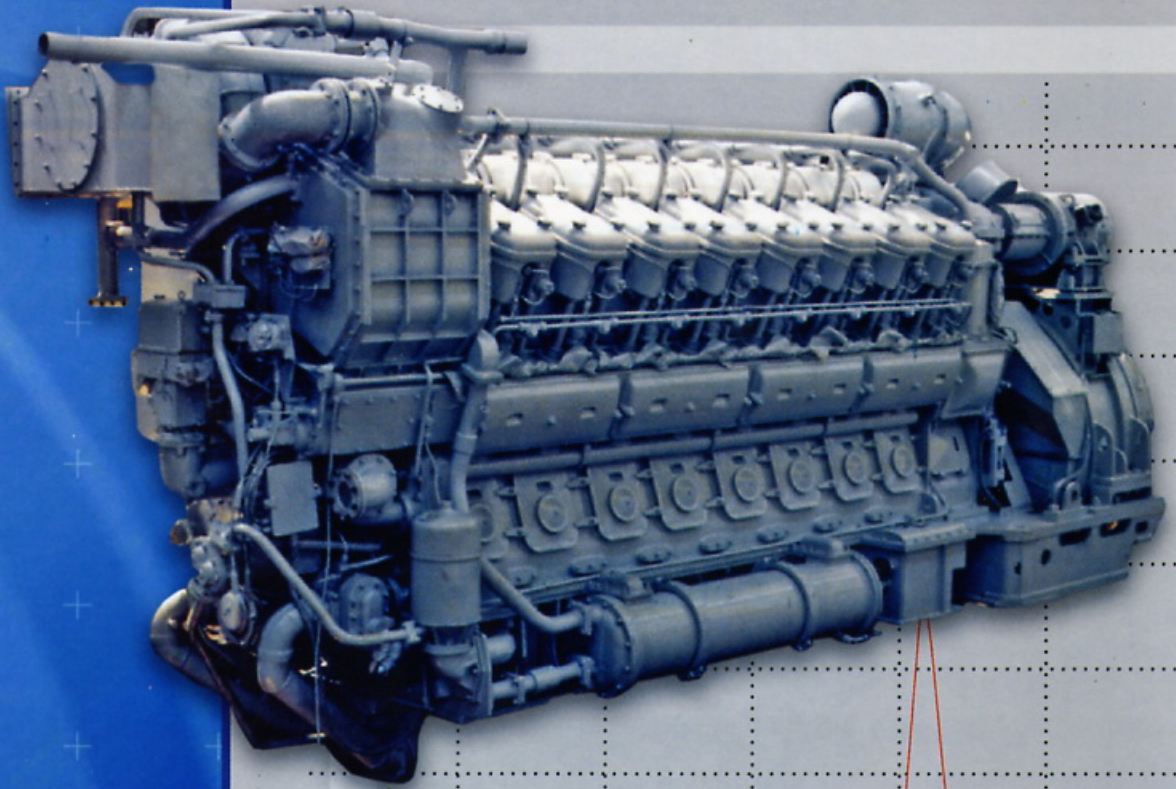


ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1'2017

**Всеукраїнський
науково-технічний журнал**



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2017

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.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

А.В. Грицюк, *д.т.н., с.н.с.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

П.М. Канило, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

Е. Моргенштерн, *д. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., проф.*

С. Радковский, *д.н., проф.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевский, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Р.М. Андрес, *к.т.н.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

А.Б. Богаевский, А.А. Прохоренко

Модернизация системы управления подачей топлива тепло-
вального дизель-генератора. 3

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, Н.И. Радченко, А.А. Андреев

Использование теплофикационного потенциала судового
малооборотного дизеля для охлаждения циклового воздуха
эжекторным термотрансформатором. 8

Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, И.В. Грицюк, Т.П. Белоусова

Организация внутреннего смесеобразования в судовых ма-
лооборотных газодизельных двигателях. 13

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, В.В. Штрибец

Влияние параметров настройки пид-регулятора скорости на
расход топлива дизеля. 17

А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, Д.В. Левченко

Метод экспериментально-расчетного определения жестко-
сти кривошипа коленчатого вала. 21

В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с
учетом динамики поршневых колец. 27

*И.А. Мордвинова, А.Н. Клименко, Р. Ариан, О.Ю. Линьков,
В.А. Пылев*

Особенности задания граничных условий нестационарной
задачи теплопроводности поршня дизеля. 33

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

Л.П. Клименко, В.І. Андреев, О.Ф. Прищепов, О.І. Случак,

В.В. Шугай

Модифікація конструкції та складу композитів в кришках
кокілів для відцентрового лиття гільз циліндрів ДВЗ. 42

А.К. Чердниченко

Повышение эффективности энергетических установок су-
дов-газовозов применением термохимических технологий. . 46

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.Э.Хрулев, Ю.В.Кочуренко

Методика определения причины неисправности ДВС при
тяжелых эксплуатационных повреждениях. 52

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

А.П. Марченко, В.В. Епифанов, И.В. Парсаданов

К 80-летию со дня рождения Н.К. Рязанцева. 61

АДРЕС РЕДАКЦИИ

61002, г. Харьков, ул. Кирпичева, 2

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,

dvs@kpi.kharkov.ua

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2017. – №1. – 68 с.

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

*С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, научнометрические системы **GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ**.*

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 6 от 07.07.2017 г.

А.Б. Богаевский, А.А. Прохоренко

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Выполнено теоретическое обоснование подхода к модернизации системы управления подачей топлива тепловозного дизеля, находящегося в эксплуатации с минимальными затратами и оценка возможности регулирования угла опережения впрыскивания при реализации этого подхода. Основа способа – доработка штатного механического топливного насоса высокого давления регулирующим клапаном, который управляется электромагнитом. Появляется возможность ограниченного управления моментом начала подачи топлива в зависимости от частоты вращения и нагрузки. Регулирование осуществляется в пределах прямого хода приводного кулачка распределительного вала по сигналу от датчика верхней мертвой точки. Выполнена теоретическая оценка возможного диапазона регулирования угла опережения. Предполагаемые затраты сведены к минимуму, ожидаемая экономия топлива в эксплуатации составит до 10 %.

Актуальность

Развитие транспортного дизелестроения все в большей степени определяется постоянно ужесточаемыми законодательными нормами на дымность и токсичность отработавших газов, уровень шумности работы, а также требованиями максимальной экономии топлива. Экономические и энергетические показатели дизелей, надежность, шумность работы и токсичность в свою очередь в значительной мере зависят от их топливных систем высокого давления [1]. При этом отмечается ухудшение качественных показателей дизельного топлива за счет расширения его фракционного состава и стремления фирм производителей повысить выход топлива из нефти, что создает дополнительные трудности обеспечения эффективного рабочего процесса [2].

Одним из направлений улучшения показателей транспортных дизелей является совершенствование процесса управления подачей топлива, которое должно осуществляться с учетом ряда требований, а именно:

- увеличение давления впрыскивания для повышения тонкости распыливания топлива и обеспечения оптимальной продолжительности впрыскивания;
- оптимизация характеристики впрыскивания (закона подачи топлива) в направлении обеспечения плавного начала и резкого окончания процесса, что необходимо для снижения уровня шума;
- обеспечение оптимальной цикловой подачи топлива и момента начала впрыскивания на пусковых режимах, регулирование момента начала впрыскивания в функции нагрузки и частоты вращения;
- коррекция процесса топливоподачи в зависимости от изменения внешних условий и режима работы;
- повышение точности дозирования топлива;
- обеспечение стабильности параметров топ-

ливоподачи в условиях эксплуатации [2].

Реализация мероприятий в данном направлении в значительной степени определяется возможностями совершенствования конструкции и параметров отдельных элементов дизельной топливной аппаратуры и регулятора частоты вращения. Одним из таких мероприятий, продемонстрировавшим высокую эффективность и надежность в эксплуатации, является электронный регулятор типа СУДМ-01 отечественного производства, который был изготовлен серией в 100 комплектов и установлен на различные тепловозные дизели (5Д49 тепловозов 2ТЭ116 и ТЭП70, 10Д100 тепловозов 2ТЭ10, К6S310DR тепловозов ЧМЭ-3). Эффективность электронного регулятора во многом обеспечивает многофункциональное программное обеспечение с оптимальными алгоритмами, за счет использования которого повышается эффективность работы тепловозного дизеля на всех рабочих режимах эксплуатации.

В эксплуатируемых на тепловозах Украины дизелях применяются топливные системы высокого давления разделенного типа с механическим приводом плунжера топливного насоса высокого давления (ТНВД). В этих системах ТНВД и форсунки выполнены в виде отдельных агрегатов, соединенных трубопроводом высокого давления (ТВД). Их существенный недостаток – снижение давления впрыскивания и ухудшение качества распыливания топлива по мере уменьшения частоты вращения и нагрузки дизеля. Устранение этого недостатка – основная задача разработчиков топливных систем высокого давления транспортных дизелей [1].

Также необходимо отметить, что в рамках различных модернизаций реально не было предложено ни одного мероприятия по устранению такого существенного конструктивного недостатка эксплуатируемых в настоящее время тепловозных дизелей, как отсутствие автоматического регулирова-

ния момента начала впрыскивания на пусковых режимах и регулирование момента начала впрыскивания в функции нагрузки и частоты вращения. Хотя общеизвестно, что эффективные показатели работы дизеля существенно зависят от этого регулировочного параметра. Упомянутый ранее электронный регулятор СУДМ-01 и аналогичные ему зарубежные изделия при своей работе воздействуют на ТНВД через штатную управляющую рейку и, следовательно, не решают проблему регулирования угла опережения впрыскивания. Подавляющее же число тепловозных дизелей в промышленном и железнодорожном транспорте имеют фиксированный угол опережения впрыскивания, который выбирается опытным путем из условия обеспечения номинальной (максимальной) мощности. Если же учесть, что в процессе эксплуатации дизель тепловоза работает на максимальных нагрузках не более 5% времени (а остальное время – на частичных режимах или на холостом ходу, но при угле опережения впрыскивания, выбранном для номинального режима), то становится очевидным, что основное время эксплуатации дизель тепловоза работает не в оптимальных условиях. Таким образом, введение возможности регулирования момента начала впрыскивания (пусть даже в ограниченном диапазоне) позволит ощутимо повысить экономичность дизеля тепловоза в эксплуатации, что с учетом достаточно высоких цен на дизельное топливо **является актуальной задачей.**

Целью настоящей работы является обоснование концепции модернизации системы управления подачей топлива форсированного транспортно-дизеля для обеспечения возможности регулирования угла опережения впрыскивания.

Основная часть работы

Исходной предпосылкой к работе является известный факт – каждый отдельный режим работы двигателя имеет свой оптимальный угол опережения впрыскивания топлива, обеспечивающий получение минимума удельного эффективного расхода топлива g_{emin} . Однако выбор угла опережения впрыскивания определяется и другими условиями.

Так, например, изменение угла опережения впрыскивания отражается не только на эффективной мощности N_e и удельном эффективном расходе топлива g_e , но и на значении максимального давления сгорания p_z , максимальной скорости нарастания давления в цилиндре $dp/d\phi$ (т. е. жесткости работы) и целого ряда других ограничивающих факторов. Таким образом, значения угла опережения впрыскивания подбирают экспериментально, с учетом всех перечисленных (и возможных других: тип камеры сгорания, сорт топлива и др.) кон-

структивных особенностей и ограничений.

Исходя из этого, в общем случае алгоритм выбора требуемого (оптимального) для данного режима угла опережения впрыскивания должен быть построен следующим образом. При снижении нагрузки, то есть уменьшении цикловой подачи топлива, коэффициент избытка воздуха в камере сгорания увеличивается, условия смесеобразования и сгорания улучшаются, в связи с чем оптимальный угол опережения впрыскивания уменьшается. При увеличении угловой скорости коленчатого вала увеличивается интенсивность вихревого движения воздуха в камере сгорания, повышается скорость смесеобразования, что снижает время задержки воспламенения. Однако при увеличении частоты вращения время от начала впрыскивания до ВМТ уменьшается быстрее, чем снижается время задержки воспламенения. В связи с этим угол опережения впрыскивания по мере увеличения угловой скорости вращения коленчатого вала целесообразно увеличивать [5].

Для компенсации запаздывания впрыскивания и воспламенения топлива рядные топливные насосы дизелей малой и средней мощности снабжаются автоматическими муфтами опережения начала впрыскивания центробежного типа, которые обеспечивают изменение опережения кулачкового вала насоса относительно коленчатого вала дизеля в пределах $10\div 20^\circ$ п.к.в. при повышении частоты вращения [6]. Находят свое применение и гидравлические механизмы опережения, встроенные в корпус насоса и изменяющие угол опережения начала впрыскивания в зависимости от давления топлива, создаваемого топливopодкачивающим насосом, т.е. в функции скоростного режима [6]. Однако, подобные системы для находящихся в эксплуатации серийных тепловозных дизелей с традиционной системой топливоподачи, использующей индивидуальные ТНВД для каждого цилиндра, конструктивно не предусмотрены, а введение механизма опережения впрыскивания, по принципу действия напоминающего муфту центробежного типа, будет равносильно созданию новой конструкции дизеля. Такой подход к модернизации топливных систем эксплуатирующихся железнодорожных дизелей потребует, в соответствии с нормативными документами [7], значительных временных затрат на проведение полного цикла опытно-конструкторских работ и последующих многочисленных стендовых и эксплуатационных испытаний для подтверждения ожидаемых в эксплуатации экономических показателей по снижению расхода топлива, повышению надежности и экологичности. В эти временные затраты необходимо вклю-

читать также переработку методик технического обслуживания дизеля в эксплуатации с учетом модернизированной системы подачи топлива.

В то же время перспективным для модернизации управления подачей топлива тепловозных дизелей представляется использование идеи построения топливной аппаратуры по системе, получившей название PPN (насос-трубопровод-форсунка от англ. pump-pipe-nozzle)[3]. Система PPN разрабатывалась с целью увеличения давлений впрыскивания для повышения тонкости распыливания. У различных производителей встречаются различные названия такого принципа построения ТНВД. Так у известного крупносерийного изготовителя фирмы «Bosh» такая схема получила название UPS (от англ. Unit ramp system) [6]. Предполагается, что дизель с этой системой имеет отдельное устройство по регулированию угла опережения впрыскивания топлива.

По сравнению с общепринятой системой подачи топлива, использующей индивидуальные насосы, управление дозированием топлива через рейку и винтовую отсечную кромку было заменено клапаном, управляемым электромагнитом, который практически может определять начало и конец цикловой подачи [3, 6]. Управляемый электромаг-

нитом клапан, конструктивно расположен между форсункой и ТНВД. Плунжер насоса имеет форму правильного цилиндра без привода от рейки. Положение отсечных кромок плунжера относительно наполнительных и отсечных отверстий втулки плунжера не регулируется. Параметром включения электромагнита клапана является давление топлива, которое определяется кулачковым валом. Включение электромагнита клапана осуществляется через время, которое вычисляется по специальному алгоритму в ЭБУ системы автоматического регулирования частоты вращения. Таким образом происходит изменение цикловой подачи и регулирование частоты вращения дизеля.

После достижения необходимого давления топлива в надплунжерной полости на управляющий электромагнит подается импульс тока, в результате чего он открывает клапан и топливо из пространства над плунжером подается на форсунку через ТВД. При отсутствии тока в электромагните клапан перекрывает путь топливу к форсунке, определяя, таким образом, количество подаваемого топлива. Предъявляются требования к форме приводящих насосы кулачков.

Принцип работы такой системы иллюстрируется рис. 1.

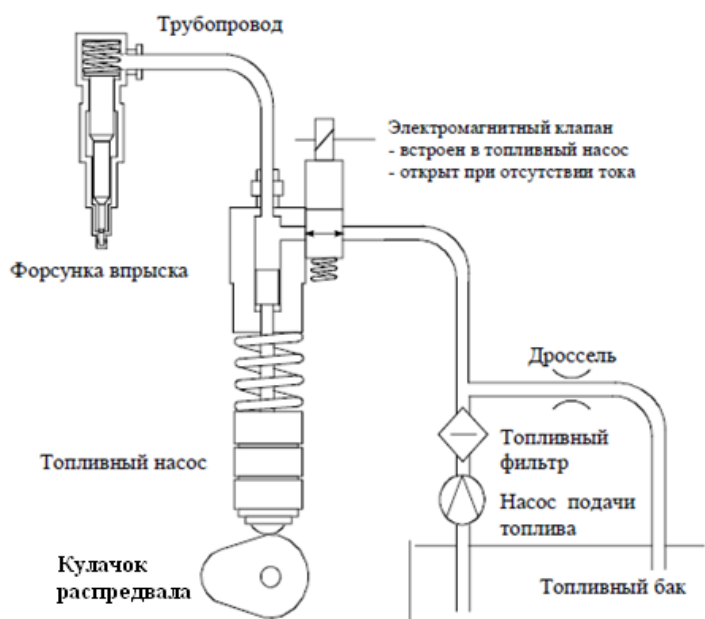


Рис. 1. Принцип работы системы PPN

Модернизация такой системой мощных Модернизация такой системой тепловозных дизелей в условиях эксплуатации требует создавать принципиально новые ТНВД, новый приводной кулачковый вал и, соответственно, проводить длительные опытно – конструкторские работы и многочисленные испытания (о чем упоминалось выше) [7].

В то же время необходимо отметить, что система типа PPN–UPS допускает ограниченное регулирование момента начала впрыскивания топлива в пределах прямого хода приводного кулачка распределительного вала. Распределительный вал механически связан с коленчатым валом дизеля, а значит, каждый приводной кулачок ТНВД имеет

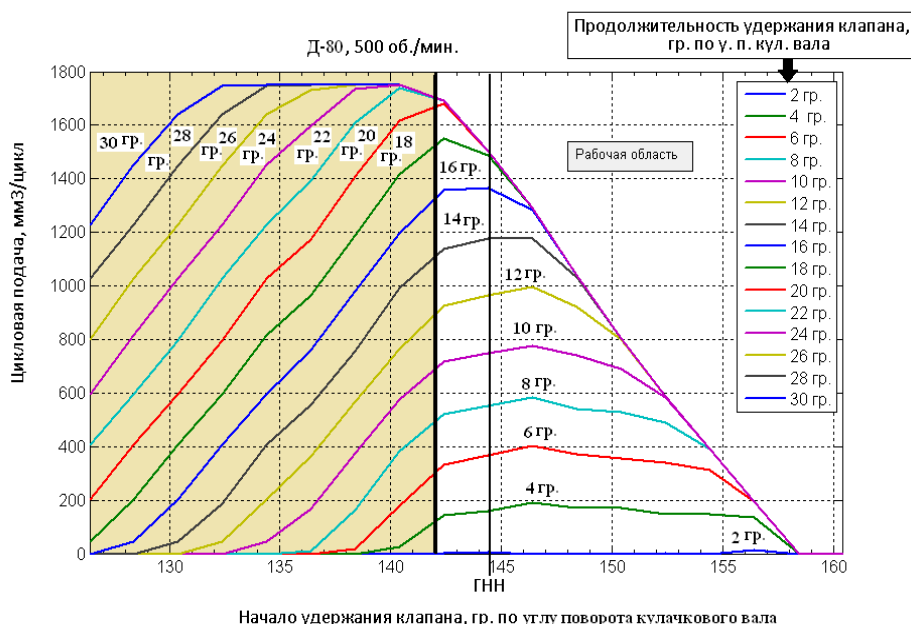
фиксированный геометрический угол по отношению к ВМТ соответствующего цилиндра. В случае использования для модернизации идеи работы системы типа PPN, данный угол может с помощью электрического управления клапаном уменьшаться в зависимости от частоты вращения и величины нагрузки. Для электрического управления необходимо установить на модернизируемом дизеле датчик ВМТ. Регулирование момента начала впрыска в пределах прямого хода приводного кулачка необходимо производить по сигналу с датчика ВМТ.

Модернизировать в этом случае необходимо лишь верхнюю часть корпуса ТНВД, в которую встраивается клапан, управляемый электромагнитом. Конструкция форсунки, плунжера, ТВД остаются без изменений, что немаловажно при серийном внедрении предлагаемого мероприятия. Для обеспечения максимального диапазона регулирования подачи топлива и момента начала впрыскивания необходимо управляющую рейку установить в положение максимальной подачи топлива. При таком техническом решении модернизация будет представлять комплекс работ по улучшению технико-экономических характеристик дизеля, находящегося в эксплуатации, путем замены штатных ТНВД на усовершенствованные и этот процесс можно совместить с плановым капитальным ремонтом.

Для оценки возможности регулирования угла опережения в предлагаемой конструкции было произведено моделирование процессов впрыска

ТНВД дизелей типа Д70(80) для частоты вращения приводного вала 500 мин^{-1} , результаты которого приведены на рис. 2. Расчеты выполнены с помощью подробной математической модели топливной аппаратуры указанного дизеля, разработанной на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» и описанной в [8]. Расчет выполнен через 2 гр. по углу поворота кулачкового вала для режима 500 мин^{-1} ТНВД. При заложенных в модель физических параметрах клапана и электромагнита продолжительность движения клапана составила примерно 2,4 гр. поворота кулачкового вала.

Как видно из рис. 2, имеет место существование так называемой *нерабочей области*, где угол начала нагнетания топлива не зависит от момента начала удержания управляющего клапана и всегда равен углу ГНН – моменту, когда закрывается наполнительное отверстие. В *рабочей области* наличие правой (наклонной) границы обусловлено открытием регулировочной кромкой плунжера отсечного отверстия. Таким образом, показана принципиальная возможность изменения угла опережения впрыскивания топлива путем изменения момента начала удержания клапана в пределах от 2...14 гр. поворота кулачкового вала в зависимости от нагрузки. Существование этих пределов объясняется наличием наполнительного и отсечного отверстий во втулке плунжера. Можно уверенно предположить, что и на частичных скоростных режимах полученная качественная картина зависимости не изменится.



ГНН – геометрическое начало нагнетания, обусловленное перекрытием плунжером наполнительного отверстия (герметизацией надплунжерной полости)

Рис.2. Результаты моделирования возможности регулирования угла опережения впрыскивания топлива

Экспериментальные данные по испытаниям насосов дизелей Д70(80), проведенные в лаборатории топливной аппаратуры ГП «Завод им. В.А. Малышева», подтвердили адекватность расчетов по предложенной математической модели, а, соответственно, и достоверность использования результатов моделирования для решаемой в статье задаче. Так, испытания экспериментального образца усовершенствованной системы с доработанным механическим ТНВД и микроконтроллерным управлением для одноцилиндровой секции тепловозного дизель-генератора продемонстрировали способность системы регулировать момент начала подачи топлива в функции нагрузки и частоты вращения в пределах прямого хода приводного кулачка. Диапазон регулирования электрическим способом составил до 10 гр. в сторону уменьшения от максимального фиксированного угла для номинального режима работы.

Следует заметить, что разработанные конструктивные элементы для доработки корпусных деталей ТНВД и управляющего электромагнита, позволяют выполнять все работы на мощностях украинских предприятий (в частности харьковских), что существенно повлияет на итоговую цену системы в случае ее внедрения в эксплуатацию. Модернизацию дизеля предлагаемой системой можно будет выполнить в период текущего планового ремонта, т.е. не выводя дизель (а соответственно, и транспортное средство) из эксплуатации. По предварительным оценкам экономическая эффективность составит до 10 % с учетом условий эксплуатации и реализации регулирования угла опережения в дизелях других назначений. Для сравнения – экономическая эффективность от внедрения электронного регулятора составляет 5...6 % [4].

Выводы

Предложенная концепция модернизации системы управления подачей топлива форсированного транспортного дизеля для обеспечения возможности регулирования угла опережения впрыскивания топлива показала свою работоспособность. Используя клапанное электромагнитное управление цикловой подачей, можно с помощью специального алгоритма регулировать момент начала подачи в зависимости от нагрузки и частоты вращения дизеля в пределах 2...14 гр. поворота кулачкового вала.

Список литературы:

1. Казачков Р.В. Проектирование топливных систем высокого давления: учебное пособие.- Харьков: ХГПУ,

1994.- 308 с. 2. Горбаченко В.К. Электронные системы управления подачей топлива в дизелях: обзорная информация./ В.К. Горбаченко, В.В. Курманов, М.В. Мазинг - М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1989. – 52 с. 3. Система управления для систем электронно-управляемой подачи топлива PPN – PNU – CR. Версия MVC 01 – 10/20: руководство MV 99 002-rus / 04-03. - HEINZMANN GmbH, Schönau (Schwarzwald) Germany, 2003. – 55 с. 4. Богаевский А.Б. Оценка возможности снижения расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза за счет совершенствования управления/ А.Б. Богаевский, А.Н. Борисенко, М.С. Войтенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. - № 1. – С. 105 - 109. 5. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. – М.: Машиностроение, 1978. – 472 с. 6. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. – М.: «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с. 7. DSTU ГОСТ 15.001:2009. Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно - технического назначения. Издательство «Стандарты», Москва, 1988 г. – 8 с. 8. Прохоренко А.О. Научные принципы разработки систем управления дизелей с электрогидравлической топливной аппаратурой: Дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 /Прохоренко Андрій Олексійович; НТУ „ХПІ”. – Харків, 2013. –317с.

Bibliography (transliterated):

1. Kazachkov, R.V. (1994), *Designing of high-pressure fuel systems: a teaching aid aid [Proyektirovaniye toplivnykh sistem vysokogo davleniya: uchebnoye posobiye]*, KhGPU, Kharkov, 308 p. 2. Gorbachenko, V.K., Kurmanov, V.V., Mazing, M.V. (1989), *Electronic control systems for fuel supply in diesel engines: overview information [Elektronnyye sistemy upravleniya podachey topliva v dizelyakh: obzornaya informatsiya]*, TSNIITEIavtoprom, Moscow, 52 p. 3. (2003), *Control system for electronically controlled fuel supply systems PPN-PNU-CR. Version MVC 01 - 10/20: manual MV 99 002-eng / 04-03 [Sistema upravleniya dlya sis-tem elektronno-upravlyayemoy podachi topliva PPN – PNU – CR. Versiya MVC 01 – 10/20: rukovodstvo MV 99 002-rus / 04-03]*, HEINZMANN GmbH, Schönau (Schwarzwald) Germany, 55 p. 4. Bogayevsky, A.B., Borisenko, A.N., Voitenko, M.S. (2013), *Estimation of the possibility of reducing the fuel consumption of the diesel generator of the shunting locomotive by improving the management [Otsenka vozmozhnosti snizheniya raskhoda topliva dizel' – generatora manevrovogo teplovoza za schet sovershenstvovaniya upravleniya]*, Internal combustion Engines, Kharkiv, NTU "KhPI", No 1, pp. 105-109. 5. Krutov, V.I. (1978), *Internal combustion engine as an adjustable object [Dvigatel' vnutrennego sgoraniya kak reguliruyemyy ob'ekt]*, Mechanical Engineering, Moscow, 472 p. 6. (2004), *Control systems for diesel engines. Trans. from ger. [Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatelyami. Per. s nem.]*, "KZHI" Behind the wheel", 2004, 480 p. 7. DSTU GOST 15.001:2009. *System of development and production for production. Products of industrial and technical designation [Sistema razrabotki i postanovki produktsii na proizvodstvo. Produktsiya proizvodstvenno - tekhnicheskogo naznacheniya]*. Publishing house "Standards", Moscow, 1988 - 8 p. 8. Prokhorenko, A.O. (2013), *Scientific principles of development of control systems of diesel engines with electrohydraulic fuel equipment: Dis. Doct. Tech. Sciences: 05.05.03 [Nauchnyye printsipy razrabotki sistem upravleniya dizelei s elektrogidravlicheskoj toplivnoy apparaturoy: Dis. ... dokt. tekhn. nauk: 05.05.03]*, Kharkiv, NTU "KhPI", 317 p.

Поступила в редакцию 26.06.2017г.

Богаевский Александр Борисович – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры автомобильной электроники Харьковского Национального Автомобильно-Дорожного Университета, Харьков, Украина, e-mail: bogayevski.a@gmail.com.

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, проф., проф. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального Технического Университета „Харьковский Политехнический Институт”, Харьков, Украина, e-mail: ap.kharkiv@ukr.net.

УПРАВЛІННЯ КУТОМ ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА ТЕПЛОВИЗНОГО
ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

О.Б. Богасєвський, А.О. Прохоренко

Виконано теоретичне обґрунтування підходу до модернізації системи управління подачею палива потужного транспортного дизель – генератора в умовах експлуатації з мінімальними витратами і здійснена оцінка можливості регулювання кута випередження подачі палива при реалізації цього підходу. Основа способу – доопрацювання штатного механічного паливного насоса високого тиску регулюючим клапаном, який управляється електромагнітом. З'являється можливість обмеженого управління моментом початку подачі палива в залежності від частоти обертання і навантаження. Регулювання здійснюється в межах прямого ходу привідного кулачка розподільного валу за сигналом від датчика верхньої мертвої точки. Виконана теоретична оцінка можливого діапазону регулювання кута випередження. Витрати на впровадження зведені до мінімуму, очікувана економія палива в експлуатації складе до 10 %.

OPERATING ANGLE OF FUEL INJECTION OF LOCOMOTIVE TRANSPORT DIESEL GENERATOR

A.B. Bogayevsky, A.O. Prokhorenko

The theoretical substantiation of the approach to the modernization of the fuel supply control system of a locomotive transport diesel, which is in operation with minimal costs and an estimation of the possibility of adjusting the injection advance angle is realized while the implementation of this approach. The basis of the method is the completion of a regular high-pressure mechanical fuel pump with a control valve, which is controlled by an electromagnet. There is the possibility of limited control of the timing of the start of fuel delivery, depending on the speed and load. The adjustment is carried out within the forward travel of the cam of the camshaft by the signal from the top dead center sensor. A theoretical estimate of the possible range of advance angle control has been performed. The expected costs are minimized, the expected fuel economy in operation will be up to 10%.

УДК 621.431

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.02

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, Н.И. Радченко, А.А. Андреев

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ПОТЕНЦИАЛА СУДОВОГО
МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА
ЭЖЕКТОРНЫМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Проанализирована эффективность охлаждения циклового воздуха (воздуха на входе турбокомпрессора и наддувочного воздуха во впускном ресивере) судового малооборотного дизеля путем трансформации в холод теплоты горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха, и расходующей на теплофикационные нужды в прохладные периоды эксплуатации судна. Показано, что из-за низкой эффективности трансформации теплоты горячей воды в холод хладонной эжекторной холодильной машиной, в свою очередь обусловленной недостаточно высоким ее тепловым потенциалом (температура воды около 90 °С), глубина охлаждения циклового воздуха и, следовательно, получаемый эффект в виде сокращения потребления топлива, намного меньше потенциально возможной их величины для климатических условий эксплуатации. Это требует дополнительных источников теплоты либо применения более эффективных термотрансформаторов, в частности, абсорбционного типа.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Ухудшение топливной эффективности судовых МОД с повышением температуры циклового воздуха (на входе турбокомпрессора (ТК) и наддувочного воздуха во впускном ресивере) [1, 2] привело к поиску путей его охлаждения при высоких температурах наружного воздуха и охлаждающей забортной воды, в частности, теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ) [3, 4].

Цель исследования – оценка топливной эффективности и глубины охлаждения циклового воздуха судового МОД путем трансформации в холод его теплофикационного потенциала в виде

горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в соответствии с климатическими условиями эксплуатации судна на рейсовой линии.

Анализ полученных результатов

Схема типовой системы использования теплоты наддувочного воздуха судового МОД для нагрева питательной воды утилизационного котла (УК) и подачи горячей воды с температурой около 90 °С к судовым потребителям на теплофикационные нужды приведена на рис. 1. Проанализирована эффективность охлаждения циклового воздуха такого МОД когенерационного типа путем использования располагаемого теплового потенциала в виде теплоты горячей воды с температурой около 90 °С. При этом отдельно исследована эффективность охлаждения воздуха на

входе ТК МОД за счет использования теплоты, отведенной от выпускных газов в УК, а для наддувочного воздуха – его теплоты, отведенной в высокотемпературной секции охладителя наддувочного воздуха ОНВ_{ВТ} на нагрев питательной воды УК.

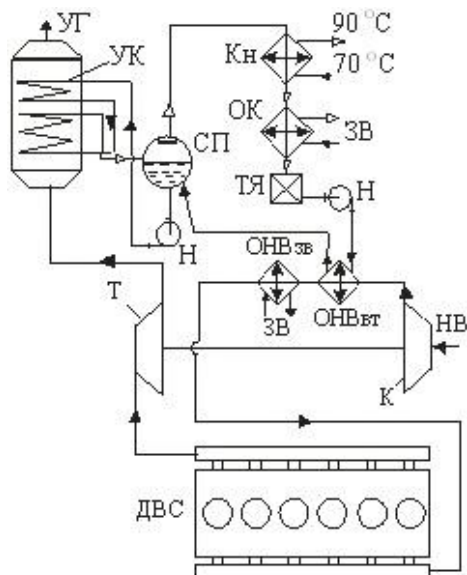


Рис. 1. Схема типовой системы использования теплоты наддувочного воздуха когенерационного МОД для нагрева питательной воды УК и подачи горячей воды с температурой $t_2 \approx 90^\circ\text{C}$ к судовым потребителям: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ_{ВТ} – высокотемпературная (когенерационная) ступень ОНВ; ОНВ_{ЗВ} – ступень охлаждения забортной водой; СП – сепаратор пара; Кн – конденсатор водяного пара; Кн – конденсатор пара-нагреватель воды; ОК – охладитель конденсата забортной водой; ТЯ – теплый ящик; Н – насос; УГ – уходящие газы; НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода

После использования теплоты горячей воды на теплофикационные нужды от конденсатора Кн отводится конденсат с температурой около 70°C , который охлаждается забортной водой до температуры $50...60^\circ\text{C}$ в охладителе конденсата ОК, после чего поступает в теплый ящик ТЯ. Конденсат, он же питательная вода УК, подают насосом из ТЯ сначала в ОНВ_{ВТ}, где он нагревается до температуры примерно 90°C за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха, после чего – в сепаратор пара УК.

Конструктивно наиболее простой является теплоиспользующая хладоновая эжекторная холодильная машина (ЭХМ). Однако эффективность трансформации сбросной теплоты в холод в ЭХМ невысокая: их тепловой коэффициент $\zeta =$

$0,20...0,35$ [3, 4], где $\zeta = Q_0 / Q_\Gamma$, Q_0 – холодопроизводительность, Q_Γ – затраченная теплота выпускных газов, наддувочного воздуха.

Невысокий температурный уровень горячей воды ($t_r \approx 90^\circ\text{C}$), служащей источником теплоты для ЭХМ, обуславливает весьма низкие тепловые коэффициенты $\zeta \approx 0,2$ (при температуре кипения хладона R142b в холодильном контуре охлаждения циклового воздуха $t_0 = 5^\circ\text{C}$). Это требует повышенных затрат теплоты $Q_{\Gamma,р}$, отводимой от выпускных газов или наддувочного воздуха.

