

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2005

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

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

А.А. Прохоренко, *к. т. н., доц.*

У.А. Абдулгасис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Ю.С. Бородин, *к. т. н., доц.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.П. Кудряш, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., доц.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

Е.Л. Пиротти, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

М.Г. Сandomирский, *к. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов

Проблемы экологизации двигателей внутреннего сгорания 3

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

А.В. Грицюк, Н.А. Шевченко, П.Я. Перерва, М.Н. Лылка

Выбор фаз газораспределения быстроходного четырёх-
тактного дизеля типа 4ДТНА. 9

А.М. Пашаев, Д.Д. Аскеров, Р.А. Садыхов, А.С. Самедов

Численное решение интегральных уравнений обтека-
ния плоских решеток газовых турбин 12

В.А. Жуков, А.Е. Ратнов, Н.П. Жукова

Критериальные уравнения теплообмена в системах ох-
лаждения ДВС при использовании присадок к охлажда-
ющим жидкостям 19

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, Б.А. Тхы

Повышение точности измерения индикаторного давле-
ния в цилиндре ДВС методом прямого преобразования
Фурье. 23

М.А. Крестлинг, В.В. Попов

Термодинамический анализ циклов парокompрессион-
ных теплонасосных установок на морских судах 26

С.А. Алёхин, Ю.А. Анимов

Совершенствование методики аппроксимации характери-
стик высоконапорного центробежного компрессора надду-
ва быстроходного двухтактного транспортного дизеля. 28

*С.А. Алёхин, Д.Ю. Бородин, А.Н. Каплун, А.П. Кудряш, В.И.
Прокопович, С.Н. Тонкой*

Анализ факторов, определяющих эксплуатационный
расход топлива транспортного дизеля. 33

А.П. Марченко, И.И. Сукачев

Методика согласования характеристик топливоподачи
и камеры сгорания в дизелях со струйным смесеобразо-
ванием. 39

А.П. Марченко, И.Н. Карягин

Особенности рабочего процесса дизеля 4ЧН12/14 с по-
вышенной температурой стенок камеры сгорания. 45

Н.К. Шокотов, Е.И. Янтовский, В.Н. Шокотов

Эффективность газодизеля с термохимическим реакто-
ром 50

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра ДВС

Тел. (0572)400-848, 400-314

E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

В.Г. Некрасов

Силовой агрегат микроавтомобиля.58
Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, А.В. Химченко, С.Н. Крамарь, Т.Н. Колесникова

Методика оптимизации конструктивных параметров бесшатунного двигателя, основанная на использовании теории малых отклонений.63
Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, А.В. Кареньков

Влияние масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС.66
С.А. Алёхин, А.О. Казаковский, К.И. Лазько

Определение параметров математической модели электромагнитного исполнительного устройства .. 71
А.В. Тринев, А.Н. Авраменко, И.А. Москалёв

Оценка влияния геометрии тарелки клапана на теплонпряженное состояние выпускных клапанов автотракторного дизеля. 76

ИСПЫТАНИЯ ДВС

А.А. Сирота, А.И. Чураков

Испытания судового высокооборотного ДВС с добавками водорода УДК. 81
А.Г. Кесарийский

Лазерно-интерференционные исследования напряженно-деформированного состояния в технологии автоматизированной разработки. 85
А.В. Еськов, А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, И.В. Огнев

Оптический метод исследования характеристик распыленного топлива дизельной форсункой 88
А.И. Чайка

Поведение шеек роторов высокоскоростных машин и агрегатов с радиальными подшипниками жидкостного трения с регулируемыми характеристиками. 91
М.И. Радченко, А.В. Зверев

Испытания герметичного компрессора судового автономного кондиционера 97
А.Н. Пойда, Д. Г. Сивых

Выбор информативных параметров и формирование базы данных в автоматизированной системе мониторинга и диагностирования автотракторных дизелей. 102
С.В. Пилипенко, А.Н. Дороженко, В.К. Савич, А.Н. Шевелёв, Д.Ю. Бородин

Экспериментальная оценка работоспособности подшипникового узла 108

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

Н.Л. Сапич, А.В. Белогуб, А.С. Стрибуль

Учет технологических факторов, влияющих на точность получения внешней поверхности юбки поршня и оценка возможности снижения брака на производстве 111
С.П. Андреев, А.Г. Щербина

Оптимизация литниково-питающих систем отливок поршней.115
С.Р. Игатович, И.М. Закиев, Д. И. Борисов

Диагностика усталостной поврежденности деталей методами вдавливания и царапания поверхности индентором118

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.Н. Каплун

Система «БИС-Р» для измерения эксплуатационного расхода топлива на тепловозах. 123
Б.А. Абаджян, А.А. Танчук, Ю.А. Постол, А.Б. Стефановский

Некоторые особенности применения автомобильного двигателя на небольшом судне. 126
Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев

Результаты экспериментальных исследований расхода картерных газов двигателей легковых автомобилей для определения их технического состояния 128
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ131

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2005, №2(7). – с. 156.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 6 от 1.07.2005 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2005.

УДК 621.436

Марченко А.П., д-р техн. наук, Парсаданов И.В., д-р техн. наук

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИЗАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) в настоящее время, в ближайшей и более отдаленной перспективе есть и останутся основным источником энергии для обеспечения потребности человечества. ДВС доминируют на транспорте в сельском хозяйстве, строительстве, военной технике, то есть в определяющих отраслях любой страны.

За последнее 30 лет число ДВС возросло в три раза. Наибольшее их количество установлено на автотранспорте и самоходных сельскохозяйственных машинах. К примеру, в Украине в автотранспорте сосредоточено 60% и агропромышленном комплексе 25% суммарной мощности всех ДВС.

Возрастающие потребности человечества в производстве энергии предопределяет увеличение расхода природных ресурсов и загрязнение окружающей среды. Естественно, что ДВС потребляют наиболее значительную долю нефтепродуктов и одновременно являются активным, постоянно действующим фактором химического, механического, теплового и других видов вредного воздействия на окружающую среду. Максимальный ущерб окружающей среде причиняется химическим фактором, связанным с загрязнением атмосферы токсичными веществами, находящимися в отработавших газах (ОГ).

Можно утверждать, что в настоящее время повышение технического уровня ДВС в первую очередь связано с их экологизацией, то есть разработкой и реализацией решений, позволяющих оказывать позитивное воздействие на сохранение природных ресурсов и окружающей среды за счет снижения расхода топлива и минимизации выбросов токсичных веществ в атмосферу с ОГ при эксплуатации двигателей.

В связи с этим необходимо сформулировать проблемы экологизации ДВС и рассмотреть пути их решения.

Первой и, пожалуй, главной проблемой экологизации является снижение загрязнения окружающей среды отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания при уменьшении расхода топлив нефтяного происхождения.

Решение этой проблемы предусматривает решение следующих основных задач:

- повышение эффективности смесеобразования и сгорания;
- совершенствование конструкции двигателя и внедрение в производство прогрессивных технологий;
- улучшение характеристик традиционных топлив нефтяного происхождения;
- расширение применения альтернативных топлив;
- применение эффективных систем нейтрализации ОГ;
- повышение теплоиспользования;
- электронизация управлением двигателя;
- улучшение условий эксплуатации.

Смесеобразование представляет собой процесс взаимодействия топлива и окислителя, обеспечивающий заданный закон сгорания и зависит от свойств и энергии топлива и воздушного заряда, подаваемых за цикл в камеру сгорания, а также конструкции элементов двигателя, влияющих на этот процесс. От организации смесеобразования и закона сгорания топлива непосредственно зависят показатели топливной экономичности и токсичности выбросов ОГ двигателя.

Можно утверждать, что достигнутый в последние годы новый уровень экологических показателей автомобильных ДВС, соответствующий нормам ЕВРО-2 и ЕВРО-3 обеспечен в основном за счет повышения эф-

фективности смесеобразования и сгорания.

С этой целью реализовано непосредственное впрыскивание топлива, оптимизированы конструкции камеры сгорания и степень сжатия, интенсифицированы параметры топливоподачи, улучшены показатели воздухо-снабжения, нашла применение рециркуляция ОГ.

Вместе с тем отметим, что за это же время снизились темпы улучшения топливной экономичности, т.е. прогресс в улучшении смесеобразования и сгорания направлен главным образом на снижение токсичности ОГ ДВС. И второе, необходимо констатировать, что резервы в улучшении смесеобразования и сгорания в значительной степени исчерпаны.

Следующей по значимости задачей, которая позволила достичь прогресса в экологизации ДВС, является совершенствование их конструкции и применение прогрессивных технологий. Ужесточение технологических допусков, автоматизация сборочных операций, применение новых высокопрочных и антифрикционных материалов улучшение характеристик систем и узлов обеспечивает повышение уровня топливно-экологических показателей ДВС.

К принципиально новым подходам к проектированию и технологической проработке ДВС, в первую очередь автомобильных, следует отнести принцип «достаточной прочности». Так как требования к экологическим показателям ДВС изменяются в среднем раз в три года, двигатель в эксплуатации теряет свои качества, а ремонт его требует больших затрат и не всегда эффективен, при проектировании детали и узлы двигателя рассчитываются на 6...7 лет эксплуатации. Такой подход конечно же выгоден для моторостроительных фирм, но требует экономического обоснования с учетом энергетических и экологических затрат, связанных с увеличением объемов производства и утилизацией отработавших свой срок ДВС.

