LGX 500 (фирмы ALGAE-X International, USA).

Результаты сравнительных испытаний дизеля ОАО "ВТЗ" Д-120-44 (мощность 18,4 кВт при 1800мин$^{-1}$, двухцилиндровый, воздушного охлаждения, D/S = 105/120мм) были получены в аккредитованной независимой лаборатории НИКТИД, г. Владимир. Испытание проводилось по 13-ти ступенчатому циклу на токсичность по ГОСТ 17.2.2.05-97 и на дымность по ГОСТ 17.2.2.02-98 (Протокол испытаний №1165С/02 от 19.11.2002г.). Устройство на постоянных магнитах разработано и изготовлено в РФ.

Результаты испытаний дизелей представлены в таблице 1.

Использование активированного магнитными полями топлива приводит к снижению выбросов всех нормируемых вредных веществ и расхода топлива. Снижение ВВ составило: по CO–12,8÷24,4%, CH–13,2÷19,8%, NO_x–10,8÷21,5%; выбросы твердых частиц снижаются для первого дизеля в 2 раза, а показатели дымности для второго на 5%.

В Испытательном центре ИЦАИ НАМИ было проведено множество сравнительных испытаний разнообразных устройств с нетрадиционными методами активирования топлива. Полученные данные об изменении параметров топливной экономичности и токсичности отработавших газов автомобилей были систематизированы и представлены ниже.

Таблица 1. Результаты испытаний дизелей с магнитными устройствами в отношении снижения выбросов ВВ и расхода топлива

Стендовые испытания дизеля Камминз. Ездовой цикл U.S. EPA 13 Mode. Устройство на постоянных магнитах ($ПМ_К$), модель LGX 500					
Параметры	CO, г/кВт. ч.	HC, г/ кВт. ч.	NOx, г/ кВт. ч.	Тв.частицы г/ кВт. ч.	Расх. топл., г/ кВт. ч.
Без устройства	0.95	0.385	5.925	0.173	205.7
С устройством	0.88	0.334	5.285	0.061	192.3
Эффективность ФВ*)	-12.8	-13.2	-10.8	- 64.7	-6.4
*) «–» «минус» снижение показателей, %					
Стендовые испытания дизеля ОАО “ВТЗ” Д-120-44 ·. Ездовой цикл по ГОСТ 17.2.2.05-97. Устройство на постоянных магнитах ($ПМ_{К1}$) РФ					
Параметры	CO, г/кВт. ч.	HC, г/ кВт. ч.	NOx, г/кВт. ч.	Дымность, %	Расх. топл., г/ кВт. ч.
Без устройства	34.4	5.77	21.76	69,75	452,9
С устройством	26.0	4.624	17.08	64,7	439,7
Эффективность ФВ*)	-24.4	-19.8	-21.5	Снижение на 5%	-2,91
*) «–» «минус» снижение показателей, %					

Результаты испытаний автомобилей при работе ДВС на активированном топливе

Объектом испытаний явились автомобили, оборудованные различными видами электромагнитных устройств для активирования топлива. Устройства были классифицированы в группы:

– с *магнитным* полем с применением «магнитотвердых» материалов – постоянных кольцевых магнитов ($ПМ_К$); обозначение для лучшего устройства, многократно испытанного ($ПМ_{К1}$);

– с *электромагнитным* полем (ЭМ) без применения и с применением «магнито-мягкого» железа, с *магнитным* полем с применением «магнитотвердых» материалов – постоянных прямоугольных магнитов ($ПМ_П$) и *комбинированного* воздействия ($ПМ_П$ и ЭМ);

– с *электрическим* полем (ЭлП), создаваемым на электродах высоковольтным напряжением от стандартной катушки зажигания.

В таблице 2 показано количество автомобилей, испытанных с различными устройствами.

Сравнительные испытания устройств выполнялись в основном на автомобилях отечественного производства моделей ВАЗ (40%), ГАЗ (30%), АЗЛК (25%), взятых из реальной эксплуатации, без систем нейтрализации отработавших газов и с пробегом в пределах 100тыс.км.

После установки устройств на автомобиле топливо из бензобака по трубопроводу направлялось в систему впрыска топлива или в карбюратор через устройство, в котором на него производится внешнее ФВ, например, (электро)магнитным полем. Стандартной конструктивной схемой системы питания двигателя обеспечивается постоянное возвращение небольшой части топлива (в нашем случае обработанного) через дроссельное отверстие диаметром не более 1мм из напорного (подающего) трубопровода в топливный бак, где обработанное топливо перемешивается с находящимся в нем основным запасом топлива и, естественно, начинает оказывать на него *первичное физико-химическое влияние*.

Таким образом, в процессе непрерывной работы двигателя на формирование топливовоздушной смеси топливо поступает дважды обработанным**:** вначале после предварительной обработки в бензобаке за счет непрерывного подмешивания возвратного топлива , а затем после прямой обработки в устройстве.

Таблица 2. Количество испытанных автомобилей и моделей устройств с (электро)магнитными и электрическими воздействиями на топливо

Тип устройства / Количество устройства	Ед. Изм	Виды физического воздействия на топливо		
		$ПМ_{К1}$	$ПМ_{П}$,ЭМ (остальные)	ЭлП
Количество испытанных моделей устройств (фирм)	шт.	2	Более 10	3
Количество испытанных автомобилей на образец в серии	шт.	25(5)	2-3	3

Описанный процесс обработки топлива, а, также, продолжающаяся трансформация топлива в составе топливовоздушной смеси в процессах впуска, сжатия и, в т.ч. в начальном очаге сгорания ─ в зазорах свечи зажигания, в совокупности обуславливали активирование топлива и последующее изменение в протекании рабочего процесса в ДВС.

Перед испытаниями осуществлялась техническая подготовка систем двигателя и автомобиля. В результате достигалось то, что автомобили в стандартном исполнении удовлетворяли требованиям Правил ЕЭК ООН №83А по токсичности с одним допущением – испытания выполнялись с двигателями из прогретого состояния для исключения влияния нестабильного режима пуска–прогрева на выбросы вредных веществ в ездовом цикле. На холостом ходу двигатель удовлетворял требованиям ГОСТ Р 52033-2003 (ГОСТ 17.2.2.03-87) на содержание оксида углерода и углеводородов в отработавших газах на режимах минимальных и повышенных оборотов. Чтобы исключить влияние традиционных параметров регулирования систем питания и зажигания, установочные и регулировочные характеристики систем зажигания и питания в процессе испытаний устройств ФВ не изменялись.