Расчеты располагаемой теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха, с одной стороны, и теплоты, требуемой для охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха во впускном ресивере в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, с другой стороны, выполнены для контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-Т1 корпорации MAN B&W [2] (мощность $N_e = 12,4$ МВт) на рейсовой линии Одесса-Йокогама. Изменение температуры $t_{НВ}$, относительной влажности $\phi_{НВ}$ и влагосодержания d наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{ЗВ}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведено на рис. 2.

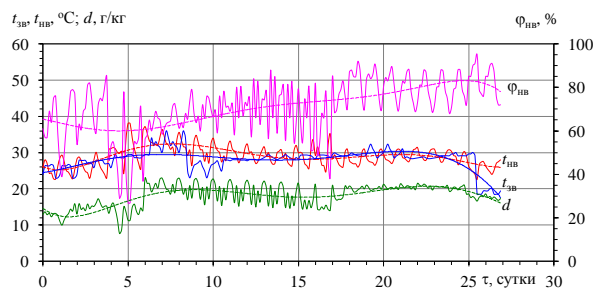


Рис. 2. Изменение температуры $t_{НВ}$, относительной влажности $\phi_{НВ}$, влагосодержания d наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{ЗВ}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

При изменении в течение рейса климатических условий меняется тепловая нагрузка системы охлаждения, т.е. требуемая для охлаждения воздуха холодопроизводительность Q_0 , а также соответствующие затраты теплоты Q_Γ , трансформируемой в холод в ТХМ: $Q_\Gamma = Q_0 / \zeta$.

С учетом температурных напоров в теплообменниках промежуточных контуров водяного охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха за потенциально возможную принимают глубину охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ и наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ (при $t_0 = 5^\circ\text{C}$).

Значения холодопроизводительности $Q_{0,15}$, требуемой для охлаждения воздуха на входе МОД от текущей температуры в машинном отделении $t_{в1}$ ($t_{в1} = t_{нв} + 10^\circ\text{C}$) до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в15}$, реального снижения температуры воздуха в ЭХМ $\Delta t_{в(0,2)}$ до $t_{в2р}$ за счет располагаемой холодопроизводительности $Q_{0р(0,2)}$ исходя из теплоты выпускных газов Q_r и ее трансформации в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,2$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), дефицита холода $\Delta Q_{0р(0,2)д} = Q_{0,15} - Q_{0р(0,2)}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009), приведены на рис. 3.

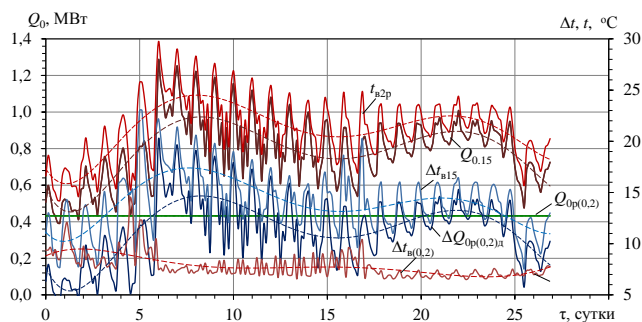


Рис. 3. Холодопроизводительности, требуемая $Q_{0,15}$ для охлаждения воздуха на входе до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в15}$, располагаемая $Q_{0р(0,2)}$ (исходя из теплоты выпускных газов) и соответствующее снижение температуры воздуха в ЭХМ $\Delta t_{в(0,2)}$ до $t_{в2р}$, дефицит холодопроизводительности $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ в течении рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Как видно, дефицит холода $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ составляет практически половину его требуемых затрат $Q_{0,15}$ для охлаждения воздуха до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$. В результате реальное снижение температуры воздуха в ЭХМ на входе МОД $\Delta t_{в(0,2)} = 7...10^\circ\text{C}$ при потенциальном $\Delta t_{в15} = 15...20^\circ\text{C}$.

Дефицит холодопроизводительности $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ по сравнению с ее требуемой величиной для охлаждения воздуха до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ обусловлен двумя факторами: недостаточной теплотой выпускных газов Q_r и низкой эффективностью ее трансформации в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,2$) по сравнению с требуемой ζ (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что для охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ трансформацией располагаемой теплоты выпускных газов Q_r требуются ТХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,45...0,55$, свойственным АБХМ, или же дополнительные источники теплоты, в частности, наддувочного воздуха.

Количество располагаемой теплоты наддувочного воздуха зависит от глубины ее утилизации, определяемой температурой воздуха t_{r2} на выходе

из высокотемпературной-теплоиспользующей ступени охлаждения (после ТК), ОНВ_{ВТ}: $Q_{г,р} = G_{в} c_{в} (t_{r1} - t_{r2})$, где t_{r1} – температура воздуха после наддувочного турбокомпрессора (ТК), т.е. на входе в ОНВ_{ВТ}, $G_{в}$ – расход воздуха. В работе [4] показано, что в диапазоне температур $t_{r2} = 110...140^\circ\text{C}$ габариты трехступенчатого ОНВ, включая дополнительную низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ}, охлаждаемую за счет холода, получаемого в ТХМ, оказываются весьма близкими таковым для двухступенчатого ОНВ с отводом теплоты наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} на нагрев питательной воды УК (рис. 1).

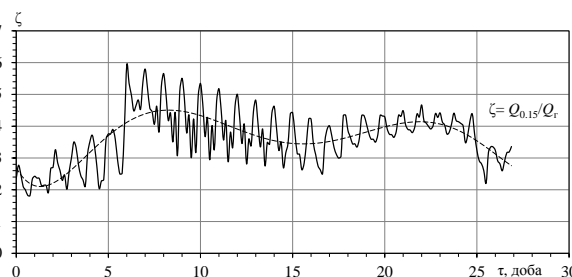


Рис. 4. Текущие значения теплового коэффициента ТХМ ζ , требуемые для охлаждения воздуха на входе МОД до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ трансформацией теплоты выпускных газов Q_r в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Минимальная температура охлажденного воздуха на выходе ОНВ_{НТ} (при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и с учетом температурных напоров в теплообменниках) $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ [4]. По величине снижения температуры $\Delta t_{в}$ воздуха, охлажденного в ОНВ_{НТ} до температуры $t_{в2}$ по сравнению с температурой воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ОНВ_{зв} забортной водой: $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$, можно судить об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ по сравнению с его традиционным охлаждением забортной водой.

Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в22}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0р(0,2)}$, исходя из теплоты наддувочного воздуха и ее трансформации в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,2$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), дефицита холода $\Delta Q_{0р(0,2)д} = Q_{0,22} - Q_{0р(0,2)}$ и снижения температуры воздуха в ЭХМ $\Delta t_{в(0,2)}$ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{r2} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009), приведены на рис. 5.

Из-за низкой эффективности трансформации теплоты наддувочного воздуха в ЭХМ ($\zeta = 0,2$) имеют место значительный дефицит холодопроизводительности $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ (30...40 % по сравнению с $Q_{0,22}$) и, соответственно, меньшее сниже-

ние его температуры $\Delta t_{в,р(0,2)}$ по сравнению с потенциально возможной величиной $\Delta t_{в22}$.

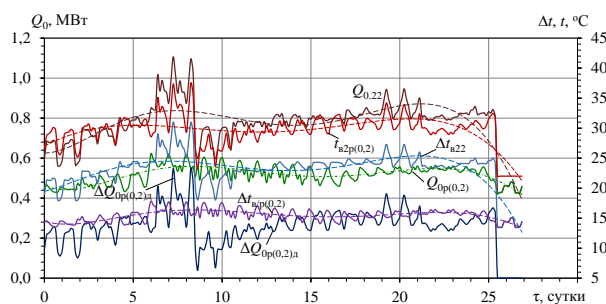


Рис. 5. Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в22}$, располагаемой холодопроизводительности ЭХМ (при $\zeta = 0,2$) $Q_{р(0,2)}$, исходя из теплоты наддувочного воздуха и соответствующего снижения температуры воздуха $\Delta t_{в(0,2)}$ до $t_{в2р}$, дефицита холода $\Delta Q_{р(0,2)д}$ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{22} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Текущие значения теплового коэффициента ТХМ ζ , необходимые для охлаждения наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ с соответствующими затратами холода $Q_{0,22}$ трансформацией теплоты наддувочного воздуха Q_r при его температуре на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{r2} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009), приведены на рис. 6.

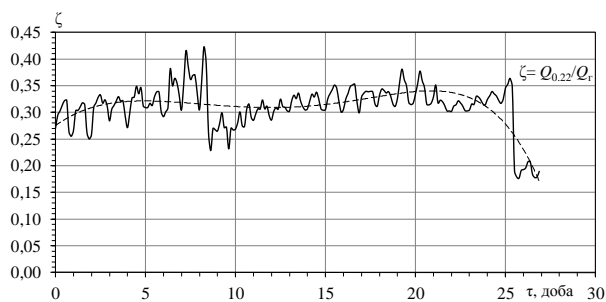


Рис. 6. Текущие значения теплового коэффициента ТХМ ζ , необходимые для охлаждения наддувочного воздуха МОД до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ с соответствующими затратами холода $Q_{0,22}$ трансформацией располагаемой теплоты наддувочного воздуха Q_r в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Из рис. 6 видно, что для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ с соответствующими затратами холода $Q_{0,22}$ трансформацией теплоты наддувочного воздуха Q_r требуется ТХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,35...0,45$, свойственным АБХМ, или же дополнительные ис-

точники теплоты, в частности, охлаждающей двигатель воды.

При использовании же ЭХМ низкая эффективность трансформации теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в холод ($\zeta = 0,2$) существенно уменьшает эффект от охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха по сравнению с потенциально возможным сокращением удельного Δb_e и часового B_r расходов топлива МОД 6S60MC6.1-TI в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) (рис. 7).

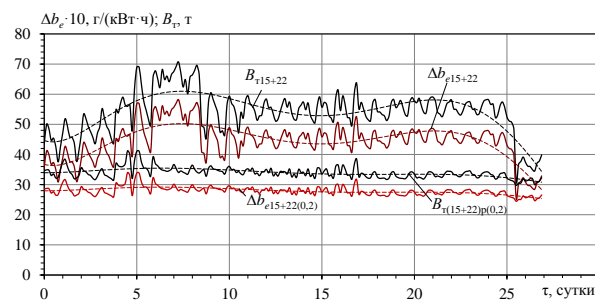


Рис. 7. Текущие значения сокращения удельного $\Delta b_{е,р(0,2)}$ и часового $B_{r,р(0,2)}$ расходов топлива за счет охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха трансформацией теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в ЭХМ ($\zeta = 0,2$) для МОД 6S60MC6.1-TI, а также потенциально возможные их значения $\Delta b_{е22}$ и B_{m22} при охлаждении воздуха на входе до 15°C наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{22} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Таким образом, из-за низкой эффективности трансформации теплоты в ЭХМ ($\zeta = 0,2$), обусловленной, в свою очередь, недостаточно высокой температурой горячей воды ($t_r \approx 90^\circ\text{C}$), расходуемой в холодное время на теплофикационные нужды и служащей источником теплоты для ЭХМ, имеет место на 30...40 % меньшее сокращение расхода топлива по сравнению с потенциально возможным для климатических условий эксплуатации на рейсовой линии.

Заключение

Проанализирована эффективность охлаждения циклового воздуха судового МОД путем трансформации в холод теплоты горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха и обычно расходуемой на теплофикационные нужды в прохладные периоды эксплуатации судна.

Показано, что из-за недостаточно высокого теплового потенциала воды (температура около 90°C) эффективность трансформации ее теплоты в

холод хладоновой эжекторной холодильной машиной также невысокая (тепловой коэффициент $\zeta = 0,2$) и получаемый за счет охлаждения эффект в виде сокращения удельного расхода топлива для МОД 6S60MC6.1-TI составляет 2,5...3,0 г/(кВт·ч), что 30...40 % меньше потенциально возможной величины для климатических условий эксплуатации на рейсовой линии Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009).

Определены текущие значения тепловых коэффициентов трансформации теплоты выпускных газов ($\zeta = 0,45...0,55$) и наддувочного воздуха ($\zeta = 0,35...0,45$) теплоиспользующими холодильными машинами, необходимые для охлаждения воздуха на входе турбокомпрессора и наддувочного воздуха МОД до потенциально возможной низкой температуры 15...22 °С путем использования соответственно теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха для климатических условий эксплуатации в конкретном рейсе.

Список литературы:

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p. 2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Die-

sel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 3. Радченко, Р.Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] / Р.Н. Радченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 5 (112). – С. 104–108. 4. Радченко, Р.Н. Эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 1. – С. 10–13.

Bibliography (transliterated):

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines (2010), MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 17 p. 2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines (2010), Copenhagen, Denmark: MAN Diesel, 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 3. Radchenko, R.N. (2014), "Analysis of alternative variants of low speed diesel cyclic air chilling on transport ship", *Aerospace Technic and Technology* ["Analiz alternativnyh variantov ohlazhdeniya ciklovogo vozduha malooborotnogo dizelya transportnogo sudna", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*], № 5/112, pp. 104-108. 4. Radchenko, R.N., Bogdanov, N.S. (2016), "Efficiency of heat transformation in three stage scavenge air cooling system of marine low speed diesel", *Internal Combustion Engines*, ["Effektivnost transformacii teploty v tryohstupenchatoy sisteme ohlazhdeniya nadduvochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya", *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*], № 1, pp. 10–13. doi: 10.20998/0419-8719.2016.1/02.

Поступила в редакцию 02.06.2017 г.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

Николай Семенович Богданов – аспирант Национального университета "Одесская морская академия"

Радченко Николай Иванович – доктор техн. наук, проф., зав. кафедрой кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

Андреев Андрей Адольфович – канд. техн. наук, доц. Херсонского филиала Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Херсон, Украина.

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ЕЖЕКТОРНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Р.М. Радченко, М.С. Богданов, М.І. Радченко, А.А. Андреев

Проаналізована ефективність охолодження циклового повітря (повітря на вході турбокомпрессора та наддувного повітря у впускному ресивері) судового малооборотного дизеля шляхом трансформації в холод теплоти гарячої води, яку отримують за рахунок теплоти выпускних газів і наддувного повітря і яка витрачається на теплофікаційні потреби у прохолодні періоди експлуатації судна. Показано, що через низьку ефективність трансформації теплоти гарячої води в холод хладоною ежекторною холодильною машиною, в свою чергу зумовлену недостатньо високим її тепловим потенціалом (температура води близько 90 °С), глибина охолодження циклового повітря і, відповідно, ефект, який отримують у вигляді скорочення споживання палива, набагато менше, потенційно можливої їх величини для кліматичних умов експлуатації. Це потребує додаткових джерел теплоти або застосування більш ефективних термотрансформаторів, зокрема абсорбційного типу.

REALIZATION OF HEAT SUPPLY POTENTIAL OF MARINE LOW SPEED DIESEL BY ABSORPTION LITHIUMBROMIDE THERMOTRANSFORMER FOR COOLING OF CYCLIC AIR

R.N. Radchenko, N.S. Bohdanov, N.I. Radchenko, A.A. Andreev

The heat potential of hot water produced by the heat of exhaust gas and scavenge air of marine low speed diesel and spent for heating demands during cool periods of the ship performance has been analyzed. Its use by absorption of lithiumbromide chiller for diesel engine of cyclic air (a turbocharger intake air and a scavenge air in the inlet receiver cooling) has been investigated. It has been shown that due to a high efficiency of hot water heat transformation by absorption lithiumbromide chiller a maximal fuel saving potentially possible for climatic conditions of ship performance on rout line is provided as a result of diesel cyclic air deep cooling.

Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, И.В. Грицук, Т.П. Белоусова

ОРГАНИЗАЦИЯ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Малооборотные дизели составляют основу современной судовой энергетики, однако ужесточение экологических норм и рост цен на нефтяные топлива заставили их производителей направить свои усилия на разработку газодизельных МОД. В силу конструктивных особенностей в данных двигателях может быть использовано только внутренне смесеобразование, при котором газовое топливо поступает в рабочий цилиндр сразу после закрытия органов газораспределения (двигатели фирмы Wärtsilä) или непосредственно перед приходом поршня в ВМТ (двигатели фирмы MAN). Оба эти способа имеют свои преимущества и недостатки. Поиску новых технических решений, позволяющих объединить преимущества и устранить недостатки, присущие обеим схемам организации внутреннего смесеобразования, посвящена данная статья.

Введение

Рост цен на нефть и ужесточение требований, связанных с экологическими показателями судовых двигателей, привели к тому, что основные производители сегодня рассматривают возможность перевода малооборотных двухтактных крейцкопфных двигателей (МОД) на газовые топлива.

В качестве наиболее перспективного топлива, позволяющего одновременно снизить стоимость перевозок, и количество вредных выбросов, является природный газ [1], а его использование рассматривается как перспективное направление для всех типов судов [1, 3].

Специфические условия работы судов наложили свои отпечатки на развитие топливных систем судовых двигателей, работающих на газе. В первую очередь это связано с необходимостью сохранить возможность работы двигателя на жидких топливах. Исходя из этого, основная масса судовых двигателей создается сегодня двухтопливными (dual-fuel (DF)), то есть способными работать на газовом, жидком топливе или на обоих топливах одновременно в различных пропорциях [1-7].

Анализ состояния проблемы приготовления газоз-воздушной смеси в двухтактных МОД

У двухтактных двигателей воздух, перед поступлением в рабочий цилиндр, заполняет подпоршневую полость, имеющую достаточно большой объем. Это не позволяет организовать в них внешнее смесеобразование, так как в этом случае увеличивается опасность взрыва в подпоршневом пространстве. Поэтому в современных двухтактных двигателях используется внутреннее смесеобразование, при котором газовое топливо (ГТ) подается в рабочий цилиндр после закрытия газораспределительных органов.

На сегодня к внутреннему смесеобразованию существует два основных подхода:

- газ подается в рабочий цилиндр сразу после закрытия выпускного клапана в начальной стадии

такта сжатия под относительно небольшим давлением, благодаря чему такие системы получили название – *систем питания низкого давления* [1-3];

- газ подается в камеру сгорания вместе с запальным топливом в конце такта сжатия под высоким давлением, поэтому такие системы получили название *систем питания высокого давления* или *прямого впрыска газа* [4].

В настоящее время, к опытной эксплуатации двухтактных малооборотных двигателей с системами низкого давления приступила фирма Wärtsilä. Системами высокого давления оборудуются малооборотные газодизельные двигатели фирмы MAN. Каждая из систем имеет свои преимущества и недостатки, которые в значительной мере определяют область их использования.

К числу преимуществ систем низкого давления можно отнести [8]:

- хорошее перемешивание газоз-воздушной смеси в ходе процесса сжатия;

- использование минимальной порции запального топлива для поджога газоз-воздушной смеси;

- подача газа в рабочий цилиндр под относительно низким давлением, что позволяет снизить вероятность утечек, упростить топливную систему, повысить безопасность ее использования;

- для подачи ГТ можно использовать более дешевые и надежные винтовые или центробежные компрессоры.

Недостатки систем низкого давления [8]:

- возможность появления детонации, и, как следствие, высокие требования к качеству ГТ;

- неизбежное просачивание газоз-воздушной смеси через поршневые кольца в подпоршневое пространство на такте сжатия, а так же вероятность попадания газа в подпоршневое пространство в случае повреждения газового клапана;

- ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ на уровне 80% от номинала, замедленная реакция на изменение нагрузки.

Преимущество систем прямого впрыска [8]:

- при подаче ГТ непосредственно в камеру сгорания, можно полностью исключить возникновение детонации, поэтому, отсутствуют какие либо ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ, да и требования к качеству ГТ менее жесткие;

- исключено попадание ГТ в подпоршневое пространство;

Недостатки систем прямого впрыска [8]:

- использование газа под высоким давлением усложняет топливную систему, повышает требования к ее безопасности;

- большой расход жидкого топлива на запальное зажигание газо-воздушной смеси;

- для сжатия природного газа необходимо использование многоступенчатых компрессоров, что повышает энергетические затраты установки.

Приведенный выше анализ позволяет сделать вывод, что очевидно существуют промежуточные решения, связанные с подачей газового топлива в рабочий цилиндр на разных участках процесса сжатия. При этом смещение процесса смесеобразования относительно процесса сжатия может позволить избавиться от недостатков, присущих системам низкого давления и снизить роль, недостатков присущих системам высокого давления.

Пути решения проблемы

Исследование процессов подачи ГТ на такте сжатия малооборотного двигателя.

В основу исследования легло предположение, что использование среднего давления для подачи газа в рабочий цилиндр позволит, с одной стороны, уменьшить затраты на сжатие газового топлива, с другой стороны – сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее воспламенения, что позволит уменьшить вероятность возникновения детонации, прорыва газо-воздушной смеси в подпоршневое пространство.

Для анализа возможности смесеобразования на различных участках процесса сжатия авторами была разработана расчетная модель, позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения. Основной особенностью модели является необходимость учитывать протекание смесеобразования в условиях меняющегося в процессе сжатия противодавления. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе RT-flex50DF. В таблице 1 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа, использованные при моделировании.

Массовый расход газового топлива определялся из выражения:

$$m = \frac{f}{v_1} \beta_k^{\frac{1}{k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \beta_k^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где f – проходное сечение соплового отверстия для подачи газа в рабочий цилиндр;

v_1 – удельный вес газового топлива;

β_k – критическое отношение давлений:

$$\beta_k = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

k – показатель адиабаты ГТ;

p_1 – давление газа перед модулем подачи ГТ.

Таблица 1. Исходные данные для расчетов

Параметр	Значение	Ед. изм.
Цилиндровая мощность двигателя	1620	кВт
Частота вращения двигателя	124	мин ⁻¹
Коэффициент запаса давления ГТ на участке подачи	1,2	
Часовой расход газового топлива	256,6	кг/ч
Плотность ГТ при начальном давлении	0,656	кг/м ³
Кол. газовых клапанов на цилиндр	2	шт.
Проходное сечение газовых клапанов	0,000	м ²
КПД компрессора	0,650	
Газовая постоянная ГТ	783	кДж/(кг К)
Удельный объем ГТ	0,054	м ³ /кг
Удельная изобарная теплоемкость ГТ	2483	кДж/(кг К)
Удельная изохорная теплоемкость ГТ	1700	кДж/(кг К)
Начальный объем ГТ при атм. давлении	391,2	м ³
Цикловая порция ГТ, массовая	0,034	кг

Кривая давления сжатия в координатах pV и $p\phi$ определялась расчетным путем. Далее, с шагом в 0,5 градуса п.к.в. определялся массовый расход ГТ на каждом участке и время открытия газового клапана, необходимое для подачи в рабочий цилиндр заданной цикловой порции топлива.

В результате моделирования было исследовано десять вариантов подачи ГТ в процессе сжатия (кривые 1-10, рис. 1). При этом принималось, что для обеспечения надежного поступления ГТ в рабочий цилиндр давление перед газовым клапаном должно на $\approx 20\%$ превышать максимальное давление в цилиндре на момент прекращения подачи. На рис. 1 линия 2 соответствует режиму подачи ГТ, характерному для газодизельного двигателя RT-flex50DF с подачей газа под давлением 1,6 МПа, а линия 10 – режиму подачи в двигателях с прямым впрыском ГТ под давлением 20 МПа.

Полученные для этих случаев углы начала и конца подачи ГТ в целом совпадают с данными двигателей, в которых такие способы смесеобразования реализованы на сегодняшний момент.

На рис. 2 представлены расчетные кривые изменения массового расхода ГТ на рассмотренных участках.

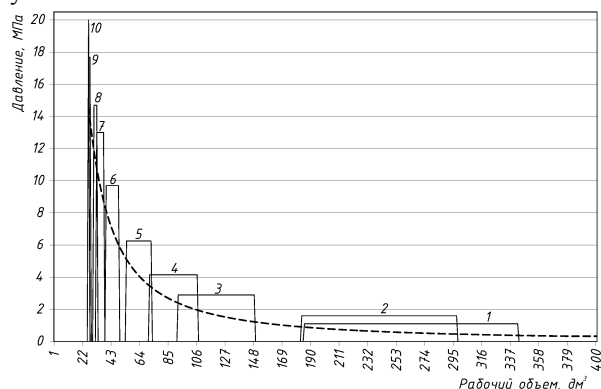


Рис. 1. Варианты подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках: 1-10 – под давлением 1,1; 1,6; 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа, соответственно; — — — линия сжатия в координатах pV

Из представленных графиков видно, что при подаче ГТ в начале процесса сжатия, сразу после закрытия органов газораспределения, принятый запас по давлению обеспечивает истечение газа из соплового канала газового клапана с критической скоростью. В результате этого на начальных этапах подачи газа, его расход через сопловое отверстие остается постоянным. Особенно это хорошо видно для случая, моделирующего процесс подачи ГТ в двигатель при давлении 1,6 МПа, характерном для двигателя RT-flex50DF (кривая 2).

В этом случае на протяжении всего процесса подачи ГТ скорость его поступления остается критической и расход постоянной величиной, которая не зависит от давления в цилиндре.

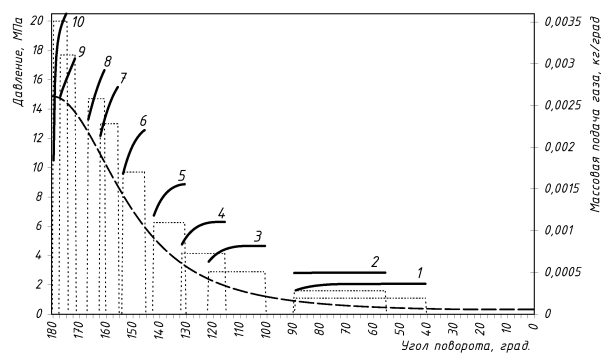


Рис. 2. Изменение массовой подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках 1-10 – под давлением 1,1; 1,6 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа, соответственно; — — — линия сжатия в координатах $p\varphi$; — — — линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана

Смещение процесса топливоподачи в сторону ВМТ приводит к увеличению противодействия, в результате чего истечение ГТ из соплового отверстия переходит из докритической в докритическую область. В результате этого расход топлива с ростом давления в рабочем цилиндре уменьшается. Из рис. 2 видно, что при давлении перед газовым клапаном 6,25 МПа (кривая 5), истечение ГТ происходит только в докритической области. Это усложняет алгоритм управления газовым клапаном, поскольку требуется корректировка угла его закрытия с учетом переменного характера подачи.

Из рис. 3 видно, что с увеличением давления перед газовым клапаном, затраты на сжатие ГТ возрастают с 2,5% от мощности цилиндра при давлении 1,1 МПа до 9,7% при давлении 20 МПа. При этом время открытия клапана сокращается на порядок с 0,066 до 0,0064 с, что повышает требования к его быстродействию.

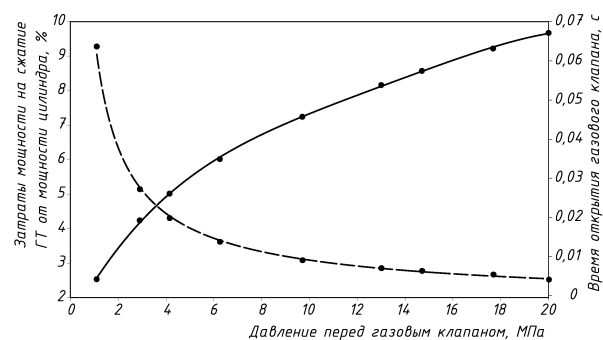


Рис. 3. Относительные затраты мощности на сжатие ГТ перед подачей его в цилиндр двигателя (—) на такте сжатия и время открытия газового клапана как функция давления перед ним (— — —)

Проведенный анализ позволяет предположить, что вполне рациональным с точки зрения практической реализации может быть вариант смесеобразования, при котором ГТ подается в рабочий цилиндр под давлением 4,15 МПа на участке 115-132° п.к.в. В этом случае на момент открытия газового клапана поршень пройдет более 73% своего хода (рис. 1). В результате значительно сократится время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее поджига, что позволит значительно уменьшить вероятность возникновения детонационного сгорания. Количество газо-воздушной смеси, проникающей в подпоршневую полость через неплотности поршневых колец тоже уменьшится, в результате чего вероятность взрыва в подпоршневом пространстве сократится.

Затраты энергии на сжатие газа до давления около 3,5...4,5 МПа составят примерно 5% от мощности цилиндра, однако это почти в два раза ниже,

чем для двигателей с подачей топлива под давлением 20 МПа (9,67%).

Выводы

Подвод ГТ к газовому клапану под средним давлением в (пределах 4 МПа) позволяет перенести участок формирования в рабочем цилиндре газовой смеси ближе к концу сжатия, когда поршень пройдет более 70% своего хода. В результате время пребывания газовой смеси в рабочем цилиндре сократится, что приведет к снижению вероятности возникновения детонации и попадания ГТ в подпоршневое пространство. Это позволит при использовании ГТ эксплуатировать двигатель на режимах полной эксплуатационной мощности, что не может быть реализовано в двигателях с системами низкого давления. Кроме того, может быть сокращено время на стабилизацию состава газовой смеси, в результате чего будет увеличена скорость реакции двигателя на изменение нагрузки. При этом затраты на сжатие ГТ до среднего давления будут примерно в два раза ниже, чем у двигателей с технологией прямого впрыска.

Список литературы:

1. Rolsted, H. *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.* 2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. *MAN Diesel, ME-GI, Sname NY, 2013. – 73 p.* 3. ME-GI

Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2012. – 36 p. 4. Wettstein, R. *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014 – 31 p.* 5. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology. *Norse annual meeting. CIMAC NMA 22.01.2014. – 32 p.* 6. Ott, M. *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines Licensees Conference, 2015. – 7 p.* 7. Nylund, I. *Low pressure at low speed. Marine In Detail. Wärtsilä, Dual-Fuel Technology, 2014 – 6 p.* 8. Белоусов, Е.В. *Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей [Текст] / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – № 1. – 2016 – С 81-88.*

Bibliography (transliterated):

1. Rolsted, H. (2010), *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges, Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 86 p.* 2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. (2013) *MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 73 p.* 3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, (2012). *Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 36 p.* 4. Wettstein, R. (2014) *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31 p.* 5. CIMAC NMA (22.01.2014), *Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology, Norse annual meeting, 32 p.* 6. Ott M. (2015), *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology, WinGD low-speed engines Licensees Conference – 7 p.* 7. Nylund, I. (2014), *Low pressure at low speed. Marine In Detail. Dual-Fuel Technology, Wärtsilä, 6 p.* 8. Belousov, Ye.V., Savchuk, V.P., Belousova, T.P. (2016), *Analiz sovremennykh podkhodov k probleme sozdaniya sudovykh malooborotnykh gazodizel'nykh dvigatelei. [Analysis of modern approaches to the problem of creating small-turn ship gas diesel engines] Dvigateli vnutrennego sgoraniya, № 1, pp. 81-88.*

Поступила в редакцию 05.06.2017 г.

Белоусов Евгений Викторович – Херсонская государственная морская академия, Украина, кандидат технических наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, ewbelousov67@gmail.com.

Савчук Владимир Петрович – Херсонская государственная морская академия, Украина, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок, postsavchuk@gmail.com.

Грицук Игорь Валерьевич – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, доктор технических наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, gritsuk_iv@ukr.net.

Белоусова Татьяна Петровна – Херсонский национальный технический университет, Украина, старший преподаватель кафедры «Высшей математики», tbbelousova66@gmail.com.

ORGANIZATION OF INTERNAL MIXTURE FORMATION IN SHIP LOW-GAZODESEL

E.V. Belousov, V.P. Savchuk, I.V. Gritsuk, T.P. Belousova

The observed increase in recent years in the price of fuel derived from petroleum, and tightening environmental regulations have forced manufacturers of marine low-speed engines to focus its efforts on the development of gas diesel engine options on the basis of existing models of marine diesel engines. At the same time there are two fundamentally different approaches to solving this problem. MAN Company established and successfully tested system with direct injection of gas into the combustion chamber under high pressure. An alternative approach is to feed gas into the working space of the engine under low pressure has been developed by Wärtsilä. The article is devoted to the search for new technical solutions that allow to combine advantages and eliminate shortcomings inherent in both schemes of the organization of internal mixture formation.

ОРГАНІЗАЦІЯ ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ У СУДНОВИХ МАЛООБОРТОВИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ

Є.В. Білоусов, В.П. Савчук, І.В. Грицук, Т.П. Білоусова

Малооборотні дизелі складають основу сучасної суднової енергетики, проте посилення екологічних норм і зростання цін на нафтові палива змусили їх виробників направити свої зусилля на розробку газодизельних МОД. В силу конструктивних особливостей в даних двигунах може бути використано тільки внутрішнє сумішоутворення, при якому газове паливо надходить в робочий циліндр відразу після закриття органів газорозподілу (двигуни фірми Wärtsilä) або безпосередньо перед приходом поршня у ВМТ (двигуни фірми MAN). Обидва ці способи мають свої переваги і недоліки. Пошуку нових технічних рішень, що дозволяють об'єднати переваги і усунути недоліки, які притаманні обом схемам організації внутрішнього сумішоутворення, присвячена ця стаття.

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, В.В. Штрибец

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАСТРОЙКИ ПИД-РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ НА РАСХОД ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ

Цель исследования – разработка универсальных рекомендаций для настройки микропроцессорного ПИД-регулятора скорости автомобильного дизеля с наддувом. В статье приведены результаты: моторных исследований влияния ПИД-параметров на устойчивость работы дизеля; расчётов на динамической модели влияния ПИД-параметров на расход топлива при настройке регулятора с учётом воздействия случайных внешних вибраций различной амплитуды.

Для обеспечения устойчивой работы и качественных переходных процессов необходимо индивидуально подбирать исполнительные механизмы и ПИД-параметры с учётом условий эксплуатации автомобильных дизелей. Работа на низких частотах вращения требует малых значений пропорциональной составляющей, а в зоне номинального режима необходимо увеличивать значение пропорциональной составляющей. Влияние параметров настройки микропроцессорного ПИД-регулятора дизеля на расход топлива ощутимо в переходных процессах. При амплитудах внешних вибраций 1...3 мм уменьшение интегральной составляющей приводит к уменьшению расхода топлива. По результатам моделирования переходных процессов экономия топлива составила 2,25 %.

Введение

Микропроцессорные ПИД-регуляторы хорошо зарекомендовали себя в качестве систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) коленчатого вала дизельных электростанций. Особенность работы электростанций заключается в необходимости поддерживать постоянное значение частоты вращения в условиях изменения нагрузки на приводной двигатель. В отличие от колесных транспортных средств (КТС), скоростной режим приводного дизеля постоянный. Настройку ПИД-параметров микропроцессорного регулятора дизель-электростанции осуществляют на номинальном скоростном режиме (1500 мин⁻¹ для электростанций с 4-полюсными генераторами) при различных значениях нагрузок (5–7 точек). Для каждого режима определяют значение ПИД-параметров, обеспечивающих наименьшую амплитуду колебания частоты вращения коленчатого вала на номинальном режиме.