Определенный резерв в повышении топливной экономичности и снижении выбросов вредных веществ с ОГ двигателей связан с улучшением физико-химических характеристик традиционных топлив нефтяного происхождения. На расход топлива и токсичность ОГ влияют цетановое (октановое) число, вязкость, содержание ароматических углеводородов, температура кипения, теплота испарения, содержание вредных примесей и другие свойства топлив.

Однако этот резерв в повышении топливно-экологических показателей ДВС используется не полностью из-за увеличения стоимости топлив. Напротив, прогнозируется ухудшение характеристик топлив в связи со снижением качества добываемой нефти. Исключение составляет расширение производства неэтилированных бензинов и незначительного количества малосернистого дизельного (городского) топлива.

Одним из направлений удовлетворения потребности в топливе, и значительным вкладом в решение проблемы экологизации ДВС является применение альтернативных топлив. К альтернативным топливам относят топлива, не являющиеся продуктами переработки нефти и традиционные нефтяные топлива, модифицированные различными добавками.

Актуальность использования альтернативных топлив определена законодательно практически во всех развитых странах мира. Производителям и потребителям альтернативных топлив на государственном уровне предоставляются различные виды льгот. Вместе с тем анализ показывает, что до настоящего времени практическое применение того или иного альтернативного топлива не получает широкого распространения и носит локальный характер. Это связано в первую очередь с первоначальными производственными и эксплуатационными затратами при широкомасштабном переводе ДВС на какое либо альтернативное топливо, а также с лоббированием такого процесса производителями традиционных нефтяных топлив.

При рассмотрении возможности применения того или иного альтернативного топлива в ДВС необходимо учитывать его стоимость, доступность, безопасность, воздействие продуктов его сгорания на окружающую

среду. Современный подход к проблеме применения альтернативных топлив предполагает давать оценку топливу с учетом полного жизненного цикла, включающей экономические затраты и экологические издержки при его добыче, переработке и сгорании в ДВС [1]. Такая оценка позволяет получить более полное представление об экономической и экологической эффективности применения конкретного альтернативного топлива, чем в случае, когда рассматривается только система «ДВС – топливо – ресурсосбережение – окружающая среда».

Важным научным направлением является исследования особенностей изменения условий смесеобразования и сгорания ДВС, при применении альтернативных топлив. Результатом таких исследований являются рекомендации по улучшению показателей топливной экономичности и токсичности ОГ двигателей [2].

Системы нейтрализации являются одним из основных средств сокращения выброса вредных веществ с ОГ двигателей. Проблема широкого применения этих систем связана с обеспечением их эффективности при длительном сроке эксплуатации без использования дорогостоящих материалов и отрицательного влияния на топливную экономичность ДВС.

Повышение теплоиспользования является одним из перспективных путей снижения расхода топлива ДВС в эксплуатации и, соответственно, выбросов вредных веществ с ОГ. Повышение теплоиспользования связывают:

- с уменьшением потерь теплоты в окружающую среду через стенки цилиндра, головку, поршень, воздухоохладитель;
- с уменьшением потерь теплоты, отводимой с отработавшими газами с последующим использованием ее в силовой газовой турбине;
- с применением систем вторичного использования теплоты.

Электронизация управлением ДВС обеспечивает улучшение эксплуатационной топливной экономичности на 5...7% (в некоторых случаях до 10...15%), снижение до 50% выбросов вредных веществ [3] благодаря более точной реализации законов управления углом опережения впрыскивания топлива и дозированием подачи воздуха в функциях частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя. Перспективные нормы на выбросы вредных веществ с ОГ ориентированы на электронизацию управлением ДВС, этому способствует постепенное устранение препятствий к практическому применению электронных систем управления, связанных со сложностью технического обслуживания и надежностью работы в эксплуатации.

Влияние условий эксплуатации ДВС на расход топлива и выбросы вредных веществ с ОГ определяется режимами работы и качеством технического обслуживания. Экономические и экологические показатели ДВС рассматриваются, как правило, на установившихся режимах, однако при эксплуатации двигателя, особенно транспортные, работают практически только на неуставившихся режимах. И если влияние неуставившихся режимов на топливную экономичность ДВС изучено довольно досконально, то важной научно-технической задачей представляется теоретические и экспериментальные исследования влияния неуставившихся режимов на экологические показатели.

Выбор режимов работы автотранспортных ДВС, обеспечивающих максимальную топливную экономичность при минимальной токсичности ОГ, во многом зависит от категории и технического состояния дорог, оптимальной загрузки и правильной эксплуатации автомобиля. И если учитывать реальный топливно-экологический ущерб, причиняемый окружающей среде при эксплуатации автомобиля, то можно отметить не соответствие между требованиями, регламентирующими технический уровень ДВС, и требованиями к внешним условиям, которые в равной степени должны обеспечивать снижение доли топливно-экологического ущерба.

Ко второй проблеме экологизации следует отнести объективную оценку топливно-экологических показате-

телей ДВС в эксплуатации и разработку, основанных на ней требований к техническому уровню двигателей.

Несмотря на то, что повышению топливной экономичности и экологической эффективности ДВС уделяется огромное внимание, до настоящего времени отсутствуют методы и принципы комплексной оценки расхода топлива и токсичности ОГ, которые бы учитывали особенности работы двигателей в эксплуатации.

Сегодня существуют законодательные нормативы на ограничение уровней удельного эффективного расхода топлива и выбросов вредных веществ с ОГ двигателей. Но удельный эффективный расход топлива нормируется на отдельных режимах, а выбросы вредных веществ определяются в результате испытаний по специальным циклам, которые (и режимы и циклы) далеко не всегда характеризуют условия эксплуатации ДВС. Кроме того, требования этих законодательных нормативов в некоторых случаях противоречат друг другу.

Комплексная оценка расхода топлива и токсичности ОГ должна учитывать степень загрузки двигателя в эксплуатации, продолжительность работы времени на фиксированных режимах, климатические условия, опасность загрязнения тех территорий и ландшафтов, на которых работает двигатель.

На примере двигателей для сельскохозяйственных машин рассмотрим действующие в Украине нормативные требования, к показателям расхода топлива и токсичности выбросов с ОГ.

Топливную экономичность двигателей сельскохозяйственных машин, а на них устанавливаются исключительно дизели, оценивают удельным эффективным расходом топлива на режиме номинальной мощности (g_{en}), который определяется при стендовых испытаниях двигателя. Удельный эффективный расход топлива является регламентируемой величиной и не должен превышать следующие значения:

- 220 г/(кВт·ч) для дизелей с объемом цилиндров от 4 до 7,5 л;
- 218 г/(кВт·ч) для дизелей с объемом цилиндров от 7,5 до 10 л;
- 215 г/(кВт·ч) для дизелей с объемом цилиндров свыше 10 л.

В тоже время известно, что g_{en} не может в полной мере характеризовать топливную экономичность двигателя в эксплуатации [4].

С 2003 года в Украине действует ДСТУ, идентичный Правилам ЕЭК ООН № 96 (второй этап). Согласно этим стандартам к нормируемым вредным выбросам ОГ дизелей сельскохозяйственных машин относятся оксид углерода, суммарные углеводороды, оксиды азота и твердые частицы. Нормы токсичных компонентов устанавливаются в значениях массового выброса каждого вредного выброса за цикл испытаний, отнесенных к приведенной мощности двигателя. ДСТУ и правилами ЕЭК ООН № 96 предусмотрены испытания по восьми режимному циклу, в котором режимы испытаний и коэффициенты значимости каждого режима устанавливаются в соответствии с международным стандартом ISO-8174-4. Коэффициент значимости в данном случае учитывает вклад в загрязнение окружающей среды за счет наработки двигателя на каждом режиме.

Необходимо подчеркнуть, что правила ЕЭК ООН, нормирующие токсичность ОГ, не учитывают климатические условия и особенности территорий, на которых эксплуатируется двигатель, или будем говорить, учитывают климатические условия и особенности территорий, характерные для западной Европы. В результате введения ДСТУ идентичного Правилам ЕЭК ООН № 96 (второй этап) требования к выбросам вредных веществ с ОГ двигателей сельскохозяйственных машин в Украине оказались выше, чем для двигателей грузовых автомобилей.

Необходимо отметить еще одну тенденцию Новые сведения о составе ОГ и особенностях воздействия их вредных составляющих на окружающую среду приводят к расширению номенклатуры нормируемых вредных веществ и уточнению ущерба, наносимом ими, как правило, в сторону возрастания.

На кафедре ДВС Национального технического университета «ХПИ» разработан метод комплексной оценки топливной экономичности и экологических показателей ДВС [5], который позволяет:

- учитывать степень загрузки двигателя в эксплуатации и получать информацию о суммарных затратах на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия токсичных выбросов с ОГ на окружающую среду;
- учитывать фактор времени, характеризующий продолжительность работы двигателя на фиксированном режиме;
- обеспечивать возможность использовать результаты стендовых испытаний при минимальном их объеме для оценки эксплуатационных показателей топливной экономичности и токсичности выбросов отработавших газов;
- учитывать климатические условия и территориальные особенности зон, где эксплуатируется двигатель;

В результате практического применения указанного метода появилась возможность соотносить затраты на топливо и возмещение экологического ущерба от вредных выбросов, выявлять режимы, вносящие наибольший вклад в комплексные топливно-экологические затраты, оценивать вклад каждого из токсичных компонентов в затраты на возмещение экологического ущерба, определять топливно-экологическую эффективность двигателя при эксплуатации на различных машинах.