Оценка эффективности средств внешнего воздействия на активирование топлива на автомобилях проводилась по результатам испытаний на роликовом стенде. Стенд оснащен специализированным оборудованием фирм “Цольнер”, “Пирбург” и “Бекман“, которое соответствует принятым международным требованиям, изложенным в Правилах ЕЭК ООН №83, и предназначен для проведения испытаний на токсичность и топливную экономичность.

Токсичность отработавших газов определялась при испытании по методике ездового цикла ECE+EUDC. Перед испытаниями автомобиль и стенд прогревались около 30мин на скорости 50км/ч. Дополнительно, в целях стабилизации режимного теплового состояния, роликовый стенд, двигатель и трансмиссия автомобиля, перед началом цикла сравнительных испытаний, прогревались путем выполнения полного ездового цикла ECE+EUDC.

Каждый вид испытаний выполнялся двухкратно, а при отклонении любого показателя (более, чем на 10%) − трехкратно.

Оценка топливной экономичности автомобилей производилась в городском цикле ECE по ГОСТ Р 20306-90 и на постоянных скоростях по осредненному показателю в интервале 30-90км/ч.

Параметры токсичности и топливной экономичности автомобилей с устройствами ФВ определялись после предварительного пробега 700-1000км. Для исключения влияния переменных погодных и дорожных городских условий и контроля от незапланированных воздействий разработчиков на регулировочные параметры системы питания двигателей, пробег осуществлялся в закрытом помещении подконтрольно на параллельном, втором динамометрическом роликовом стенде с постоянной скоростью

50-60км/ч.

Результаты испытаний автомобилей на роликовом стенде с работой ДВС на активированном (различными устройствами) топливе, представлены в таблице 3.

Таблица 3. Влияние вида внешнего физического воздействия на изменение параметров топливной экономичности и токсичности автомобилей (по осредненным показателям в %)

Группы видов физического воздействия на топливо	Изменение весовых выбросов ВВ в ездовом цикле ECE+EUDC (ГОСТ Р 41.83), в среднем				Изменение расхода топлива в гор. цикле по ГОСТ Р 20306-90, не менее	Изменение расхода топлива при V=const в интервале 30-90км/ч, не менее
	CO	CH	CH+N0x	в т.ч. NOx		
$ПМ_{K1}$	–25*	–15	–20	–23	–4	–4
$ПМ_{K1}$**	–20	–40	–	–18	н\замер	н\замер
$ПМ_{П}$, ЭМ (остальные), в том числе магнито-электростатический	(–7)÷(–30) –55	(–5)÷(+20) +15	(–2)÷(+30) –	(-10)÷(+35) (+15)÷(+35)	(–3)÷(+1.5) (–2)÷(–23)	(–2.0) ÷ (0) –
ЭлП	–10	–14	–11	–9	–2	–
*) «–» «минус» снижение показателей, «+» «плюс» увеличение показателей.			$ПМ_{K1}$**–Испытан автомобиль “Subary Legacy” с системой нейтрализацией. Пробег 62тыс.км.			

Первое, на что следует обратить внимание, это то, что все виды активирования топлива внешними физическими воздействиями электрическими, электромагнитными, магнитными полями на автомобилях оказывают свое влияние на выбросы ВВ и расход топлива.

Второе, устройство $ПМ_{K1}$ на кольцевых магнитах обеспечивает положительные результаты, как в снижении расхода топлива, так и в *одновременном* снижении основных нормируемых компонентов токсичных веществ CO, CH и NO_x. Обращает на себя внимание многократно подтвержденное – одновременное снижение CO и NO_x. Это является привлекательной стороной работы устройств. В настоящее время проводятся исследования по установлению причины такого влияния.

В процессе испытаний устройств $ПМ_{K1}$ было установлено, что:

– улучшение топливной экономичности в ездовом цикле и на постоянных скоростях в среднем составляло более, чем 4%, а на отдельных режимах более 10%.

– максимальные значения снижения ВВ по отдельным компонентам достигали 40-50% по CO; 20% по CH и 25% по NO_x.

Для данного конструктивного решения устройства типа $ПМ_{K1}$ результаты были получены на относительно большом количестве автомобилей (более 25) и образцов (более15). В том числе на пяти автобусах “Газель”–такси предприятия ППТ “Маршрутка” системы ООО “Автолайн” в условиях рядовой эксплуатации с контрольным пробегом до 10 000км. Здесь, также, было, подтверждено, что эффект – достигает своего, заданного ТУ, значения только после предварительного пробега с устройством 700-1000км.

Результаты испытаний были доложены на экспертном совете по средствам снижения токсичности отработавших газов и улучшения топливной экономичности автомобильных двигателей при Прави-

тельстве Москвы. Было получено положительное Экспертное заключение [12].

На графиках Рис.7 показана статистика фактической эффективности данного устройства на различных автомобилях с пробегами на момент испытаний в интервале от 4 до 100тыс.км.