Для использования ПИД-регуляторов на дизелях КТС этой методики недостаточно. Необходимо определять значение ПИД-параметров в широких пределах скоростных режимов (800...3000 мин⁻¹ для дизелей грузовых автомобилей) и обеспечить качественные переходные процессы для всего скоростного диапазона. Возможно осуществлять настройку ПИД-параметров САРЧ автомобильного дизеля «в ручном» режиме, как это рекомендуют некоторые производители [1].

На выбор ПИД-параметров также влияют механические составляющие САРЧ дизеля, присутствующие в исполнительном механизме (ИМ), переходном узле между ИМ и рейкой ТНВД. Механические составляющие имеют определенную величину инерционности, сухого и вязкого трения, реагируют на внешние возмущения с определенной

чувствительностью. К механическим составляющим можно отнести и влияние гидравлического сопротивления на рейку ТНВД и далее на ИМ. Существенное влияние на динамику САРЧ оказывают подвижные части самого двигателя, т. е. инерционность дизеля как объекта регулирования. Влияет и неравномерность крутящего момента.

Цель исследования – разработка универсальных рекомендаций для настройки ПИД-параметров электронной САРЧ автомобильного дизеля.

Эта задача требует исследований на математической модели. Результаты разработки авторами математической модели всережимного электронного регулятора с ПИД алгоритмом управления была опубликована ранее [2].

Модель САРЧ вместе с моделями дизеля, системы наддува является динамической [3]. Модели были реализованы в программном комплексе Matlab/Simulink [4].

В статье приведены результаты: моторных исследований влияния ПИД-параметров на устойчивость работы дизеля; расчётов на динамической модели влияния ПИД-параметров на расход топлива при настройке регулятора с учётом воздействия случайных внешних вибраций (колебаний) различной амплитуды.

Расчётные исследования влияния низкочастотных внешних вибраций на устойчивость двухрежимной электронной САРЧ автомобильного дизеля опубликованы в работе [5]. В модели всережимного регулирования [2] низкочастотные вибрации формирует специальный программный блок – генератор случайных колебаний.

В качестве объекта экспериментальных исследований выбрана микропроцессорная система регулирования автомобильного дизеля. Дизель оснащен газотурбинным наддувом. Топливная система

оборудована блочным рядным ТНВД. Объектом исследований выбран автомобильный дизель 4СН12/14.

Результаты предварительных настроек регулятора на дизеле

Для испытаний дизеля 4СН12/14 с всережимным микропроцессорным регулятором на основе узлов фирмы Hainzmann были выбраны значения ПИД-параметров: П-составляющая равна 5, И-составляющая – 10, Д-составляющая – 12. Значения ПИД-параметров представлены в безразмерном виде для соответствующих коэффициентов усиления. Выбор выполнили по рекомендуемой методике настройки в «ручном» режиме [1] и на основании накопленного опыта настроек микропроцессорных регуляторов для дизель-электростанций. Эти значения ПИД-параметров далее выбрали как эталонные.

В ходе моторных исследований проверялась правильность предварительно выбранных ПИД-параметров и оценивалась устойчивость работы двигателя при «мгновенном» изменении скоростного режима работы. «Мгновенность» в микропроцессорном регуляторе задаётся параметром настройки – время (темп) перемещения рычага управления от минимального до максимального положения.

Установлено, что с уменьшением П-составляющей улучшается устойчивость работы дизеля на низких частотах вращения (720...1000 мин⁻¹). При низких частотах вращения коленчатого вала и при отсутствии нагрузки расход топлива достаточно мал и большие значения П-

составляющей существенно влияют на частоту вращения и могут ввести САРЧ в состояние автоколебаний. Это объясняется тем, что с увеличением П-составляющей увеличиваются усилия, приводящие в движение рычаг ИМ. Колебания 20 % от положения вала ИМ приводят к колебаниям хода рейки ТНВД – 4 мм. Рекомендуем в режиме минимального холостого хода и пуска автомобильного дизеля уменьшать П-составляющую (эталонную) в 2-2,5 раза.

При увеличении частоты вращения увеличиваются и вибрации непосредственно дизеля. Это требует увеличения усилий удержания ИМ, и соответственно увеличения П-составляющей. Кроме этого, увеличение П-составляющей уменьшает время переходных процессов.

Во время проведения моторных исследований отмечен рост колебаний вала ИМ, что приводило к неуправляемому колебанию рейки ТНВД. Увеличение амплитуды колебаний связано с увеличением вибраций корпуса дизеля вследствие повышения скоростного режима. При увеличении частоты вращения коленчатого вала от холостого хода до значений, близких к номинальным амплитуда колебаний рейки ТНВД увеличилась в 6...8 раз. Увеличение амплитуды колебаний может быть признаком недостаточной мощности электродвигателя ИМ.

На рис. 1 приведена цифровая запись переходного процесса, где показаны колебания рейки ТНВД при проведении стендовых испытаний в зоне номинального режима.

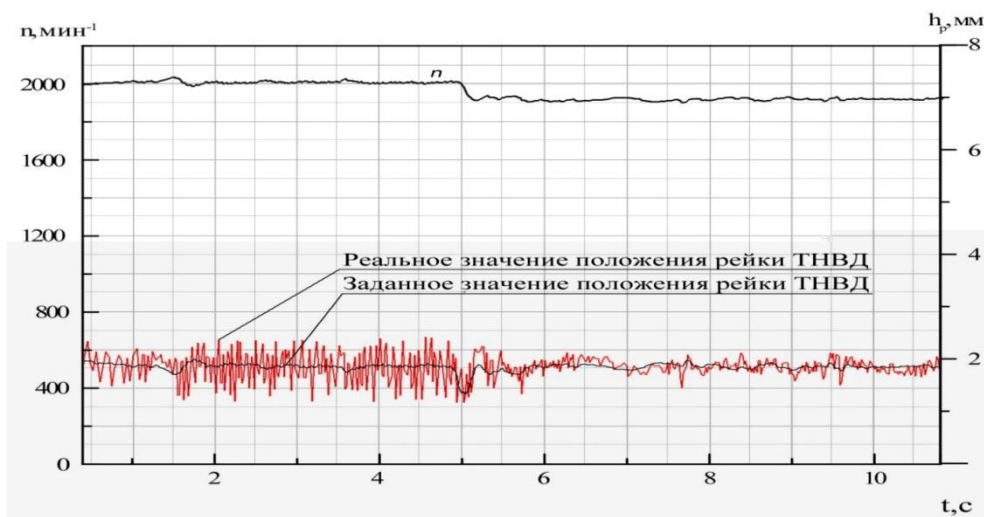


Рис. 1. Переходные процессы при изменении частоты вращения с 2000 мин⁻¹ до 1900 мин⁻¹: n – частота вращения коленчатого вала дизеля 4СН12/14, h_р – ход рейки ТНВД

Из графиков рис. 1 определено, что амплитуда колебаний рейки ТНВД при частоте вращения,

близкой к номинальной, достигала 1 мм. Дальнейшие испытания показали, что значение амплитуды

доходило до 2 мм при увеличении нагрузки и при номинальной частоте вращения.

Исходя из этого, для проведения исследований на математической модели приняты значения вибраций (колебаний) рейки в 0 мм, 1 мм, 2 мм и 3 мм. Исследование значения амплитуды колебаний в 3 мм добавлено для определения общих тенденций влияния ПИД-параметров в случаях не оптимально отрегулированной САРЧ дизеля и когда неверно выбрано значение мощности ИМ.

Результаты теоретических исследований

Для оценки допустимого значения колебаний рейки ТНВД и для определения их влияния на рациональные значения ПИД-параметров разработана следующая программа исследований на математической модели:

- моделирование переходных процессов дизеля при «мгновенном» повышении частоты вращения с шагом $100 \dots 300 \text{ мин}^{-1}$ от значения холостого хода до номинальной;
- определение расхода топлива при различных значениях ПИД-параметров регулятора и различных значениях амплитуды вибраций.

Во время первого этапа поочередно менялись значения П-, И- и Д-составляющих в диапазоне, который обеспечивал устойчивую работу дизеля. Для П-составляющей это были значения: 2, 5 и 13, для И-составляющей: 2, 10, 20, для Д-составляющей: 2, 12, 25. Это позволило определить индивидуальное влияние каждой составляющей на устойчивость работы дизеля при воздействии внешних вибраций.

Второй этап начали с моделирования разгонов дизеля от холостого хода до 1850 мин^{-1} при отсутствии внешних вибраций. Время измерения расхода топлива выбрали 12 с из расчёта: 4 с на установившийся режим до разгона; 4 с на переходный процесс; 4 с на установившийся режим после разгона. При отсутствии внешних вибраций влияние настройки ПИД-параметров в пределах устойчивой работы дизеля на расход топлива незначительный. Изменения ПИД-параметров существенно не повлияло на расход топлива. Наибольшее увеличение расхода топлива может быть вызвано неправильной настройкой И-составляющей.

Следующим этапом исследования было определение влияния настройки ПИД-параметров на расход топлива при различных значениях амплитуды вибраций при «мгновенном» увеличении частоты вращения от величины холостого хода до значения 1850 мин^{-1} . Пример графического отображения результата моделирования разгона дизеля со

значением вибрации 3 мм и эталонных ПИД-параметрах показан на рис. 2.

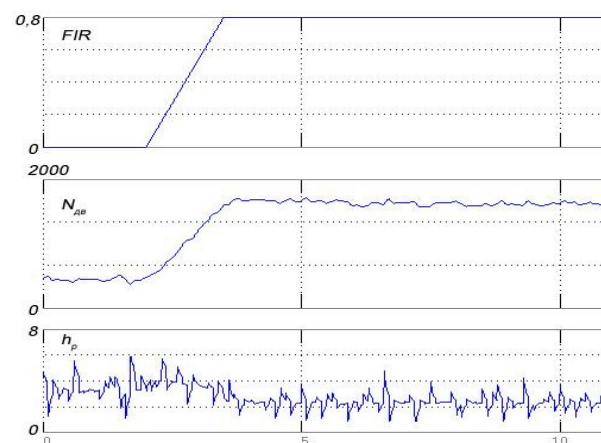


Рис. 2. Результаты моделирования разгона дизеля со значением вибрации 3 мм:

FIR – датчик частоты вращения САРЧ, $N_{об}$ – частота вращения коленчатого вала дизеля, h_p – ход рейки ТНВД

Полученные значения расхода топлива отличаются от аналогичных значений, полученных при отсутствии вибраций. Это объясняется тем, что первую часть времени перед переходным процессом дизель работал при одном положении рейки ТНВД, а часть времени после переходного процесса – при другом. Если бы зависимость цикловой подачи топлива от положения рейки ТНВД была линейная, вибрации рейки в сторону увеличения и уменьшения подачи компенсировали бы друг друга. Однако, эта зависимость нелинейная и приводит к изменению расхода топлива и, как следствие, возрастает роль настройки ПИД-параметров.

Расход топлива, полученный при разных значениях И- и Д-составляющей и разных значениях амплитуды вибраций, показан на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что рост расхода топлива с увеличением вибраций нелинейный. С уровнем вибраций до 1 мм (включительно) перерасхода топлива нет. При малых (до 1 мм) и больших (более 3 мм) уровнях вибрации изменение И-составляющей не влияет на расход топлива, однако при вибрациях 1...3 мм уменьшение И-составляющей приводит к уменьшению расхода топлива. По результатам моделирования получена экономия топлива 2,25 %. Уменьшение расхода топлива связано с уменьшением колебаний вала ИМ, и, соответственно, уменьшаются колебания рейки ТНВД.

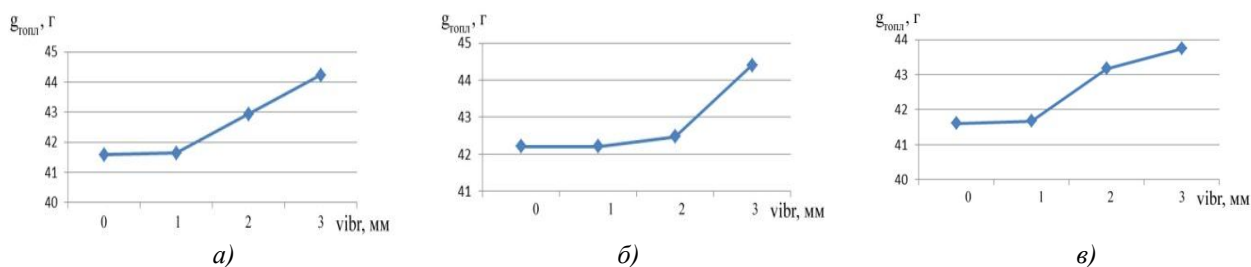


Рис. 3. Расход топлива при разных уровнях вибраций и при:
 а) $P=5, I=10, D=12$; б) $P=5, I=2, D=12$; в) $P=5, I=10, D=25$;
 Vibr – значение амплитуды вибраций, $g_{топл}$ – расход топлива дизелем за 12 с

Заключение

Для обеспечения устойчивой работы и качественных переходных процессов дизелей КТС необходимо индивидуально проводить выбор ИМ и ПИД-параметров для каждого модельного ряда двигателей с учётом условий их эксплуатации. Работа на низких частотах вращения требует малых значений П-составляющей, а с приближением к номинальному режиму необходимо увеличивать значения П-составляющей.

Влияние параметров настройки микропроцессорного ПИД-регулятора дизеля на расход топлива ощутимо при переходных процессах. При малых (до 1 мм) и больших (более 3 мм) амплитудах внешних вибраций изменение И-составляющей существенно не влияет на расход топлива. Однако, при вибрациях 1...3 мм уменьшение И-составляющей приводит к уменьшению расхода топлива. По результатам моделирования переходных процессов возможная экономия топлива при правильной настройке ПИД-параметров составила 2,25 %.

Список литературы:

1. Chowanietz E. *Automobile electronics - Society of Automotive Engineers* // E. Chowanietz. – 1995. – С. 246. 2. Лисовал А.А. Моделирование работы электронного ПИД-регулятора скорости двигателя внутреннего сго-

рания / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, Ю.А. Свистун // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – №2. – С. 51–54. 3. Крутов В.И. *Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания* / В.И. Крутов: учебник для студ. вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – [5-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 516 с. 4. Дьяконов В.П. *MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основные применения. Серия «Библиотека профессионала»* / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с. 5. Костриця С.В. *Вибір раціональних параметрів і розробка електронного регулятора частоти обертання дизеля* : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.03 / С. В. Костриця; Нац. трансп. ун-т. - Київ, 2014. - 20 с.

Bibliography (transliterated):

1. Chowanietz E. (1995), *Automobile electronics - Society of Automotive Engineers*, 246 p. 2. Lisoval A.A., Verbovskiy A.V., Svistun U.A. (2016), "Modeling the operation of the electronic PID speed controller of the internal combustion engine" ["Modelirovanie raboty elektronnoho PID-regulyatora skorosti dvigatelya vnutrennego sgoraniya"], *Internal combustion engines [Dvigateli vnutrennego sgoraniya]*, №2, pp. 51–54, doi: 10.20998/0419-8719.2016.2.09. 3. Krutov V.I. (1989), *Automatic control and management of internal combustion engines [Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigateley vnutrennego sgoraniya]*, Moscow, Mashinostroenie, 516 p. 4. Diakonov V.P. (2005) "MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Main applications." – Solon-Press, [MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Osnovnyie primeneniya], 800 p. 5. Kostriitsya S.V. (2014) *The choice of rational parameters and the development of electronic speed regulator of the diesel engine: Author's thesis [Vibr ratsionalnih parametrov I rozrobka elektronnoho regulyatora chastoti obertannya dizelya: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenja kand. tehn. nauk]*, National transport university, Kiev, 20 p.

Поступила в редакцию 30.06.2017 г.

Лисовал Анатолий Анатольевич – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net.

Вербовский Алексей Валериевич – младший научный сотрудник Института газа НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: verbov@bigmir.net.

Штрибец Валерий Валерьевич – аспирант Киевской государственной академия водного транспорта, Киев, Украина, e-mail: engineer11@rambler.ru.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НАЛАШТУВАННЯ ПІД-РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА ДИЗЕЛЯ

А.А. Лисовал, О.В. Вербовський, В.В. Штрибец

Мета дослідження - розробка універсальних рекомендацій для налаштування мікропроцесорного ПІД-регулятора швидкості автомобільного дизеля з наддувом. У статті наведені результати: моторних досліджень впливу ПІД-параметрів на стійкість роботи дизеля; розрахунків на динамічній моделі впливу ПІД-параметрів на витрату палива при налаштуванні регулятора з урахуванням впливу зовнішніх вібрацій різної амплітуди.

Для забезпечення стійкої роботи і якісних перехідних процесів необхідно індивідуально підбирати виконавчі механізми і ПІД-параметри з урахуванням умов експлуатації автомобільних дизелів. Робота за низьких частот обертання вимагає малих значень П-складової, а за номінального режиму необхідно збільшувати значення П-складової. Вплив параметрів налаштування мікропроцесорного ПІД-регулятора дизеля на витрату палива відчутно в перехідних процесах. При амплітудах зовнішніх вібрацій 1...3 мм зменшення І-складової приводить до зменшення витрати палива. За результатами моделювання перехідних процесів економія палива склала 2,25%.

EFFECT OF SETTING PARAMETERS OF SPEEDS PID REGULATOR OF DIESEL FOR FUEL CONSUMPTION

A.A. Lisoval, A.V. Verbovskiy, V.V. Shtribets

The purpose of the research is the development of universal recommendations for tuning the microprocessor diesel PID-regulator. The article presents the results: motor testes of the influence of PID parameters on the stability of diesel operation; calculations on the dynamic model of the influence of PID parameters on fuel consumption when adjusting the regulator takes into account the effects of random external vibrations of different amplitudes.

To ensure the stable operation and quality transient processes, it is necessary to select actuators individually and PID parameters taking into account the operating conditions of diesel engines. Operation at low speeds requires a small proportional component, and in the nominal mode it is necessary to increase the value of the proportional component. The effect of the tuning parameters of the microprocessor PID regulator on the fuel consumption is noticeable in transient processes. At amplitudes of external vibrations of 1...3 mm, the decrease in the integral component leads to a decrease in fuel consumption. The fuel economy was 2.25 % according to the results of the simulation of transients.

УДК 621.43.001.4

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.05

А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, Д.В. Левченко

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ КРИВОШИПА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Разработан метод экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа коленчатого вала. Спроектирован и изготовлен специальный стенд для отработки данного метода. Проведена апробация данного метода на примере определения жесткости кривошипа коленчатого вала рядного четырехцилиндрового автомобильного дизеля ДА10. Даны рекомендации по упрощению разработанного метода до инженерного способа экспериментального определения жесткости кривошипа коленчатого вала.

Введение

Предварительное моделирование крутильных колебаний коленчатого вала (КВ) рядного шестицилиндрового малолитражного дизеля [1] показало актуальность проблемы разработки эффективного малогабаритного силиконового демпфера уменьшенной энергоемкости, устанавливаемого на носок КВ. Задача создания шестицилиндровой модификации отечественного автомобильного малолитражного дизеля, стартовав с инвестиционного проекта “Слобожанский дизель”, на сегодняшний день приобрела всеукраинский статус и активизировала продолжение научно-технических работ, направленных на решение обозначенной проблемы. Следующим шагом на этом пути являются расчетные и экспериментально-расчетные исследования по подготовке исходных данных для проектирования силиконового демпфера отечественного автомобильного дизеля ДА15, являющегося следующим поколением рядных шестицилиндровых малолитражных дизелей. Весомой физической величиной в параметрической структуре исходных данных является жесткость кривошипа КВ, определение ко-

торой до сегодняшнего дня представляет научную проблему.

Численный анализ сходимости результатов расчетного решения проблемы

Эта проблема пока не имеет общепринятого однозначного решения из-за сложности конструкции этой детали и некоторой неопределенности в моделировании влияния на жесткость вала зазоров в коренных подшипниках. Для определения жесткости КВ применяются расчетные и экспериментальные методы, однако выполнение оценки жесткости КВ с помощью расчетных методов не дает достаточно точных результатов.

Это происходит из-за того, что при расчетах применяются эмпирические формулы. Существует множество различных эмпирических формул для расчета жесткости КВ, как отечественных авторов, так и зарубежных. Наиболее часто применяемыми среди них являются формулы, которые разработаны С.С. Зиманенко, Картером, Кером Вилсоном, С.П. Тимошенко и фирмой Зульцер [2-6]. Однако все эти формулы не учитывают конструктивные особенности КВ, такие как галтели, отверстия для

подвода масла, форму щек и противовесов и т.д. В свою очередь все эти конструктивные особенности влияют на суммарную жесткость кривошипа. Так, например, экспериментально установлено, что жесткость кривошипа со щеками без скоса на 7-14% выше, чем у кривошипа со скосами [4].

Жесткость одного кривошипа КВ складывается из жесткости коренной шейки, жесткости шатунной шейки и жесткостей двух щек. В соответствии с этим эмпирические формулы для определения жесткости состоят из 3-х слагаемых. Во всех формулах при расчетах учитываются лишь диаметр и длина коренной и шатунной шеек, толщина и ширина щек, а также радиус кривошипа и модуль сдвига. Формулы различаются исключительно эмпирическими коэффициентами. Данные коэффициенты подбираются в зависимости от типа двигателя, принадлежностью которого является КВ как объект определения жесткости. Вследствие различия эмпирических коэффициентов, результаты определения жесткости кривошипа конкретного КВ оказываются различными.

Приведенные в таблице 1 расчеты, проведенные по перечисленным выше формулам для кривошипа КВ дизеля серии ДА, показали, что результаты определения жесткости кривошипа КВ различаются почти в 1,35 раза и лежат в диапазоне от 524767,827 до 705708,276 Н·м/рад. Такой разброс значений не позволяет остановиться на каком-либо методе расчета и делает актуальным поиск новых методов определения жесткости кривошипа КВ.

Цель и задачи исследования

Целью данной работы является разработка метода экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа КВ. Для достижения этой цели в работе решается объемная задача от планирования эксперимента до практических рекомендаций по инженерному применению отработанного метода.

Планирование эксперимента

Необходимость получения аналитических зависимостей, как результата проведенного эксперимента, обосновала предшествующее постановке самого эксперимента его математическое планирование с помощью метода планируемого эксперимента (МПЭ). Применение МПЭ в разнообразных исследованиях дизельной элементной базы и дизелей – в целом факт хорошо известный, однако в данной работе возникла необходимость нестандартного подхода к выбору управляемых факторов и обобщенного оценочного критерия результата эксперимента. В итоге выбраны следующие управляемые факторы: нагружающий момент M и расстояние L от точки приложения данного момента

до точки закрепления КВ. Обобщенным оценочным критерием выбрано перемещение Δh флажка, устанавливаемого на заданной коренной шейке согласно методике исследований.

Таблица 1. Результаты расчетного определения жесткости кривошипа коленчатого вала дизеля серии ДА

№№	Метод расчетного исследования	Численное значение жесткости, Н·м/рад
1	Формула Зиманенко	539 954,2
2	Формула Картера	705 708,3
3	Формула Кер-Вильсона	524 767,9
4	Формула Тимошенко	654 933,1
5	Формула фирмы Зульцер	581 436,8

Выбор рациональной матрицы планирования эксперимента проведен из набора хорошо зарекомендовавших себя вариантов, предложенных в работе [7]. В описываемом случае план эксперимента ограничивался теми экспериментальными точками, которые заложены в ортогональный план второго порядка для двух переменных, соответственно (табл. 2).

Таблица 2. Ортогональный план проведения эксперимента

№ эксперимента	Нормированные факторы		Действительные переменные	
	X_1	X_2	M , Н·м	L , мм
1	1	1	206	440
2	1	-1	206	226
3	-1	1	69	440
4	-1	-1	69	226
5	0	0	137,5	333
6	1	0	206	333
7	-1	0	69	333
8	0	1	137,5	440
9	0	-1	137,5	226

Постановка эксперимента

Для определения жесткости кривошипа КВ экспериментально-расчетным методом был изготовлен специальный стенд, позволяющий:

- надежно закреплять КВ в определенном положении;
- производить двухстороннее нагружение вала заданным нагружающим моментом;
- обеспечить необходимую точность измерения.

В качестве объекта испытаний выбран уже готовый КВ – прототип разрабатываемому по размерности и конструкции кривошипа, а именно КВ четырехцилиндрового автомобильного дизеля ДА10. Методика определения перемещения коренной шейки испытуемого КВ заключалась в следующем:

1. КВ устанавливался на стенд (рис. 1) на крайние опоры I-й и V-й коренными шейками, и соединялся с траверсой со стороны последней коренной шейки посредством переходной шлицевой втулки. От проворачивания КВ фиксировался с помощью средней опоры, которая благодаря смещению относительно продольной оси вала фиксировала одну из шатунных шеек таким образом, что плоскость кривошипа располагалась горизонтально, как это рекомендовано предыдущими экспериментальными исследованиями [8]. Данное положение КВ минимизирует силу давления на опоры стенда, а, следовательно, и деформацию опор и крепежных болтов (для ослабления влияния этой деформации на точность замеров). КВ последовательно закреплялся на стенде по схемам, представленным на рис. 2-5.

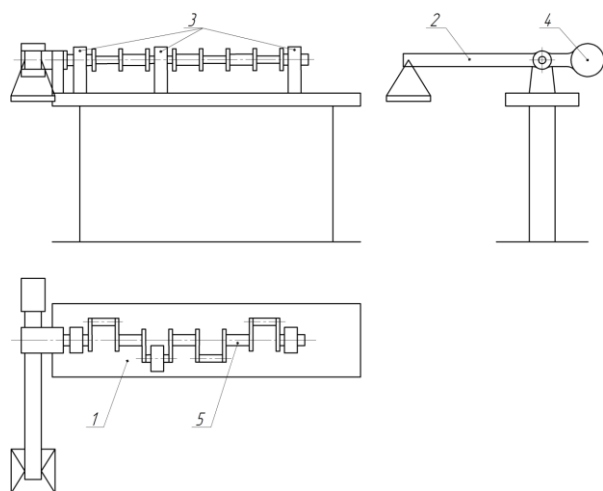


Рис. 1. Схема стенда для определения жесткости коленчатого вала:

1 – стол стенда; 2 – траверса; 3 – опоры; 4 – противовес; 5 – коленчатый вал

2. Измерение величины угла закрутки КВ производилось индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм. Индикатор жестко закреплялся на столе стенда, а ножка индикатора касалась флажка, смонтированного на КВ. Расстояние от точки касания флажка ножкой индикатора до оси КВ составляло 90 мм. Флажки были установлены на V-ой (индикатор 1), IV-ой (индикатор 2) и III-ей (индикатор 3) коренных шейках.

3. После закрепления КВ к траверсе прикладывался заданный (табл. 2) нагружающий момент.

4. Производились замеры перемещения флажка Δh .

5. Действия, описанные в пунктах 3 и 4, повторялись для всех заданных табл. 2 величин нагружающего момента и положений точки закрепления КВ при каждой схеме испытаний.

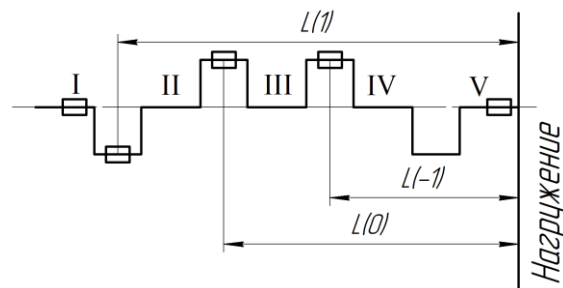


Рис. 2. Схема закрепления коленчатого вала для эксперимента 1

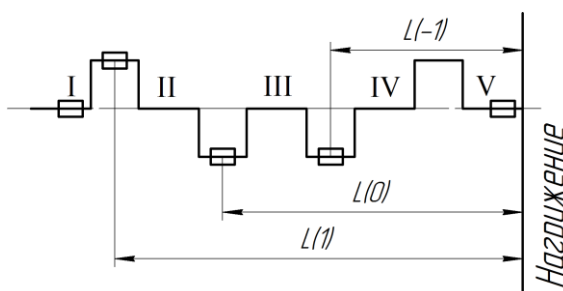


Рис. 3. Схема закрепления коленчатого вала для эксперимента 2

Четыре положения для каждой из точек закрепления КВ выбраны для усреднения полученных результатов вследствие того, что кривошип КВ в процессе испытаний, наряду со скручиванием, подвергается также и изгибу, что вносит существенные искажения в измеряемые величины. Как попытка исключения воздействия изгибающего момента и проводились четыре группы испытаний.

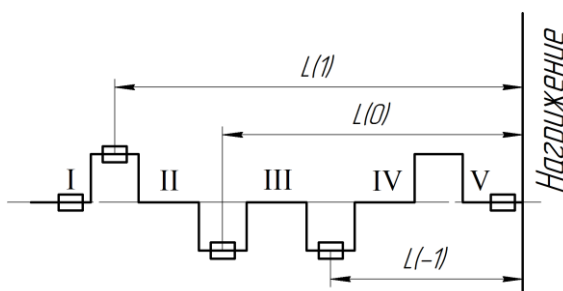


Рис. 4. Схема закрепления коленчатого вала для эксперимента 3

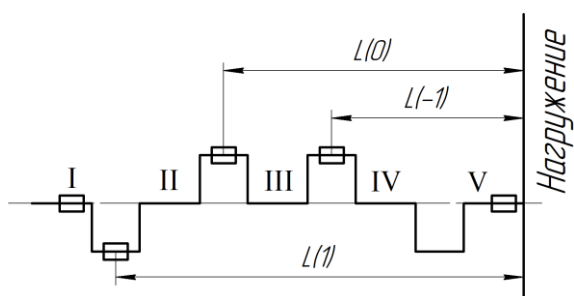


Рис. 5. Схема закрепления коленчатого вала для эксперимента 4

Математическая обработка результатов эксперимента

Полученные в ходе экспериментальных исследований данные, согласно принятым для постановки эксперимента параметрам варьирования факторов, дали полное описание зависимости численного значения показателя скручивания и изгиба вала от крутящего момента и длины деформируемого участка. Дальнейшая обработка данных свелась к созданию математической модели исследуемой функции и построения графиков, которые позволили сделать выводы о характере зависимости.

Для построения математической зависимости использован широко распространенный и признанный метод аппроксимации - метод наименьших квадратов (МНК). Согласно практике решения подобных задач данную функциональную зависимость с достаточной для инженерных расчетов точностью можно описать степенным полиномом. Если величина скручивания имеет линейную зависимость от крутящего момента и длины вала, то для описания деформации в нашем эксперименте предложено использование полинома второй степени, что повысило точность аппроксимации и позволило сделать выводы о полученных экспериментальных данных.

В данной постановке задачи мы имеем зависимость функции отклика от двух переменных факторов. Полином второй степени, описывающий влияние обоих факторов, принимает следующий вид:

$$Y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{12}x_1x_2,$$

где Y - функция отклика; x_1, x_2 - значения переменных факторов; $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$ - искомые коэффициенты факторов

Для определения коэффициентов методом наименьших квадратов в среде MatLAB была разработана программа ApproximationLSM, которая впервые позволяет обрабатывать экспериментальные данные с количеством независимых факторов до 10. Кроме решения системы уравнений, про-

грамма позволяет решить задачу оптимизации построенной функции.

По результатам проведенного расчета, согласно данным экспериментов, были получены коэффициенты полиномов вида:

$$\Delta h = a_0 + a_1M + a_2L + a_{11}M^2 + a_{22}L^2 + a_{12}ML.$$

Для дальнейшего анализа результатов эксперимента программа дала возможность представить графики поверхности функции для комплексной оценки характера зависимости и допустимых пределов варьирования влияющих факторов.

Результаты исследования и практические рекомендации

В результате исследования были получены 12 полиномиальных уравнений (по четыре уравнения на каждый из трех индикаторов, соответствующих четырем положениям закрепления КВ). После этого данные уравнения были сведены в три группы. Каждая группа уравнений описывала перемещение одного индикатора, закрепленного на определенной шейке. В итоге получены три суммарных уравнения, каждое из которых характеризует деформирование определенного участка КВ:

$$\Delta h_1 = 37,55256 + 0,17794M + 0,09238L - 0,00067M^2 - 0,00044L^2 + 0,00112ML, \quad (1)$$

$$\Delta h_2 = 31,11100 - 0,06175M - 0,25527L - 0,00018M^2 + 0,00044L^2 + 0,00103ML, \quad (2)$$

$$\Delta h_3 = 21,69852 - 0,16109M - 0,10686L + 0,00032M^2 + 0,00017L^2 + 0,00028ML. \quad (3)$$

Так как перемещение каждого индикатора Δh определяется величиной нагружающего момента M и зависит от расстояния L между точками приложения обозначенного момента и закрепления КВ, то анализ результатов проведенного исследования целесообразно было провести на основании изучения графических зависимостей $\Delta h = f(M, L)$ при поочередном фиксировании каждой из переменных функции. Двухмерные графики данных зависимостей представлены на рисунках 6-11.

Из графиков зависимости Δh индикатора от L видно, что желаемой линейаризации поддаются лишь зависимости для индикатора 2. Аналогичная картина наблюдается и для зависимости Δh этого же индикатора от M . Проведя линейаризацию, мы выборочно определили Δh_i при значениях L , равных 226, 333 и 440 мм, для нагружающего момента, равного 206 Н·м. Значения Δh_i составили 15, 45 и 75 мкм, соответственно. Далее, исходя из условия подобия треугольников, были определены значения

перемещения Δh_{0i} в точке приложения нагружающего момента. Зная расстояние от оси КВ до точки, в которой ножка индикатора касалась флажка, определили угол скручивания $\Delta\varphi_i$ закрепленного участка КВ, и нашли жесткость C_i этого участка как отношение приложенного момента M к углу скручивания $\Delta\varphi_i$.