На основании проведенных исследований в зависимости от назначения двигателя разработаны циклы испытаний, которые при ограниченном количестве режимов нагрузок и частот вращения коленчатого вала позволяют дать комплексную оценку топливной экономичности и экологических показателей ДВС.

Сравнение циклов приведенных на рис. 1, позволяет отметить, что цикл правил ЕЭК ООН № 96 не характеризует затраты на расход топлива и возмещение экологического ущерба, а следовательно, условия работы двигателя в эксплуатации (в меньшей степени по частоте вращения коленчатого вала дизеля и в большей степени по нагрузке и коэффициенту весомости режима).

Следующей проблемой экологизации является обеспечение высоких топливно-экологических показателей ДВС без существенного увеличения стоимости двигателя.

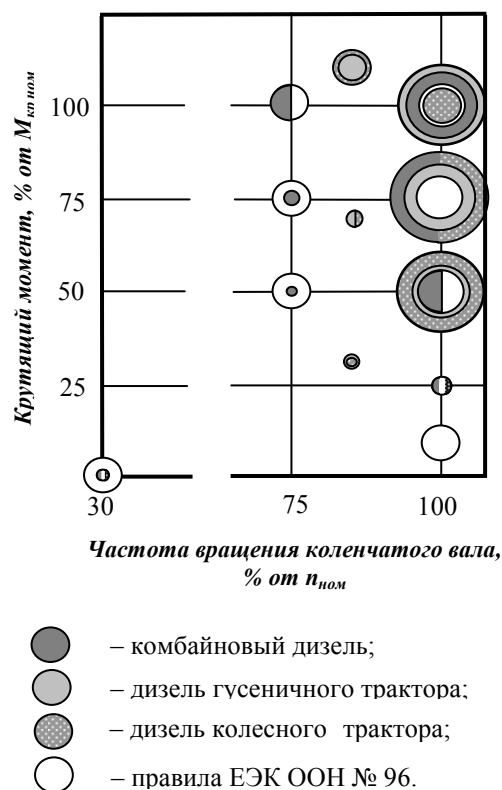


Рис.1. Циклы испытаний дизелей сельскохозяйственных машин

В данном случае техническая проблема приобрела экономический и политический аспекты. Она имеет ог-

ромное значение для таких стран как Украина, перестраивающих свою экономику и при этом стремящихся сохранить политическую независимость.

Переход к каждой новой ступени экологических норм (ЕВРО-II, ЕВРО-III, ЕВРО-IV, ЕВРО-V) требует внедрения новых технологий и усложнения узлов и систем двигателя. В связи с чем стоимость двигателя увеличивается в среднем на 25%. Соответственно, растут затраты на техническое обслуживание и запасные части. Актуальными становятся задачи обеспечения исходных характеристик топливной экономичности и токсичности ОГ двигателей в период всего срока их эксплуатации и выявление соотношения затрат между топливно-экологическим ущербом, наносимым окружающей среде и затратами на приобретение и эксплуатацию двигателей потребителем.

Постоянное ужесточение требований к экологическим показателям ДВС ориентировано на высокоразвитое производство, характерное лишь отдельным ведущим моторостроительным фирмам, которые все в большей степени оказывают монопольное влияние на рынок.

В этих условиях без государственной поддержки моторостроение обречено на умирание. Что мы и видим на примере Украины, некогда имеющей развитое производство двигателей. Скоропалительный переход к рыночным отношениям вплотную подвел Украину к грани утраты энергетической безопасности, так как наряду с ограниченным количеством энергоносителей страна все в большей степени поставлена в непосредственную зависимость от импортных поставок основных источников производства энергии – двигателей внутреннего сгорания.

Однако наши двигатели могут быть конкурентоспособны на внутреннем рынке и в других странах, если будут дешевле зарубежных и если к ним предъявлять разумные требования. Преимущества их состоят в том, что они проще в эксплуатации, адаптированы к существующему уровню обслуживания и ремонта, качеству горюче-смазочных материалов.

Выводы

– В последние годы снизились темпы улучшения показателей топливной экономичности ДВС. Резервы совершенствования топливно-экологических показателей ДВС за счет воздействия на смесеобразование и сгорание на сегодняшний день выглядят исчерпанными.

– Повышение топливной экономичности и снижение токсичности ОГ современных ДВС будет обеспечиваться за счет улучшения характеристик традиционных топлив нефтяного происхождения, применения альтернативных топлив, систем нейтрализации ОГ, теплоиспользования, электроники.

– Важными научными направлениями экологизации ДВС являются теоретические и экспериментальные исследования влияния неустановившихся режимов на токсические характеристики двигателей и оптимизация смесеобразования и сгорания при применении альтернативных топлив.

– Правила ЕЭК ООН направлены на защиту окружающей среды, ориентировано на высокоразвитое производство, но не в достаточной степени учитывают условия эксплуатации двигателей. Стремление к выполнению требований Правил может приводить к увеличению расхода топлива, стоимости двигателя и технического обслуживания. При введении в Украине нормативов на выбросы вредных веществ с ОГ ДВС кроме европейских тенденций в улучшении экологических характеристик надо принимать во внимание возможность достижения этих показателей с учетом реформирования производственной базы, а также сферы технического обслуживания. Ужесточение требований к экологическим показателям отечественных ДВС в условиях экономического кризиса способствует полной утрате энергетической безопасности.

Список литературы:

1. Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., Экология: альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла // Автомобильная промышленность.– 2001.– № 4.– С. 10 –12.
2. Марченко А.П., Минак А.Ф и др. Результаты исследований рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах растительного происхождения / Двигатели внутреннего сгорания //Науч.- техн. журнал. Харьков: НТУ „ХПИ”.– 2003.– №1-2.– С. 33–40.
3. Каніло П.М., Бей І.С., Ровенський О.І. Автомобіль та навколишнє середовище / Х.: Прапор, 2000.– 304 с.
4. Эфрос В.В., Столбов М.С., Лупачев П.Д. Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей // Тракторы и сельхозмашины.– 1986.– № 4.– С. 13-17.
5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография.– Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПИ», 2003.– 244 с.

УДК 621.436-3

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, В.И. Пеленейченко, д-р техн. наук, П.Я. Перерва, канд. техн. наук, М.Н. Лылка, инж.

ВЫБОР ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ЧЕТЫРЁХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ТИПА 4ДТНА

Важнейшей задачей, стоящей перед двигателестроением является создание высокоэкономичных, надежных и долговечных двигателей внутреннего сгорания.

Одним из направлений ее решения является создание и освоение производства четырехтактных дизелей с высокими технико-экономическими показателями, а также дальнейшее развитие мощностных рядов существующих дизелей, осуществляемое, главным образом, на основе повышения уровней форсирования по среднему эффективному давлению.

Одним из новых направлений деятельности Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" является разработка быстроходных малоразмерных четырехтактных дизелей серии ДТ (ЧН 8,8/8,2) автотракторного назначения мощностью от 11 до 66 кВт. Это рядные, вертикальные дизели жидкостного охлаждения с вихрекамерным смесеобразованием в 2-х, 3-х и 4-х цилиндровом исполнении. Для выполнения жестких современных требований по экологическим показателям автомобильных дизелей в настоящее время в КБ разработана конструкция 4-х цилиндрового дизеля нового поколения мощностью 81 кВт (110 л.с.) с непосредственным впрыскиванием топлива с использованием современных аккумуляторных топливных систем и электронного управления процессом топливоподачи.

Для получения высоких технико-экономических и экологических показателей в рассматриваемом дизеле наряду с проводимыми научно-исследовательскими работами по улучшению про-

цессов смесеобразования, сгорания, теплопередачи, характеристик агрегатов газотурбинного наддува, весомая роль отводится улучшению газообменных процессов в цилиндрах дизеля. Качественное протекание процесса очистки и наполнения цилиндра воздухом зависит, главным образом, от величины проходного сечения газораспределительных органов и продолжительности их открытия.

Увеличение проходных сечений обычно ограничено размерами цилиндра, а продолжительность открытия определяется фазами газораспределения, т.е. моментами открытия и закрытия впускных и выпускных органов (клапанов). От фаз газораспределения зависят не только показатели качества очистки и наполнения цилиндра, а также величина работы, затрачиваемая на осуществление газообмена (насосные потери).

Фазы газораспределения зависят от частоты вращения коленчатого вала, степени форсирования двигателя, характеристик агрегатов газотурбинного наддува, условий (сопротивлений) на впуске и выпуске двигателя и т.д. Поэтому выбор рациональных фаз газораспределения является актуальной и важной научно-технической задачей.

В предложенной работе приведены результаты расчетного исследования по выбору рациональных фаз газораспределения нового автомобильного четырехтактного малоразмерного дизеля 4ДТНА2 мощностью $N_e = 81$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 4200$ мин⁻¹.

В дизеле используется газотурбинный наддув (степень повышения давления на номинальном ре-

жиме $\pi_k = 2,32$) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (характеристики холодильника: $E_{OX} = 0,75$; $\sigma_{OX} = 0,98$), а также четырёхклапанная головка цилиндров с тангенциальным и вихревым каналами на впуске.