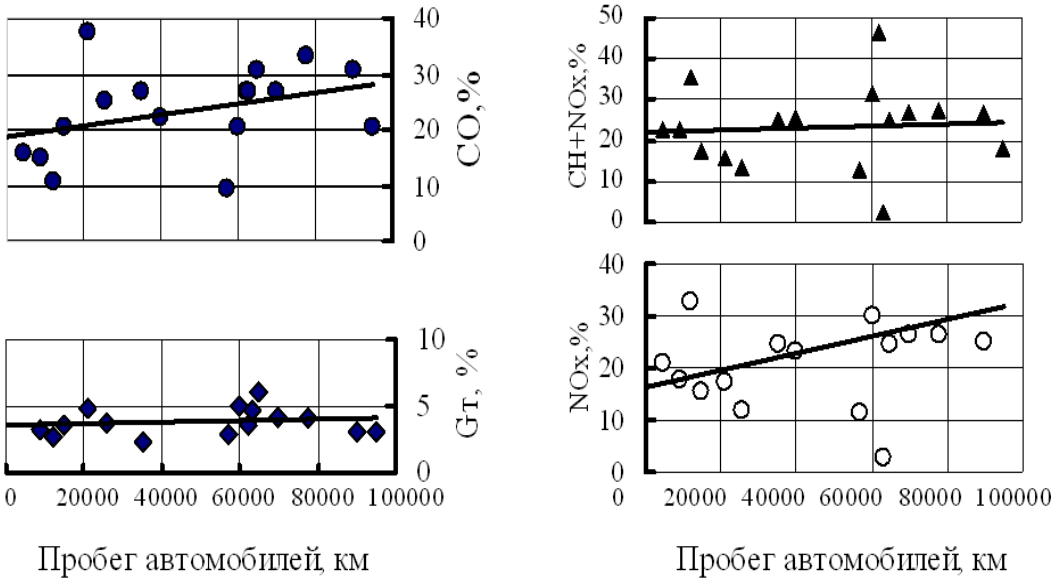


Рис. 7. Эффективность устройства типа $ПМ_{K1}$ на автомобилях ВАЗ, ГАЗ, ГАЗель, АЗЛК с различными пробегами при испытании по методике Правил ЕЭК ООН 83. Показана степень снижения всех показателей токсичности и расхода топлива в городском ездовом цикле

Эффективность данного устройства $ПМ_{K1}$ сохранялась на автомобиле “Subary Legacy” (62тыс.км.), оснащенном трехкомпонентной системой нейтрализации и удовлетворяющем нормам Евро-1 (CO – 0,43г/км, CH – 0,08 г/км и NO_x – 0,56г/км). Получен следующий результат: CO (–20%), CH (–40%) и NO_x (–18%).

Обращает на себя внимание такое обстоятельство, что одна из моделей устройства на постоянных кольцевых магнитах типа $ПМ_K$ впервые была испытана на автомобиле ГАЗ-2410 в дорожных условиях в 1972г. (рис.8.)[13]. Экономия топлива в интервале скоростей от 30 до 70км/ч составила около 4-8% и далее она увеличивалась до 17% при скорости 100км/ч.

Группа устройств ЭлП обеспечила результаты более, чем в 2 раза слабее, чем устройства на постоянных магнитах типа $ПМ_{K1}$.

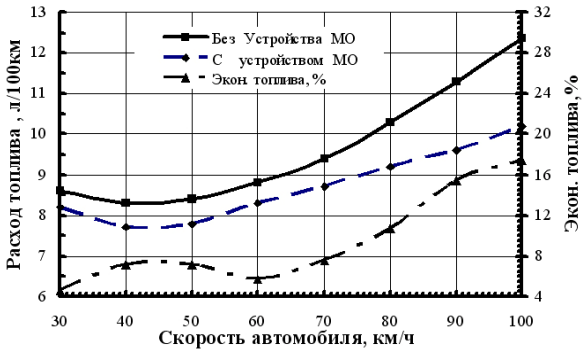


Рис. 8. Влияние магнитной обработки топлива «$ПМ_K$» на экономичность автомобиля ГАЗ-2410 при движении на установившихся скоростях

Группа устройств [$ПМ_П$,ЭМ- остальные] – обеспечивала весьма слабое снижение расхода топлива, а в токсичных выбросах обеспечивалось лишь снижение CO до 30%. Выбросы CH и NO_x возрастали до 30% и более.

В составе группы [ПМ$_П$, ЭМ *и остальные*] было прове-дено поисковое испытание одного из устройств по влиянию величины напря-женности магнито-электро-статической обработки топлива.

Полученные результаты (рис.9) демонстрируют факт влияния регулирования ФВ на выходные показатели двигателя. В данном опыте снижение расхода топлива в ездовом цикле достигало 23%. Выбросы СО снизились до 55%. Однако, выбросы СН увеличились до 15%, а выбросы NO_x увеличились до 35%.

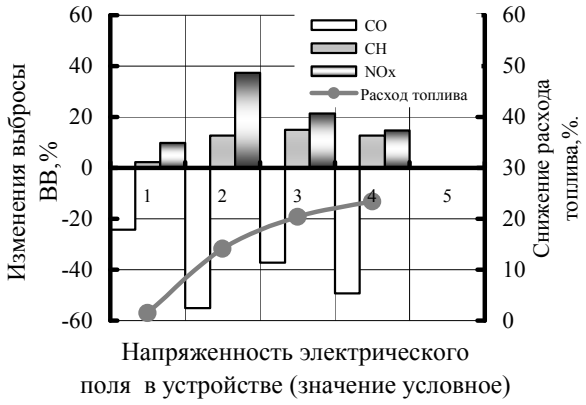


Рис. 9. Влияние магнито-электростатической обработки (4 варианта) на топливную экономичность и токсич-ность автомобиля ГАЗ-3110 Пробег автомобиля 13000км

Повышенные выбросы оксидов азота, явились основной причиной прекращения дальнейших более детальных исследований в этом направлении.

Однако, такая обработка топлива заслуживает серьёзного внимания, как один из элементов разработки рабочих процессов ДВС с улучшенной экономичностью. Что важно для уменьшения выбросов парниковых газов.

Обсуждение результатов испытаний

Представленные материалы по испытанию различных электромагнитных устройств позволяют утверждать, что нетрадиционные виды внешних физических воздействий на углеводородное топливо при определенных условиях обеспечивают заметный положительный эффект в улучшении рабочих показателей двигателей (автомобилей).

Кроме факторов, влияющих на физико-химические свойства топлива (поверхностное натяжение, вязкость), процессы смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя, которые были достаточно подробно рассмотрены в начале статьи, на экономичность и токсичность могут оказывать влияние физические и химические принципы управления химическими процессами (реакциями) в топливе, как сложной многокомпонентной жидкости, а также в процессе его сгорания в цилиндрах ДВС.

В работах академиков Легасова В.А.и Бучаченко А.Л. [5,6,14,15] об «интеграционных и стратегических направлениях развития фундаменталь-ной химии на современном этапе…» показано и более 20 лет утверждается значение стимулирования и регулирования химических процессов внешними воздействиями « *от света до механики».* Доказывается научными фактами о вводе в химию магнитных взаимодействий, которые, будучи пренебрежимо малыми по энергии, контролируют химическую реакционную способность и создают «*новый, магнитный сценарий реакции*». Это направление – управление химическими процессами с использованием химических факторов и физических воздействий признается очень важным.