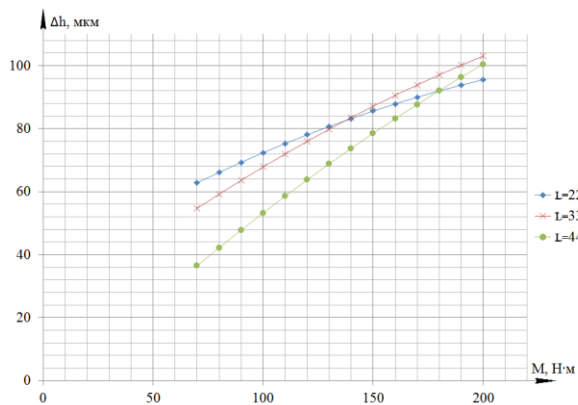


Рис. 6. График зависимости Δh индикатора 1 от M при $L = const$

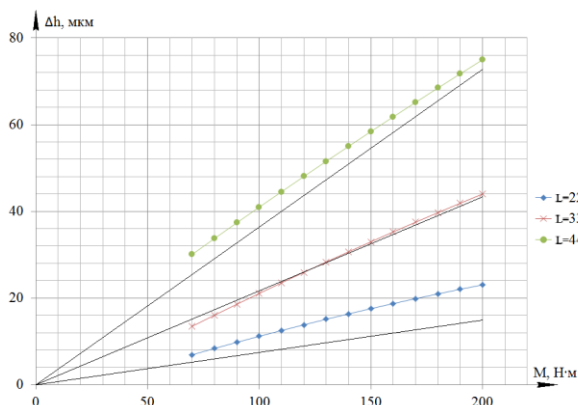


Рис. 7. График зависимости Δh индикатора 2 от M при $L = const$

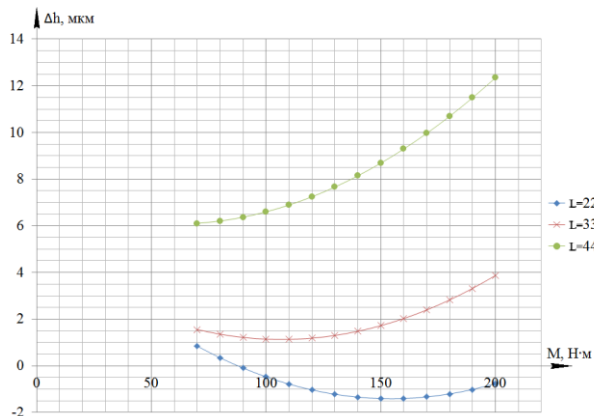


Рис. 8. График зависимости Δh индикатора 3 от M при $L = const$

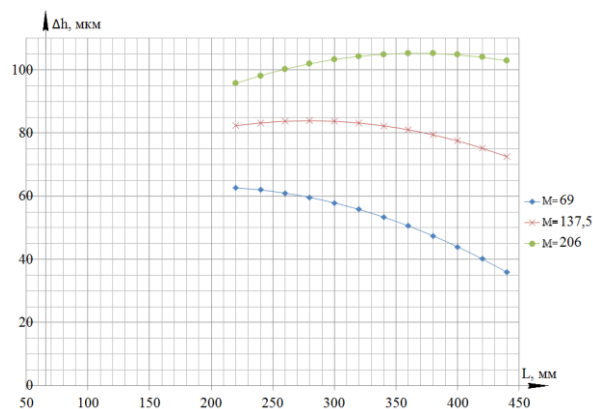


Рис. 9. График зависимости Δh индикатора 1 от L при $M = const$

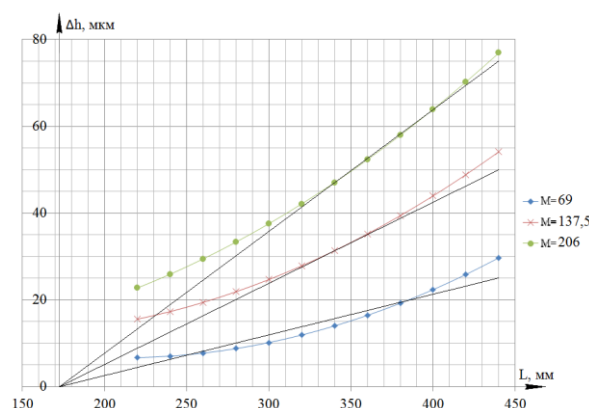


Рис. 10. График зависимости Δh индикатора 2 от L при $M = const$

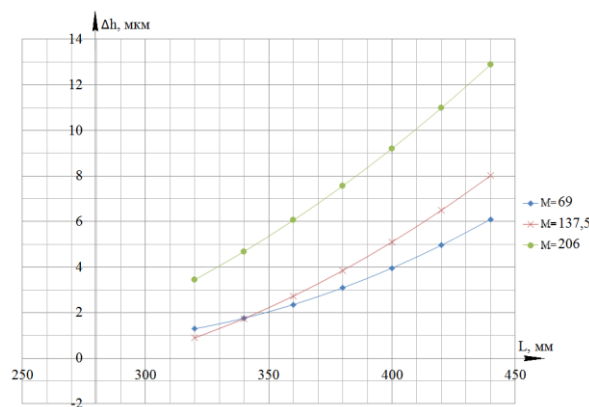


Рис. 11. График зависимости Δh индикатора 3 от L при $M = const$

Жесткость C_i закрепленного участка складывается из жесткости фланца КВ, жесткостей n -го количества кривошипов и жесткости половины кривошипа, что видно из схемы закрепления КВ на стенде. Следовательно,

$$C_{n.кр} = \frac{C_x \cdot C_i}{C_x - C_i},$$

где C_x — жесткость фланца КВ; $C_{n,кр}$ — жесткость n -го количества кривошипов.

В итоге была определена жесткость $C_{кри}$ одного кривошипа

$$C_{кри} = n_{кр} \cdot C_{n,кр},$$

где $n_{кр}$ — количество кривошипов в участке КВ.

Далее найдено усредненное значение жесткости одного кривошипа по формуле:

$$C_{кр} = \sum_1^3 C_{кри} / 3 = 499\,492,17 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Как видим, полученное значение жесткости кривошипа КВ отличается от всех значений жесткости, полученных ранее расчетным путем. Вместе с тем оно достаточно близко от этих значений, что позволяет судить о правильности полученных результатов и принять данное значение жесткости для дальнейших расчетов собственных частот системы проектируемого КВ дизеля ДА15.

Вместе с тем, очевидным результатом проведенного (достаточно сложного) исследования является факт получения классических линейных зависимостей $\Delta h = f(M)$ и $\Delta h = f(L)$ только для индикатора 2. Это дает возможность предложить простой инженерный способ (довольно точного) экспериментального определения жесткости кривошипов коленчатых валов рядных вертикальных четырехцилиндровых поршневых двигателей массового применения, позволяя в составе их кривошипно-шатунного механизма, последовательно застопорив поршень первого цилиндра на середине его хода как к ВМТ, так и к НМТ, нагрузить по часовой стрелке и против нее маховик и, измеряя деформацию четвертой коренной шейки, произвести определение искомой жесткости кривошипа.

Выводы

1. Разработанный метод экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа КВ позволил с достаточной точностью определить жесткость кривошипа КВ проектируемого отечественного автомобильного дизеля ДА15, что дает возможность вплотную приступить к проектированию силиконового демпфера.

2. Проведение данного исследования позволило предложить простой инженерный способ определения жесткости кривошипов коленчатых валов рядных вертикальных четырехцилиндровых поршневых двигателей.

Список литературы:

1. Грицюк А.В. Обоснование выбора способа демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля 6ДТНА на этапе его проектирования / А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, В.К. Савич, А.Н. Врублевский, И.С. Ревелюк // Двигатели внутреннего сгорания. — 2015. — № 1. — С. 38–43.
2. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л.В. Ефремов. — СПб.: Наука, 2007. — 276 с.
3. Prevention of torsional vibration problems in reciprocating machinery: Proceedings of the thirty-eighth turbomachinery symposium / T. Feese, C. Hill. — Texas: Texas A&M University, 2009. — pp. 213–238.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1980. — Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диментберга и К.С. Колесникова. — 1980. — 544 с.
5. Справочник машиностроителя в шести томах. / Под ред. Н.С. Ачеркана — М.: "МАШГИЗ", 1956. — Т. 3 / Под ред. С.В. Серенсена. — 1956. — 566 с.
6. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. / О.П. Леликов. — М.: Машиностроение, 2006. — 640 с.
7. Рафалес-Ламарка Э.Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Э.Э. Рафалес-Ламарка, В.Г. Николаев. — Киев: Наукова думка, 1971. — 120 с.
8. Авиационные поршневого двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность: Пособие для инженеров / [И. А. Биргер, Н. И. Дружинин, В. К. Житомирский и др.]. — М.: Оборонгиз, 1950. — 871 с.

Bibliography (transliterated):

1. Gritsyuk A.V., Abramchuk F.I., Savich V.K., Vrublevskii A.N., Revelyuk I.S. (2015). "Justification of damping method selection of crankshaft torsional vibration of 6DTNA high-rpm diesel at the stage of its design" ["Obosnovanie vybora sposoba dempfirovaniya krutit'nykh kolebaniy kolenchatogo vala vysokooborotnogo dizelya 6DTNA na etape ego proektirovaniya"], Internal combustion engines [Dvigateli vnutrennego sgoraniya], no. 1, pp. 38–43.
2. Efremov L.V. (2007), Theory and practice of research of powerplants torsional vibrations via use of computer technologies [Teoriya i praktika issledovaniy krutit'nykh kolebaniy ustanovok s primeneniem komp'yuternykh tekhnologii], Nauka, St. Petersburg, 276 p.
3. Feese, T., Hill, C. (2009), Prevention of torsional vibration problems in reciprocating machinery. In: Proceedings of the thirty-eighth turbomachinery symposium, college station TX, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, pp. 213–238.
4. Dimentberg F.M., Kolesnikov K.S. (1980), "Vibrations of machines, constructions and their elements" Vol. 3 ["Kolebaniya mashin, konstruktii i ikh elementov" t. 3], Vibration in engineering: the quick reference. In 6 vol. [Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t.], Mashinostroenie, Moscow, 544 p.
5. Serensen S.V. (1956), "Vol. 3", Handbook of machine builder in six volumes. [T. 3, Spravochnik mashinostroitelya v shesti tomakh], "MASHGIZ", Moscow, 566 p.
6. Lelikov O.P. (2006), Shafts and supports with rolling bearings. Design and calculation: Handbook. [Valy i opory s podshipnikami kacheniya. Konstruirovaniye i raschet: Spravochnik], Mashinostroenie, Moscow, 640 p.
7. Rafales-Lamarka E.E., Nikolaev V.G. (1971), Some design methods and mathematical analysis of biological experiments [Nekotorye metody planirovaniya i matematicheskogo analiza biologicheskikh eksperimentov], Naukova dumka, Kiev, 120 p.
8. Birger I. A., Druzhinin N. I., Zhitomirskii V. K. (1950), Aviation reciprocating engines. Kinematics, dynamics and strength calculation: Manual for engineers [Aviatsionnye porshnevyye dvigateli. Kinematika, dinamika i raschet na prochnost': Posobie dlya inzhenerov], Oboron-giz, Moscow, 871 p.

Поступила в редакцию 26.06.2017 г.

Грицюк Александр Васильевич – докт. техн. наук, с.н.с., главный конструктор “Научно-производственного предприятия Дизель Групп”, Харьков, Украина, e-mail: pppdg@ukr.net.

Ревелюк Иван Сергеевич – аспирант кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: norad88@mail.ru

Левченко Денис Вадимович – магистр кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: denislev4enko@gmail.com

МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВОГО ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ КРИВОШИПУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

О.В. Грицюк, І.С. Ревелюк, Д.В. Левченко

Розроблено метод експериментально-розрахункового визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала. Спроектований і виготовлений спеціальний стенд для відпрацювання даного методу. Проведено апробацію цього методу на прикладі визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала рядного чотирициліндрового автомобільного дизеля ДА10. Надано рекомендації щодо спрощення розробленого методу до інженерного способу експериментального визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала.

METHOD OF EXPERIMENTAL AND CALCULATED DETERMINATION OF THROW STIFFNESS OF CRANKSHAFT

A. V. Gritsuk, I. S. Revelyuk, D. V. Levchenko

The method of experimental and calculation determination of throw stiffness of crankshaft has been developed. A special stand for testing this method has been designed and manufactured. Approbation of this method on example of determining throw stiffness of crankshaft of DA10 inline four-cylinder diesel engine has been led. Recommendations concerned simplification the developed method to an engineering method of experimental determination of throw stiffness of crankshaft have been given.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.06

В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

К РАСЧЕТУ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ КОЛЬЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ДВС С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Предложена математическая модель течения газов через кольцевые уплотнения цилиндра-поршневой группы, которая учитывает дросселирующее влияние верхнего пояса поршня и изменения проходных сечений и объемов кольцевого лабиринта, вызванных перемещением поршневых колец в канавках поршня. Представлены расчетные и экспериментальные данные по перемещению поршневых колец в канавках поршня. Отмечается существенное влияние поведения второго компрессионного кольца на динамическую устойчивость кольцевого уплотнения. Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчетов показывает их удовлетворительную сходимость.

Введение

Постановка проблемы. Любое стремление повысить надежность и долговечность современных ДВС сталкивается с проблемой совершенствования поршневых колец (ПК), поскольку всякое даже незначительное нарушение их работы может вызвать такие нежелательные дефекты как усиленный износ, перерасход горючесмазочных материалов, интенсивное нагарообразование и т.д., приводящие в отдельных случаях к поломке двигателя [1].

Анализ выполненных работ показывает, что для успешного решения этой проблемы необходимо учитывать сложный комплекс явлений, связанных с условиями течения газов через кольцевой лабиринт поршня, характером смазки и трения в сопряженных поверхностях, особенностями движения и деформаций деталей цилиндропоршневой группы от действующих сил.

До сих пор наши знания об этих явлениях недостаточны и не позволяют получить приемлемые для практики достоверные количественные зависимости, поэтому требуется проведение дополнительных углубленных как теоретических, так и экспериментальных исследований.

Предложенные математические модели [2,3,4,5] оставляют неясным вопрос о расчете течения газов с учетом изменения геометрических соотношений внутри кольцевого лабиринта во время работы двигателя, вызванных, в частности, перемещением ПК в канавках поршня. Хотя этот фактор, как свидетельствуют экспериментальные исследования перемещения ПК на работающих двигателях [2,3,4,5], нельзя не принимать во внимание, так как он непосредственно влияет на величины как проходных сечений в кольцевом уплотнении, так и объемов канавочных пространств.

В работе [3] предложена интегральная модель функционирования ПК с учетом динамического

фактора, однако её описание носит общий характер, что затрудняет практическое использование.

К недостаткам моделей можно отнести и пренебрежение дросселирующим влиянием верхнего пояса поршня, который играет значительную роль в обеспечении надежности форсированных двигателей.

Цель работы. Предложить методику расчета течения газов через кольцевое уплотнение ДВС с учетом динамики поршневых колец, которая позволит уточнить теоретический анализ и создаст предпосылки к дальнейшему совершенствованию деталей ЦПГ двигателя.

Основной материал. В общей постановке задача течения газов через заколочные объемы поршня довольно сложна, однако её можно упростить, если ввести следующие получившиеся экспериментальные и теоретические обоснования допущения [4,5,6,7]:

а) процесс течения газов принять квазистационарным;

б) площади проходных сечений между кольцом, поршнем и гильзой цилиндра заменить эквивалентной площадью проходного сечения замка кольца;

в) геометрические соотношения в кольцевом уплотнении могут изменяться только из-за осевой разгрузки колец и последующего их отрыва от опорной поверхности канавки.

В данной работе задача рассматривается на примере кольцевого уплотнения, состоящего из трех колец при различных случаях их взаимного расположения в канавках, которые получили экспериментальные подтверждения в работах [2, 8].

Принципиальные особенности принятой модели состоят в том, что в ней учтено дросселирующее влияние верхнего пояса поршня, а также изменения площадей проходных сечений и объемов межкольцевых пространств из-за перемещения колец в канавках.

Принято, что отрыв колец от опорных поверхностей канавки в направлении оси поршня происходит в моменты, когда сумма сил от давления газов P_G , инерции кольца P_j и трения P_f равны нулю, т.е.

$$\sum P = P_G + P_j + P_f = 0$$

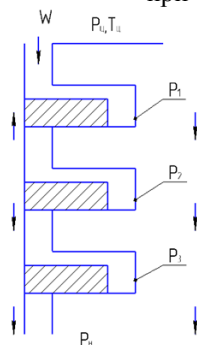
В основу теоретических исследований были положены дифференциальные уравнения балансов масс и энергии, а также критериальное уравнение теплообмена при течениях газов в микрощелевых каналах [2, 9]. Для второй и третьей поршневых канавок течение газов принималось изотермным при температуре газов, равной среднему арифме-

тическому температур канавок поршня и гильзы цилиндра [4].

Полученные расчетные уравнения для различных случаев взаимного расположения колец в канавках и соответствующим им возможными течениями газов в кольцевом лабиринте представлены в виде:

Случай 1. $\Sigma p_1 > 0, \Sigma p_2 > 0, \Sigma p_3 > 0$

при $p_u > p_1 > p_2 > p_3$



$$\frac{dp_1}{d\tau} = a_1 \cdot p_u \times \left[\frac{1}{\mu f_0} \cdot \psi \left(\frac{p_m}{p_u} \right) \cdot \frac{k_u}{\beta_1} \sqrt{T_u} - k_1 \cdot \psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \frac{p_1}{p_u} \sqrt{T_1} - \frac{\alpha \cdot F_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \sqrt{R_T}}{\mu_1 f_1 \cdot \beta_1 \cdot c_u \cdot p_u} \right] \quad (1)$$

для второй и третьей канавок ($m = 2,3$), $p_4 = p_u$.

$$\frac{dp_m}{d\tau} = a_m \cdot p_{m-1} \left[\frac{1}{\mu f_{m-1}} k_{m-1} \cdot \psi \left(\frac{p_m}{p_{m-1}} \right) \cdot \frac{T_m}{\sqrt{T_{m-1}}} - k_m \cdot \psi \left(\frac{p_{m+1}}{p_m} \right) \cdot \left(\frac{p_m}{p_{m-1}} \right) \sqrt{T_m} \right] \quad (2)$$

при $p_u < p_1 < p_2, p_2 > p_3, p_1 = p_u$

$$\frac{dp_2}{d\tau} = -a_m \cdot k_2 \cdot p_2 \cdot \sqrt{T_2} \left[\frac{1}{\mu f_1} \cdot \psi \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \psi \left(\frac{p_3}{p_2} \right) \right],$$

$\frac{dp_3}{d\tau}$ – по формуле (2) при $m=3$

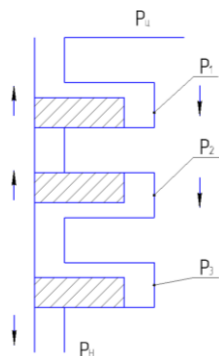
Случай 2. $\Sigma p_1 > 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 > 0$

при $p_u > p_1 > p_2 = p_3$

$$\frac{dp_1}{d\tau} - \text{по формуле (1)}$$

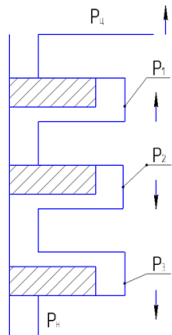
при $p_2 = p_3 > p_1, p_1 = p_u$

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{dp_3}{d\tau} = a_{23} \cdot k_2 \times p_1 \left[\frac{\psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \cdot T_2}{\sqrt{T_1}} - \frac{1}{\mu f_2} \cdot \psi \left(\frac{p_H}{p_3} \right) \frac{p_3}{p_1} \sqrt{T_2} \right] \quad (3)$$



$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{dp_3}{d\tau} = -a_{23} \cdot k_2 \cdot p_2 \left[\psi\left(\frac{p_1}{p_2}\right) + \frac{1}{\mu f_2} \cdot \psi\left(\frac{p_H}{p_3}\right) \right] \sqrt{T_2}. \quad (4)$$

Случай 3. $\Sigma p_1 < 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 > 0$
при $p_1 < p_2 < p_3; p_1 = p_H$



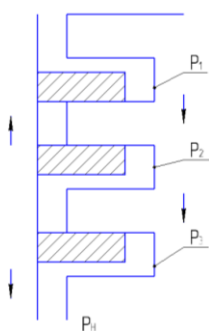
$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{dp_3}{d\tau} \text{ — по формуле (3)}$$

Случай 4. $\Sigma p_1 > 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 < 0$
при $p_1 > p_2 > p_3$

$$\frac{dp_1}{d\tau} \text{ — по формуле (1);}$$

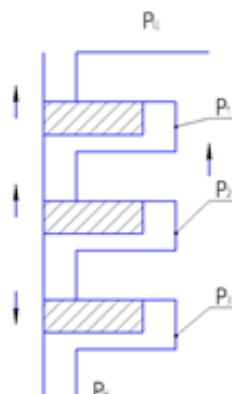
$$\frac{dp_2}{d\tau} \text{ — по формуле (2) при } m = 2$$

$p_3 = p_H$
при $p_1 < p_2 > p_3$



$$\frac{dp_2}{d\tau} = -a_2 \cdot k_2 \cdot p_2 \left[\psi\left(\frac{p_1}{p_2}\right) + \frac{1}{\mu f_2} \cdot \psi\left(\frac{p_H}{p_3}\right) \right] \sqrt{T_2}.$$

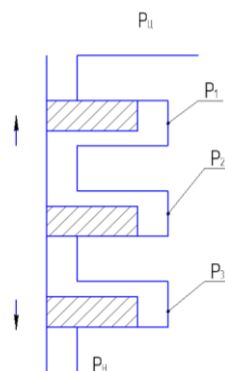
Случай 5. $\Sigma p_1 < 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 < 0$
при $p_1 < p_2 > p_3,$
 $p_1 = p_H$



$$\frac{dp_2}{d\tau} \text{ — по формуле (3) при } a_{23} = a_2; p_H = p_3;$$

$$p_3 = p_2.$$

Случай 6. $\Sigma p_1 < 0, \Sigma p_2 > 0, \Sigma p_3 > 0$
при $p_1 < p_2 > p_3$



$$p_1 = p_H;$$

$$p_2 = p_1;$$

$$\frac{dp_3}{d\tau} \text{ — по формуле (2) при } m = 3, p_4 = p_H,$$

где

$$a_1 = \frac{\mu_1 f_1 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_1}; \quad a_2 = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_2};$$

$$a_3 = \frac{\mu_3 f_3 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_3}; \quad a_{23} = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_2 + V_3};$$

$$\overline{\mu f_0} = \frac{\mu_0 f_0}{\mu_1 f_1}; \quad \overline{\mu f_1} = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2};$$

$$\overline{\mu f_2} = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_3 f_3}; \quad \overline{\mu f_3} = \frac{\mu_3 f_3}{\mu_1 f_1};$$

$$t_f = \frac{(t_u + t_1)}{2}; \quad \beta_1 = \frac{c_{v1}}{c_{vu}};$$

$$\Delta t_1 = 2t_f - t_w - t_n;$$

ψ – скоростная функция, зависящая от отношения давлений [7]. μ, f – коэффициент расхода и проходные сечения между заколочными объемами V_1, V_2, V_3 ; p_{max} – давление газов в минимальном сечении струи [7]; α – коэффициент теплоотдачи в кольцевой щели верхнего пояса поршня; F_l – площадь тепловоспринимающих поверхностей; t_f – определяющая температура газов; t_n, t_w – средняя температура головки поршня и гильзы цилиндра; R, k – газовая постоянная и показатель адиабаты для газов; τ – время

Поскольку приведенные дифференциальные уравнения не поддаются интегрированию в элементарных функциях, их решение может быть получено численным интегрированием. При расчетах предполагалось, что количественная оценка газовых сил и сил трения колец производится исходя из их значений на предшествующем шаге интегрирования, после чего определяются суммарные нагрузки (ΣP) на кольцах, их взаимные положения в канавках и соответствующий им характер течения газов в лабиринте.

В реальных условиях в силу разных причин кольцо может частично или полностью разгрузиться от давления газов в осевом направлении, и тогда его фактическая площадь соприкосновения по нижнему торцу s_{ϕ} будет меньше номинальной $s_0 = \pi D_{\phi} t$, где t – толщина кольца, т.е. $s_{\phi} = \eta_k \cdot s_0$, где η_k – относительная площадь контакта. Результирующее давление газов на кольцо в осевом направлении будет равно:

$$P_r = \eta_k \left(p_{n-1} - \frac{p_{m-1} + p_m}{2} \right).$$

Силы инерции кольца находились по общеизвестной формуле, а силы трения из следующих соображений.

На части хода поршня, где наблюдается жидкостная смазка, использовалось уравнение Рейнольдса с учетом влияния количества масла, заполняющего объемы межкольцевых полостей поршня, что позволяло кроме того найти зоны жидкостной смазки [10]. На части хода поршня, соответствующей полужидкостной смазке, принимая во внимание диаграмму Герси – Штрибека допускалась линейная зависимость коэффициента трения кольца f_k от скорости поршня u_n , т.е. использовалась формула:

$$f_k = f_{max} - \frac{u_n}{u_{жс}} (f_{max} - f_{жс}),$$

где f_{max} – максимальное значение коэффициента трения при положении поршня в ВМТ; $f_{жс}, u_{жс}$ – коэффициент трения и скорости поршня, соответствующие началу возникновения условий жидкостного трения. Величины $f_{max}, f_{жс}$ – находились согласно работе [11] для различных видов контактного взаимодействия колец и ГЦ. Тогда сила трения кольца:

$$P_{mp} = f \cdot \pi \cdot D_{\phi} \cdot h_k \left\{ p_{\phi} + 0,5(p_{m-1} - p_m) \right\}$$

где f_{max} – максимальное значение коэффициента трения при положении поршня в ВМТ; $f_{жс}, u_{жс}$ – коэффициент трения и скорости поршня, соответствующие началу возникновения условий жидкостного трения. Величины $f_m, f_{жс}$ – находились согласно работе [11] для различных видов контактного взаимодействия колец и ГЦ. Тогда сила работы трения кольца:

$$P_{mp} = f \cdot \pi \cdot D_{\phi} \cdot h_k \left\{ p_y + 0,5(p_{m-1} - p_m) \right\}$$

где h_k – высота кольца, p_y – давление от сил собственной упругости кольца, p_{m-1}, p_m – давления газов в пространствах над и под кольцом.

Для сравнения всех сил они приводятся к общей размерности путем деления их на площадь контакта нижнего торца кольца.

Оценка возможности практического использования предлагаемого динамического расчета проводилась путем сравнения теоретических результатов с данными экспериментов на работающем дизеле 6Ч 15/18 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}, N_e = 110 \text{ кВт}$) [6,8].

Основными исходными данными для расчета были: $D_{\phi} = 0,15 \text{ м}; S_{\phi} = 0,18 \text{ м}; h_k = 3,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}; t = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; n = 1500 \text{ мин}^{-1}; N_e = 110 \text{ кВт}; \mu_0 f_0 = 8,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \mu_1 f_1 = \mu_2 f_2 = \mu_3 f_3 = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; V_1 = V_2 = V_3 = 3,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; f_{max} = 0,1; \eta_k = 0,1 \dots 1.$

При выборе величин проходных сечений для газов через кольца учитывалась как площадь прохода в замке, так и площадь просветов между кольцами и гильзой цилиндра. Угол потери контакта кольца у замка ориентировочно оценивался по участкам пригоревшего масла на кольцах, проработавших на двигателях в течение 200...500 часов.

Задание начальных и граничных условий проведено по результатам индицирования и термометрирования дизеля на номинальном режиме работы. Коэффициент расхода μ принят согласно рекомендациям работ [4,5].

На рис.1 представлены опытные и расчетные положения трех колец относительно опорных торцевых поверхностей канавок согласно приведенным выше формулам при $\eta_k = 0,55$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала ϕ .



Рис. 1. Положение верхнего, второго и третьего колец относительно торцевых поверхностей канавок в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ :

1 - эксперимент, 2 - расчет

Здесь же на рис.2 показаны соответствующие изменения экспериментальных давлений газов в полостях канавок.

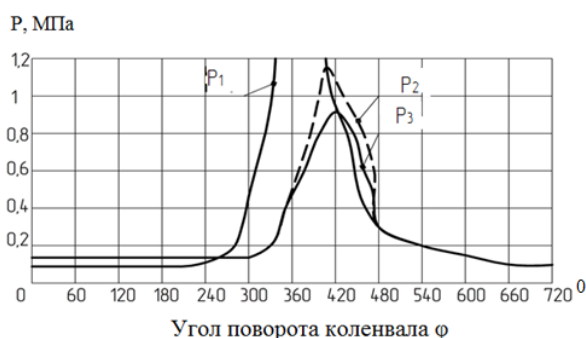


Рис. 2. Изменения экспериментальных давлений p_1 , p_2 , p_3 на номинальном режиме работы дизеля 6Ч15/18 в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ

Видно, что второе компрессионное кольцо перемещается на такте сжатия к верхней плоскости канавки при $\varphi_1 = 45^\circ$ до ВМТ под давлением сил инерции, преодолевающих силы трения и давления газов, проникающих к этому моменту в полость второй канавки. При $\varphi_2 = 90^\circ$ после ВМТ кольцо садится на нижнюю плоскость канавки. Отрыв кольца на такте выпуска происходит при $\varphi_3 = 60^\circ$ до ВМТ, а посадка на такте впуска $\varphi_4 = 100^\circ$ после ВМТ. Такой характер перемещения второго кольца в канавке можно объяснить тем, что на такте сжатия, как показывают кривые изменения сил давления газов, происходит разгрузка кольца от сил давления газов, вызванная нарушением уплотнения между нижним торцом кольца и плоскостью канавки из-за значительного перекоса поршня в гильзе цилиндра вследствие его небольшой длины, а также существенной деформации гильзы (овал до 0,1...0,2 мм).

Осевая разгрузка первого кольца происходит в первой половине такта расширения по вышеперечисленным причинам, а также из-за быстрого падения давления газов в цилиндре (жесткость процесса сгорания порядка 0,6... 0,7 МПа/град).

Таким образом, даже в дизелях с умеренной частотой вращения ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) может происходить перемещение колец в канавках, приводящее к заметному ухудшению газомаслоуплотнения, если имеются причины, способствующие разгрузки колец от сил давления газов.

Сопоставление полученных экспериментальных данных по перемещению колец в канавках с результатами расчетов показывает их удовлетворительную сходимость при принятых исходных данных работы кольцевого уплотнения.

Также, как следует из анализа зависимостей, приведенных на рис.3, приближенный расчет с относительной ошибкой не более +20% описывает результаты опытов по измерению давления газов в полостях кольцевых канавок.

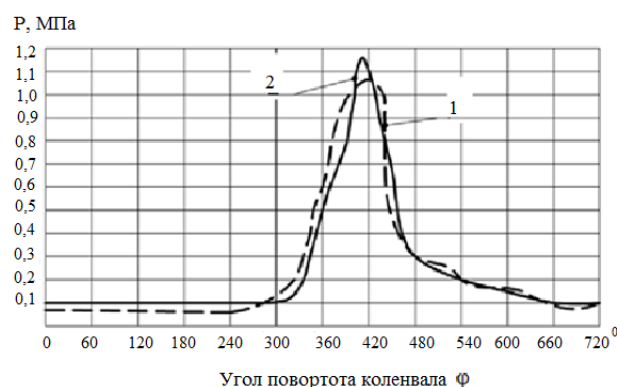


Рис. 3. Сравнение опытных и расчетных данных по изменению давлений p_2 на режиме номинальной мощности:

1 – расчетная кривая,
2 - экспериментальная

Следовательно, подтверждается достоверность предлагаемой динамической модели работы кольцевого уплотнения и возможность её применения в инженерной практике для расчетно-теоретического анализа работы поршневых колец. В частности, модель позволяет выявить параметры колец, при которых их отрыв на сжатии будет невозможен.

Для дальнейшего развития и углубления динамического расчета требуется прежде всего уточнение выбора его исходных данных, иногда имеющих стохастическую природу и заметное рассеивание. Успешное решение этой сложной задачи потребует накопления опытных данных и последующего их обобщения, что предусматривает в первую

очередь создание соответствующих высокоточных и надежных измерительных методов и устройств.

Выводы

1. Предложенный динамический расчёт кольцевого уплотнения ДВС позволяет уточнить теоретический анализ работы поршневых колец и создаст предпосылки к дальнейшему совершенствованию деталей цилиндропоршневой группы двигателя.

2. Расчетные значения по перемещению поршневых колец в канавках и давлению газов в заколочных пространствах дают удовлетворительную сходимость с результатами проведенных экспериментов на работающем дизельном двигателе.

3. Развитие и углубление динамического расчета возможно путем накопления экспериментального материала и последующей оценки реальных условий газомаслоуплотнения, а также исходных данных о работе поршневых колец с использованием, например, метода оптимальной фильтрации Калмана.

4. Существенное влияние на динамическую устойчивость кольцевого уплотнения оказывает поведение второго компрессионного кольца. Поэтому целью проверочного расчета динамики колец, является выбор их параметров, при которых отрыв второго кольца на такте сжатия будет невозможен.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко та проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Прапор, 2004 – 384с. 2. Энгели К. Поршневые кольца в 2 томах. Т.1./ К. Энгели – М: Машиностроение, 1962. – 584с. 3. Truscott R. Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by/ R. Truscott, T. Reid, B. Ruddy // SAE. Paper №831282, 1983, P.11- 23. 4. Furuhama S. On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1st Report)/ S. Furuhama, T.Tada // Bulletin of ISME. – 1961–V.4. – №16. – P.684 – 691. 5. Furuhama S., Tada T., On the of Gas Through the Piston Rings (2nd Report) // Bulletin of JSME. – 1961 –V.4. – №16. – P.691 – 698. 6. Заренбин В. Г. Экспериментальное определение давления газов в заколочном пространстве быстроходного дизеля / В. Г. Заренбин, А.С. Орлин, Л. Я. Юсим, Г. Н. Гузанов // Известия вузов. – М: Машиностроение, 1966. - №12. – С.82-

86. 7. Орлин А. С. Определение параметров газов в полостях канавок ДВС / А. С. Орлин, В. Г. Заренбин // Известия вузов. М: Машиностроение, 1972. - №11 – С.77 – 82. 8. Орлин А. С. Экспериментальное исследование осевого движения компрессионных колец / А. С. Орлин, В.Г. Заренбин // Вестник машиностроения. – 1966. - №9 – С.17 – 19. 9. Зотов Н.М. Экспериментальное исследование теплообмена при течении воздуха в микрощелевых каналах/ Н.М. Зотов // Известия вузов. Машиностроение, - 1969. - №8. – С. 74 – 76. 10. Заренбин В. Г. Уточненная оценка зон полужидкостной смазки поршневого кольца с учетом ограниченной подачи масла/ В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, И. Ю. Руднев // Вісник Приніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ: ПДАБ та А. - 2004. - №6. - С.22 – 28. 11. Крагельского И. В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. Кн. 1/ ред. И. В. Крагельского, В. В. Алишина. М: Машиностроение, 1978 – 400с. 12. Furuhama S. Axial movement of piston rings in the groove / S. Furuhama, M. Hiruma // ASLE/ Prepr. 1972. - №12 – 10pp.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A. P., Ryzantsev M. K., Shehovtsov A. F. (2004), Engines of internal combustion. [Dviguni vnutrishnogo zgoraniya]: seriya pidruchnikov u 6 tomah. T.1. Development of constructions of forced engines of ground transport vehicles. [Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin], Kharkiv., 384p. 2. English K. Piston rings. [Porshnevie kolca] in 2 volumes. V.1. (1962), Mechanical Engineering, 584p. 3. Truscott R., Reid T., Ruddy B. (1983), Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by, SAE. Paper №831282, P.11-23. DOI.10.4271/831282. 4. Furuhama S, Tada T. (1961), On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1st Report), Bulletin of ISME, V.4, №16, pp. 684 – 691. DOI. 10.1299/jsme1958.4.684. 5. Furuhama S., Tada T. (1961), On the of Gas Through the Piston Rings (2nd Report), Bulletin of JSME, V.4, №16, pp. 691 – 698. DOI. 10.1299/jsme1958.4.691. 6. Zarenbin V. G., Orlin A.S., Yusim L. Y., Guzanov G. N. (1966), Experimental determination of gas pressure in the space behind ring of a high-speed diesel engine. [Eksperimentalnoe opredelenie davleniya gazov v zakolechnom prostranstve bistrohodnogo dizelya], Mechanical engineering, P.82-86. 7. Orlin A. S., Zarenbin V. G. (1972), Determination of the parameters of gases in the cavities of the internal combustion engine. [Opredelenie parametrov gazov v polostyakh kana vok DVS], Mechanical Engineering, P.77 – 82. 8. Orlin A. S., Zarenbin V.G. (1966), Experimental study of the axial motion of compression rings. [Eksperimentalnoe issledovanie oseвого dvazheniya kompressionnih kolec], Vestnik of Machine Engineering, P.17 – 19. 9. Zotov N. M. (1969), Experimental study of heat exchange during airflow in micro-slots of channels. [Eksperimentalnoe issledovanie teploobmena pri techenii vozduha v mikroshlevykh kanalah], mashinostroenie, P. 74 – 76. 10. Zarenbin V. G., Kolesnikova T. N., Rudnev I. Y. (2004), Refined estimation of the zones of semi-liquid lubrication of a piston ring with allowance for limited oil supply. [Utochnennaya ocenka zon polugidkosnoj smazki porshneвого kolca s uchedom ogranichennoj podachi masla], Dnipropetrovsk: PSACEA and A - №6, P 22 – 28. 11. Kragelsky I. V., Alisina V. V. (1978), Friction, wearing and lubrication. [Trenie, iznashivanie i smazka], mashinostroenie, 400p. 12. Furuhama S., Hiruma M. (1972), Axial movement of piston rings in the groove // ASLE/ Prepr., №12, 10pp. doi. 10.1080/05698197208981428.