Расчеты выполнялись для режима номинальной мощности при нормальных атмосферных условиях и сопротивлении на всасывании $H_{BC} = -5$ кПа, на вы-

пуске $\Delta p_r = 10$ кПа. Исследования проводились при условии постоянной мощности, а эффективность вариантов регулировки фаз газораспределения оценивалась по изменению удельного расхода топлива (g_e) и температуры выпускных газов перед турбиной (T_T).

Результаты расчетов представлены в таблицах 1 и 2 и в виде графиков на рисунках 1...4.

Таблица 1. Результаты расчетов влияния фаз газораспределения на параметры дизеля 4ДТНА2 при постоянных фазах выпуска (15 – 35° п.к.в.)

Параметры	Фазы выпуска (открытие-закрытие клапана), град									
	0-10	20-10	40-10	60-10	80-10	100-10	60-0	60-20	60-30	60-40
g_e , г/л.с.ч	273,2	261,6	255,7	253,0	253,5	254,9	254,5	254,3	255,5	258,0
$N_{H.X.}$, кВт	13,48	9,07	6,86	6,09	6,03	6,10	7,10	5,80	5,44	4,93
γ_{OCT} , %	3,26	3,39	3,44	3,46	3,50	3,52	3,88	3,97	5,04	6,62
$G_{в}$, кг/с	0,143	0,143	0,143	0,143	0,143	0,143	0,144	0,141	0,138	0,134
T_T , К	1037	988	965	954	959	967	970	967	974	995

Таблица 2. Результаты расчетов влияния фаз газораспределения на параметры дизеля 4ДТНА2 при постоянных фазах выпуска (60 – 10° п.к.в.)

Параметры	Фазы выпуска (открытие-закрытие клапана), град							
	5-35	15-35	25-35	35-35	15-15	15-25	15-45	15-55
g_e , г/л.с.ч	254,2	253,0	257,0	263,8	255,0	253,4	252,2	252,0
$N_{H.X.}$, кВт	6,35	6,09	5,89	5,73	5,95	6,04	6,10	6,11
γ_{OCT} , %	3,21	3,46	4,29	5,77	3,47	3,48	3,45	3,45
$G_{в}$, кг/с	0,142	0,143	0,143	0,141	0,138	0,142	0,143	0,143
T_T , К	960	954	972	1004	962	956	951	950

Из рис.1 видно, что рациональное значение угла начала открытия выпускного клапана (ϕ_1) равно 60° п.к.в. до НМТ. С уменьшением угла сокращается время-сечение выпускного клапана, что приводит к увеличению энергетических затрат на принудительную очистку цилиндра от отработавших газов (росту мощности насосных ходов $N_{H.X.}$) и, следовательно, повышению удельного расхода топлива. Открытие выпускного клапана раньше 60° п.к.в. приводит к росту потери индикаторной работы в цилиндре двигателя и, вследствие этого, также к увеличению удельного расхода топлива. Потери мощности на насосные хода при этом практически не уменьшаются.

Ярко выраженного оптимума по температуре выпускных газов перед турбиной при изменении угла начала открытия выпускного клапана нет. Слабо выраженный оптимум наблюдается в районе

50...70° п.к.в.

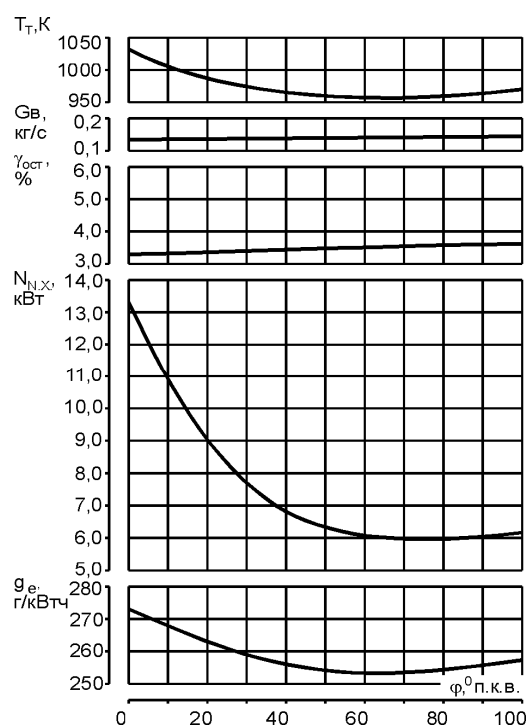


Рис. 1. Влияние угла начала открытия выпускного клапана на параметры дизеля 4ДТНА2 на номинальном режиме

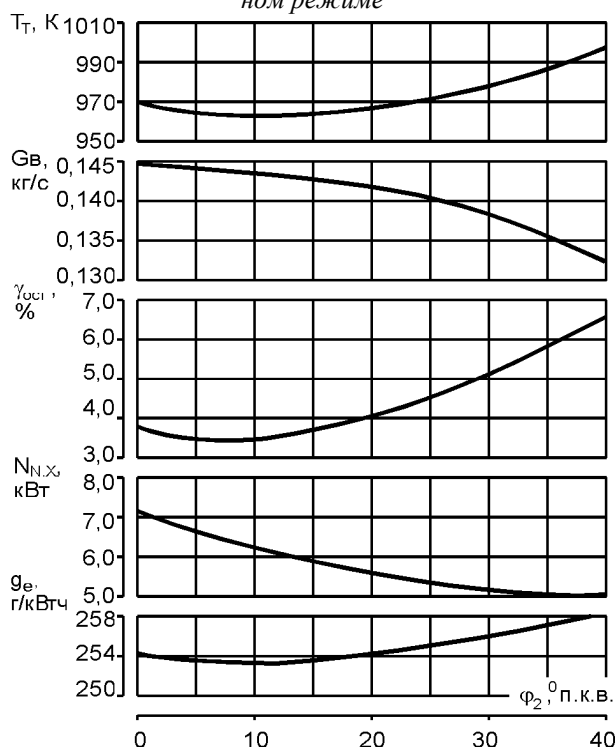


Рис. 2. Влияние угла закрытия выпускного клапана на параметры дизеля 4ДТНА2 на номинальном режиме

Анализ влияния угла закрытия выпускного клапана на параметры двигателя показал (рис. 2), что угол запаздывания закрытия должен быть не более 10^0 п.к.в. после ВМТ. С увеличением полученного значения резко повышается коэффициент остаточных газов $\gamma_{ост}$ вследствие заброса отработавших газов из выпускного патрубка в цилиндр, т.к. в рассматриваемом дизеле отношение давления наддувочного воздуха (p_K) к давлению в выпускном патрубке (p_T) составляет $p_K/p_T < 1$ (по условиям совместной работы компрессора, турбины и поршневой части дизеля, указанное отношение на расчетном режиме составляет $\approx 0,9$). Увеличение $\gamma_{ост}$ приводит к уменьшению расхода воздуха (понижению коэффициента наполнения) и, как следствие, к снижению индикаторного кпд рабочего цикла.

Уменьшение запаздывания закрытия выпускного клапана от оптимального его значения приводит к

снижению времени-сечения для истечения газов из цилиндра в конце процесса выпуска, что неблагоприятно начинает влиять на качество очистки цилиндра от продуктов сгорания (увеличивается $\gamma_{ост}$) и одновременно увеличивает потери мощности на насосные хода (рис. 2).

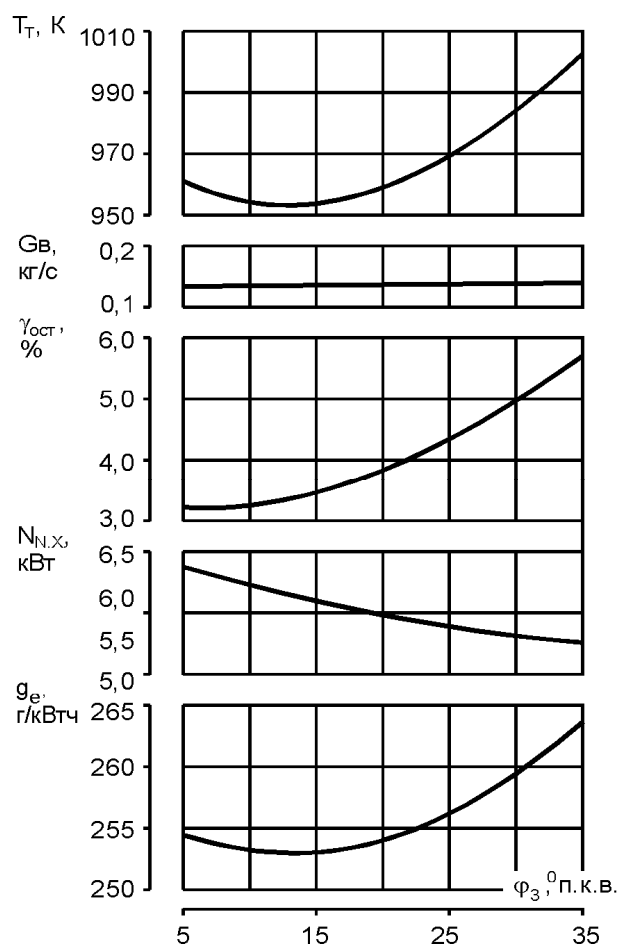


Рис. 3. Влияние угла открытия впускного клапана на параметры дизеля 4ДТНА2 на номинальном режиме

Для фаз впуска наилучшие показатели газообмена получены при начале открытия впускного клапана (ϕ_3) с предварением (т.е. до прихода поршня в ВМТ) не более 15^0 п.к.в. (рис. 3). Увеличение угла предварения открытия впускного клапана $\phi_3 > 15^0$ п.к.в. оказывает отрицательное влияние на процесс очистки и наполнения цилиндра, т.к. при этом продукты сгорания из цилиндра забрасываются во впускной патрубок (в рассматриваемом дизеле, как было ука-

зано выше, $p_K / p_T < 1$), что приводит к увеличению коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$.