При этом остаются не выясненными два главных вопроса:

1) являются ли полученные результаты следствием того, что применяемые средства активирования топлива влияют только на качество смесеобразования и сгорания в ДВС;

2) не происходит ли изменение основных характеристических (в том числе энергетических) свойств топлива за счет его структурного изменения.

Ответ на первый вопрос в настоящее время находится в процессе аналитического исследования с

использованием математических моделей рабочего процесса ДВС.

Факт влияния активированного топлива на экономические показатели двигателей и транспортных средств подкрепляется теоретическими и экспериментальными работами Герловина И.Л. [16], в том числе данными об увеличении теплоты сгорания на примере дизельного топлива.

Для активации топлива использовался специальный стенд. В данном случае был использован процесс электролиза в диафрагмен-ном электролизёре, в котором топливо отбира-лось из зоны катода и зоны анода. Мощность электро-лизёра составляла 30Вт (при исходном напряжении U=12В и силе тока I= 2,5А).

Объектом испытания было моторное дизельное топливо, изготовленное по ГОСТ 1667-78. Средний прирост теплоты сгорания дизельного топлива при его испытании в бомбе после его активации электрическим полем (рис.10) составил 10% [16].

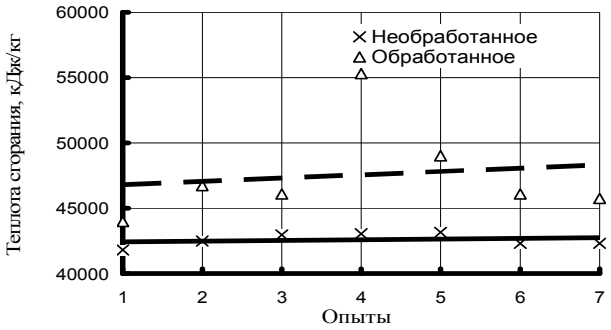


Рис. 10. Теплота сгорания топлива ДТ до и после электрохимической активации

Интерес представляет сопоставление энергии, которая была затрачена при активировании топлива, и энергии, дополнительно выделяемой топливом при его сгорании после активации. Каждому килограмму топлива (при расходе 30л/ч) сообщалось 0,387кДж/кг. Приращение теплоты сгорания топлива составило 3460кДж/кг.

Таким образом, данный эксперимент объясняет одну из возможных причин снижения расхода топлива после его активирования и непосредственно демонстрирует эффективность электрохимического активирования [17,18], как одного из видов внешнего физического воздействия.

Положения современной химии (развиваемые в настоящее время Бучаченко А.Л. и др.) [14,15] совпадают с характеристикой сущности активирования топлива, данной прежде Герловином И.Л. в работе [16]:“Активация по своей физической сущности является *структурной активацией среды*, поскольку явление сводится к изменению структуры объекта активации. При этом энергия молекулы может и не измениться, а активные свойства молекулы определяются только изменением ее внутренней структуры”.

Выводы

Результаты испытаний ДВС с различными типами устройств на стендах и автомобилях позволили в концентрированном виде показать положительное влияние электромагнитных внешних физических воздействий на топливную экономичность и экологические показатели.

Относительная значимость электромагнитных внешних физических воздействий будет возрастать при комплексном решении вопросов экономичности и токсичности транспортных средств в условиях минимизации нормативных значений выбросов токсичных компонентов двигателями и транспортными средствами**.**

Отличительной чертой действия ФВ в устройствах активации топлива является то, что они могут применяться на транспортных средствах находящихся в эксплуатации, обеспечивая снижение расхода топлива и выброса вредных веществ.

Представленный экспериментальный материал, а также достижения современной химии, создают основание для продолжения работы: по накоплению

статистического материала и установлению механизма активирования топлива, влияющего на рабочий процесс в ДВС; по формированию позитивного мнения о практической полезности данного направления; о целесообразности ведения постоянного поиска новейших достижений в смежных науках с целью объяснения получаемых результатов, отработки новых подходов и методик проведения лабораторных экспериментов с топливом непосредственно после физического воздействия.

Список литературы:

1. Мирзаджанзаде А.Х., Аметов И.М., Басниев К.С., Гриценко А.И., Зайцев Ю.В., Рассохин Г.В., Шаталов А.Т. Технология добычи природных газов.- М.: Недра, 1987.-414 с. 2. Классен В.И. Омагничивание водных систем. Изд. 2-е, -М.: Химия, 1982, -296с. 3. Давидзон М.И. Электромагнитная обработка водных систем в текстильной промышленности. -М.: Легпромбытиздат, 1988. -178с. 4. Горленко Н.П. «Низкоэнергетическая активация цементных и оксидных вяжущих систем электрическими и магнитными полями». Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. Томск. 2007. 5. Легасов В.А., Бучаченко А.Л. Проблемы современной химии. Успехи химии, 1986, 55, N12, с1949-1978. 6. Бучаченко А.Л. Химия на рубеже веков: свершения и прогнозы. Успехи химии, 1999, 68, N2, с120-145. 7. Ефимов Н.А., Звонов В.А., Красносельский А.М. Исследование влияния электрического поля на поверхностное натяжение бензинов при их истечении.-В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. Вып.27.-Харьков. Изд-во ХГУ, 1978. с.40-46. 8. Ефимов Н.А., Звонов В.А., Ефимова Л.Я. Исследование влияния характера прикладываемого напряжения на истечение бензина. - Электронная обработка материалов. !979,№1, с.45-47. 9. А, С. 1121476 СССЗ. МКИ F02M 27/04. Устройство для обработки топливовоз-душной смеси в карбюраторном двигателя внутреннего сгорания. Звонов В.А., Ефимов Н.А., Мищенко Н.И. и др.№3610024/25-06; Заявлено 23.06.83. опубликовано 30.10.84. Бюл.№40. 10. Технико-экономическое обоснование применения устройства обработки топлива (УОТ) на тепловозах с дизельным двигателем типа 16ЧН26/26. ФГУП ВНИКТИ МПС РОССИИ, 2004. 11. Official Test Report. 25 january 2002, www.algae-x.net. Emission Testing Services Inc. (ETS) (США, шт. Калифорния). 12.Экспертное заключение №99 от 12.04.99. Экспертный совет по средствам снижения токсичности отработавших газов и улучшения топливной экономичности автомобильных двигателей при Правительстве Москвы. 13. Техническая справка по испытаниям автомобиля ГАЗ 24-10. Автополигон НАМИ. 20.04.1972. 14. Бучаченко А.Л. Химия –это музыка природы.// Вестник Российской академии наук., 2001, 71, N6, с544-549. 15. Бучаченко А.Л. Второе поколение магнитных эффектов в химических реакциях. //Успехи химии, 1993, 62, N12, с1139-1149. 16. Герловин И.Л. Основы единой теории всех взаимодействий в веществе. –Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отделение, 1990. – 432 с. 17. Бахир В.М. Электрохимическая активация. –М., ВНИИМТ, ч.1 1992, 197- 204с. 18. Широносов В.Г. Физические основы резонансной активации воды., //1-ый Международный симпозиум "Электрохимическая активация в медицине, сельском хозяйстве, промышленности", сб. докл.-М; ВНИИМТ АО НПО "Экран". 1997,220-221с.