Надійшла до редакції 29.06.2017 р.

Заренбін Володимир Георгійович – д.т.н., професор кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – к.т.н., доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk1403@ukr.net.

ДО РОЗРАХУНКУ ТЕЧІЇ ГАЗІВ ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВІ УЩІЛЬНЕННЯ ДВЗ З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІКИ ПОРШНЕВИХ КІЛЬЦЬ

В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова

Запропонована математична модель течії газів через кільцеві ущільнення циліндро-поршневої групи враховує дроселюючий вплив верхнього пояса поршня і зміни прохідних перетинів і об'ємів кільцевого лабіринту, викликаних переміщенням поршневих кілець в канавках поршня. Представлені розрахункові та експериментальні дані по переміщенню поршневих кілець в канавках поршня. Відзначається істотний вплив поведінки другого компресійного кільця на динамічну стійкість кільцевого ущільнення. Зіставлення експериментальних даних з результатами розрахунків показує їх задовільну збіжність.

TO CALCULATION OF GAS FLOW THROUGH RING SEAL SEALS WITH REGULAR DYNAMICS OF PISTON RINGS

V.G.Zarenbin, T.N. Kolesnikova

The mathematical model of gas flow through the ring seals of the cylinder-piston group which takes into account the throttling effect of the upper piston belt and changes in the incoming sections and volumes of the ring labyrinth caused by the displacement of the piston rings in the piston grooves has been suggested. The calculated and experimental data on the displacement of piston rings in the grooves of the piston are presented. There is a significant effect of the behavior of the second compression ring on the dynamic stability of the ring seal. Comparison of the experimental data with the results of calculations shows their satisfactory convergence.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.07

И.А. Мордвинцева, А.Н. Клименко, Р. Ариан, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев

ОСОБЕННОСТИ ЗАДАНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

Выполнен анализ стационарных и нестационарных моделей эксплуатации транспортных двигателей на примере тракторного дизеля третьей категории. Предложено оценить ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня осуществлять с учетом изменения частоты вращения коленчатого вала. Определены управляющие функции граничных условий теплопроводности поршня в зоне поршневых колец, необходимые для моделирования основных переходных процессов нестационарной модели эксплуатации дизеля. Работа выполнена на примере дизеля 4 ЧН12/14.

Введение

При проектировании поршней для двигателей внутреннего сгорания постоянно возрастают требования к собственно процессу проектирования. В большинстве своем эти требования обусловлены повышением показателей двигателя [1] при сокращении времени проектирования. При этом неотъемлемой задачей является обеспечение необходимого ресурса поршня. На стадии проектирования требуемого результата можно достичь на основе применения концепции гарантированного обеспечения ресурса [2,3]. Однако опыт реальной эксплуатации транспортных дизелей свидетельствует об имеющихся место нарушениях указанной концепции, что характеризуется растрескиванием кромки камеры сгорания (КС) [4].

Моделирование условий эксплуатации двигателя в процессе проектирования поршня предполагает получение определенных последовательностей циклов нагружения детали. Это означает, что совершенствование используемых методик моделирования потери прочности следует осуществлять в направлениях уточнения нестационарных моделей

эксплуатации и изменения термонапряженного состояния поршня в переходных процессах его нагружения.

Анализ публикаций

Для моделирования процесса потери прочности поршня может быть использовано выражение, учитывающее накопленные повреждения материала в особо теплонапряженной зоне конструкции [5]:

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

где d_{fs} – совокупность величин накопленных повреждений от усталости d_f и ползучести d_s ; $j = 1, 2, \dots, N_0$ – совокупность переходных процессов нестационарной модели нагружения поршня; $k = 1, 2, \dots, N1_j$ – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали k -го переходного процесса; $N_{fk}^{(j)}$ – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения; $U_k^{(j)}$ – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k -м циклом

нагружения; U^* – критическая величина энергии рассеивания при ползучести.

Нестационарные модели нагружения получают на основе соответствующих стационарных моделей эксплуатации с помощью методики, предложенной в [2]. Пример стационарной и нестационарной моделей эксплуатации трактора 3-й категории приведены в табл. 1 и табл. 2 [2,6,7].

Здесь \bar{N}_{ei} – загрузка двигателя на i -ом стационарном режиме относительно номинальной мощности, \bar{n}_i – относительное от номинальной значение частоты вращения коленчатого вала, \bar{P}_i – относительная от заданного ресурса наработка двигателя. Составляющие переходного процесса в табл. 3 при этом подразумевают циклическое нагружение двигателя, предполагающее наброс нагрузки с одного стационарного режима на другой с последующим ее сбросом на исходный режим. Нарботка двигателя \bar{P}_j в переходном процессе устанавливается по методике [2].

Таблица 1. Стационарная модель эксплуатации тракторного двигателя 3-й категории

Номер стационарного режима, i	\bar{N}_{ei}	\bar{n}_i	\bar{P}_i
1	0,0825	0,825	0,02
2	0,0975	0,975	0,054
3	0,1075	1,075	0,096
4	0,2475	0,825	0,027
5	0,2925	0,975	0,046
6	0,315	1,05	0,06
7	0,4125	0,825	0,032
8	0,475	0,95	0,035
9	0,5125	1,025	0,085
10	0,5775	0,825	0,026
11	0,665	0,95	0,034
12	0,7175	1,025	0,09
13	0,7425	0,825	0,024
14	0,855	0,95	0,036
15	0,9	1	0,099
16	0,9075	0,825	0,012
17	0,94875	0,825	0,006
18	1,045	0,95	0,033

С целью сокращения сроков проектирования осуществляют свертку нестационарных моделей [8,9]. В [10] показано, что учет влияния частоты вращения коленчатого вала (КВ) двигателя на тем-

пературное состояние поршня оказывает существенное влияние на получаемые по модели (1) результаты. При этом в [6] было найдено компромиссное решение, позволяющее в рамках принятой концепции гарантированного обеспечения ресурса учесть влияние частоты вращения и минимизировать количество расчетов. Однако недостатком подхода [6] является увеличение запасов прочности конструкции практически вдвое.

Таблица 2. Нестационарная модель эксплуатации тракторного двигателя 3-й категории

№ переходного процесса, j	Составляющие переходного процесса, i	\bar{P}_j
1	1; 18	0,012
2	1; 17	0,028
3	2; 17	0,038
4	2; 16	0,024
5	2; 15	0,046
6	3; 15	0,152
7	3; 14	0,04
8	4; 14	0,032
9	4; 13	0,022
10	5; 13	0,026
11	5; 12	0,066
12	6; 12	0,114
13	6; 11	0,006
14	7; 11	0,062
15	7; 10	0,002
16	8; 10	0,05
17	8; 9	0,02

В связи с этим актуальным является дальнейшее направление работ, связанное с разработкой и применением подходов, позволяющих реализовать переход к новой концепции обеспечения на стадии проектирования работы поршня на пределе ресурсной прочности.

Основная часть

При учете влияния частоты вращения КВ двигателя на температурное состояние деталей КС одной из достаточно сложных задач является определение граничных условий (ГУ) нестационарной теплопроводности.

До настоящего времени при моделировании нестационарного температурного состояния поршня используется подход [11], согласно которому выполняется анализ конструкции в условиях циклического нагружения двигателя при неизменной

частоте вращения КВ. При этом ГУ третьего рода рассматриваются в виде:

$$-\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right) = \alpha \cdot \Phi_{\alpha}(\tau) \cdot (t_{cm} - t_{cp} \Phi_i(\tau)), \quad (2)$$

где λ – теплопроводность материала; α – коэффициент теплоотдачи; t_{cm} – температура стенки (поверхности детали); t_{cp} – температура окружающей среды (рабочего тела, взаимодействующего с поверхностью детали); $\Phi_{\alpha}(\tau)$, $\Phi_i(\tau)$ – управляющие функции, задаваемые по участкам границ области теплообмена для изменения граничных условий во времени.

Задача усложняется тем, что количество участков поверхности теплообмена поршня при моделировании стационарных режимов достигает 30. В связи с этим нами предварительно рассмотрены различные варианты, упрощающие задание нестационарных ГУ [13, 14]. Установлено, что для достоверного описания нестационарной теплопроводности поршня дизеля достаточно по его КС изменять ГУ мгновенно с изменением режима нагружения. При этом для зон верхних двух колец применение плавно меняющихся управляющих функций в (2) является обязательным.

Для их получения применительно к дизелю 4ЧН12/14 был выполнен эксперимент. Его программа представлена в табл. 3.

Таблица 3. Совокупность режимов нагружения дизеля 4ЧН12/14

№ процесса	Составляющие переходного процесса	
	N_{ei} , кВт	n_i , мин ⁻¹
1	1,1→75,3	1500→1800
2	75,3→1,1	1800→1500
3	1,3→75,3	1800→1800
4	75,3→1,3	1800→1800
5	1,1→66,1	1500→1500
6	66,1→1,1	1500→1500
7	0,88→47,6	1200→1200
8	47,6→0,88	1200→1200
9	1,3→66,1	1800→1500
10	66,1→1,3	1500→1800
11	0,88→75,3	1200→1800
12	75,3→0,88	1800→1200

Здесь в каждой строке таблицы представлен единичный переходный процесс либо наброса, либо сброса нагрузки. При этом переходные процессы 1,2 являются близкими к процессу 2 нестационарной модели, приведенной в табл. 2. Процессы 3,4 – близкими к 5,6, а процессы 5,6 – близкими к 9. Соответствующие указанные процессы в табл. 2,3 выделены шрифтом. Такой их выбор обусловлен тем, что последующие процессы 10-17 табл. 2 не оказывают практического влияния на ресурсную прочность поршня [6].

Дополнительные переходные процессы 7-12 табл. 3 представляют интерес при формировании модели ГУ.

Согласно [2] коэффициент теплоотдачи в зоне поршневых колец (ПК) принят неизменным. Управляющие функции $\Phi_i(\tau)$ для некоторых процессов табл. 3 представлены на рис. 1,2.

Из представленных данных видно, что для различных процессов нагружения двигателя управляющие функции $\Phi_i(\tau)$ могут либо не совпадать, либо совпадать. Эти данные важны как в уточненных оценках ресурсной прочности кромки КС поршня, так и при упрощении функции $\Phi_i(\tau)$ без нарушения концепции гарантированного обеспечения ресурса на стадии проектирования.

На рис. 3,4 представлены данные о нестационарном температурном состоянии периферийной зоны огневой поверхности днища поршня, кромки его камеры сгорания и первого ПК. Результаты расчетов приведены пунктирной линией, экспериментальные данные – сплошной. Видно, что для всех контрольных зон поршня имеет место достаточно удовлетворительное совпадение результатов. При этом в процессе наброса нагрузки расчетные значения температур не отстают от экспериментальных, а в процессе сброса – не опережают последних. Это свидетельствует об отсутствии нарушения концепции гарантированного обеспечения ресурса конструкции на стадии моделирования управляющих функций.

Выводы

На сегодня имеет место совершенствование методик обеспечения ресурса кромок камер сгорания поршней наземных транспортных машин.

Оно связано с повышением качества проектов и процесса проектирования. При этом затраты на проектирование снижаются при поддержке концепции обеспечения ресурсной прочности поршня на стадии этого проектирования.

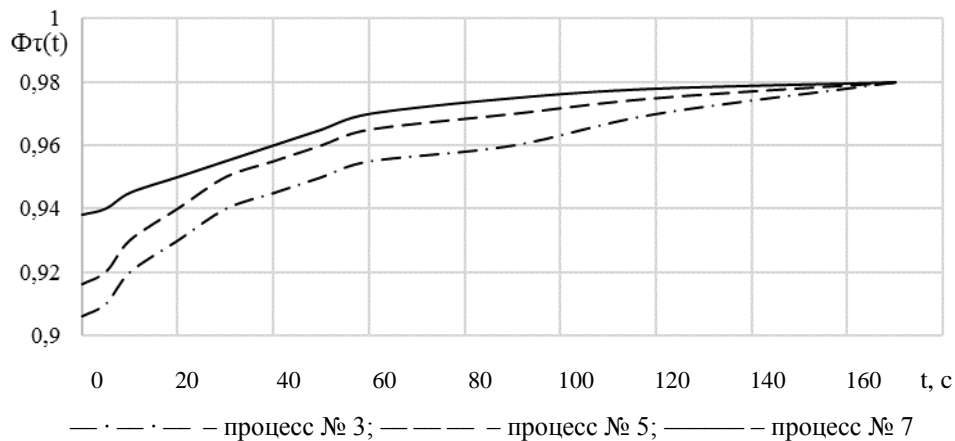
Достоверное моделирование процесса потери прочности кромок камер сгорания поршня предполагает учет влияния частоты вращения коленчатого вала двигателя на искомое температурное состояние.

В работе поставлена и решена задача определения значений управляющих функций процессов

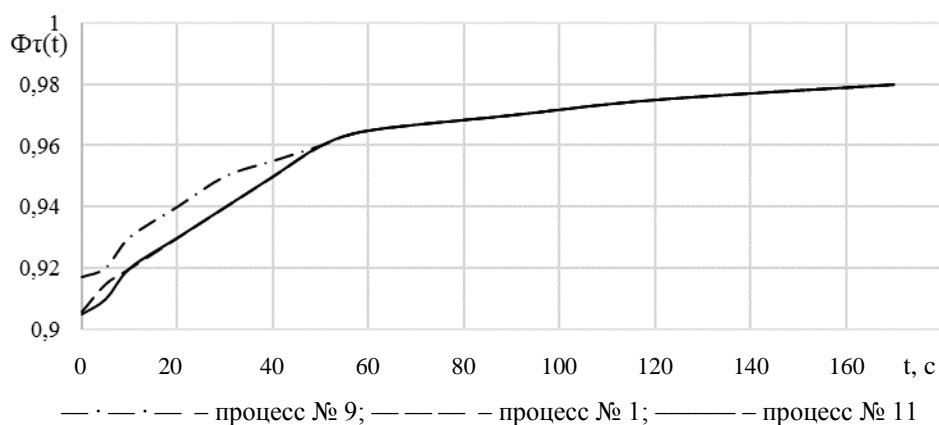
наброса и сброса нагрузок для основных переходных процессов дизеля.

Дальнейшие работы направлены на уточнение оценок ресурсной прочности кромки камеры сго-

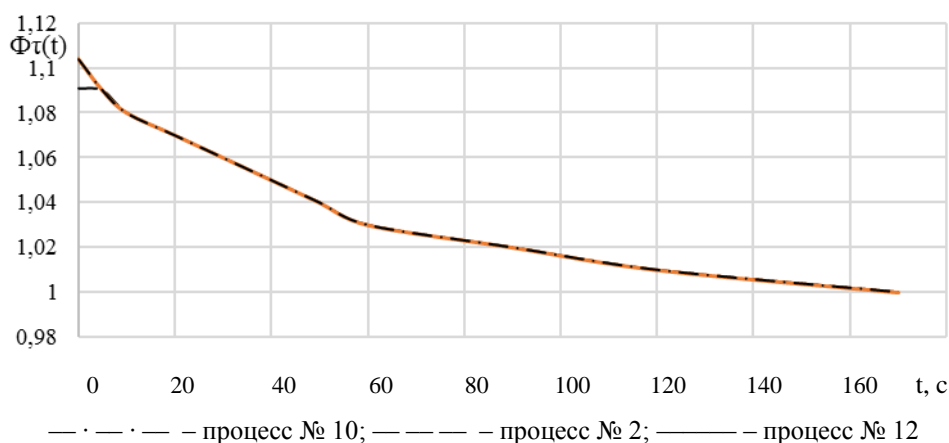
рания поршня и упрощение управляющих функций с учетом перехода к концепции работы материала поршня на пределе прочности.



а)

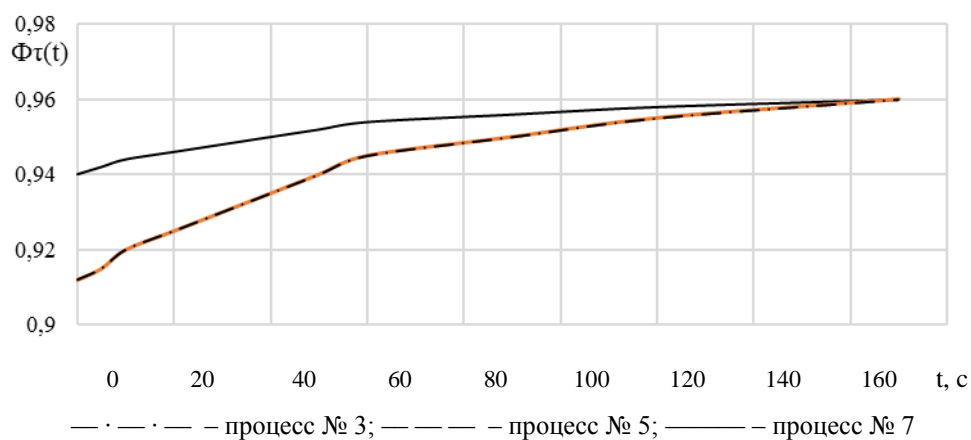


б)

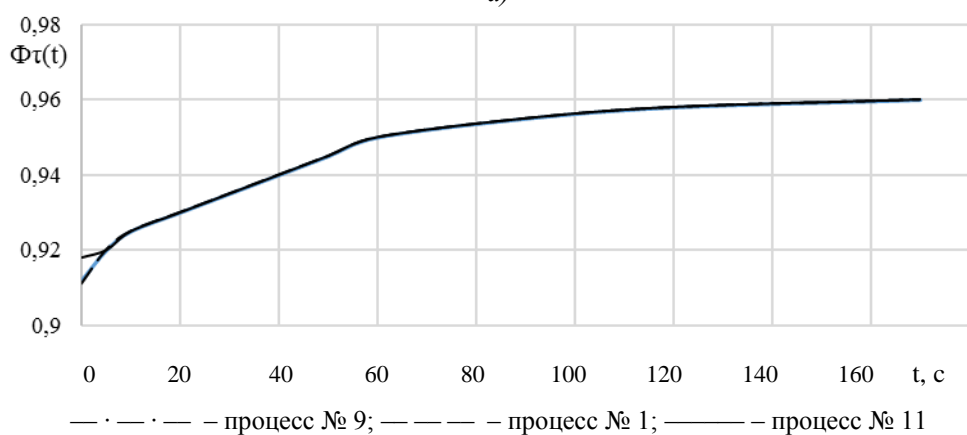


в)

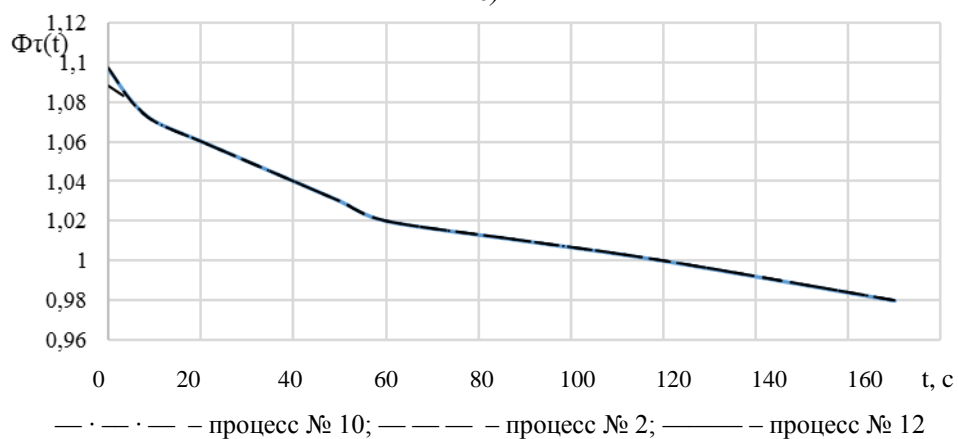
Рис.1. Изменения значений управляющей функции в зоне первого поршневого кольца в переходных процессах наброса и сброса нагрузки дизеля 4ЧН12/14



a)



б)



в)

Рис 2. Изменения значений управляющей функции в зоне второго поршневого кольца в переходных процессах наброса и сброса нагрузки дизеля 4ЧН12/14

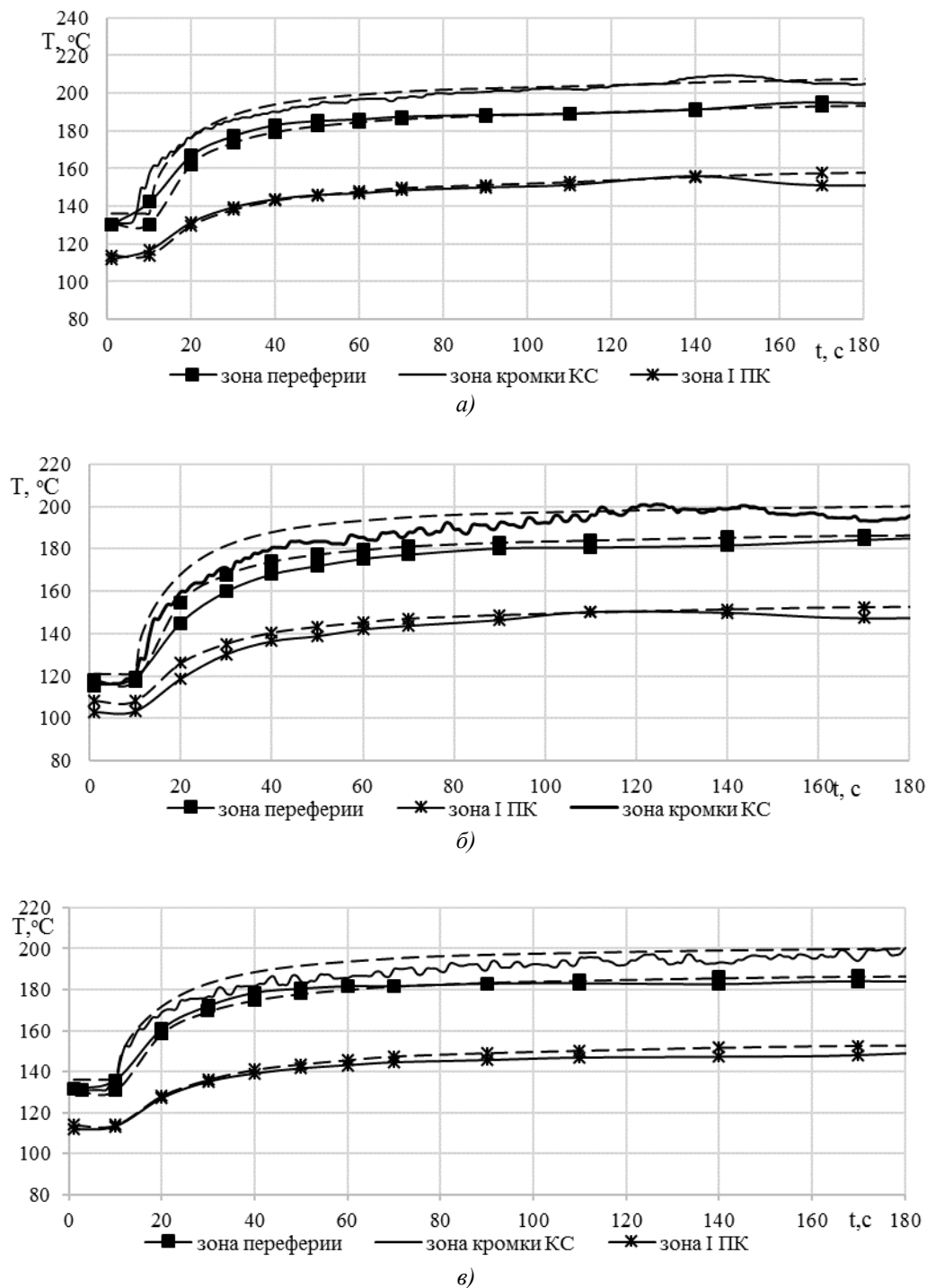


Рис.3. Температурное состояние основных зон поршня дизеля 4ЧН12/14 в переходных процессах наброса нагрузки (номера процессов соответствуют табл. 3):

- а) – процесс № 3;
- б) – процесс № 5;
- в) – процесс № 9

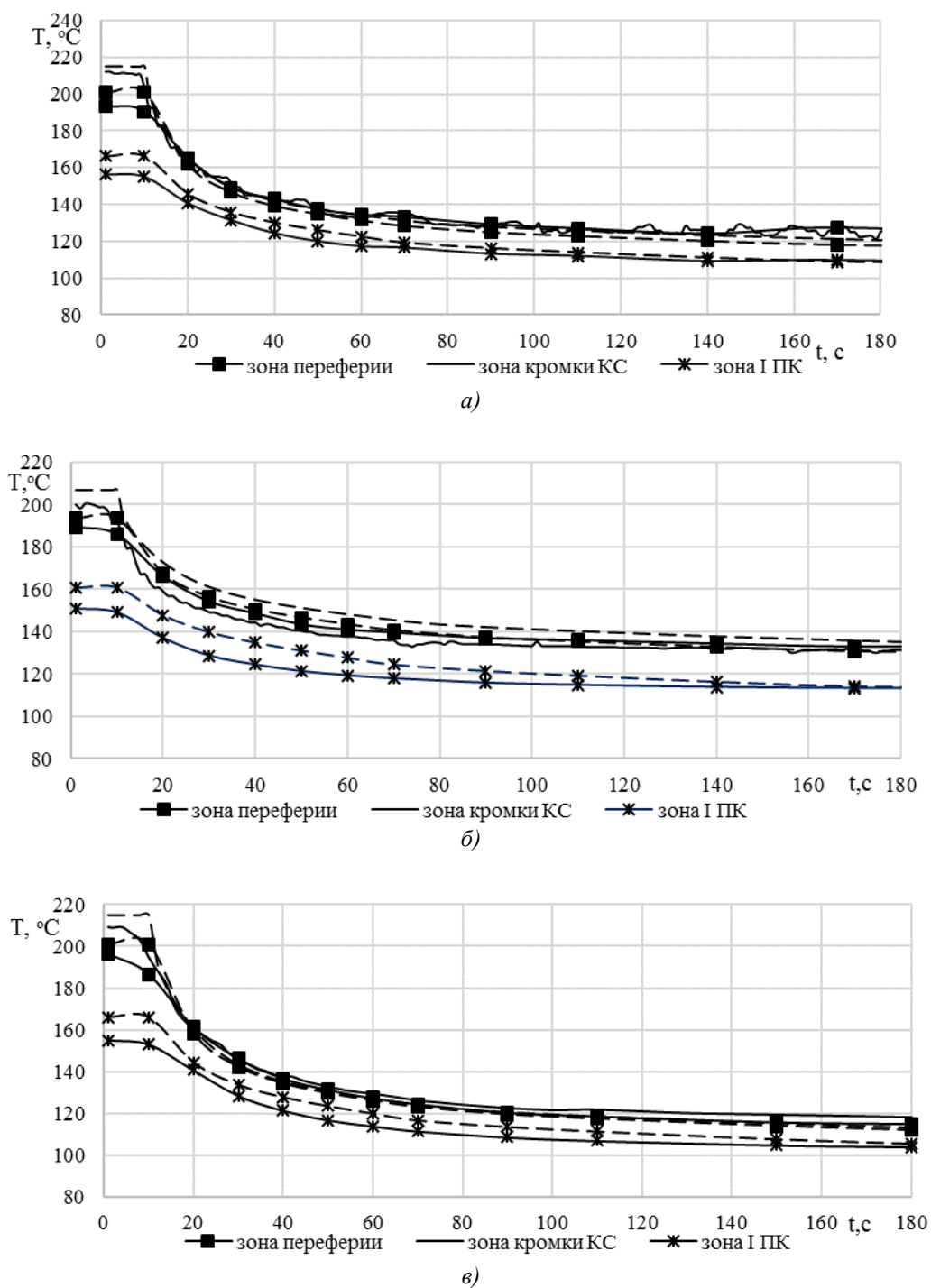


Рис.4. Температурное состояние основных зон поршня дизеля 4ЧН12/14 в переходных процессах наброса нагрузки (номера процессов соответствуют табл. 3):

- а) – процесс № 2;
- б) – процесс № 10;
- в) – процесс № 12

Список литературы:

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузо-

вых автомобилей / Мозер Франц К. // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №4(51). – С. 7–16. 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності:

моногр. /В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ». – 2001. – 332 с. 3. Пылев В.А. Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней / В.А. Пылев, А.В. Белозуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. №2. – С.68-72. 4. Повреждения поршней – как выявить и устранить их / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH,Heilbronn, 2izd., – 2010. – 92 с. 5. Прогнозування ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР. Автореферат на соискание научной степени кандидата технических наук. // В.В. Матвеенко НТУ «ХПІ», Харьков – 2013. 6. Матвеенко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеенко, В.А. Пылев, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. –№1. – С.120-123. 7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография – Х.: НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с. 8. Матвеенко В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеенко, В.А. Пылев // Грузовик. М., – 2011. – №3. – С. 6-8. 9. Турчин В.Т. Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвеєнко, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С.89-92. 10. Матвеенко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы двигателя /В.В. Матвеенко – Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2012. – №19. – С. 118-120. 11. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках: Дис. канд. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1991. – 213 с. 12. Марченко А.П. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ з теплоізоляванню поверхнею камери згорання / А.П. Марченко, В.В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №2. – С.41-47. 13. Пылев В.А. Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования / В.А. Пылев, С.А. Кравченко, И.А. Нестеренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №2. – С.52-56. 14. Пылев В.А. Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования / В. А. Пылев, И. А. Нестеренко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Транспортне машинобудування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2017.– №5. – С.68-71.

Bibliography (transliterated):

1. Franz, K. Moser (2008), "Diesel in 2015. Requirements and directions of development of diesel engine technologies for cars and trucks" ["Dizel v 2015 g. Trebovaniya i napravleniya razvitiya tehnologii dizeley dlya legkovyih i gruzovyih avtomobiley"], Journal of Automotive Engineers, No. 4(51), pp. 7-16. 2. Pilov, V.O. (2001), Automated design of the piston of fast-diesels with a given level of

long-term strength: monograph [Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnosti:monogr.], Harkiv: Vidavnichiy tsentr NTU "HPI", 332 s. 3. Pilov, V.O., Belogub, A.V., Nesterenko, I.A., Fedorov, A.Yu., Arian, R., Khizhnyak, V.A. (2014), "Perfection of the method of comparative evaluation of the thermally stressed state of pistons" [Sovershenstvovanie metodiki sravnitelnoy otsenki termonapryazhennogo sostoyaniya porshney], Internal combustion engines, No. 2, pp. 68-72. 4. (2010), Damage to pistons - how to identify and eliminate them/ Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH,Heilbronn, 2nd.ed [Povrezhdeniya porshney – kak vyiyavit i ustranit ih / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH,Heilbronn, 2izd.],92 s. 5. Matveenko, V. (2013), Forecasting the resource strength of the pistons of high-speed high-speed diesel engines in CAD: Abstract on the scientific degree of candidate of technical sciences. [Prognozirovaniye resursnoy prochnosti porshney forsirovannyih byistrohodnyih dizeley v SAPR. Avtoreferat na soiskanie nauchnoy stepeni kandidata tehnikeskikh nauk], NTU "KhPI", Kharkiv, 20 p. 6. Matveenko, V., Pylev, V., Klimenko, A., Kotuha, A. (2012), Evaluation of the piston's life-time in CAD, taking into account the operating conditions of the engine [Otsenka resursnoy prochnosti porshnya v SAPR s uchetom ekspluatatsionnykh rezhimov raboty dvigatelya], Internal combustion engines, No.1, pp.120-123. 7. Parsadanov, I. (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel engines on the basis of an integrated fuel and ecological criterion: monograph [Povyishenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: monografiya], H.: NTU "KhPI", 244 p. 8. Matveenko, V., Pilov, V.O. (2011), "Development of theoretical models of stationary fuel-efficient operation of automotive diesel engines for resource pistons strength prediction system" [Razrabotka teoreticheskikh statsionarnykh ekonomichnykh modeley ekspluatatsii avtotraktornykh dizeley dlya sistemyi prognozirovaniya resursnoy prochnosti porshney], Truck. M, No. 3, pp. 6-8. 9. Turchin, V., Matveenko, V., Pylov, V., Baklanov, S. (2010), "Analysis of efficiency of application of economic theoretical models of operation of tractor diesel engines for the estimation of the resource strength of pistons" [Analiz effektivnosti zastosuvannya ekonomichnih teoretichnih modeley ekspluatatsiyi traktornih dizeliv dlya otsinki resursnoyi mitsnosti porshniv], Internal combustion engines, No. 2, pp. 89-92. 10. Matveenko, V. (2012), "Evaluation of the resource strength of the piston at different speeds of the engine" [Otsenka resursnoy prochnosti porshnya na razlichnykh skorostnykh rezhimakh raboty dvigatelya], Herald of the National Technical University "KhPI", No. 19, pp. 118-120. 11. Levterov, A. (1991), Investigation of the thermal and stressed-deformed state of the details of the cylinder-piston group of a high-speed diesel engine under nonstationary loading: dissertation [Issledovanie teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya detaley tsilindroporshnevoy gruppy byistrohodnogo dizelya pri nestatsionarnykh nagruzheniyah: dis..kand.tehn.nauk], Kharkiv, 213p. 12. Marchenko, A., Pylov, V. (2015), "Modeling of the non-stationary high-frequency temperature state of the piston of the ICE with a heat-insulated surface of the combustion chamber" [Modelyuvannya nestatsionarnogo visoko-chastotnogo temperaturnogo stanu porshnya DVZ z teploizolovanoyu poverhneyu kameri zgorannya], Internal combustion engines, No.2, pp.41-47. 13. Pylov, V., Kravchenko, S., Nesterenko, I. (2015), "Specification of the boundary conditions for heat transfer in the zone of the piston rings of the piston of the transport diesel engine at the initial stages of design" [Zadanie granichnykh usloviy teploobmena v zone porshnevnykh kolets porshnya transportnogo dizelya na nachalnykh stadiyakh proektirovaniya], Internal combustion engines, No.2, pp.52-56. 14. Pylov, V., Nesterenko, I. "Specifying the boundary conditions of heat transfer in the zone of the piston rings of the transport diesel piston at the initial stages of designing" [Zadanie granichnykh usloviy teploobmena v zone porshnevnykh kolets porshnya transportnogo dizelya na nachalnykh stadiyakh proektirovaniya], Herald of the National Technical University "KhPI". Collection of scientific works. Thematic issue "Transport engineering". - Kharkiv: NTU "KhPI", No. 5, pp. 68-71.