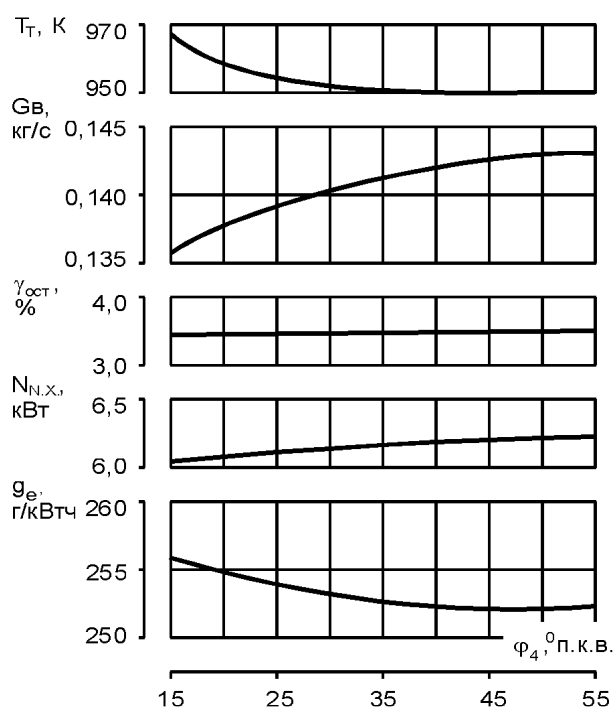


Рис. 4. Влияние угла закрытия впускного клапана на параметры дизеля 4ДТНА2 на номинальном режиме

Уменьшение $\varphi_3 < 15^\circ$ п.к.в. нежелательно из-за сокращения времени-сечения впускного клапана, что приводит к увеличению потерь мощности на насосные хода.

Закрытие впускного клапана после НМТ (т.е. с

запаздыванием) увеличивает расход воздуха вследствие дозарядки цилиндра свежим зарядом. Из рис. 4 видно, что дозарядка цилиндра заканчивается практически при закрытии впускного клапана $\varphi_4 \approx 45^\circ$ п.к.в. после НМТ. Т.к. влияние запаздывания закрытия впускного клапана свыше 35° п.к.в. на параметры дизеля незначительное (в пределах 0,4 %), то из условий лучшего запуска дизеля закрытие клапана принимаем равным 35° п.к.в. после НМТ.

Итак, анализируя полученные результаты расчетного исследования по выбору фаз газораспределения для нового четырехтактного быстроходного дизеля 4ДТНА2, можно сделать следующее заключение: в целях наиболее рациональной регулировки фаз газораспределения, обеспечивающей наилучшие выходные показатели работы дизеля, рекомендуется устанавливать:

- начало открытия впускного клапана 60° п.к.в. до НМТ;
- закрытие впускного клапана 10° п.к.в. после ВМТ;
- начало открытия впускного клапана 15° п.к.в. до ВМТ;
- закрытие впускного клапана 35° п.к.в. после НМТ.

УДК 629.7: 519.63: 536.21

А.М.Пашаев, д-р физ.-мат. наук, Д.Д. Аскеров, инж., Р.А.Садыхов, д-р техн. наук, А.С.Самедов, канд. техн. наук

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ОБТЕКАНИЯ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Тепловые и газодинамические процессы в газотурбинных двигателях во многом определяются распределением скоростей потока, которые влияют на условия теплообмена и газодинамику в лопаточном аппарате турбины [1, 3, 8, 9]. Более приспособлен-

ными к расчету при этом считаются методы, основанные на решениях интегральных уравнений.

Рассматривается задача обтекания прямой плоской решетки двумерным установившимся безвихревым (потенциальным) потоком несжимаемой жидкости в плоскости действительных координат. Исходя

из общих представлений аналитических функций для решетчатых областей, задача, как известно, решается с использованием интегральных формул Коши, связывающих аналитические функции внутри (вне) области с ее контурными значениями [2, 4, 5]. Обобщение интеграла типа Коши для бесконечносвязной решетчатой области размером $0 \leq z \leq \infty$ (рис.1) получается простым и наглядным, если рассматриваемую область z предварительно конформно отобразить в плоскость ζ . При этом область течения в плоскости z с периодом, равным шагу t , отображается на область ζ с периодом, равным 2π , называемую бесконечнолистной поверхностью Римана (рис.2) [2, 4]. Выражение для комплексного потенциала течения $W(z)$ имеет вид, в котором можно выделить действительную и мнимую части:

$$\begin{aligned} W(z) &= \varphi(z) + i\psi(z) = \\ &= V_{\infty} (x \cos \alpha_{\infty} + y \sin \alpha_{\infty}) + \frac{1}{2\pi} \int_{S_+} \bar{V}(z)_k \theta dz_k + \\ &+ i \left[V_{\infty} (y \cos \alpha_{\infty} - x \sin \alpha_{\infty}) - \frac{1}{2\pi} \int_{S_+} \bar{V}(z)_k \ln \rho dz_k \right] \end{aligned}$$

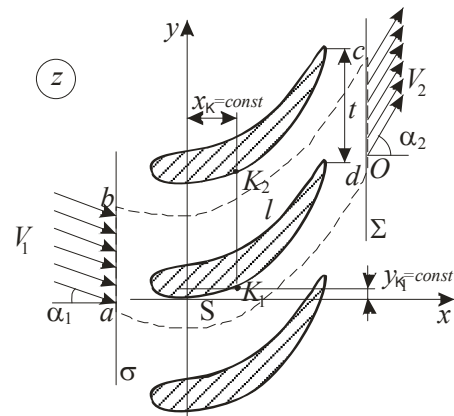


Рис. 1. Бесконечносвязная решетчатая область

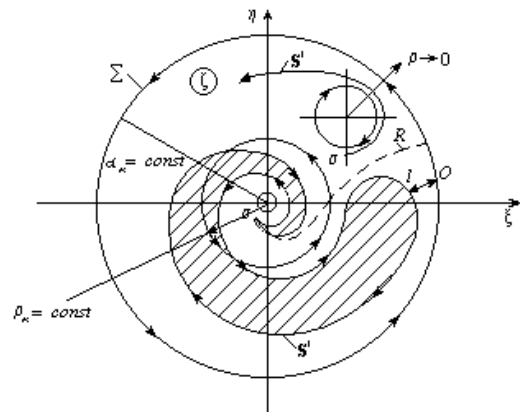


Рис. 2. Бесконечнолиственная поверхность

Тогда для потенциала скорости $\varphi(z)$ и функции тока $\psi(z)$ можно записать:

$$\varphi(z) = V_{\infty} (x \cos \alpha_{\infty} + y \sin \alpha_{\infty}) + \frac{1}{2\pi} \int_{S_+} \bar{V}(z)_k \theta dz_k \quad (1)$$

$$\psi(z) = V_{\infty} (y \cos \alpha_{\infty} - x \sin \alpha_{\infty}) - \frac{1}{2\pi} \int_{S_+} \bar{V}(z)_k \ln \rho dz_k \quad (2)$$

Известно, что в уравнении (1) для определения потенциала скорости φ , выражение для аргумента θ имеет вид [1, 3, 5]:

$$\theta = \arctg \frac{tg \frac{\pi}{t} (y - y_k)}{th \frac{\pi}{t} (x - x_k)} \quad (3)$$

Потенциалы скорости, выраженные через функцию (3), при обходе остаются непрерывными, тогда как сама многозначная функция (3) при этом

обходе разрыва со скачком, равным π . Устранение указанного разрыва во всех точках профиля, кроме точки выходной кромки (x_B, y_B) авторами работ [3, 5] осуществляется путем соответствующей нормировки этой функции. Кроме того, при решении интегрального уравнения (1) с ядром (3) авторами [3, 5] используется свойство суперпозиции, т.к. приходится трижды решать интегральное уравнение (1) в частном виде для определения значений потенциалов скорости по координатным осям x , y и по циркуляции Γ . Такой путь таит в себе некоторые неудобства и не позволяет использовать в ходе решения уравнения (1) высокоточные формулы численного интегрирования, о чем также отмечено в [7]. В отличие от [5-7] для расчета предлагается более удобное уравнение, полученное путем несложных преобразований:

$$\varphi = V_\infty (x \cos \alpha_\infty + y \sin \alpha_\infty) + \frac{1}{2\pi} \oint_{S+} \bar{V}(z)_k \arcsin \frac{ch\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] \sin\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]}{\sqrt{sh^2\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] + \sin^2\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]}} dz_k \quad (4)$$

где

$$\theta = \arcsin \frac{ch\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] \sin\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]}{\sqrt{sh^2\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] + \sin^2\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]}}$$

При решении уравнения (4) в предлагаемом авторами статьи подходе, не требуется соответствующая нормировка функции θ . Кроме того, ядро уравнения (4) не определено только при совпадении бегущей точки с фиксированной, тогда как уравнение (1) с ядром (3) не определяется также при совпадении координаты x точек выпуклой (спинка) и вогнутой (корыто) сторон контура профиля. Указанный недостаток устраняется непосредственно при численном интегрировании уравнения (4).