УДК 543.226, 541.123.7, 662.769.21, 662.61

В.Г. Некрасов, канд. техн. наук, А.Ф. Макаров, инж.,
А.А. Злыденный, инж., А.Ж. Мурзагалиев, канд. техн. наук

ДВИГАТЕЛИ НА АЗОТНОМ ТОПЛИВЕ

Введение

Тенденция роста стоимости жидких углеводородов и прогнозное сокращения объемов добычи нефти в перспективе являются причиной поиска альтернативных топлив [1]. Особо остро стоит вопрос о замене моторных видов топлива. Производимые в настоящее время альтернативные виды топлива, как биоэтанол и биодизель [2-4] не могут решить проблемы, так как их производство приводит к конфликту «ТОПЛИВО ИЛИ ПРОДУКТЫ ПИТАНИЯ».

Кроме того, производство биотоплива имеет ограниченные возможности на уровне замещения 7-10% объема потребляемого в настоящее время углеводородного топлива. Другие виды альтернативных топлив, как природный газ, синтетические жидкие топлива, производимые из угля [5], также имеют ограниченные возможности по условиям стоимости и невозобновляемости сырья. Известны попытки использования в качестве моторного топлива продуктов химического производства, как метанола (CH_3OH), диметилового эфира (C_2H_6O) [7], бутанола (C_4H_9OH). Широкого развития это направление пока не получило.

В ракетно-космической технике используют синтетические энергоносители бинарного типа, в качестве горючего в которых применяются сложные соединения, как амин, гептил, гидразин, диметилгидразин, а в качестве окислителя используется сжиженный кислород, азотная кислота, раствор тетраоксида азота в азотной кислоте и др. Использовать в наземной технике общего назначения такие топлива исключено ввиду токсичности, пожароопасности и взрывоопасности этих веществ.

Все отмеченные выше варианты топлив для получения энергии производят мехническую энергию по воздушному (газовому) циклу за счет повышения температуры газов при сгорании горючего и повышения давления газов.

Большой интерес представляют монотоплива (унитарные топлива), в которых горючий компонент и окислитель находятся в связанном виде в смеси, а их реагирование с выделением энергии происходит только после инициирования разрыва связей и реакции взаимодействия за счет создания определенных условий. К таким монотопливам относятся его твердые виды (пороха), применяемые в ракетной технике. Но использовать твердое монотопливо сложно с технологической точки зрения. Все двигатели на твердом топливе (маршевые двигатели космических ракет, либо маломощные двигатели ориентации космических станций) разового использования.

Большой интерес представляют более технологичные жидкие монотоплива (монерголи). Они известны с 30-х годов XX века (жидкость Дайвера – раствор нитрата аммония в аммиаке, раствор тринитроглицерина в метаноле, динитроглицерин, динитрогликоль, нитрометан и др.) [8, 9]. Но токсичность, взрывоопасность с одной стороны, а также доступность и низкая стоимость нефтяного топлива за счет бурного развития нефтепереработки в 40-50-е годы XX века с другой стороны, послужили причиной того, что это направление синтетических монотоплив для наземной техники общего применения не получило развития и осталось известным только как этап развития ракетных топлив.

Таким образом, несмотря на активный и многолетний поиск альтернативного топлива актуальность этой проблемы до настоящего времени не уменьшилась.

Формулирование проблемы

Учитывая положительные особенности синтетических топлив и их недостатки, была поставлена задача найти комбинацию веществ, которая могла бы рассматриваться как унитарное топливо, но удовлетворяла бы ряду требованиям, которые позволили бы использовать их в наземной технике массового применения. Такие требования включают безопасность, технологичность, совместимость с конструкционными материалами, освоенные технологии получения, большие объемы производства, доступность и возобновляемость сырья, низкую стоимость конечного продукта, используемого как топливо.

Исследованиями установлено, что некоторые продукты азотной промышленности могут рассматриваться как компоненты новых видов унитарных топлив. Такими веществами является композиция

карбамида ($CO(NH_2)_2$ – горючий компонент) и аммиачной селитры (NH_4NO_3 – окислитель). Применение смеси этих веществ в виде водного раствора, т.е. в жидком виде, открывает новые возможности использования свойств этих веществ [10-14]. Концентрированные растворы этих веществ вблизи стехиометрической пропорции (80% аммиачной селитры и 20% карбамида) в условиях повышенной температуры (более 300°С) под давлением в присутствии катализаторов реагируют экзотермически с высоким газообразованием и тепловыделением. Процесс энерговыделения азотного топлива происходит по принципу газораспада веществ и последующего окисления горючих компонентов выделившимся кислородом. Азот выделяется в молекулярном виде.

$$3NH_4NO_3 + CO(NH_2)_2 = 8H_2O + 4N_2 + CO_2.$$

Один килограмм сбалансированной по составу смеси при газораспаде выделяет 900 л парогаза (смеси водяных паров, азота и углекислого газа), кроме этого выделяется 850 ккал тепловой энергии, повышающей температуру газов. По энерговыделению отмеченная композиция веществ близка к пироксилиновому пороху и может быть названа «азотным топливом».

Рассмотрение азотного топлива с точки зрения его производства и процессов, происходящих при энерговыделении, показывает, что оно наиболее полно удовлетворяет принципам, заложенным при поиске нового вида энергоносителя. Оно безопасно, не токсично, технологично, производится из доступного сырья по существующим технологиям на действующих предприятиях, имеет в 2-3 раза меньшую стоимость (в расчете на эквивалентное углеводородному топливу энерговыделение), имеются перспективы организации производства азотного топлива из возобновляемых видов сырья – воды, воздуха, биомассы.