Поступила в редакцию 14.07.2017 г.

Мордвинцева Ирина Александровна – младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Клименко Александр Николаевич – кандидат техн. наук, младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: klim23051987@gmail.com.

Расул Ариан – младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Линьков Олег Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: linkov@ukr.net.

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

ОСОБЛИВОСТІ ЗАВДАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ НЕСТАЦІОНАРНИХ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

I.O. Мордвінцева, Клименко О.М., Р. Ариан, В.О. Пильов, О.Ю. Линьков

Виконано аналіз стаціонарних і нестаціонарних моделей експлуатації транспортних двигунів на прикладі тракторного дизеля третьої категорії. Запропоновано оцінку ресурсної міцності кромки камери згоряння поршня здійснювати з урахуванням зміни частоти обертання колінчастого вала. Визначено керуючі функції граничних умов теплопровідності поршня в зоні поршневих кілець, необхідні для моделювання основних перехідних процесів нестаціонарної моделі експлуатації дизеля. Робота виконана на прикладі дизеля 4ЧН12/14.

FEATURES OF THE DETERMINATION OF BORDER CONDITIONS OF NON-STATIONARY PROBLEMS OF HEAT CONDUCTIVITY OF DIESEL PISTON

I. Mordvintseva, A. Klimenko, R. Arian, O.Ju. Lin'kov, V. Pyilev

The stationary and non-stationary models of the operation of transport engines have been analyzed by using the example of a third-class tractor diesel. The estimation of the resource strength of the edge of the combustion chamber of the piston is made taking into account the change in the rotational speed of the crankshaft. The control functions of the boundary conditions of the thermal conductivity of the piston in the zone of piston rings are determined, which are necessary for modelling the main transient processes of the non-stationary model of diesel operation. The work is performed on the example of a diesel engine 4CH12/14.

Л.П. Клименко, В.І. Андреев, О.Ф. Прищепов, О.І. Случак, В.В. Шугай

МОДИФІКАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА СКЛАДУ КОМПОЗИТИВ В КРИШКАХ КОКІЛІВ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВОГО ЛИТТЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ

В статті наведено результати досліджень впливу матеріалів та конструкції елементів кокілів відцентрового лиття, зокрема кришок, на протікання процесу структуроутворення поверхні виливку та відповідно, якість отриманої заготовки. Продемонстровано основні етапи розробки в даному напрямку в межах теми № 0115U000317 «Фундаментальні дослідження поверхневих високоміцних структур із змінною зносостійкістю». Вдосконалено конструкцію та композитний склад основних елементів конструкції для передньої кришки кокілю відцентрового лиття. Оптимальною визначено роз'ємну конструкцію без монометалічних елементів, що містить передній шар у вигляді тонкої керамічної вкладки, теплоізоляційний шар з металокерамічного композиту з закритою по всьому об'єму пористістю на основі титанової губки та наповнювача в силікат-спиртовій матриці та механічну основу у вигляді брикету з титанової губки та чавунної стружки.

Вступ

Актуальність. Проблема керування структуроутворенням поверхні металічних відливок є однією з базових для сучасної трибології в рамках ряду розробок для машинобудівної галузі. Існуючі технології створюють оптимальні умови для підвищення якості металу заготовки при литті в піщано-глинисті форми (ПГФ) або для економії металу для відцентрового лиття в кокілі (КВЛ), проте надання відливкам параметрів близьких до лиття в ПГФ в процесі лиття в КВЛ є мало вивченим питанням.

Методична база. В ЧНУ імені Петра Могили в межах теми №0115U000317 «Фундаментальні дослідження поверхневих високоміцних структур із змінною зносостійкістю» в 2015-16 роках було розроблено та апробовано модель структуроутворення поверхні чавунного виливка при контрольованій швидкості застигання. Для підтвердження вказаної гіпотези було створено експериментальні ливарні форми на основі пористого губчастого титану, що після модифікації стали основою для одного з двох основних напрямків даного дослідження:

- Технологія управління структуроутворенням при литті чавунних виробів з метою забезпечення заданих фізико-механічних властивостей.

- Композиційні матеріали постійних ливарних форм для лиття чавунних деталей.

Основою розробок стали основні прикладні розробки 2015/16 років в рамках прикладної теми «Композиційний матеріал постійних ливарних форм для лиття чавунних деталей»:

- 2015 р. (Патент на корисну модель № 96455 Матеріал кокілю і виливниці для відливання поршневих кілець, гільз циліндрів двигунів, насосів та компресорів [4] та Патент № u 2007 03091 Виливниці для відцентрового лиття);

- 2016 р. (Патент на корисну модель (№UA115138) Спосіб виготовлення композитних

матеріалів на основі порошку губчастого титану в силікатній матриці [5]; Патент на корисну модель №113463 Спосіб виготовлення композитних фільтрів на основі суміші порошку губчастого титану з кремнієвим наповнювачем [6] та Патент на корисну модель (№UA113463) Кришка для кокілю відцентрового лиття[7]).

Як результат було послідовно проведено ряд досліджень з розробки та модифікації конструкцій та композитного складу елементів конструкцій кришок КВЛ та теоретично обґрунтовано доцільність застосування саме таких параметрів для оптимізації відливки.

Наведені розробки є результатом послідовних теоретичних та практичних досліджень процесу відливки та впливу на нього властивостей саме ріалів кокілів та параметрів самого процесу.

Формування задачі

Мета дослідження: модифікація удосконаленої роз'ємної конструкції кришки для кокілю відцентрованого лиття за рахунок заміни монометалічних фланців на багатшарову композитну структуру з керамічною змінною вкладкою в зоні контакту розплаву з кришкою та металокерамічним тепло ізолятором з закритою об'ємною пористістю.

Об'єкт дослідження: конструктивні особливості та композитний склад елементів роз'ємної конструкції кришок для кокілів відцентрового лиття.

Предмет дослідження: модифікована конструкція передньої кришки КВЛ.

Завдання:

1. Проаналізувати основні результати розробки конструкції кришок КВЛ на попередніх етапах дослідження.

2. Визначити основні недоліки розроблених конструкцій та перспективні шляхи їх вдосконалення.

3. Розробити модифіковану конструкцію передньої кришки КВЛ, що містить виключно створені в процесі попередніх досліджень композитні

метеріали та оптимізує процес структуроутворення виливку.

Огляд основних розробок

Металева кришка відцентрового кокілю підлягає інтенсивному, переважно конвективному, нагріванню й пасивному природному охолодженню. Періодичність термічних циклів – 9...11 хвилин. Температура металу, що заливається, становить 1320...1350 °С, заготовка, що витягається – 520...620 °С [8]. В ході даного процесу особливо інтенсивно відбувається процес поверхневого відбілу чавуну в зонах контакту з розплавом, що викликає необхідність відрізання відбіленого чавуну від готової відливки та в цілому погіршує якість заготовки в порівнянні з аналогічною для лиття в ПГФ, хоча і знижує витрату металу і підвищує точність геометрії в параметрах готової відливки.

Перший етап. Безпосереднім об'єктом першого етапу досліджень були задні торцеві кришки горизонтальних відцентрових виливниць, які використовувалися для лиття гільз циліндрів двигунів ІЖЮ, К-125.

Найбільшу стійкість мала двошарова кришка з робочою поверхнею із щільного титану (рис. 1).

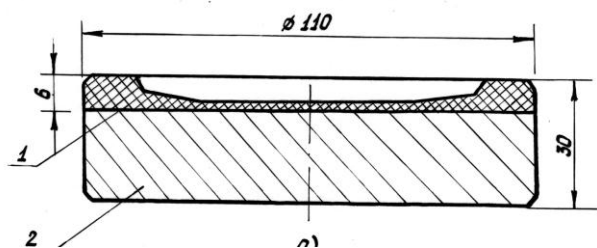


Рис. 1. Задня кришка КВЛ

У кокіль із цієї кришкою було залито близько 500 заготовок при звичайній циклічності установки й товщині присипки 0,5 мм. Слід зазначити, що на зламі виливка в районі торця, що контактує з титановою пористою кришкою, відбілювання не спостерігалось, на відміну від гільз, що відливають із литими титановими кришками, де глибина відбілення досягала 2...4 мм.

Підвищена хімічна активність титану при високих температурах вимагає введення добавок, що перешкоджають інтенсивному окислюванню матеріалу [2]. Для вирішення даної проблеми на попередньому етапі було застосовано наповнювачі у вигляді дрібнодисперсного порошку оксиду кремнію (аеросил та аналоги) та корунду, що перетворювало готовий композитний матеріал на металокерамічний теплоізолятор, проте це не вирішувало проблеми руйнування пористого титану внаслідок капілярного ефекту. Для вирішення даної проблеми

було проведено ряд досліджень з закриття пористості з застосуванням фарб, напилювання, монометалічних фланців як елементів конструкції кришки та об'ємного закриття пористості.

Другий етап. Створена на другому етапі досліджень «Кришка для кокілю відцентрового лиття» (Патент на корисну модель №UA113463) містила в якості лицевого шару монометалічні фланці з того ж матеріалу, що і звичайна титанова кришка, але за рахунок наявності тепло ізолюючого шару з розробленого в процесі досліджень композитного матеріалу виготовленого запатентованим нами методом: «Спосіб виготовлення композитних матеріалів на основі порошку губчастого титану в силікатній матриці» (Патент на корисну модель №UA115138). Використання матриці [5] дозволило вирішити питання капілярного ефекту за рахунок закриття пористості по всьому об'єму матеріалу. Отримана схема (рис. 2) дозволить знизити теплопровідність [7] кришки в 1,5–3 раз в залежності від матеріалу ізолятора та зменшити її ціну на порядок, за рахунок зниження кількості металу титану в конструкції в той час як зношування переважно відбуватиметься лише в лицевому шарі, що дозволить отримати більшу кількість відливок ніж в попередній конструкції та продовжити термін експлуатації через заміну лицевої вкладки.

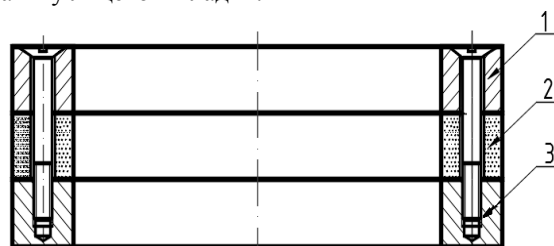


Рис. 2. Схема конструкції передньої кришки кокілю:
1 – Монометалічні фланці із сплаву титана;
2 – пористий ізолятор; 3 – штифтовий з'єднувальний вузол

Дана схема може бути використана, для виробництва кришок кокілів для лиття поршневих кілець у кокіль, або відцентрового лиття гільз циліндрів двигунів, насосів або компресорів. Роз'ємна конструкція сприяє покращенню механічних властивостей кришки та знижує теплопровідність в 1,5-3 і ціну конструкції в 1,5-2 рази, вставки титану виключають руйнування матеріалу ізолятора через капілярний ефект.

Результати досліджень

Роз'ємна конструкція визнана оптимальною в плані економії ресурсів за рахунок заміни зношеної лицевої частини. Дослідження з використання в якості матеріалу лицевих фланців розроблених

композитів в силікатній матриці продемонстрували високий рівень шлакоутворення в зонах контакту з розплавом. Для вирішення даної проблеми було проведено ряд дослідів з вдосконалення як самої матриці так і складу композитних матеріалів загалом. Так було визначено три основні перспективні напрямки отримання матеріалів з закритою об'ємною пористістю:

1) металокерамічні матеріали з етильованою силікатною матрицею та теплоізолюючими наповнювачами.

2) керамічні та полімер-керамічні футерувальні вкладки з етильованою силікатною матрицею та органічним пластифікатором (торф або вермикуліт) для підвищення ударостійкості.

3) металічні та металокерамічні брикети з крупної фракції титанової губки та чавунної стружки отриманих з відходів після подрібнення зношених лицевих вставок.

Формування жаростійкої кераміки для змінних вкладок з використанням вторинної сировини відбувалося шляхом застосування відходів шліфування металів корундом, що на 80–90 % становить шліфувальний крупнозернистий Al_2O_3 корунд. Використання в даній суміші добавки у вигляді рідкого скла оптимізувало процес формування жаростійкої кераміки за рахунок утворення аморфної сполуки $Al_2O_3 \cdot SiO_2$ що при подальшому нагріванні до 800°C утворювало міцні кристалосилікати і в суміші з базальтовою смолою за наявності органічного пластифікатора в вигляді торфу перетворювалась на каменеподібний черепок підвищеної міцності та жаростійкості з водопоглиненням менше 5%. Кріплення на керамічних вкладках було спресовано з чавунної стружки з подальшим нарізанням різьби.

Виготовлення композитних матеріалів відбувається способом рівномірного розподілу наповнювачів SiO_2 (пил оксиду кремнію), Al_2O_3 (корунд), базальтова смола, по об'єму кожної з заготовок на кожний з шарів композиту за рахунок силікатної матриці рідкого скла, піддані етилюванню 1:10 етилового спирту, пресуванням з навантаженням 8 тонн та спіканням готового матеріалу у вакуумі при температурі 1100 °C.

Брикети для механічної основи кришки виготовлялися з додаванням домішок складу: ферохромістний шлак марки СФШ – 90 %, щільність 900...1140 кг/м³; чавунна стружка – 10 %, насипна щільність 3400...3600 кг/м³ [3].

Результатом застосування розроблених матеріалів стало удосконалення конструкції кришки для кокілю відцентрованого лиття за рахунок об'єднання пористого теплоізолюючого шару з

змінними керамічними вкладками в місцях контакту кришки з виливком.

Суть удосконалення полягає в тому, що структура кришки кокілю (рис. 3) змінюється, за рахунок розміщення елементів (1), подібних до футерування піщано-глинистих форм безпосередньо в місцях контакту з розплавом, та використання спеціально розробленого багатшарового пористого матеріалу на основі титанової губки як основного матеріалу кришки (4) з виключенням необхідності використання в конструкції монометалічних елементів.

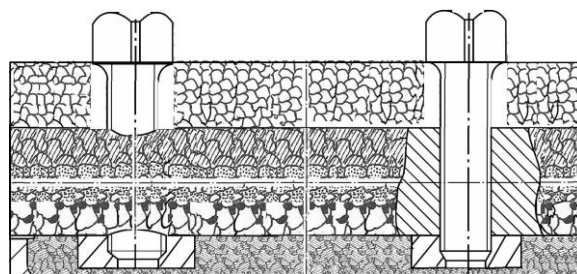
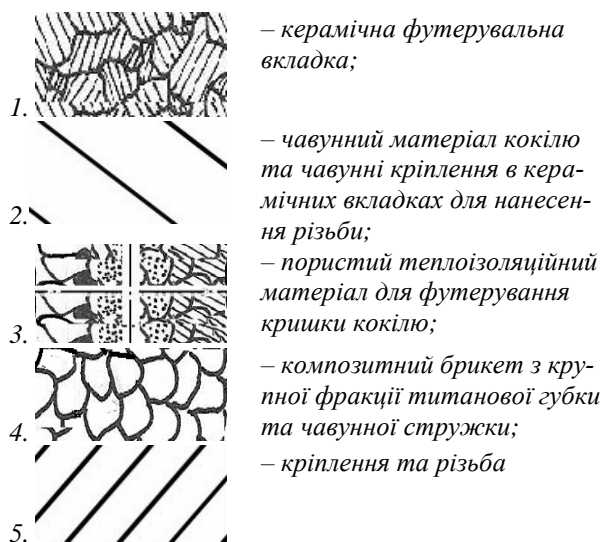


Рис. 3. Модифікована кришка для кокілю відцентрованого лиття:



Введення подібної схеми дозволить знизити теплопровідність кришки на 10–15 % та зменшити її ціну на порядок за рахунок виключення монометалічного титану в конструкції і використання змінних елементів футерувальних вкладок і лицевого шару кришки.

Зниження ціни виробництва та експлуатації готового виробу відбувається за рахунок застосування розбірної конструкції з змінними частинами (1) в зоні контакту з розплавом, ізолюючому шарі (3) та металічній основі кришки (4), що можуть бути легко замінені при зношуванні, що значно дешевше заміни всієї конструкції.

Висновки

Створюючи різну пористість виливниці й регулюючи її теплопровідність, можна управляти усередненою швидкістю затвердіння розплаву при формуванні вилівка та, відповідно, процесами структуроутворення. Основною проблемою такого методу є руйнування пористих фланців через капілярний ефект. Вирішення даної проблеми оптимально реалізується двома шляхами: використання роз'ємної конструкції кришки з непористими лицевими елементами, що піддаються заміні при зношуванні та використання різних методів закриття пористості.

Було апробовано роз'ємну конструкцію передньої кришки КВЛ з використанням керамічних лицевих фланців з органічним пластифікатором для підвищення ударостійкості та металокерамічним композитом з закритою об'ємною пористістю в якості ізолятора. Отримана конструкція дозволяє значно здешевити виробництво та експлуатацію кришок за рахунок використання розроблених композитів. Перспективним шляхом розвитку розроблених матеріалів виглядає розробка методу спікання в муфельній печі з ізоляцією металічного компоненту керамічною замазкою на основі червоного шламу для зниження інтенсивності окислення титанової губки. Це дозволить знизити необхідні для отримання композитів енерговитрати та здешевити сам процес виготовлення без суттєвої втрати якості.

Список літератури:

1. Андреев В. И. Проблемы кристаллизации при литье в кокиль / В. И. Андреев // Матеріали Міжнародного науково-практичного симпозиуму «Проблеми суднобудування: стан, ідеї, рішення». – Миколаїв: УДМТУ, 1997. – С. 169–171. 2. Термическая обработка титановых и алюминиевых сплавов в вакууме и инертных газах / АН УССР. – К.: Наукова думка, 1987. – 184 с. 3. Пат. 25102 Україна, МКІ В22Д 13/00. Виливниця для відцентрового лиття / Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев (Україна). – № U 2007 03091; Заявл. 23.03.2007; Опубл. 25.07.2007, Бюл. №11. 4. Патент на корисну модель № 96455 Матеріал кокилю і виливниці для відливання поршневих кілець, гільз циліндрів двигунів, насосів та компресорів 10.02.2015 /

Л. П. Клименко, В. И. Андреев, О. Ф. Прищепов, А. С. Головки. – ЧДУ імені Петра Могили. 5. Патент на корисну модель (№ UA115138) Спосіб виготовлення композитних матеріалів на основі порошку зубчатого титану в силікатній матриці МПК (2016.01) B22F1/00 / Л. П. Клименко, В. И. Андреев, О. И. Случак, В. В. Шугай. – чинний з 10.04.17. 6. Патент на корисну модель № 113463 Спосіб виготовлення композитних фільтрів на основі суміші порошку зубчатого титану з кремнієвим наповнювачем МПК (2006.01) B22F3/11 / О. Ф. Прищепов, Н. Ю. Андреева, О. И. Случак, В. В. Шугай. – подано 27.07.2016. 7. Патент на корисну модель (№ UA113463) Кришка для кокилю відцентрового лиття МПК (2016.01) B22F1/00 / Л. П. Клименко, В. И. Андреев, О. И. Случак, В. В. Шугай. – чинний з 25.01.17. 8. Клименко Л. П. Управління процесами формування пористих поверхневих структур на стадії отримання заготовок / Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, О. И. Случак, В. В. Шугай. Миколаїв: Вид-во ЧНУ імені Петра Могили, 2017. – 145 с.

Bibliography (transliterated):

1. Andriev, V. (1997), 'Problems of crystallization during casting in kokil' ['Problemy krystalizatsii pry lityi v kokil'], Problems of Shipbuilding: State, Ideas, Solutions, Mykolaiv, p. 169–171. 2. (1987), 'Thermal treatment of titanium and aluminum alloys in vacuum and inert gases' ['Termicheskaya obrabotka titanovyih i aluminievyyih splavov v vakuume i inertnykh gazah'] / Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, Kyiv, 184 p. 3. Klymenko, L., Pryshchepov, O., Andriev, V. (2007), 'Forging for centrifugal casting' ['Vilivnitsia dlia vidtsentrovogo littia'], Patent for utility model № 25102 Ukraine, MKI B22D 13/00, No. 2007 03091; Bull. No. 11. 4. Klymenko, L., Andriev, V., Pryshchepov, O., Holovko, A. (2015), 'Material of quilts and molds for casting piston rings, cylinders for engines, pumps and compressors' ['Material kokiliu i vilivnitsi dlia vidlivannia porshnevyyh kilets, gilz tsilindriv dviguniv, nasosiv ta kompresoriv'], Patent for utility model № 96455 02/10/2015. 5. Klymenko, L., Andriev, V., Sluchak, O., Shuhai, V. (2016), 'Method of manufacturing composite materials on the basis of sponge titanium powder in the silicate matrix of IPC' ['Sposib виготовлення композитних матеріалів на основі порошку зубчатого титану в силікатній матриці'] Patent for utility model № UA115138, MPK (2016.01) B22F1/00. 6. Pryshchepov, O., Andrieva, N., Sluchak, O., Shuhai, V. (2016), 'Method for manufacturing composite filters based on a mixture of sponge titanium powder with silicon filler of IPC' ['Sposib виготовлення композитних фільтрів на основі суміші порошку зубчатого титану з кремнієвим наповнювачем'] Patent for utility model №113463, (2006.01) B22F3/11. 7. Klymenko, L., Andriev, V., Sluchak, O., Shuhai, V. (2017), 'Cover for coconut of centrifugal casting' ['Kryshka dlia kokiliu vidtsentrovogo littia'], Patent for utility model №UA113463, МПК (2016.01) B22F1/00/. 8. Klymenko, L. (2017), 'Management of the processes of formation of porous surface structures at the stage of obtaining billets' ['Upravlinnia protsesami formuvannia poristih poverhnevih struktur na stadii otrimannia zagotovok'], Nikolaev, 145 p.

Надійшла до редакції 29.06.2017 р.

Клименко Леонід Павлович – доктор техн. наук, професор, ректор Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: rector@chdu.edu.ua.

Андреев Вячеслав Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедри екології та природокористування Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: avi@chdu.edu.ua

Прищепов Олег Федорович – канд. техн. наук, доцент в.о. завідувача кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: priof@mail.ru.

Шугай Віктор Васильович – аспірант Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: drhouse36@mail.ru.

Случак Александр Игоревич – аспірант Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: sl4ok@gmail.com.

МОДИФИКАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ И СОСТАВА КОМПОЗИТА В КРЫШКАХ КОКИЛЕЙ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЛИТЬЯ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ДВС

Л.П. Клименко, В.И. Андреев, О.Ф. Прищепов, В.В. Шугай, А.И. Случак

В статье приведены результаты исследований влияния материалов и конструкции элементов кокилей центробежного литья, в частности крышек, на протекание процесса структурообразования поверхности отливки и соответственно, качество полученной заготовки. Продемонстрированы основные этапы разработки в данном направлении в рамках темы № 0115U000317 «Фундаментальные исследования поверхностных высокопрочных структур с переменной износостойкостью». Усовершенствована конструкция и композиционный состав основных элементов конструкции для передней крышки кокиля центробежного литья. Оптимальной определено разъемную конструкцию без монометаллических элементов, что содержит передний слой в виде тонкой керамической вкладки, теплоизоляционный слой из металлокерамического композита с закрытой по всему объему пористостью на основе титановой губки и наполнителя в силикатно-спиртовой матрице и механическую основу в виде брикета с титановой губки и чугуновой стружки.

MODIFICATION OF CONSTRUCTION AND COMPOSITE MIXTURE IN CASTING FORMS FOR CYLINDERS OF ICE

L.P. Klymenko, V.I. Andriev, O.F. Prishchepov, V.V. Shuhai, O.I. Sluchak

This article is the result of experimental direction in the applied project №0115U000317 „Fundamental studies of superficial high-strength structures with variable wear resistance”. The purpose of this research is to modificate the improved coupling construction the lid for the centrifugal casting form by replacing the monometallic flanges with the multilayer composite structure with a ceramic changeable tab in the contact area of the melt with a lid and metal-ceramic heat insulator with closed porosity. The object of the investigation is the structural features and composite composition of elements of a split construction of covers for centrifugal casting form. It consists of 6 parts. They include Introduction, Overview of major developments, Results, Discussion, Conclusions and the References. This research determines the main causes that cause structure forming of materials surfaces in casting form and cylindrical metal blank. Improved construction and composite composition of the main structural elements for the front cover in centrifugal casting form has been presented. The split structure without monometallic elements containing the front layer in the form of a thin ceramic tab is optimally defined, the thermal insulation layer from the metal-ceramic composition with the closed porosity on the basis of the titanium sponge and the filler in the silicate-alcohol matrix and the mechanical basis in the form of a cake from the titanium sponge and cast iron swarf have been developed.

УДК 629.12.03

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.09

А.К. Чердниченко

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СУДОВ-ГАЗОВОЗОВ ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕРМОХИМИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

В данной статье обсуждается эффективность применения термохимических технологий регенерации сбросного тепла в энергетических комплексах современных судов газозовозов. Приведены результаты моделирования процессов в комбинированной дизель-газотурбинной установке с термохимической регенерацией тепла отходящих газов путем конверсии испаряющегося при перевозке груза и энергокомплекса с малооборотным дизельным двигателем и с утилизационной металлгидридной установкой. Показано, что применение термохимических технологий регенерации сбросного тепла позволяет повысить КПД установки на 3% и обеспечивает перспективные требования ИМО по энергоэффективности. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок современных судов газозовозов.

Введение

Судоходство является неотъемлемой частью мировой транспортной системы. Согласно данным UNCTAD, около 80% объема перевозимого в мире груза приходится на морские перевозки.

Современные подходы к проектированию сложных технических систем предусматривают, что судно, как технический объект, должно рассматриваться как экономическая и техническая категория [1]. Важными показателями эффективности любого транспортного судна, являются характеристики пропульсивного комплекса и входящей в него судовой энергетической установки (СЭУ), являющейся частью многоуровневой иерархической структуры судна [2]. Принятие решений при

проектировании проводится с учетом технических и экономических ограничений, накладываемых на проектируемый объект (рис. 1). В свою очередь, эти ограничения могут быть связаны как с современным уровнем развития техники и технологий, так и с политическими, социальными, внешнеэкономическими и другими аспектами. Анализ тенденций развития судовой энергетики XXI века позволяет выявить два основных тренда – жесткая регламентация выбросов, в первую очередь CO₂, и дальнейшее повышение энергетической эффективности тепловых двигателей.

Согласно резолюциям International Maritime Organization (ИМО) для каждого нового судна валовой вместимостью 400 и более тонн необходимо

определять требуемый (Required) и достижимый (Attained) конструктивный индекс энергетической эффективности судна EEDI (Energy Efficiency Design Index), а также операционный индекс EEOI (Energy Efficiency Operational Index) при проектировании, постройке и эксплуатации судна [3].

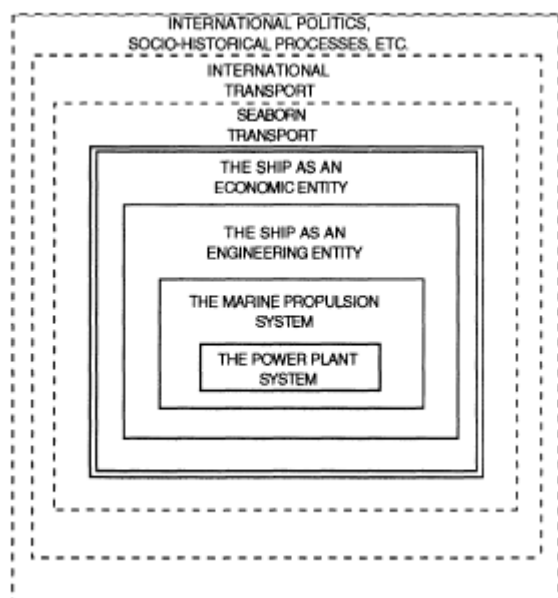


Рис. 1. Судовая энергетическая установка, как часть многоуровневой иерархической структуры [1]

Required EEDI вычисляется в зависимости от типа судна и дедвейта с учётом коэффициента, который постепенно будет ужесточаться вплоть до 2025 г. Attained EEDI вычисляется в соответствии с методикой, приведённой в резолюции ИМО МЕРС.212(63) и последующих уточнениях, и должен быть меньше либо равен Required EEDI.

Физический смысл индексов идентичен и представляет собой отношение массы произведенного энергетической установкой судна парникового газа CO₂ к величине транспортной работы судна за определенный период времени, регламентируемое при проектировании новых судов (EEDI) и в процессе эксплуатации (EEOI):

$$EEDI = \frac{CO_2 \text{ emission}}{\text{Transport_work}} = \frac{\text{Engine power} \times SFC \times C_F}{DWT \times \text{speed}} \quad (\text{гCO}_2 / \text{тонн} - \text{миль}) \quad (1)$$

Сокращение выбросов CO₂ образующегося при работе энергетической установки, может быть достигнуто как уменьшением расхода топлива (Engine power × SFC), так и применением топлива, с низким содержанием углерода, что учитывается коэффициентом содержания углерода в топливе C_F (рис. 2).

Использование в качестве топлива сжиженного природного газа (LNG) позволяет снизить C_F на 12% по сравнению с традиционным для транспортных судов топливом HFO. Кроме того, более высокая теплотворная способность природного газа (≈ 50 МДж/кг) позволяет снизить удельный расход топлива (SFC) главного двигателя. Удельный расход топлива приводится в каталогах производителей для дизельного топлива с низшей теплотворной способностью 42,7 МДж/кг. При работе двухтопливных МОД, около 3–5% приходится на запальную дозу жидкого топлива («пилотное» топливо), которым является дизельное топливо. С учетом этого переход на LNG дает возможность уменьшить SFC на 14%.

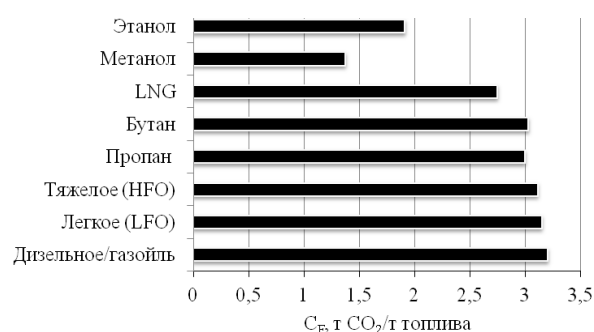


Рис. 2. Коэффициент содержания углерода для основных и альтернативных судовых топлив [3]

За последние десять лет количество судов, использующих в качестве топлива LNG, выросло более чем в 10 раз [4].

Часть таких судов представляют собой газозво-зы LNG, транспортирующие природный газ при атмосферном давлении и при температурах ниже точки кипения метана (-161,5°C). При этом в грузовом рейсе за сутки испаряется 0,1–0,15 % от объема перевозимого груза, в балластном рейсе 0,06–0,1 % [5]. Испаривший газ (BOG) используется в качестве топлива в энергетической установке [6].

Постановка задачи

Необходимость реализации мероприятий по выполнению требований законодательных актов ИМО по снижению влияния судовой энергетической установки на окружающую среду определяет запрос практики, направленный на повышение эффективности использования судов газозво-зов. Целью работы является сравнение энергетической эффективности перспективных схем пропульсивных энергетических установок газозво-зов LNG.

Результаты исследования

Эффективность судовой утилизационной металлогидридной установки может быть исследова-

на методами математического моделирования. При этом многовариантность схемных решений требует выявления взаимосвязей ее элементов методами системного анализа.

При исследовании энергетической установки газозова целесообразно рассматривать ее как три основных взаимосвязанных компонента: главные двигатели, электроэнергетическое оборудование и системы обработки испаряющегося в процессе транспортировки газа.

Современные объектно-ориентированные подходы к проектированию сложных технических систем [7, 8] предполагают совмещение принципов стратегии функциональной декомпозиции с инкапсуляцией подсистем.

В предыдущих работах были выявлены перспективные схемы энергетических установок судов газозовов, предусматривающие применение термохимических технологий регенерации сбросного тепла [9, 10].

К первой группе относятся энергетические установки с термохимической конверсией природного газа за счет вторичных энергоресурсов тепловых двигателей. Физическую основу такой установки формирует совокупность процессов, в результате которых под воздействием тепла отходящих газов, которое отбирается от них в утилизационном устройстве, происходит реакция химического превращения топлива с образованием синтез-газа [11].

Сопоставление результатов расчета и анализ потенциалов сбросного тепла газотурбинного двигателя (ГТД) и четырехтактных среднеоборотных дизельных двигателей (СОД) позволяет сделать вывод, что для располагаемого температурного диапазона отходящих газов современных серийных ГТД (до 450 °С) возможна умеренная конверсия природного газа и эффективная конверсия метанола, этанола, бутана, пропана и этана. Тепловой потенциал вторичных энергоресурсов ДВС дает возможность умеренной конверсии этанола и метанола, но не позволяет эффективно осуществить конверсию других углеводородов.