Произведя интегрирование по частям интеграла в (4) можно получить уравнение для потенциала скорости в плоскости действительных координат, пригодное для численного решения.

$$\begin{aligned} \varphi(x_k, y_k) &= \\ &= V_\infty (x_k \cos \alpha_\infty + y_k \sin \alpha_\infty) \pm \frac{1}{2\pi} \Gamma \theta_B \mp \frac{1}{2\pi} \oint_{S+} \varphi(S) d\theta \end{aligned} \quad (5)$$

где:

$$\theta = \arcsin \frac{ch\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] \sin\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]}{\sqrt{sh^2\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] + \sin^2\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]}};$$

$$\theta_B = \arcsin \frac{ch\left[\frac{\pi}{t}(x_B-x_k)\right] \sin\left[\frac{\pi}{t}(y_B-y_k)\right]}{\sqrt{sh^2\left[\frac{\pi}{t}(x_B-x_k)\right] + \sin^2\left[\frac{\pi}{t}(y_B-y_k)\right]}} x_B,$$

y_B - координаты выходной кромки профиля.

В свою очередь, в некотором отличии от [2,4], уравнение (2) для функции тока $\psi(z)$ в плоскости действительных координат можно записать следующим образом

$$\begin{aligned} \psi &= V_\infty (y \cos \alpha_\infty - x \sin \alpha_\infty) \mp \\ &\mp \frac{1}{2\pi} \oint_{S+} V \ln \sqrt{sh^2\left[\frac{\pi}{t}(x-x_k)\right] + \sin^2\left[\frac{\pi}{t}(y-y_k)\right]} ds \end{aligned} \quad (6)$$

воспользовавшись соотношением для модуля ρ в виде:

$$\ln \rho = \ln \sqrt{sh^2 \alpha + \sin^2 \beta},$$

где обозначено $\frac{\pi}{t}(x-x_k) = \alpha$, $\frac{\pi}{t}(y-y_k) = \beta$.

Граничные интегральные уравнения (5) и (6) сведены к системам линейных алгебраических уравнений, для решения которых разработаны соответствующие алгоритмы и компьютерные программы на объектно-ориентированном языке Delphi 5.

При расчетах контур профиля лопатки разбивается на n участков, так, что нечетными цифрами обозначены середины сдвоенных участков, а четными – их границы. Присвоив серединам сдвоенных участков порядковый индекс $i = 1, 2, 3, \dots, n$ уравнения (5) и (6) приведены к следующему алгебраическому виду:

$$\begin{aligned} \varphi_j \pm \sum_{i=1}^n \varphi_i (\theta_{j,i+1} - \theta_{j,i-1}) &= \\ &= V_\infty (x_{k_j} \cos \alpha_\infty + y_{k_j} \sin \alpha_\infty) \pm \frac{1}{2\pi} \Gamma \theta_{j,B} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\Psi = \Psi_{\infty} \mp \frac{1}{2\pi} \times \sum_{i=1}^n V_i \ln \left\{ \sqrt{sh^2 \left[\frac{2\pi}{t} (x - x_k) \right] - \sin^2 \left[\frac{2\pi}{t} (y - y_k) \right]} \right\} \Delta s_i \quad (8)$$

где $\Psi_{\infty} = V_{\infty} (y \cos \alpha_{\infty} - x \sin \alpha_{\infty})$

Из соотношения (7) получена следующая система n линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} \varphi_1 \pm \varphi_1 (\theta_{1,2} - \theta_{1,0}) \pm \varphi_2 (\theta_{1,4} - \theta_{1,2}) \pm \dots \pm \varphi_n (\theta_{1,2n} - \theta_{1,2n-2}) = \\ = V_{\infty} (x_{k1} \cos \alpha_{\infty} + y_{k1} \sin \alpha_{\infty}) \pm \frac{1}{2\pi} \Gamma \theta_{1,0} \\ \varphi_2 \pm \varphi_1 (\theta_{3,2} - \theta_{3,0}) \pm \varphi_2 (\theta_{3,4} - \theta_{3,2}) \pm \dots \pm \varphi_n (\theta_{3,2n} - \theta_{3,2n-2}) = \\ = V_{\infty} (x_{k3} \cos \alpha_{\infty} + y_{k3} \sin \alpha_{\infty}) \pm \frac{1}{2\pi} \Gamma \theta_{3,0} \\ \varphi_3 \pm \varphi_1 (\theta_{5,2} - \theta_{5,0}) \pm \varphi_2 (\theta_{5,4} - \theta_{5,2}) \pm \dots \pm \varphi_n (\theta_{5,2n} - \theta_{5,2n-2}) = \\ = V_{\infty} (x_{k5} \cos \alpha_{\infty} + y_{k5} \sin \alpha_{\infty}) \pm \frac{1}{2\pi} \Gamma \theta_{5,0} \\ \dots \\ \varphi_n \pm \varphi_1 (\theta_{2n-1,2} - \theta_{2n-1,0}) \pm \varphi_2 (\theta_{2n-1,4} - \theta_{2n-1,2}) \pm \dots \\ \dots \pm \varphi_n (\theta_{2n-1,2n} - \theta_{2n-1,2n-2}) = \\ = V_{\infty} (x_{k2n-1} \cos \alpha_{\infty} + y_{k2n-1} \sin \alpha_{\infty}) \pm \frac{1}{2\pi} \Gamma \theta_{2n-1,0} \end{cases} \quad (9)$$

Из решения системы (9) определяются значения потенциала скорости φ в n точках профиля. Распределение скоростей $V(s)$ в указанных точках определяется дифференцированием потенциала скорости φ по контуру s с использованием следующих формул численного дифференцирования [10]:

$$V_i = \frac{1}{12\Delta s} (3\varphi_{i+1} + 10\varphi_i - 18\varphi_{i-1} + 6\varphi_{i-2} - \varphi_{i-3})$$

для выходной и входной кромок;

$$V_i = \frac{1}{12\Delta s} ((\varphi_{i-2} - \varphi_{i+2}) - 8(\varphi_{i-1} - \varphi_{i+1}))$$

для спинки и корыта.

При численном решении уравнения (8), для получения замкнутой системы вводится дополнительное соотношение, используя постулат Жуковского – Чаплыгина о характере обтекания выходной кромки [2]. Выражение для функции тока невозмущенного потока Ψ_{∞} преобразуется к более удобному для расчетов виду следующим образом:

$$\begin{aligned} \Psi_{\infty} &= V_{\infty} (y \cos \alpha_{\infty} - x \sin \alpha_{\infty}) = \\ &= V_1 (y \cos \alpha_1 - x \sin \alpha_1) - \frac{\Gamma}{2t} x = \\ &= V_1 (y \cos \alpha_1 - x \sin \alpha_1) \mp \frac{x}{2t} \int_{2t} V ds \end{aligned} \quad (10)$$

Подынтегральное выражение в формуле (8) обозначим через коэффициент $\alpha_{i,j}$

$$\alpha_{i,j} = \ln \left\{ \sqrt{sh^2 \left[\frac{2\pi}{t} (x_i - x_j) \right] - \sin^2 \left[\frac{2\pi}{t} (y_i - y_j) \right]} \right\} \quad (11)$$

Перепишав соотношение (8) используя (10) и (11), и написав (8) для средин сдвоенных участков, получается следующая система линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} \Psi = V_1 (y_1 \cos \alpha_1 - x_1 \sin \alpha_1) \mp \frac{x_1}{2t} \sum_{i=1}^n V_i \Delta s_i \mp \frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^n V_i a_{i,1} \Delta s_i \\ \Psi = V_1 (y_2 \cos \alpha_1 - x_2 \sin \alpha_1) \mp \frac{x_2}{2t} \sum_{i=1}^n V_i \Delta s_i \mp \frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^n V_i a_{i,2} \Delta s_i \\ \Psi = V_1 (y_3 \cos \alpha_1 - x_3 \sin \alpha_1) \mp \frac{x_3}{2t} \sum_{i=1}^n V_i \Delta s_i \mp \frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^n V_i a_{i,3} \Delta s_i \\ \dots \\ \Psi = V_1 (y_n \cos \alpha_1 - x_n \sin \alpha_1) \mp \frac{x_n}{2t} \sum_{i=1}^n V_i \Delta s_i \mp \frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^n V_i a_{i,n} \Delta s_i \end{cases} \quad (12)$$

И как отмечено выше, заключительное уравнение для этой системы будет:

$$\Psi = V_1 (y_0 \cos \alpha_1 - x_0 \sin \alpha_1) \quad (13)$$

Индекс «0» определяет точку выходной кромки.