В настоящее время исследования карбамидо-аммиачной смеси в качестве альтернативного энергоносителя проводятся в Кемерово (НЦ ВостНИИ), Самарском государственном университете, в Федеральном космическом агентстве (ФГУП ИЦ им. акад. М.В. Келдыша).

Турбинные двигатели на азотном топливе

Поскольку азотное топливо представляет собой монотопливо, для получения рабочего тела, т.е. парогаза под давлением не требуется сжимать и подавать атмосферный воздух, т.е. отпадает необходимость в компрессоре. По этой причине наиболее простым и подготовленным к реализации вариантом двигателя на азотном топливе является турбина. Полученный в камере термолиза парогаз при заданном давлении и температуре, регулируемой впрыском воды, подается на рабочее колесо турбины, которая вырабатывает полезную мощность. Камера термолиза постоянного давления промышленного масштаба выполнена и испытана [15]. Для получения небольших мощностей применимы турбины турбокомпрессоров.

Поршневые двигатели на азотном топливе

Использование азотного топлива в ДВС связано с некоторыми его особенностями. Так, азотное топливо при определенном соотношении компонентов может использоваться без потребления атмосферного воздуха. Такой режим реализуется в двухтактном цикле [9].

Расчеты показывают, что наибольшая термическая эффективность достигается, если состав топлива будет с некоторым избытком горючей составляющей, а недостающий окислитель будет получен в виде предварительно сжатого воздуха. Это реализуется в типовом двухтактном цикле с продувкой цилиндра воздухом.

Рассмотрим вариант модернизации типового ДВС при переводе его на азотное топливо. Основные конструктивные решения показаны на рис. 1. Отме-

тим только некоторые особенности перевода на азотное топливо. Двигатель переводится на двухтактный режим с выпускными окнами в нижней части цилиндра и поршневым управлением выпуском. Поршень и головка цилиндра защищаются от азотного топлива стальными накладками. На головке устанавливается камера термолиза по типу предкамеры с установкой в ней нескольких свечей накаливания. Газораспределение (продувка и наполнение) управляется гидравлической системой с возможностью менять фазы газораспределения.

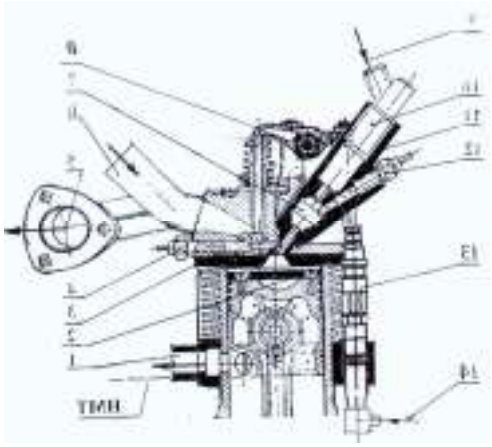


Рис. 1. Конструкция цилиндро-поршневой группы и головки цилиндра поршневого двигателя, модернизируемого для использования азотного топлива

Показанная схема позволяет использовать в поршневом двигателе азотное топливо и испытать его во всех возможных вариантах организации процесса на новом энергоносителе.

Винтовые двигатели

Особенности азотного топлива позволяют рассматривать перспективные схемы двигателей, в которых реализуются циклы, обладающие рядом преимуществ по сравнению с известными для современных ДВС. Азотное топливо при сбалансированном составе горючего и окислителя не требует использования атмосферного воздуха, процесс можно вести при температуре не более 500-700°C. Это дает основание рассматривать возможность применения поточных процессов по типу газовых турбин, но в двигателях объемного типа.

Один из вариантов объемного двигателя поточного принципа действия с вращающимися рабочими элементами - использование в качестве расширительной машины стандартных цилиндрических роторов с винтовой нарезкой, используемых в винтовых компрессорах Уже имеется опыт использования винтовых модулей на паре в качестве двигателей [16, 17] (рис. 2).

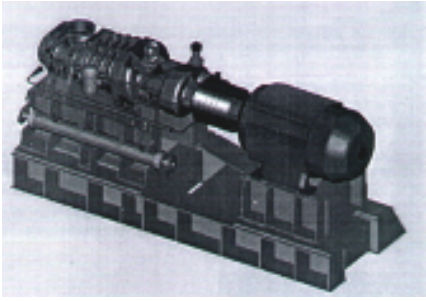


Рис. 2 Электрогенерирующий агрегат мощностью 250 кВт с паровым приводом при использовании винтового двигателя при давлении пара 13 кг/см^2. Компании «Малая независимая энергетика», Москва

Винтовой элемент с цилиндрическими роторами обеспечивает степень сжатия/расширения около 2,5-4,0. В одноступенчатом винтовом двигателе срабатывается давление от 13 до 5 кг/см^2. Для получения большой степени расширения на уровне 16 требуется три ступени расширения.

Винтовые двигатели глубокого расширения

Винтовой двигатель объемного типа с поточным процессом глубокого расширения реализуется при использовании конических роторов с винтовой нарезкой, идея которой изложена в [18] и развита с технологической точки зрения в [19] (рис. 3). В такой расширительной машине за один проход газов обеспечивается степень расширения 18-20, т.е. характерная для поршневого дизельного двигателя.

Расчеты показывают, что мощность 10 кВт при частоте 2000 мин$^{-1}$ может быть получена при боль-

шом диаметре конического ротора 100 мм и его длине 230 мм. Мощность 100 кВт при той же частоте вращения обеспечивается при диаметре ротора 200 мм и его длине 500 мм.

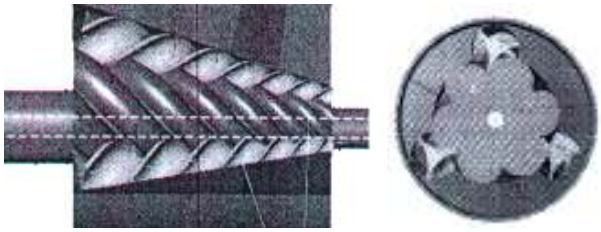


Рис. 3. Схема винтового двигателя, его продольный и поперечный разрез

Термический КПД в таких двигателях ожидается на уровне 60%, т.е. близок к поршневым вариантам. В настоящее время разработана технология изготовления таких сложных пространственных элементов двигателя [20].