Это позволило сделать вывод о перспективности варианта комбинированной дизель-газотурбинной установки (ДГТУ) с термохимической регенерацией тепла отходящих газов ГТД путем паровой конверсии углеводородного топлива (рис.3).

Вторая группа перспективных судовых энергетических установок с применением термохимических технологий предусматривает утилизацию сбросного тепла двухтопливных двухтактных малооборотных дизельных двигателей (МОД) приме-

нением металлгидридных установок непрерывного действия [12].

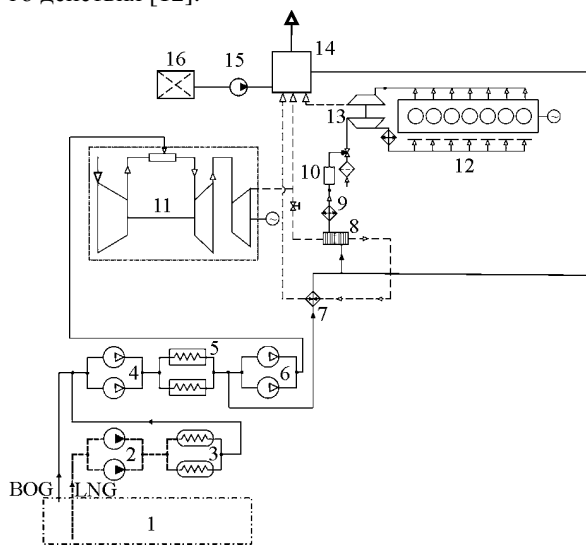


Рис. 3. Схема ДГТУ с ТХР газозова LNG:

1 – танк LNG; 2 – насосы LNG; компрессор ТНА; 3 – испарители LNG; турбина ТНА; 4 – компрессоры низкого давления; ДВС; 5 – подогреватели; охладитель наддувочного воздуха; 6 – компрессоры высокого давления; 7 – утилизационный подогреватель; 8 – термохимический реактор; 9 – охладитель синтез-газа; 10 – нейтрализатор; 11 – ГТД; 12 – ДВС; 13 – турбонаддувочный агрегат ДВС; 14 – УК; 15 – насос; 16 – водяной танк

В данной работе рассмотрена утилизационная металлгидридная установка (УМГУ), источником тепла в которой служит промежуточный теплоноситель, циркуляцию которого обеспечивает циркуляционный насос параллельно через утилизационные теплообменники отходящих газов и наддувочного воздуха (ОНВ) за турбокомпрессором. В установке предусмотрена регенерация тепловой энергии в регенерационном теплообменнике, и регенерация механической энергии в гидродвигателе, приводящем подкачивающий насос металлгидридного контура. Благодаря этому уменьшаются затраты мощности на перекачку гидридной суспензии.

Расчетные схемы установок были созданы с помощью системы моделирования химико-физических процессов *Aspen Plus*. Модели учитывают основные физические соотношения: материальный и тепловой баланс; фазовое равновесие; процессы тепло- и массопередачи.

Для определения затрат мощности на перекачивание рабочих сред, было проведено моделирование процессов в теплообменных аппаратах. Рассчитаны геометрические характеристики теплообменных поверхностей и гидравлические сопротив-

ления типовых кожухотрубных (стандарт ТЕМА) теплообменников при заданных в расчетных схемах параметрах.

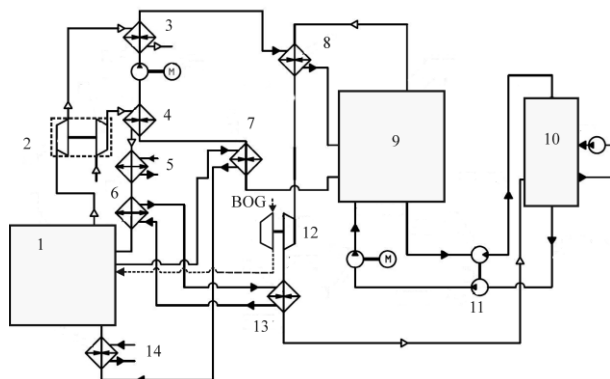


Рис. 4. Упрощенная схема утилизационной металлгидридной установки пропульсивного МОД газовоза LNG :

1 –МОД; 2 –турбокомпрессор; 3, – утилизационный теплообменник отходящих газов; 4,5,6 – ОНВ 1,2 и 3 ступени; 7 – утилизационный теплообменник охлаждающей жидкости; 8 –перегреватель водорода; 9 – десорбер; 10 – сорбер; 11 – турбонасосный агрегат; 12 – водородная расширительная машина привода компрессора газа; 13 – регенерационный теплообменник; 14 – концевой охладитель

Для определения параметров двигателей MAN Diesel & Turbo SE использовалась on-line программа CEAS Engine Calculations, размещенная на официальном сайте marine.man.eu. Программа позволяет определить удельный расход топлива, количество и температуру отходящих газов за двигателем, а также тепловой баланс двигателя в зависимости от степени его нагружения и параметров окружающей среды.

При моделировании процессов испарения перевозимого груза применялись методики и алгоритмы, сформулированные в [13, 14]. Основными компонентами, испаряющегося в процессе транспортировки груза, являются метан (92...98 %) и азот (2...8 %)

Исследование проводилось применительно к пропульсивной установке мощностью ≈ 42 МВт для газовоза типа Q-мах грузоподъемностью 250 тыс. м³ сжиженного природного газа. Режим работы – ходовой с грузом. Согласно данным [15], для газовоза LNG типа Q-мах общесудовые потребности в электроэнергии на ходовом режиме составляют $\approx 2,2$ МВт. В расчетах приняты условия ISO 3046/1-2002: температура воздуха $T_a = 298$ К; температура охлаждающей забортной воды $T_{sw} = 298$ К.

Рассмотрено три варианта:

V1 – Одновальная установка с двухтактным двухтопливным малооборотным дизельным двигателем MAN 9G80ME-C9.5-GI и прямой передачей мощности на винт (рис.5а). Спецификационная длительная мощность двигателя 42,4 МВт. Для выработки электроэнергии предусмотрен дизель-генератор (ДГ) на базе двухтопливного четырехтактного среднеоборотного дизельного двигателя MAN 9L35/44DF.

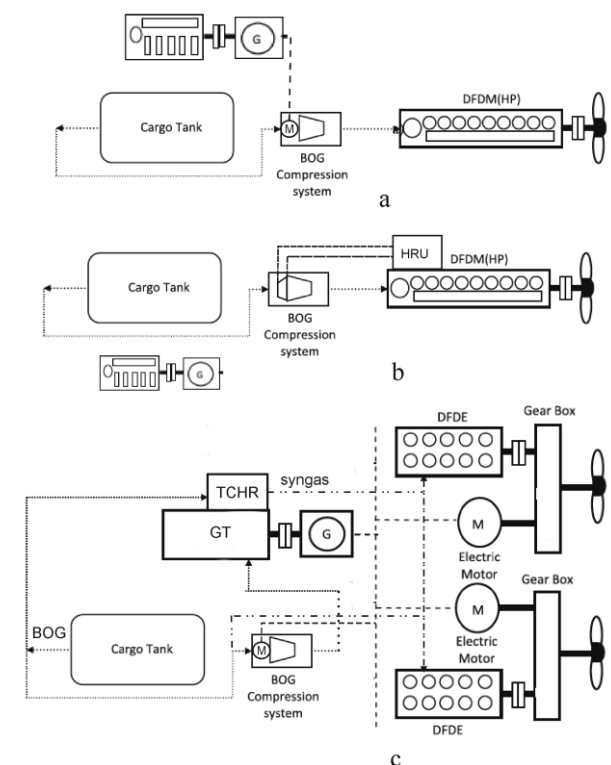


Рис. 5. Структурные схемы моделируемых пропульсивных установок

V2 – Схема V1 с утилизационной металлгидридной установкой для привода компрессора системы подачи BOG в главный двигатель (рис. 5b). В качестве промежуточного теплоносителя был принят Therminol®, рабочим телом в металлгидридном контуре принята суспензия $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ в Therminol® 66.

V3 – Двухвальная комбинированная дизель-газотурбинная установка с ТХР (рис. 5с). В состав установки входит газотурбогенератор на базе ГТД Siemens SGT 400 мощностью 12,9 МВт и 2 двухтопливных четырехтактных среднеоборотных дизельных двигателя Wärtsilä 16V50DF мощностью 15,6 МВт каждый.

Исследование схемы V1 позволило верифицировать адекватность моделирования процессов в системе подачи BOG в главный двигатель. Затраты мощности на привод компрессора хорошо согласуются с данными фирмы MAN Diesel & Turbo и

составляют около 3% мощности главного двигателя.

Расчеты схемы В2 показали, что полезная механическая мощность утилизационной установки составляет 2,5 МВт или 6% от мощности главного двигателя. Этого достаточно для привода компрессора системы подачи ВОГ в главный двигатель и выработки около 55% потребной на ходовом режиме электрической энергии, что позволило заменить ДГ на менее мощный.

Моделирование схемы В3 позволило определить, что при температуре отходящих газов, соответствующих номинальному режиму работы SGT 400 (~555 °С), технически достижимая в судовых условиях степень конверсии ВОГ составляет 0,25. Проанализировано два варианта:

В3-1 – ГТД работает на природном газе, ДВС на конвертируемом синтез-газе;

В3-2 – совместная работа ГТД и ДВС на конвертируемом синтез-газе.

Результаты математического моделирования пропульсивных установок разного состава представлены в табл. 1. Проведено сопоставление значений достигаемого конструктивного индекса энергетической эффективности судна EEDI для моделируемых схем и базового варианта. За базовый вариант принята установка с МОД, работающим на топливе НФО и системой повторного сжигания испарившегося груза.

Таблица 1. Сопоставление параметров пропульсивных установок

Параметр	В1	В2	В3	
			В3-1	В3-2
КПД, %	51	54	46	47
SFC, г/(кВт час)	141	133	158	153
Суточный расход газа т/сут	155,5	146,5	167,5	162,3
Изменение Attained EEDI, %	-35,4	-40,0	-35,0	-38,4

Расчеты показывают значительное снижение достижимого конструктивного индекса энергетической эффективности судна Attained EEDI. Полученные значения Attained EEDI соответствуют требованиям ИМО по Required EEDI, которые вступят в силу с 1 января 2025 года.

Заключение

1. Применение в энергетической установке газозавоза LNG термохимических технологий утилизации вторичных энергоресурсов тепловых двигателей, позволяет снизить достижимый конструктивный индекс энергетической эффективности судна

на 35-40% и обеспечить перспективные требования ИМО по энергоэффективности.

2. Выявлено, что применение утилизационной металлгидридной установки в составе пропульсивного комплекса с двухтопливным МОД позволяет повысить КПД установки на 3%.

3. Умеренная эффективность применения ДГТУ с ТХР в пропульсивной установке газозавоза LNG связана с низкой степенью конверсии метана.

4. Представляет интерес оценка эффективности ДГТУ с ТХР применительно к газозавозам, специализирующимся на перевозке сжиженных углеводородных газов.

Список литературы:

1. Bakountouzis, L.N. Marine power plants: design methodology and trends [Text] / L.N. Bakountouzis // Transactions on the Built Environment. – 1993. - vol 1. - pp. 85-95.
2. Bakountouzis, L.N. Gas Turbines in Ship Propulsion. Design Constraints in Relation to Ship Types [Text] / L.N. Bakountouzis // ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition 93-GT-410. – 1993- pp. 1-7.
3. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. [Электронный ресурс]. – 2016 – Режим доступа: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Air%20pollution/M2%20EE%20regulations%20and%20guidelines%20final.pdf>. –06.20.2017.
4. LNG SHIPPING AT 50. [Электронный ресурс] / A SIGTTO/GIIGNL commemorative issue. OCTOBER 2014 – Режим доступа: http://www.giignl.org/sites/default/files/PUBLIC_AREA/Publications/lng-shipping-at-50compressed.pdf. –06.20.2017.
5. Glomski, P. Problems with Determination of Evaporation Rate and Properties of Boil-off Gas on Board LNG Carriers [Text] / P. Glomski and R. Michalski // Journal of Polish Cimac, Energetic aspects.- Gdańsk, 2011. - Vol. 6, No. 1, – pp. 133–140.
6. Fernandez, I.A. Review of propulsion systems on LNG carriers [Text] / I.A. Fernandez, M.R. Gomez, J.R. Gomez, A.B. Insua // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2017. - Vol. 67. – pp. 1395–1411.
7. Gaspar, H.M. Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design [Text] / H. M. Gaspar, A. Ross, D.H. Rhodes, S. Erikstad // Int'l Maritime Design Conference. – Glasgow, UK, June 2012 – pp. 150–160. doi: 10.3940/rina.ijme.2012.a3.230.
8. Erikstad, S.O. A Ship Design and Deployment Model for Non-Transport Vessels [Text] / S. O. Erikstad, S. Solem, K. Fagerholt // Ship Technology Research. – September 2011. – Vol. 58, No 3. – pp. 132–141.
9. Чередниченко, А.К. Моделирование энергокомплексов с термохимической регенерацией тепла для судов-газовозов [Текст] / А. К. Чередниченко // Вестник двигателестроения. – 2016. – № 2. – С. 36–41.
10. Чередниченко, А.К. Влияние климатических факторов на эффективность утилизационной металлгидридной установки двухтопливного малооборотного ДВС газозавоза [Текст] / А. К. Чередниченко, М.Р. Ткач // Вісник НТУ «ХПІ». – 2017. – № 10. – С. 85–91.
- Носач В.Г. Энергия топлива [Текст] / В.Г. Носач. – К.: Наук. думка, 1989. – 148 с.
12. Ткач М. Р. Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80 ME металлгидридной установкой непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимо-

шевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания. - 2014. - № 1. - С. 35-41. - Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/dvs_2014_1_10. 13. Dimopoulos, G. G. Thermoeconomic Simulation of Marine Energy Systems for a Liquefied Natural Gas Carrier [Текст] / George G. Dimopoulos, Christos A. Frangopoulos // Int. J. of Thermodynamics. December 2008. – Vol. 11, No. 4. – P. 195–201. 14. Dimopoulos, G. G. A Dynamic Model for Liquefied Natural Gas Evaporation During Marine Transportation [Текст] / George G. Dimopoulos, Christos A. Frangopoulos // Int. J. of Thermodynamics. – September 2008. – Vol. 11, No. 3. – P. 123–131. 15. LNG Carriers with ME-GI Engine and High Pressure Gas Supply System. [Электронный ресурс] / MAN Diesel & Turbo. 5510-0026- 04ppr Sep 2014. – Режим доступа: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technicalpapers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supplysystem.pdf?sfvrsn=16>. – 16.01.2017.

Bibliography (transliterated):

1. Bakountouzis, L.N. (1993), Marine power plants: design methodology and trends. Transactions on the Built Environment, vol 1, pp. 85-95. 2. Bakountouzis, L.N. Gas Turbines in Ship Propulsion. Design Constraints in Relation to Ship Types. ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition 93-GT-410. 1993, pp. 1-7. doi:10.1115/93-GT-410. 3. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. 2016. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Air%20pollution/M2%20EE%20regulations%20and%20guidelines%20final.pdf>. [Accessed on 20.06.2017]. 4. LNG SHIPPING AT 50 / A SIGTTO/GIIGNL commemorative issue. OCTOBER 2014. Available at: http://www.giignl.org/sites/default/files/PUBLIC_AREA/Publications/lng-shipping-at-50compressed.pdf [Accessed on 20.06.2017]. 5. Glomski, P., Michalski, R. (2011), Problems with Determination of Evaporation Rate and Properties of Boil-off Gas on Board LNG Carriers. Journal of Polish Cimac, Energetic aspects, Vol. 6, Gdańsk, pp. 133–140. 6. Fernández, I.A., Gómez, M.R., Gómez, J.R. (2017), Insua, A.B. Review of propulsion systems on LNG carriers.

Renewable and Sustainable Energy Reviews. 67, pp. 1395–1411. doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.095. 7. Gaspar, H.M., Ross, D., Rhodes, H.D., Erikstad, S. (2012), Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design. Int'l Maritime Design Conference. Glasgow, UK, pp. 150–160. doi: 10.3940/rina.ijme.2012.a3.230. 8. Erikstad, S.O., Solem, S.O., Fagerholt, S.K., A Ship Design and Deployment Model for Non-Transport Vessels. Ship Technology Research. 2011, Vol. 58, No 3, pp. 132–141. 9. Cherednichenko, A.K. (2016), Modeling of efficiency of ship power plants with thermochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers [Modelirovaniye energokompleksov s termokhimicheskoi regeneratsiei tepla dlya sudov-gazovozov], Herald of Aeroenginebuilding [Vestnik dvigatelestroenija], No. 2, pp. 36-41. 10. Cherednichenko, A.K., (2017), Influence of Climatic Factors on the Efficiency of Disposal Metal-Hydride Unit for the Double-Fuel Low-Speed Internal Combustion Engine of Gas Tankers [Vliyaniye klimaticheskikh faktorov na effektivnost' utilizatsionnoi metallogidridnoi ustanovki dvukhtoplivnogo malooborotnogo DVS gazovoza], Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 10(1232), pp. 85–91. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12. 11. Nosach, V.G. Jenergija topliva [Energy of fuel]. 1989, Naukova dumka, Kiev, p. 148. 12. Tkach, M.R., Timoshevskij, B.G., Docenko, S.M., Halynkin, Y.N. (2014), Utilization of low-grade heat ICE 9G80 ME metal hydride installing continuous [Utilizacija nizkopotencial'nogo tepla DVS 9G80 ME metalogidridnoj ustanovkoj nepreryvnogo dejstvija]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya, No. 1, pp. 35-41. 13. Dimopoulos, G. G., Christos, A. and Frangopoulos, A. (2008), Thermoeconomic Simulation of Marine Energy Systems for a Liquefied Natural Gas Carrier, Int. J. of Thermodynamics, Vol. 11, No. 4, pp. 195–201. doi: 10.5541/ijot.228. 14. Dimopoulos, G. G., Christos, A. and Frangopoulos, A. A (2008), Dynamic Model for Liquefied Natural Gas Evaporation During Marine Transportation", Int. J. of Thermodynamics, Vol. 11 No. 3, pp. 123–131. doi:10.5541/ijot.220. 15. LNG Carriers with ME-GI Engine and – High Pressure Gas Supply System. MAN Diesel & Turbo. 5510-0026-04ppr Sep 2014. Available at: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technicalpapers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supplysystem.pdf?sfvrsn=16> (accessed 22.06.2017).

Поступила в редакцию 28.06.2017 г.

Чердниченко Александр Константинович – канд. техн. наук, доцент кафедры судовых и стационарных энергетических установок Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

О.К. Чердниченко

В даній статті обговорюється ефективність застосування термохімічних технологій регенерації скидного тепла в енергетичних комплексах сучасних суден газозовів. Наведено результати моделювання процесів в комбінованій дизель-газотурбінній установці з термохімічною регенерацією тепла відхідних газів шляхом конверсії частини грузу, що випаровується та енергокомплексу з малообертівим дизельним двигуном і утилізаційною металогідридною установкою. Показано, що застосування термохімічних технологій регенерації скидного тепла дозволяє підвищити ККД установки на 3% та забезпечує перспективні вимоги ІМО з енергоефективності. Результати досліджень можуть бути використані при проектуванні енергетичних установок сучасних суден газозовів.

INCREASE OF EFFICIENCY OF SHIP POWER PLANTS OF GAS CARRIERS WITH APPLICATION OF THERMOCHEMICAL TECHNOLOGIES

O.K. Cherednichenko

The efficiency of thermochemical technologies of heat recovery of waste heat for liquefied natural gas carriers has been analyzed. Some results of research have been shown. The power plant consist of gas turbine engine with the thermochemical heat recovery and internal-combustion engine, which operates on the conversion of Boil Of Gas. The prospects of utilization of the secondary energy resources of marine double-fuel low-speed diesel engines were defined. The metal hydride units of a continuous action were offered for this purpose. The results of research may be used in the development of ship power plants of liquefied natural gas carriers.

А.Э.Хрулев, Ю.В.Кочуренко

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИЧИНЫ НЕИСПРАВНОСТИ ДВС ПРИ ТЯЖЕЛЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЯХ

Представлен общий подход к исследованию причин неисправностей ДВС, возникающих при нарушении кинематической связи между вращательно и поступательно движущимися деталями, что приводит к тяжелым повреждениям и разрушениям деталей. Показано, что определение причины неисправности при данном виде разрушений представляет собой наибольшую сложность для исследования в связи с большим количеством обломков и значительной деформацией деталей. На конкретных примерах рассмотрены основные причины тяжелых повреждений ДВС, среди которых как эксплуатационные повреждения при попадании жидкости в цилиндр и масляном голодании, так и производственные дефекты, возникающие при изготовлении и/или сборке клапанного механизма и поршневых пальцев. Приведены и проанализированы основные признаки рассматриваемых видов повреждений, на основании разделения этих признаков на главные, подтверждающие и уточняющие разработана простая методика определения причин неисправности при тяжелых повреждениях ДВС.

Постановка задачи

Большие усилия и средства, вкладываемые в научные исследования, проектно-конструкторские работы и производство ДВС, нередко не соответствуют сложности проблем, возникающих в эксплуатации ДВС. В результате наблюдается определенный разрыв между производителем и эксплуатантом транспортных средств, когда производитель не всегда имеет достоверную информацию о неисправностях, возникающих при эксплуатации его продукции. Одним из факторов, препятствующих получению такой информации, является отсутствие методик, с помощью которых можно было бы определять причины неисправностей с необходимой степенью достоверности. Особенно это касается тяжелых повреждений, когда большое количество разрушенных деталей и деформация обломков препятствуют правильному выявлению причинно-следственных связей.

Цель работы - разработка методики для определения причин неисправностей ДВС в эксплуатации при тяжелых повреждениях.

Особенности повреждений ДВС и их исследований

К тяжелым повреждениям можно условно отнести такие, при которых происходит нарушение связей между вращательно и поступательно движущимися деталями, в том числе, при разрушении поршней, шатунов и клапанов, что сопровождается пробоем стенок блока цилиндров, деформацией стенок головки цилиндра, разрушением других узлов и деталей (маслонасос, распределительный вал, поддон картера) и обычно приводит к потере двигателем ремонтпригодности.

Все первичные разрушения деталей ДВС, очевидно, носят усталостный характер и связаны, главным образом, с нештатным (нерасчетным, не предусмотренным конструкцией) ростом нагрузок на деталь в результате некоего ее начального повреж-

дения [1-12]. Вторичное разрушение деталей, сопряженных и/или взаимодействующих с первично разрушенной, напротив, носит мгновенный, ударный и хрупкий характер и вызвано превышением предела временной прочности материала деталей в результате их вторичного взаимодействия с образовавшимися обломками.

Многолетняя практика расследования различных видов неисправностей ДВС [5,7,9] показывает, что наиболее распространенными тяжелыми повреждениями ДВС и их причинами являются (рис.1): 1) деформация и последующее разрушение стержня шатуна в результате попадания жидкости в полость цилиндра (т.н. гидроудар), 2) разрушение шатунного подшипника и кривошипной головки шатуна вследствие масляного голодания, 3) разрушение клапана преимущественно из-за ошибок сборки, 4) разрушение поршневого пальца при наличии производственного дефекта.



Рис.1. Типичные последствия тяжелых повреждений ДВС, в том числе, при гидроударе, масляном голодании (вверху), разрушении клапана и поршневого пальца (внизу)

Одной из главных проблем в случае возникновения неисправностей и повреждений ДВС в эксплуатации и необходимости установления их причины является отсутствие методик исследования, что связано с трудностями объективного характера – например, сложностью или даже невозможностью, в отличие от научных исследований процессов и конструирования ДВС, формализовать процессы, а при их моделировании выявлять закономерности, пригодные для составления универсальных методик [1]. Трудности вносят и особенности конструкции ДВС различных типов, что требует сбора статистических данных по характеру и особенностям неисправностей и разрушений для конкретных марок и моделей ДВС. Тем не менее, для тяжелых повреждений может быть предложена простая методика, по которой причина неисправности определяется достаточно точно. Для этого необходимо рассмотреть признаки каждого вида повреждений более подробно.

Тяжелые повреждения ДВС при попадании жидкости в цилиндр

В подавляющем большинстве известных случаев в цилиндр попадает вода, прошедшая через систему впуска в результате проезда транспортным средством глубоких луж, падения в водоемы, затопления и проч. [5]. Однако возможно попадание в цилиндр и других жидкостей – топлива из неисправных форсунок и агрегатов топливной системы, масла из неисправных агрегатов систем турбонаддува или при длительном нахождении транспортного средства в нештатном перевернутом положении. Прочие случаи, например, попадание в цилиндр охлаждающей жидкости, встречаются крайне редко и связаны, главным образом, с натеканием ее в цилиндр при нарушении технологии ремонтных работ.

Жидкость, попавшая в цилиндр, естественным образом занимает объем сжимаемого воздуха. На такте сжатия это приводит к резкому возрастанию давления в цилиндре и нагрузок на шатунно-поршневую группу. При большом по сравнению с объемом камеры сгорания количестве попавшей в цилиндр жидкости и продолжении вращения коленвала по инерции происходит осевое сжатие шатуна вдоль стержня с потерей им устойчивости, а также деформация юбки поршня от чрезмерных нагрузок. Данное явление получило название "гидроудар", и, хотя такое название не вполне отражает суть происходящих процессов, ниже именно оно будет использовано для краткости.

В зависимости от степени деформации стержня шатуна после гидроудара возможны различные варианты дальнейшего развития событий. Так, при

сильной деформации коленчатый вал будет заклинен вследствие упора поршня, расположенного на укороченном шатуне, в противовесы при подходе к НМТ, или, реже – при упоре сильно деформированного стержня шатуна в нижний край цилиндра. При средней (условно) деформации стержня шатуна двигатель сохранит работоспособность, но вследствие уменьшения степени сжатия и компрессии нарушится баланс мощностей по цилиндрам (возникнет неравномерность работ двигателя и потеря мощности), а также появится стук. И только при слабой деформации никаких явных признаков повреждения может не проявиться вообще.



Рис.2. Шатун, деформированный при гидроударе (слева), неизбежно разрушится по стержню через определенное число циклов (справа)

Общим для средней и слабой деформации шатуна является появление при дальнейшей эксплуатации нештатных изгибающих нагрузок на деформированный стержень шатуна, при наличии которых стержень практически неизбежно разрушится от усталости через определенное время эксплуатации (рис.2).

Современные системы самодиагностики некоторых транспортных средств позволяют зафиксировать и идентифицировать момент начального повреждения данного типа (например, по самопроизвольному останову ДВС при гидроударе, скачкообразному изменению параметров и т.д.), при этом даже можно получить точное время от начального повреждения до усталостного разрушения шатуна. Однако использовать эти данные для создания каких-то количественных закономерностей невозможно из-за влияния особенностей конструкции конкретных ДВС, режимов работы после повреждения, особенностей записи и хранения информации в большинстве систем самодиагностики (в том числе, стирание информации после снятия питания) и, как следствие, значительных трудностей в сборе необходимой статистики.

В результате чаще всего эксперт-исследователь сталкивается только с конечным результатом гидроудара, а именно, с большим количеством обломков шатуна, поршня и блока цилиндров [1,5,6]. При этом решить прямую задачу, а именно только по характеру разрушения (излома) отдельных деталей определить причину, по которой они превратились в обломки, невозможно.

Для правильного определения причины необходимо решать обратную задачу, а именно – установить признаки, которые появились на деталях вследствие их начального повреждения еще в то время, когда детали сохраняли работоспособность. Тогда, если знать и обнаружить все такие признаки, можно установить не только факт, но и причину гидроудара. Например, несмотря на то, что шатун мог превратиться во множество обломков, величину деформации шатуна, которую он имел до разрушения, всегда можно легко измерить.



Рис.3. Главный признак гидроудара – расширение пояса нагара в верхней части цилиндра (слева), и один из подтверждающих признаков – стертый нагар над отверстием поршневого пальца (справа), свидетельствующие о деформации (изгибе и укорочении) шатуна и работе поршня с перекосом и недоходом до ВМТ в цилиндре

Совершенно очевидно, что у поршня, "осевшего" из-за осевого сжатия шатуна, верхнее поршневое кольцо не доходит до своего штатного положения в ВМТ, в результате чего пояс нагара в верхней части цилиндра при сгорании топлива расширяется вниз на величину осевого сжатия стержня шатуна (рис.3).

При исследовании пояса нагара практически всегда можно установить, что начальное положение верхнего кольца в ВМТ было штатным, однако затем изменилось. Такое изменение и является главным (уникальным) признаком гидроудара [5].

Есть и другие признаки гидроудара, которые можно условно разделить на подтверждающие (главный признак) и уточняющие (тип жидкости, попавшей в цилиндр). Подтверждающими призна-

ками являются те, которые, так же как и главный признак, говорят о деформации шатуна и работе ДВС с деформированным шатуном. К таким признакам относятся, в том числе, диагональный износ юбки поршня, деформация юбки, след стертого нагара над отверстием поршневого пальца на поршне и на ответной поршню верхней части цилиндра, износ края торцов поршневого пальца и ответный износ стопорного кольца от ударов пальца, разбивание канавки стопорного кольца, повреждение нижнего края юбки и бобышек поршня при задевании им противовесов в НМТ, диагональный износ шатунных подшипников, измененный цвет нагара на днище поршня и на камере сгорания по сравнению с другими цилиндрами и некоторые другие.

Однако ни один из указанных признаков не устанавливает тип жидкости, попавшей в цилиндр – для этого нужны уточняющие признаки.



Рис.4. Типичные уточняющие признаки гидроудара от попадания воды – коробление элемента воздушного фильтра (слева) и высохшие капли воды в воздуховоде (справа)

Так, при попадании в двигатель воды (водяной гидроудар) уточняющими признаками будут коробление гофров воздушного фильтра, следы намочения на картоне фильтра (рис.4), следы высохших капель воды под крышкой фильтра, в гофрах воздухопроводов и на дроссельной заслонке, а также нередко кольцевые следы коррозии на поверхности цилиндра в зоне остановки поршневых колец.

Гидроудар от натекания в цилиндр топлива (топливный гидроудар) и попадания в цилиндр масла (масляный гидроудар) случаются намного реже, при этом имеется определенная сложность выделения уточняющих признаков этих видов гидроудара, поскольку масло и топливо не оставляют следов на деталях.

Тяжелые повреждения ДВС при разрушении выпускного клапана

Основная причина разрушения клапанов – это ошибки при ремонте и обслуживании, причем

конструкции клапанных механизмов современных автомобильных ДВС стали особенно чувствительны к таким ошибкам в связи с всеобщим уменьшением диаметра стержня клапана (до 5 мм).

В практике ремонта встречаются два основных вида разрушения клапанов, а именно, обрыв стержня в верхней части по канавке для сухаря и отрыв головки клапана от стержня в нижней части [9,10,11]. Так же как и в случае гидроудара, пытаться определить причину такой неисправности только по характеру разрушения отдельных деталей, превратившихся в многочисленные деформированные вторичными ударами обломки, совершенно бессмысленно, и в данном случае следует решать обратную задачу – выявлять признаки, соответствующие конкретной причине, чтобы затем подтвердить эту причину по совпадению признаков.

Главным признаком неисправности данного вида, очевидно, является отсутствие головки клапана на ее штатном месте в седле (рис.5). Однако в отличие от главного признака гидроудара, отрыв головки может иметь не только первичный (усталостное разрушение), но и вторичный характер (мгновенное ударное разрушение от взаимодействия с обломками поршня).



Рис.5. Главный признак поломки клапана вследствие дефекта ремонта (сборки) – отсутствие головки клапана в седле (слева) и разрушение поршня (справа), при наличии подтверждающих признаков – отсутствии разрушения пальца и шатуна, а также следов касания клапанов и поршней.

Поэтому для определения причины разрушения данного типа не менее важны подтверждающие признаки, например, имеются ли следы ударов клапанов на поршнях соседних цилиндров (рис.6), разрушен ли шатун и поршневой палец, поврежден или полностью разрушен поршень, а также какова степень износа кривошипной головки шатуна и шатунного подшипника.

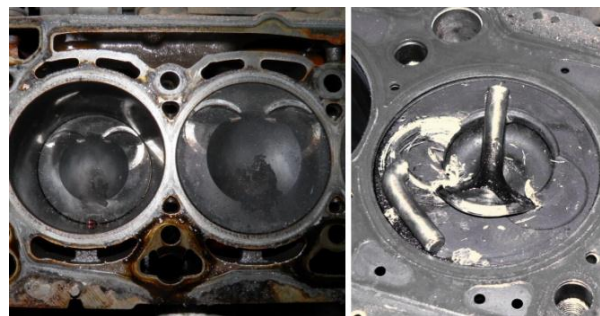


Рис.6. Уточняющие признаки для определения причины разрушения клапана – неправильная установка фаз газораспределения (следы касания клапанов на поршнях, слева) и поломка клапана по канавке для сухаря вследствие неправильной сборки (падение клапана в цилиндр, справа)

Очень важными для исследования данного вида неисправности являются уточняющие признаки локализации разрушения. Так, если стержень клапана остается в направляющей втулке, то разрушение произошло в нижней части стержня с отделением от него головки клапана, причиной чего являются ударные изгибающие нагрузки на головке клапана [2]. Тогда уточняющие признаки – это следы ударов головки клапана на днище всех поршней (рис.6), а также усталостный характер излома в нижней части стержня клапана.

Если же в цилиндре имеются фрагменты разрушенного стержня клапана (рис.6), это показывает, что разрушение произошло по канавке для сухарей, причиной чего является некачественная сборка (попадание в сопряжение грязи или использование изношенных старых деталей). Тогда после разрушения клапана тарелка пружины сохраняется неповрежденной в сборе с сухарями и обломком стержня, а излом стержня по канавке имеет специфическую микроструктуру (с включениями частиц материала направляющей втулки [10]), что говорит о чрезмерных изгибающих нагрузках в зоне сопряжения сухарей со стержнем.

Тяжелые повреждения ДВС вследствие масляного голодания

Данная неисправность возникает при нарушении подачи масла по различным причинам, среди которых преобладают эксплуатационные [1,3,7]. Главный признак неисправности – это усталостное разрушение шатуна по кривошипной головке, оно происходит вследствие износа, перегрева и разрушения шатунного подшипника с потерей прочности кривошипной головки шатуна при одновременном появлении ударных нагрузок от больших зазоров в подшипнике. Разрушение (в том числе, болтов крышки шатуна) обычно происходит с повреж-

дениями и/или пробоем стенки блока цилиндров, блока крышек коренных опор (если крышки в одном блоке), масляной форсунки (если они есть в конструкции двигателя) и даже маслососа с поддоном картера. У двигателей старой конструкции с нижним расположением распредвала может быть разрушен и распредвал.