Для вычислений особых коэффициентов типа a_{jj} , т.е. при совпадении фиксированной точки с «бегущей», было использовано следующее известное соотношение [2]:

$$a_{j,j} = 2 * \left(\ln \frac{\Delta s_j}{t} - 0,202 \right) \quad (14)$$

С использованием представленных методик проведен численный эксперимент и выполнены расчеты распределения потенциалов скорости и скоростей вокруг различных профилей.

Расчеты первоначально были выполнены для обвода контура профиля сопловой лопатки, пред-

ставленной на рис.3, который получен путем аналитического профилирования с помощью степенных полиномов [1,3,9].

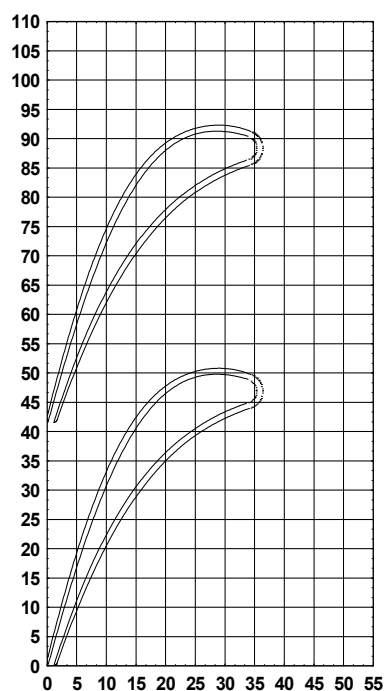


Рис 3. Решетка профилей сопловых лопаток турбины высокого давления

Графики распределений относительного потенциала $\bar{\varphi}$ и скорости V вдоль обвода такого профиля представлены, соответственно на рис.4 и рис.5. При этом были использованы следующие геометрические и режимные параметры: шаг решетки $-t = 41,5 \text{ мм}$; скорость газа на входе в решетку $-V_1 = 156 \text{ м/с}$, на выходе из решетки $-V_2 = 512 \text{ м/с}$; температура и $\bar{\varphi} = \varphi / V_0 \cdot t \cdot \sin \beta_0$

давление газа: на входе в ступень $-T_c^* = 1333 \text{ К}$, $p_c^* = 1,2095 \cdot 10^6 \text{ Па}$, на выходе из ступени $-T_{c1} = 1005 \text{ К}$, $p_{c1} = 0,75 \cdot 10^6 \text{ Па}$; относительная скорость газа на выходе из решетки $-\lambda_{1a0} = 0,891$. Анализ распределений $\bar{\varphi}$ и V по обводу показывает вполне удовлетворительное согласование результатов расчетов с имеющимися представлениями о классическом распределении скорости вокруг турбинного профиля [1-7, 11].

Для апробации представленных алгоритмов, в расчетах также были использованы профили лопаток газовой турбины, полученные приближенным графоаналитическим способом (рис.6). Графики распределения скоростей вокруг обвода профилей сопловых и рабочих лопаток представлены, соответственно на рис.7 и рис.8. Несмотря на рассогласование полученных профилей с имеющимися представлениями о конфигурации турбинных решеток, отметим, что распределения скоростей соответствуют кривизне линий спинки и корыта лопаток, а также полученной конфигурации межлопаточного канала. Данное обстоятельство и подтверждает корректность приведенных в статье алгоритмов и полученных результатов.

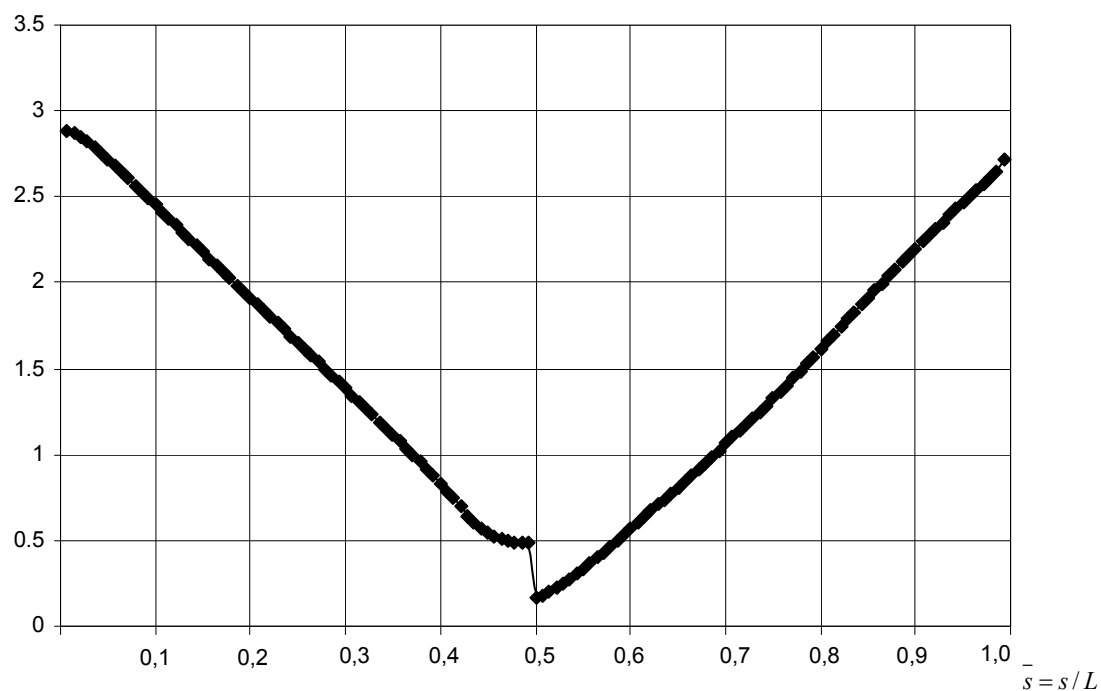


Рис. 4. Расчетное распределение относительного потенциала скорости по обводу профиля лопатки газовой турбины

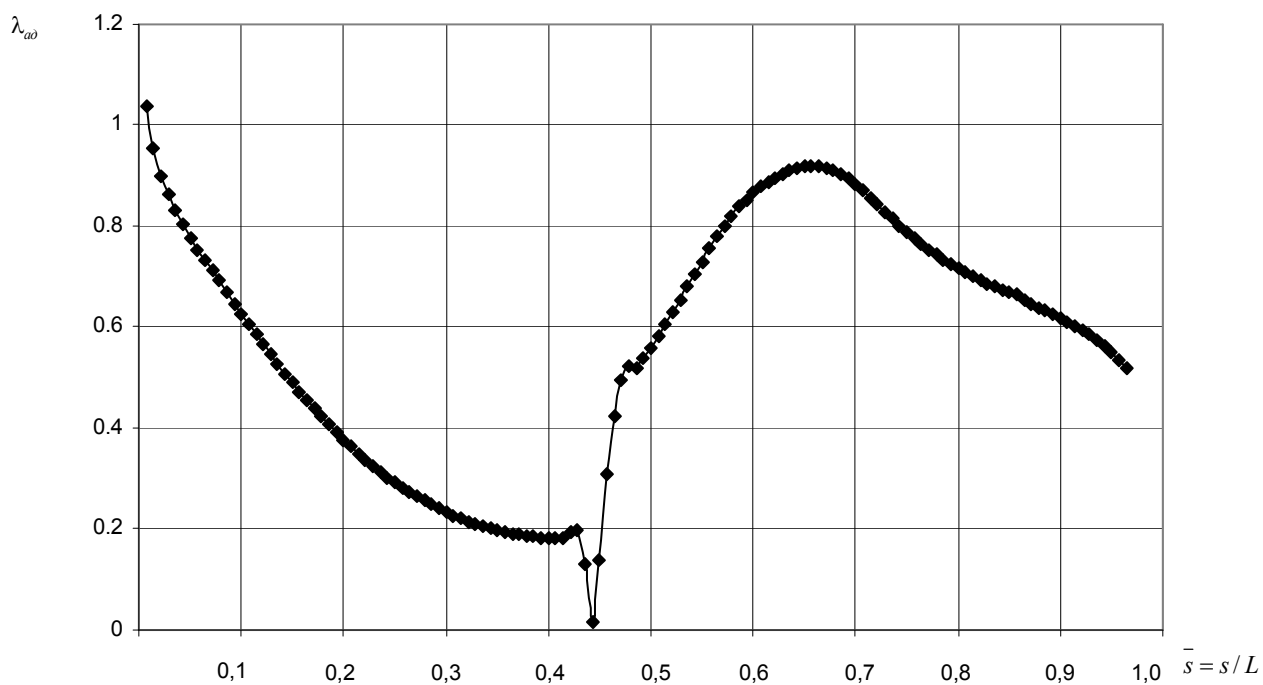


Рис. 5. Расчетное распределение скорости газового потока по обводу профиля лопатки газовой турбины