Второй вариант ротационного двигателя назван «Роторно-волновым» (рис. 5-7) [21-23].

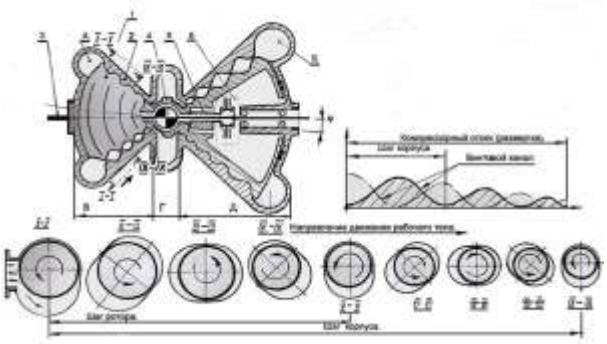


Рис. 4. Принципиальная схема волнового двигателя

В роторно-волновом двигателе корпус выполнен коническим с винтовыми каналами на внутренней стороне. Ротор имеет также винтовую форму, кроме того, он кроме вращения совершает обкатывающие движения по образующей конуса.

В результате такого сложного движения винтовые выступы на роторе отсекают объемы газа, которые сдвигаются от центральной узкой части корпуса к периферийной, расширяясь и за счет давления газов создавая вращательный момент на роторе.

Выполнение волнового двигателя требует разработки технологии его изготовления с формованием сложных поверхностей корпуса и ротора, в частности по выплавляемым моделям с последующей доводкой полученных отливок.

Таким образом, возможности организации процесса при высоком давлении, но при умеренной температуре газа на азотном топливе открывают перспективу создания нового типа двигателя.

Заключение

В настоящее время идет активный поиск альтернативных топлив. Разработан состав альтернативного монотоплива, представляющего собой водный раствор карбамида и аммиачной селитры. Такое азотное топливо безопасно, не токсично, технологично, производится из продуктов химического синтеза, выпускаемого предприятиями в большом объеме, оно имеет меньшую стоимость по сравнению с углеводородным топливом. В перспективе азотное топливо может производиться из возобновляемого сырья на основе возобновляемых источников энергии. Это позволит неограниченно наращивать мощности по его производству.

Азотное топливо может использоваться в турбинах. Показана необходимая модернизация поршневого двигателя, позволяющего перевести его на работу на азотном топливе.

Приведены также перспективные схемы двигателей объемного типа, работающие по поточному принципу с использованием вращающихся рабочих элементов – винтовые двигатели ступенчатого типа и двигатели глубокого расширения двух вариантов конструкции.

Список литературы:

1. Шейндлин А.Е. Новая энергетика. Москва, Наука, 1987, 463 с. 2. Сакенов М. Биоэнергетика. // Промышленность Казахстана, Алматы, 2004, №6, с.26-30. 3. Матвеев Ю. Биотопливо для Европы. // Зеленая энергетика, Киев, 2007, спецвыпуск, с. 11-13. 4. Кулманаков С.П., Шашев А.В., Герман Е.А. Рапсовое масло, как альтернатива традиционному топливу для двигателей внутреннего сгорания. Повышение экологической безопасности автотракторной техники. Сб. РАТ, Барнаул, 2004, с 109-113. 5. Хоффман Е. Энерготехнологическое использование угля. Москва. Энергоатомиздат, 1983, 328 с. 6. Подгорный А.Н. Водородная энергетика, Москва, Наука, 1988, 96 с. 7. Вагнер В.А., Вихарев А.В., Гвоздев А.М. Перспективы использования диметилового эфира (ДМЭ) в качестве моторного топлива. Совершенствование машин, дизелей и теплоэнергетических установок. Сборник МГТУ - АлтГТУ, Барнаул, 2000, с. 219-223. 8. Лутц О. Исторический обзор разработки в Германии топлив и материалов для ракетных двигателей. // www.epizodsspace.testipilot.ru/bible/izist/lut/html. 9. Крокко.Л. Развитие исследований в области ракет и ракетного топлива в Италии.// www.epizodsspace.testpilpt.ru/bible/izist/kr/html. 10. Макаров А.Ф., Трунин А.С. Альтернативные азотоводородные топлива и окислители. СНЦ РАН, Самара, 2004. 11. Юлина И.В., Трунин А.С., Макаров А.Ф. Физико-химический подход к проблеме альтернативных экологически чистых топлив. // Вестник КазНУ, серия химическая, Казахстан, Алматы, 2007, №3, с.25-32. 12. Некрасов В.Г., Макаров А.Ф. Перекуем мечи на орала. Об одном варианте водородной энергетики. //Промышленность Казахстана, Казахстьан, Алматы, 2007, №6, с. 24-29. 13. Некрасов В.Г., Макаров А.Ф. Есть ли альтернатива нефти? // Oil & Gas of Kazakhstan, Казахстан, Алматы, 2007, №3, с 42-45. 14. Некрасов В.Г., Макаров А.Ф. Эволюция топлива. Химия и жизнь, Москва, 2007, № 9, с 52-55. 15. Самое главное – не изменять нашим принципам. Интервью с генеральным директором РИТЭК Грайфером В.И. // Нефтяное хозяйство, Москва, 2007, № 2, с. 5-7. 16. Малая Независимая Энергетика.// www.energowell.narod.ru. 17. Промышленная группа ГЕНЕРАЦИЯ.// www.generation.ru. 18. Горлов Е, Коньшин А, Спичкин В. Винтовой двигатель внутреннего сгорания. // Двигатель, Москва, 2003, №1, с.34-37. 19. Коньшин А. С., Горлов Е. А., Сильченко О. Б. Патент РФ № 2 247 876, 15.03.2002. Радиально-упорный подшипник. 20. Коньшина Е.Б. Патент РФ № 2 309 028, 10.10.2005, Способ формообразования сферовинтовых конических зубчатых поверхностей у устройство для его реализации. 21. Седунов И.П. Роторно-волновой двигатель. Патент РФ № 2 155 272, 13.07.1999. 22. Седунов И.П. Роторно-волновой двигатель: геометрическое обоснование элементов конструкции. Основы рабочего процесса. //Двигателестроение, РФ, Санкт-Петербург, 2001, №2, с. 43, 2001, №3, с. 39-41. 23. Сайт в Интернете www.volnovoidvigatel.ru.