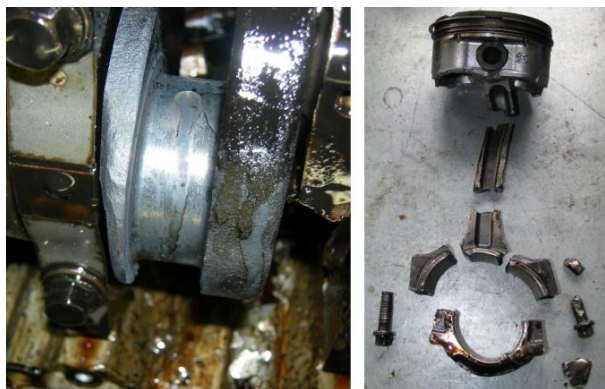


Рис.7. Пример сочетания главного признака масляного голодания (усталостное разрушение кривошипной головки шатуна – справа) с комплексом подтверждающих признаков, среди которых перегрев шатунной шейки коленвала (слева) и кривошипной головки шатуна, частичное разрушение поршня и полное разрушение шатунного подшипника

Подтверждающие признаки данной неисправности – это, очевидно, полное или частичное разрушение вкладыша, износ и перегрев шейки коленвала и кривошипной головки шатуна (рис.7), а также повреждение днища поршня от ударов по головке цилиндров (из-за смещения шатунно-поршневой группы вверх при разрушении вкладыша), что в некоторых случаях приводит к частичному или даже полному разрушению поршня.

Уточняющие признаки локализуют саму причину неисправности, среди них наиболее распространенными являются недостаточный уровень масла, неисправность маслососа, засорение маслосистемы отложениями, а также различные ошибки при ремонте и прочие причины.

Тяжелые повреждения ДВС при разрушении поршневого пальца

С разрушением поршневого пальца связаны очень тяжелые повреждения ДВС обычно в начальный период эксплуатации. Разрушение данного вида характерно для случая, когда в отверстии пальца после механической обработки остаются нештатные, т.е. не предусмотренные конструкцией, концентраторы напряжений. Такие концентраторы могут появиться при нарушениях технологического процесса – например, когда при обработке перехо-

да между внутренними поверхностями ступенчатого отверстия не выдержан радиус, или когда вместо одной галтели выполнены две (рис.8).

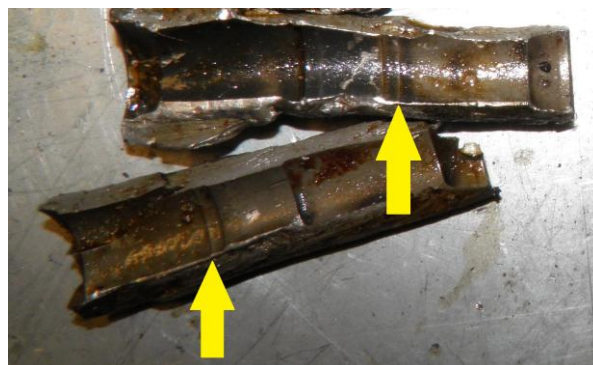


Рис.8. Характерная "двойная" галтель в отверстии поршневого пальца, обнаруженная после его хрупкого разрушения – типичный пример скрытого производственного дефекта

Концентраторы напряжения в отверстиях обычно расположены в средней части пальца, опирающейся на поршневую головку шатуна. Поскольку нагрузки на палец в этой области знакопеременны и по величине близки к максимальным, наличие концентраторов приводит к появлению усталостной трещины и ее распространению в поперечном направлении.

Появление трещины сопровождается увеличением деформации пальца (поскольку трещина "дышит"), что может вызвать слабый посторонний звук в двигателе, однако поскольку этот звук, а тем более его причину выявить до разрушения пальца не представляется возможным, предотвратить разрушение, и его последствия обычно также невозможно.

После разделения пальца на два фрагмента происходит резкое изменение характера нагрузок на бобышки поршня. Один из фрагментов – меньший, расположенный в одной из бобышек поршня, обычно полностью выходит из контакта с шатуном, что также полностью разгружает эту бобышку от каких-либо сил. Однако другой фрагмент – больший, оказывается по-прежнему в сопряжении и поршня, и шатуна, но не симметрично, а консольно. Это приводит к появлению в сопряжении чрезмерно высоких перекашивающих нагрузок (рис.9).

За счет перекоса на бобышке остаются характерные зоны деформации. Так, у внутреннего края отверстия бобышки это сравнительно широкая зона с блестящей поверхностью в направлении вверх и вниз, которую оставляет фрагмент пальца, установленный в поршневую головку шатуна, при взаимодействии с бобышкой. Ближе к наружному краю

отверстия бобышки наблюдаются узкие отпечатки от воздействия кромки поршневого пальца (рис.9), которые при постепенном осевом перемещении фрагмента превращаются в характерные мелкие "ступеньки".

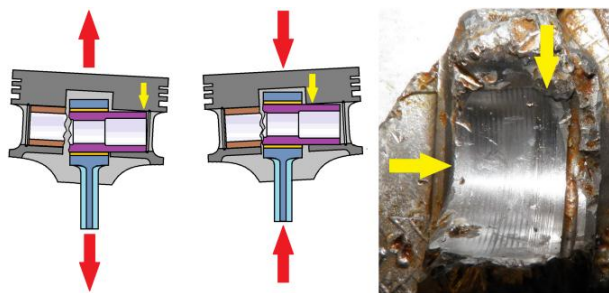


Рис.9. Схема работы поршневого пальца после поломки (слева) и образовавшиеся характерные зоны деформации на поверхности отверстия на обломке бобышки поршня (справа)

Выдержать подобные нештатные нагрузки не сможет ни поршневая головка шатуна, ни бобышка поршня, однако на практике разрушение (вследствие так называемой малоциклового усталости) всегда происходит по бобышке поршня.

Дальнейшее взаимодействие шатуна с отделенным от него поршнем быстро приводит к их дальнейшему разрушению, в которое могут быть втянуты блок цилиндров и клапаны.

Достаточно близкой по характеру повреждений и последствий разновидностью данной неисправности является нарушение осевой фиксации поршневого пальца в бобышках поршня, причем картина разрушений в данном случае может быть настолько близка к описанной выше, что позволяет объединить обе неисправности в общую, связанную с поршневым пальцем.

Нарушение осевой фиксации пальца также является производственным дефектом, поскольку вызывается, как правило, некачественным ремонтом (ремонтным производством), причем возможны два варианта в зависимости от способа фиксации пальца. Так, для плавающего пальца это выкачивание стопорного кольца из канавки в отверстии бобышки поршня из-за износа от чрезмерных ударных нагрузок на стопорное кольцо или неправильной его установки. Для неподвижного пальца нарушение фиксации связано с его смещением в отверстии поршневой головки шатуна вследствие нештатного зазора в этом сопряжении, образованного в результате перегрева поршневой головки шатуна при установке пальца во время ремонта двигателя.

При нарушении фиксации палец прогнозируемо сдвигается вбок до упора в поверхность цилиндра, чем наносит на поверхность длинную и глу-

бокую вертикальную канаву, а на кромке пальца появляется характерная полировка, что является главным признаком данной неисправности (рис.10). Однако в отличие от поломки пальца, при нарушении его осевой фиксации картина развития неисправности сильно зависит от конструкции поршня.



Рис.10. Типичные признаки нарушения осевой фиксации поршневого пальца в шатуне – канавка от пальца на поверхности цилиндра (слева, главный признак), несимметричный контакт поршневого пальца (в центре) и поврежденная торцевая поверхность пальца (справа)

Так, старые двигатели имеют сравнительно длинный палец, который при смещении вбок до упора в цилиндр остается в контакте с поверхностью отверстия обеих бобышек, что нередко вызывает только повреждение цилиндра и резкое увеличение расхода масла на угар. Напротив, у подавляющего большинства современных двигателей короткий палец при смещении до упора вбок либо вообще выходит из сопряжения с противоположной бобышкой поршня, и тогда картина становится в точности тождественной поломке пальца, либо у него остается опора только на край отверстия противоположной бобышки. В последнем случае чрезвычайно высокие удельные нагрузки на небольшую поверхность опоры вызывают катастрофический износ отверстия по узкому поясу, после чего нарастающие знакопеременные изгибающие усилия ломают ближнюю к упору бобышку точно так же, как и при поломке пальца.

Таким образом, близость процессов разрушения позволяет объединить оба варианта – поломки пальца и нарушения его осевой фиксации. Разница между процессами только в подтверждающих и уточняющих признаках. Например, при нарушении осевой фиксации поршневой палец не может быть разрушен поперечно, и даже если он попадает между вращающимися и неподвижными деталями, разрушение носит хрупкий характер и происходит вдоль его оси, а не поперек (рис.8). Соответственно, при усталостной поломке пальца не возникает повреждения цилиндра в виде вертикальной канавы от упора в нее пальца, нет и других признаков

нарушения осевой фиксации, связанных с перегревом головки шатуна либо со стопорным кольцом и его канавкой (или они выражены слабо).

Методика определения причин тяжелых повреждений ДВС

Поскольку в совокупности все признаки поз-

воляют достаточно надежно устанавливать причину разрушений по совпадению (или несовпадению) найденных признаков с описанными выше, можно построить простую методику определения причин неисправностей, если свести все известные признаки в таблицу (табл.1).

Таблица 1. Виды повреждений ДВС и их признаки

Повреждение/неисправность	Гидроудар	Обрыв клапана	Масляное голодание	Разрушение поршневого пальца или нарушение его осевой фиксации
Причина неисправности	Попадание жидкости в цилиндр (эксплуатационное повреждение или производственный дефект)	Производственный дефект сборки (при изготовлении или ремонте) сопряженных с клапаном деталей	Перегрев шатунного подшипника (эксплуатационное повреждение или производственный дефект)	Производственный дефект (изготовления или ремонта)
Причина разрушения	Нештатные нагрузки на шатун из-за деформации стержня, усталостное разрушение стержня шатуна	Нештатные нагрузки на клапан, усталостное разрушение стержня клапана	Потеря прочности материала, нештатные ударные нагрузки, усталостное разрушение нижней головки шатуна	Концентратор напряжения на поверхности отверстия, усталостное разрушение или нарушение осевой фиксации (неправильная установка стопорного кольца, перегрев верхней головки шатуна)
Последствия	Пробой блока цилиндров, повреждение цилиндра в нижней части, повреждение головки цилиндра и клапанов и др.	Сильное повреждение цилиндра (по всей высоте) и камеры сгорания, пробой блока цилиндров и др.	Пробой блока цилиндров, разрушение шатуна, повреждение цилиндра в нижней части и др.	Пробой блока цилиндр., разрушение поршня и шатуна, повреждение цилиндра и др.
Главные признаки	Разрушение стержня шатуна в средней части, при расширенном поясе нагара в верхней части цилиндра	Сильное повреждение или разрушение поршня при отсутствии головки клапана на ее штатном месте в седле	Разрушение кривошипной головки шатуна при разрушении вкладыша, перегреве головки шатуна и шатунной шейки	Разрушение поршня при поперечном разрушении поршневого пальца или при наличии глубокой вертикальной канавы на цилиндре
Подтвержд. признаки	1) диагональный износ юбки поршня, 2) деформация юбки, 3) след стертого нагара над отверстием пальца на поршне, ответный след стертого нагара в верхней части цилиндра, 4) износ края торцов поршневого пальца, 5) ответный износ стопорного кольца, 6) разбивание канавки стопорного кольца в отверстии для пальца, 7) нагарообразование на стенках камеры сгорания и на днище поршня, 8) повреждение нижнего края юбки и бобышек поршня, 9) диагональный износ шатунных вкладышей, отсутствие следов перегрева на них и на нижней головке шатуна, 10) в атмосферных ДВС выталкивание поршня с обломком шатуна вверх, в ДВС с наддувом – вниз, до полного разрушения поршня.	1) отсутствие разрушения шатуна, 2) отсутствие разрушения поршневого пальца, 3) отсутствие повреждений кривошипной головки шатуна, 4) отсутствие износа шатунного подшипника.	1) износ и перегрев вкладышей и головки шатуна, 2) повреждение днища поршня от ударов по головке цилиндра, 3) повреждение бобышек поршня снизу от ударов противовесов коленвала, 4) возможное разрушение поршня.	1) при разрушении пальца – "ступеньки" ближе к наружному краю отверстия разрушенной бобышки и деформация на его внутреннем крае, 2) при нарушении осевой фиксации – целостность пальца или его продольное разрушение, "ступенька" у внутреннего края отверстия бобышки.

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
Уточняющие признаки	При попадании воды извне: 1) коробление гофров возд. фильтра, 2) следы намочения на картоне, 3) следы высохших капель воды в корпусе фильтра, в воздуховодах и на дросс. заслонке. При попадании масла (только ДВС с турбонаддувом) или топлива: 1) отсутствие следов высохших капель внутри воздуховодов, 2) течь уплотнений турбокомпрессора (внутренняя негерметичность агрегатов топливной системы).	1) при разрушении в нижней части стержня: - следы ударов головки клапана на днище всех поршней, - усталостный характер излома на стержне клапана, 2) при разрушении по канавке для сухарей: - стержень клапана в цилиндре, - тарелка пружины сохраняется в сборе с сухарями и обломком стержня, - специфическая микроструктура излома.	1) низкий уровень масла, 2) неисправность или износ масляного насоса, 3) засорение масляной системы отложениями, 4) ошибки при ремонте, связанные с геометрией подшипников коленвала	1) при разрушении пальца – наличие нештатной галтели в отверстии пальца или слишком малый радиус галтели (определяется только путем разреза пальца вдоль оси), 2) при нарушении осевой фиксации пальца – полировка или повреждение кромки пальца о цилиндр, несимметричность следов на поверхности, разница в состоянии стопорных колец (износ) и канавок под них (деформация), или следы перегрева поршневой головки шатуна (для прессовой посадки пальца).

Из табл.1. следует, что при наличии тяжелых повреждений ДВС для определения причины достаточно проверить имеющиеся признаки на соответствие главным признакам гидроудара, масляного голодания, дефекта сборки клапанного механизма и поршневого пальца, чтобы выбрать рабочую версию причины неисправности, которую затем также быстро подтвердить и уточнить по прочим признакам – подтверждающим и уточняющим.

Заключение

Причины тяжелых повреждений ДВС, возникающих вследствие разрушения деталей и рассогласования их возвратно-поступательного и/или вращательного движения, могут быть определены с высокой достоверностью, если использовать простую методику, в которой все известные признаки повреждений разбиты на главные, подтверждающие и уточняющие, чтобы проверять наличие указанных признаков при расследовании причин неисправностей.

Проверочное применение такой методики по базе данных выполненных досудебных и судебных экспертиз (более 90 исследований за 8 лет) показало, что с ее помощью можно практически исключить грубые ошибки при расследовании причин неисправности, включая явные несоответствия заключений экспертиз, таких как путаница между причинами и следствиями, в том числе, при недостаточной квалификации исследователя.

Список литературы:

1. Greuter E. *Engine Failure Analysis* [Text] / Greuter

E., Zima S. // *SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA. - 2012. - 582 p. 2. Компоненты двигателя и фильтры: дефекты, их причины и профилактика. Пер.с англ. [Текст] // MC3-1109, Mahle GmbH. - 2010. - 77с. 3. Engine Failure Analysis and Tips Job Aid. Guide to Preventing Repeat Engine Failures. Version 1.0 [Text] // Ford Motor Company. - June 2013. - 23p. 4. Piston Damage - Causes and Remedies [Text] // MAHLE GmbH, Stuttgart. - 1999. - 66p. 5. Хрулев А. Гидроудар "замедленного действия" [Текст] / А.Хрулев, С.Самохин // *Автомобиль и сервис. - 2011. - №08. - С.36-39. 6. Mohammed M.N. Failure analysis of a fractured connecting rod [Text] / M.N. Mohammed, M.Z. Omar, Zainuddin Sajuri // Journal of Asian Scientific Research. - 2011. - №2. - p.737-741. 7. Хрулев А. Почему застучал вкладыш? [Текст] / А.Хрулев // *Автомобиль и сервис. - 2000. - №12. - С.14-16. 8. Engine Bearings: Failure Analysis and Correction [Text] // MAHLE Aftermarket Inc. - 2014. - 39p. 9. Поломка клапана на конце стержня. Пер. с англ. [Текст] / TRW Service Information No.SI 0028 // MS Motor Service International GmbH. - 2011. - 2p. 10. Хрулев А. Дьявол в деталях. Ч.2 [Текст] / А.Хрулев, С.Самохин // *Автомобиль и сервис. - 2012. - №03. - С.28-30. 11. Хрулев А. Баллада о кривых ручонках [Текст] / А.Хрулев // *Автомобиль и сервис. - 2014. - №09. - С.38-42. 12. Raghuvanshi N.Kr. Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review [Text] / N.Kr.Raghuvanshi, A.Pandey, R.K.Mandloi // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. - 2012. - Vol. 1, Issue 2. - p.173-181.*****

Bibliography (transliterated):

1. Greuter E., Zima S. (2012), *Engine Failure Analysis*, SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA, 582 p. 2. *Engine components and filters: defects, their causes and prevention (2010) / MC3-1109, Mahle GmbH, 77p. 3. Engine Failure Analysis and Tips Job Aid. Guide to Preventing Repeat Engine Failures. Version 1.0 (2013, Ford Motor Company, 23 p. 4. Piston Damage - Causes and Remedies (1999), MAHLE GmbH, Stuttgart, 66p. 5. Khrulev A. (2011), "Delayed-action" hydraulic shock [Gidroudard zamedlennogo deistviya], Automobile & Service, No. 1, pp. 36-39. 6. M.N. Mohammed, M.Z. Omar, Zainuddin Sajuri (2011), Failure*

analysis of a fractured connecting rod, *Journal of Asian Scientific Research*, #2, p.737-741. 7. Khrulev A. (2000), Why did the bearing insert start rattling? [Pechemu zastuchal vkladysk?], *Automobile & Service*, No. 12, pp. 14-16. 8. *Engine Bearings: Failure Analysis and Correction* (2014), MAHLE Aftermarket Inc, 39p. 9. Valve damage at the end of the rod (2011), TRW Service Information No.SI 0028 / MS Motor Service International GmbH, 74196 Neuenstadt, Germany, 2p. 10. A.Khrulev, S.Samokhin (2012), Devil in to details, part 2

[Diavol v detalyakh, ch.2], *Automobile & Service*, No. 3, pp. 28-30. 11. Khrulev A. (2014), Ballad about the crooked hands [Ballada o krivykh ruchonkakh], *Automobile & Service*, No. 9, pp. 38-42. 12. N.Kr.Raghuwanshi, A.Pandey, R.K.Mandloi (2012), *Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review / International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, Vol. 1, Issue 2, December, p.173-181.

Поступила в редакцію 01.06.2017 г.

Хрулев Александр Эдуардович – канд. техн. наук, ст.науч.сотр., руководитель Бюро моторной экспертизы Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", член Палаты судебных экспертов, Москва, РФ, e-mail: ab@ab-engine.ru.

Кочуренко Юрий Вильевич – руководитель Центра механической обработки "АБ-Инжиниринг", Одесса, Украина, e-mail: osuma@mail.ru.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИНИ НЕСПРАВНОСТІ ДВЗ ПРИ ВАЖКИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УШКОДЖЕННЯХ

О.Е. Хрулев, Ю.В. Кочуренко

Наведений загальний підхід до дослідження причин несправностей ДВЗ, що виникають при порушенні кінематичного зв'язку між обертально і поступально рухомими деталями, що призводить до важких пошкоджень і руйнувань деталей. Показано, що визначення причини несправності при даному виді руйнувань є найбільш складним для дослідження у зв'язку з великою кількістю уламків і значною деформацією деталей. На конкретних прикладах розглянуто основні причини важких пошкоджень ДВЗ, серед яких як експлуатаційні ушкодження при попаданні рідини в циліндр і масляному голодуванні, так і виробничі дефекти, що виникають при виготовленні та/або у роботі клапанного механізму і поршневіх пальців. Наведено та проаналізовано основні ознаки розглянутих видів ушкоджень, на підставі поділу цих ознак на головні, підтверджуючі і уточнюючі, розроблена проста методика визначення причин несправності при важких ушкодженнях ДВЗ.

METHOD FOR DETERMINING THE CAUSE OF THE ICE FAILURE FOR SEVERE DAMAGES IN OPERATION

A.E.Khrulev, Y.V.Kochurenko

It is given a general approach to the investigation of the causes of the ICE failures, which arise when the kinematic connection between the rotational and progressive moving components is broken, what leads to severe damage and destruction of the parts. It is shown that the determination of the cause of the failure in this type of destruction is the greatest complexity for investigation in connection with the large amount of debris and considerable deformation of the components. There were considered, on specific examples, the main causes of severe damage to ICE, including operational damage caused by liquid entrance into the cylinder and oil starvation, as well as production defects which occur during the manufacture and / or assembly of the valve mechanism and piston pins. There were considered and analyzed the main signs of the specified types of damages, what allowed basing on the separation of these signs into the main ones, confirming and specifying, to develop a simple method for determining the causes of failure in severe engine damages.

А.П. Марченко, В.В. Епифанов, И.В. Парсаданов

К 80-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.К. РЯЗАНЦЕВА

Генерального конструктора, ученого, создателя танковых двигателей, почетного доктора НТУ «ХПИ» выпускника кафедры двигателей внутреннего сгорания ХПИ



Николай Карпович Рязанцев родился 30 апреля 1937 года в рабочем поселке Шахта 5/6 имени Димитрова Донецкой области. В 1954 году, сдав все шесть вступительных экзаменов на "отлично", поступил в Харьковский политехнический институт на энергомашиностроительный

факультет, специальность "Двигатели внутреннего сгорания" (ДВС).

Кафедрой ДВС в то время заведовал выдающийся ученый в области тепловых двигателей, основатель научной школы двигателестроения профессор Глаголев Николай Матвеевич, принимавший непосредственное участие в создании легендарного танкового дизеля В-2 и разработке тепловозного дизеля Д-70, превосходящих в то время по своим показателям лучшие мировые образцы.

В 1959 году Н.К. Рязанцев защитил дипломный проект по теме "Создание четырехтактного тепловозного дизеля мощностью 3000 л.с. с дополнительным отбором газов с цилиндра на силовую турбину". С октября 1959 года работал на заводе им. В.А. Малышева в конструкторском отделе тепловозных двигателей (отдел 60Д), где занимается разработкой шатунов прицепной конструкции и поршней для дизеля Д-70.

В 1965 году Н.К. Рязанцев переходит в конструкторский отдел танковых двигателей (отдел 63), который вскоре получил самостоятельный статус и стал именоваться "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (ХКБД).





В те годы на заводе им. В.А. Малышева разворачивается подготовка к производству нового танка Т-64, созданного под руководством Главного конструктора бронетанковой техники А.А. Морозова. Сердцем этой боевой машины стал новый двигатель 5ТДФ – двухтактный дизель с горизонтальным расположением цилиндров, противоположно движущимися поршнями, двухсторонним отбором мощности, газотурбинным наддувом и эффективной системой газообмена – был создан специально для танка и отличался высокими массогабаритными показателями, топливной экономичностью, приемистостью и хорошими пусковыми свойствами.

Н.К. Рязанцев оказался в центре работ по доводке конструкции и совершенствованию этого двигателя. В 1968 году он назначается начальником сектора, в 1969 – заместителем начальника отдела, а в 1970 – начальником отдела поршневой группы. Именно в этот период в ХКБД совместно с ведущими научными и конструкторскими организациями страны выполнен огромный объем работ по повышению надежности цилиндропоршневой группы, что в дальнейшем предопределило высокие тактико-технические данные нового танка.

В 1973 году Николай Карпович Рязанцев назначен Главным конструктором ХКБД.

Параллельно с работами по доводке дизеля 5ТДФ, под его руководством в кратчайшие сроки в

отделе перспективного проектирования был разработан четырехтактный дизель 12ЧН15/16 мощностью 1500 л.с., который предполагалось устанавливать на перспективные танки.

Но главной задачей для ХКБД было создание на базе двигателя 5ТДФ нового танкового дизеля 6ТД-1 мощностью 1000 л.с. При решении этой задачи был выполнен огромный комплекс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Разработана конструкторская и технологическая документация, изготовлены опытные образцы, проведены стендовые испытания и эксплуатационные испытания дизелей в составе танка в различных климатических условиях. Результатом этих работ стало принятие в 1983 году на вооружение танка Т-64Б1М с двигателем 6ТД-1. Благодаря новому двигателю удалось увеличить среднюю скорость танка на 35%, сократить время разгона до 50 км/ч почти в 2 раза, увеличить запас хода.

Во второй половине 70-х – первой половине 80-х годов XX столетия в нашей стране и за рубежом конкурировали две тенденции развития танкового двигателестроения. Одна из них была связана с дальнейшим совершенствованием дизелей, вторая – с применением газотурбинных двигателей. Дискуссия велась на самом высоком уровне, обе тенденции имели своих ярких сторонников и противников, преимущества и недостатки находились у обоих типов двигателей. Ответ на правоту одной

из сторон могла дать только практика, но ошибка в выборе правильного пути была чревата огромными потерями не только средств, а и в темпах развития двигателестроения.

Это были сложные времена для ХКБД, "Харьковского конструкторского бюро по машиностроению" (ХКБМ), завода им. В.А. Малышева. Н.К. Рязанцев совместно с А.А. Морозовым, руководи-

телями завода придерживались концепции и считали технически верным направление, связанное с развитием и совершенствованием дизелей. Совместными усилиями им удалось отстоять производство дизеля 6ТД-1 для танка Т-80УД. Для подтверждения этой концепции в кратчайшие сроки был разработан дизель 6ТД-2 мощностью 1200 л.с. для танка Т-84.



Жизнь подтвердила правильность выбранного пути. Сейчас танки с газотурбинным двигателем практически не выпускаются.

Конструкторские решения по танковым двигателям 6ТД-1 и 6ТД-2 намного опередили время. Даже сегодня по своим показателям, тактико-техническим характеристикам они не уступают лучшим зарубежным аналогам. Объем моторно-трансмиссионного отделения с данными двигателями – наименьший среди всех танков подобного класса, выпускаемых в мире.

Н.К. Рязанцев проявил себя не только как талантливый конструктор и ученый, организатор, но и как человек, который никогда не отступает от своих убеждений, как Главный конструктор, аргументация которого была услышана и воспринята

учеными, высшим военным и государственным руководством страны.

Правота взглядов и принципов Н.К. Рязанцева была подтверждена в 1995 году в Объединенных Арабских Эмиратах. Во время демонстрации военной техники на Международной выставке вооружений танк Т-80УД с двигателем 6ТД-2 показал наилучшие результаты, благодаря чему были заключены контракты на поставку украинских танков за рубеж, в том числе в Пакистан.

В этот же период продолжались работы по совершенствованию дизеля 5ТДФ и расширению возможностей его применения. Дизель был форсирован до мощности 850 л.с., что позволило его использовать на боевой машине "Булат" (модернизация танка Т-64Б).



На базе танковых двигателей ХКБД создало ряд модификаций дизелей ЗТД мощностью от 280 до 600 л.с. для модернизации легкобронированных колесных и гусеничных машин и железнодорожного транспорта. Разработано и подготовлено к производству семейство малогабаритных дизелей серии ДТ для автономных электроагрегатов, самоходных шасси, тракторов и автомобилей.

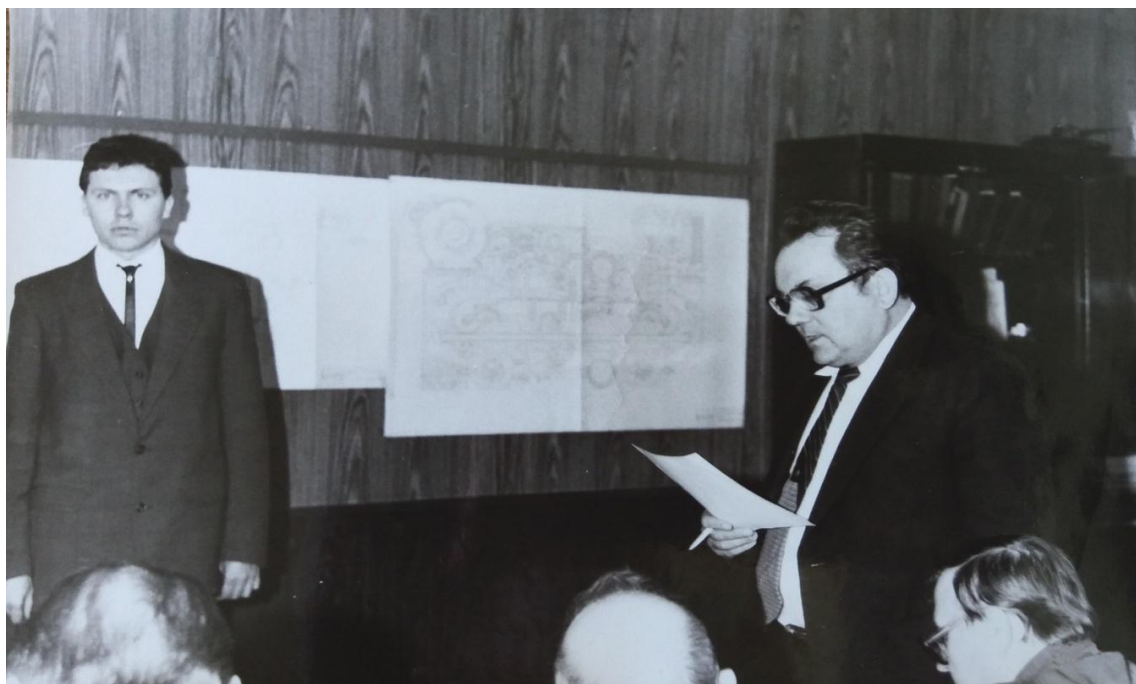
В 2001 году Н.К. Рязанцеву решением правительства Украины были даны полномочия Генера-

льного конструктора по созданию двигателей для бронетанковой техники. В этом же году он был удостоен звания лауреата Государственной премии Украины в области науки и техники.

Выпускник ХПИ 1959 года, выдающийся Генеральный конструктор двигателей для бронетанковой техники, доктор технических наук, профессор Н.К. Рязанцев в своей практической деятельности по модернизации и созданию ДВС активно сотрудничал с *alma mater*.

Вместе с заведующим кафедрой ДВС профессором А.Ф. Шеховцовым он был инициатором создания филиала кафедры в ХКБД, задачей которого было повышение качества подготовки инженерных кадров и проведение научных исследований по актуальным проблемам ДВС специального назначения.

В рамках работы филиала кафедры для студентов своей специальности он читал лекции, руководил дипломным проектированием. Его лекции и индивидуальные беседы со студентами были примером профессионализма и доброжелательности. Он умел на простых примерах доходчиво объяснить сложные инженерные вопросы. Большое внимание уделял подготовке кадров высокой квалификации. На протяжении многих лет был членом специализированных советов по защитах диссертаций, где его поддержка и практические советы соискателям обеспечивали высокий уровень диссертационных работ.



Эффективная работа филиала кафедры стала решающим фактором при создании нового отечественного учебника в шести томах по двигателям внутреннего сгорания. Н.К. Рязанцев принял самое активное авторское участие в написании учебника. Авторский коллектив этого учебника, в состав которого входят четыре сотрудника кафедры ДВС НТУ «ХПИ», в 2008 году был удостоен Государ-

ственной премии Украины в области науки и техники.

В 2004 году Н.К. Рязанцеву за многолетнее плодотворное сотрудничество с НТУ «ХПИ», активное участие в подготовке инженерных кадров было присвоено звание почетного доктора университета.

Генеральный конструктор двигателей внутреннего сгорания, заслуженный деятель науки и техники Украины, д.т.н., профессор Н.К. Рязанцев награжден орденами Ленина, "Знак Почета", "За заслуги III степени".

Николай Карпович ушел из жизни 17 мая 2007 года.

НТУ «ХПИ» совместно с заводом им. Малышева, ХКБД, родственниками и близкими Николая Карповича торжественно отметили 80-летие со дня рождения Генерального конструктора, ученого, создателя танковых двигателей, почетного доктора НТУ «ХПИ» выпускника кафедры двигателей внутреннего сгорания ХПИ.

27 апреля 2017 года в Музее истории НТУ «ХПИ» в рамках проекта «Пусть не гаснет Мир Науки!» состоялась встреча выдающихся деятелей науки и техники, ведущих специалистов в области создания бронетанковой техники и высокофорсированных двигателей внутреннего сгорания со студентами, курсантами, магистрами, аспирантами и преподавателями НТУ «ХПИ».



На встрече с воспоминаниями о совместной работе, трудностях создания, развития и успехах отечественного танкостроения выступили: лауреат Ленинской и Государственной премии Украины, Заслуженный машиностроитель Украины, начальник ГП ХКБМ им. А.А. Морозова, д.т.н., профессор, Почетный доктор НТУ "ХПИ", генерал-лейтенант М. Д. Борисюк, лауреат Государственной премии Украины, Заслуженный машиностроитель Украины, главный инженер ГП "Завод им. В.А. Малышева " в 1993-2004 г. Н.Н. Буденный, главный инженер ГП "Завод им. В.А. Малышева " А.И. Шейко, лауреат Государственной премии

Украины, Заслуженный деятель науки и техники Украины, директор танкового производства ГП "Завод им. В.А. Малышева "Ю.Л. Левицкий, лауреат Государственной премии Украины, Заслуженный деятель науки и техники Украины, зав. каф. КГМ НТУ «ХПИ» в 1992-2007 гг., д.т.н., проф. Е.Е. Александров и др.

18 мая 2017 года руководители и сотрудники ГП «Завод им. В.А. Малышева», «ХКБД» «ХКБМ», НТУ «ХПИ», студенты, курсанты, магистры, аспиранты приняли участие в торжественном открытии памятной доски, посвященной легендарному конструктору танковых двигателей, которая была установлена на корпусе университета у входа в кафедру двигателей внутреннего сгорания.

После завершения торжественного открытия памятной доски в рамках юбилейной XXV Международной научно-практической конференции «Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье» (MicroCAD-2017) состоялось пленарное заседание секции «Транспортное машиностроение» под председательством декана факультета проф. Епифанова В.В. На секции выступили с докладами сотрудники факультета транспортного машиностроения, сотрудники ГП «ХКБД» и родственники Н.К. Рязанцева.

Выпускник ХПИ, Генеральный конструктор по двигателестроению, профессор Николай Карпович Рязанцев сыграл выдающуюся роль в создании и развитии танкового двигателестроения. Его идеи и научно-технические решения опередили время.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей»

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков, ул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підписано до друку 22.08.2017 р. Формат 60x84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 8,5. Обл.-вид арк. 6,18.
Замовлення № 22/08/17. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Гончаренко В.Ю.
Свідоцтво В02 № 984968 видане виконавчим комітетом
Харківської міської ради 18.11.2008 р.