УДК 629. 113: 662

В.Н. Бганцев, канд. техн. наук

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ОБРАЗЦОВ СМЕСЕВЫХ БИОДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ НА ОСНОВЕ ОТХОДОВ МАСЛОЖИРОВОГО ПРОИЗВОДСТВА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

Топлива биологического происхождения (ТБП) для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) продолжают отвоёвывать все новые позиции на рынке топлив, причем интерес потребителей к ТБП неуклонно растёт. Это связано как с положительным сальдо между затратами энергии ископаемых топлив на производство и полученной при использовании ТБП, так и с относительной простотой применения ТБП в ДВС. В настоящее время лидерами по использованию в Европейском Союзе (ЕС), в частности такого ТБП как биодизеля, являются Германия, Италия и Франция, из года в год наращивающие объемы потребления этого вида топлива [1].

В качестве исходного сырья для получения биодизеля могут быть использованы как растительные так и животные жиры, причем в различных государствах предпочтение отдают сырью, получение которого экономически выгодно для данной местности. Как показывают предварительные оценки в качестве перспективного источника сырья для биоди-

зеля также могут быть использованы отходы масложирового производства.

В процессе рафинирования такого распространенного продукта как подсолнечное масло образуются отходы, по иному называемые соапстоки (ССТ). Последние в своем составе содержат до 41 % об. жиров, остальное представлено водой с остатками серной кислоты, участвующей в технологическом процессе.

Жиры ССТ в основном состоят из высокомолекулярных олеиновой и олейновой кислот в соотношении примерно 40 % и 60 % по массе. Статистически при производстве растительного масла из подсолнечника в Украине образуется до 9500 т ССТ в год.

Исследования, проведенные в ОАО "УкрНИИХиммаш" (г. Харьков), показали, что ССТ могут быть использованы в качестве сырья для получения ТБП.

В результате осуществления реакции переэтерификации с отходами спиртового производства образуются эфиры жирных кислот, по характеристикам приближающиеся к известному продукту – этиловому эфиру рапсового масла (ЭЭРМ).

Полученное вещество, плотность которого составляет 0,85 - 0,87 г/см^3, может быть использовано как биодобавка (БД) к дизельному топливу и как самостоятельное топливо, однако в связи с производством относительно малых её объемов первый путь использования БД более вероятен.

Вопросами использования в ДВС смесевых топлив на основе разработанной БД активно занимаются в ИПМаш НАН Украины (г. Харьков). Следует отметить, что определенные трудности возникли уже на первых этапах проводимых исследований, когда решали вопросы получения стабильных смесевых топлив, пригодных к использованию в дизельных ДВС. Пригодность определялась не только наличием у топлива соответствующих моторных свойств, но и его чистотой. Последнему качеству уделялось самое пристальное внимание, так как в процессе смешения БД и дизельного топлива в любых пропорциях получаемое смесевое топливо становилось мутным. Такое топливо могло быстро загрязнять топливные фильтры дизеля, в связи с чем считалось непригодным к моторным испытаниям. Как показали исследования мутность смесевому топливу придавали кристаллы амилового эфира олейновой кислоты (АЭОК), образуя коллоидный раствор с выраженным проявлением эффекта Тиндаля: световой луч при прохождении через такой раствор рассеивался. Непрозрачным смесевое топливо могло оставаться длительное время (около двух недель и более), так как присутствуюшие кристаллы осаждались очень медленно. Но даже после длительного отстаивания незначительные колебания емкости со смесевым топливом вызывали его помутнение. Механическая фильтрация смесевого топлива от кристаллов АЭОК считалась нежелательной, так как ухудшала бы его моторные свойства. Поэтому был избран путь интенсификации химического растворения АЭОК при получении смеси топлив.

Известно, что скорость растворения вещества в растворителе сильно зависит от температуры последнего [2]. Поэтому в данном случае задача стояла в определении температур смешиваемых компонентов биодизельного топлива и возможного порядка их смешивания.

Предварительно был установлено, что мутное смесевое топливо становилось прозрачным после нагрева его до температуры порядка 55 °С.

К рассмотрению были приняты два варианта получения смесевого топлива:

– смешение БД и дизельного топлива в наперёд заданной пропорции при температуре окружающей среды t_0, последующий нагрев смеси до температуры t_p, превышающий на 10 - 15 °С порог прозрачности (55 °С) смеси и естественное охлаждение её до t_0;

– предварительный нагрев БД и дизельного топлива до температуры t_p, смешение их и естественное охлаждение до t_0.

Было выявлено следующее. В первом случае полученное смесевое топливо после охлаждения вновь становилось мутным, но через два-три дня приобретало прозрачность без видимого осадка, т.е. в течение этого промежутка времени шел процесс растворения АЭОК в дизельном топливе.

Для второго варианта характерно получение прозрачного смесевого топлива сразу же после смешения и последующее сохранение прозрачности его при естественном охлаждении до t_0. С течением времени смесевое топливо оставалось прозрачным сколь угодно долго.

Второй вариант получения смесей БД и дизельного топлива был использован для приготовления экспериментальных образцов смесевого топлива с содержанием БД в нем 10 %, 20 %, 30 %, 50 % и 75 % и показал хорошие результаты. Все приготовленные образцы были прозрачны и пригодны для использования в двигателе.

Следует отметить, что компонентный состав БД непостоянен из-за возможного изменения соотношения между олеиновой и олейновой кислотами, а также содержания амилового спирта в отходах спиртового производства. Поэтому понадобится уточнение температурных диапазонов смешиваемых компонентов биодизельного топлива.

Полученные в данном исследовании результаты могут быть полезны при разработке технологических процессов для массового производства смесевого биодизельного топлива с использованием отходов масложирового и спиртового производств.

Список литературы:

1. Давыдова Е. Развитие топливного рынка ЕС: биодизельное топливо – возобновляемый энергетический ресурс / Е. Давыдова, B.Harten, Н. Пасхин // Масложировая промышленность. – 2005. – № 4 .– С. 2 – 4.

2. Общая химическая технология. Под ред. проф. Амелина А.Г. – М., "Химия". – 1977. – 400 с.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку Формат 60х84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 8 Обл.-вид.
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Надруковано