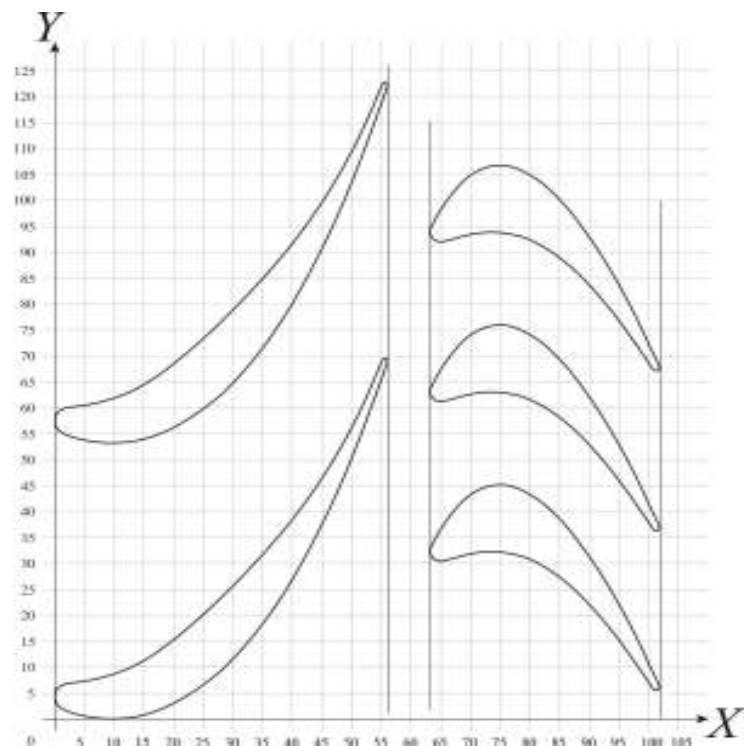


Рис 6. Решетка профилей сопловых и рабочих лопаток газовой турбины высокого давления

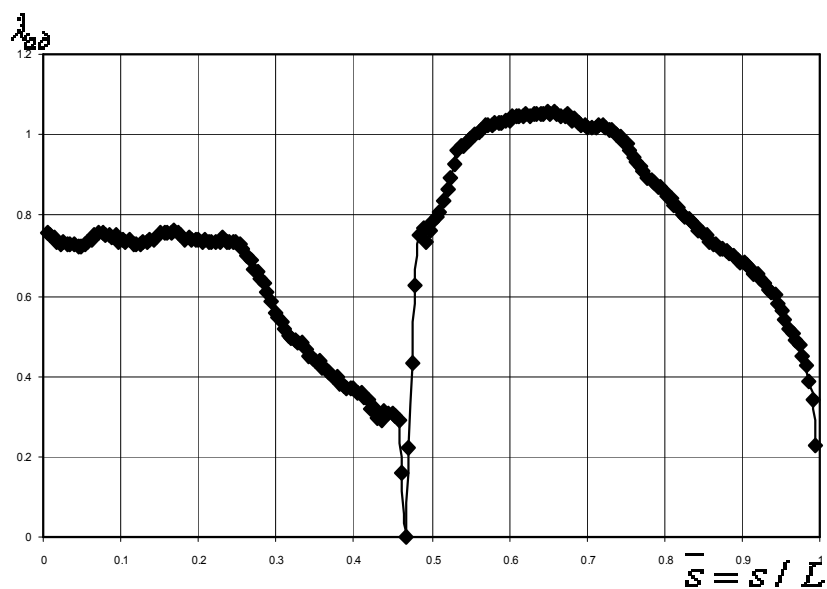


Рис. 7. Расчетное распределение скорости газового потока по обводу профиля сопловой лопатки газовой турбины

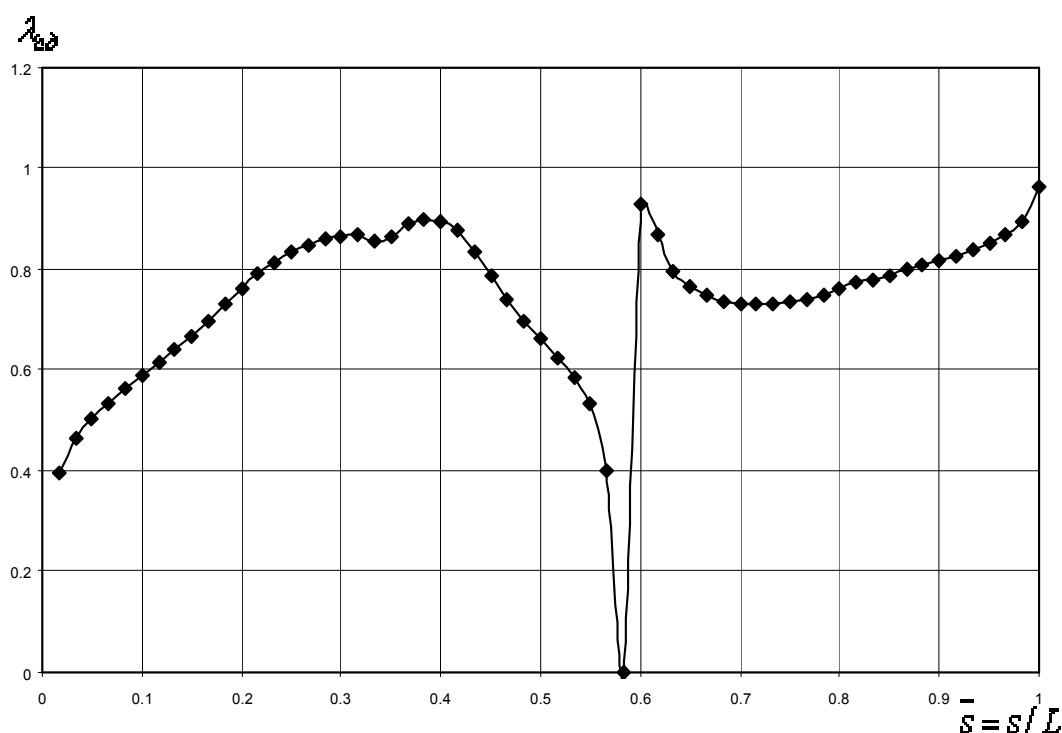


Рис. 8. Расчетное распределение скорости газового потока по обводу профиля рабочей лопатки газовой турбины

Список литературы:

1. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлев В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1975, 191с.
2. Бекнев В.С., Епифанов В.М., Леонтьев А.И., Осипов М.И., Панков О.М., Шабаров А.Б., Янсон Р.А. Газовая динамика. Механика жидкости и газа. Под общей ред. А.И.Леонтьева. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997, 671с.
3. Бойко А.В. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин. Харьков, "Вища школа", 1982, 151с.
4. Епифанов В.М., Малышев Г.П. К расчету методами интегральных уравнений обтекания плоских решеток турбомашин. Изв. вузов, сер. Машиностроение, 1968, №8, с.88-95.
5. Жуковский М.И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах. Л.: Машиностроение, 1967, 286с.
6. Исаков С.Н. Разработка программ расчета на ЭВМ поля скоростей и профильных потерь в решетках профилей компрессорных и турбинных лопаток. /Отчет №0285.0002946. Свердловск, Уральск. политехн. институт (УПИ), 1984, 84с.
7. Исаков С.Н., Пирогова И.Н., Тугушев Н.У. Комбинированный метод решения прямой задачи гидродинамики решеток профилей турбомашин. / Изв. вузов, сер. Энергетика, 1984, №8, с.65-72.
8. Пашиев А.М., Аскеров Д.Д., Садыхов Р.А., Самедов А.С. Эффективные методы расчета элементов авиационных газовых турбин. / Авиационно-космическая техника и технология. Посвящено 75-летию Национального Аэрокосмического Университета им. Н.Е. Жуковского «Харьковский Авиационный Институт». Харьков, ХАИ, №3/19, 2005, с.25-32.
9. Самедов А.С. Разработка эффективных систем охлаждения на основе моделирования элементов газовых турбин. Диссертация на соиск. канд. техн. наук. Баку. 2002 г.
10. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Корн Г., Корн Т. М.: Наука, 1984, 831 с.
11. Холцевников К.Е., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиацион-

ных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986, 432 с.

УДК 621.431

В.А. Жуков, канд. техн. наук, А.Е. Ратнов, инж., Н.П. Жукова, инж.

КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПРИСАДОК К ОХЛАЖДАЮЩИМ ЖИДКОСТЯМ

Введение

Экспериментальные исследования процессов теплообмена в системах охлаждения ДВС при использовании теплоносителей различного состава показали, что состав теплоносителя и его свойства существенно влияют на тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы, протекание рабочего цикла, экономические и экологические показатели работы двигателя [1].

Формулирование проблемы

Однако, все представленные ранее результаты были получены в процессе моторных испытаний на двигателях определенных моделей (ЯМЗ-840, ВАЗ-2108) для обобщения результатов необходимо их представление в форме критериальных уравнений. Поставленная задача решается в настоящей работе.

Обобщенные критериальные уравнения

Для стационарных процессов конвективного теплообмена в однофазной несжимаемой жидкости с постоянными (кроме плотности) физическими свойствами характерны следующие безразмерные числа: Нуссельта, Стантона, Рейнольдса, Прандтля, Пекле, Грасгофа, Архимеда [4, 5].

Обобщённое уравнение конвективного теплообмена имеет вид [4, 5]:

$$Nu = f(No, Fo, Re, Pr, Gr, l/l_0)$$

l/l_0 – отношение определяющих размеров.

Число Нуссельта является безразмерным коэффициентом теплоотдачи:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч})$;

L – характерный размер;

λ – коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Число Нуссельта характеризует интенсивность теплообмена (на границе твёрдое тело – жидкость) за счёт конвекции по сравнению с чисто молекулярным переносом. Чем интенсивнее протекает процесс конвективного теплообмена, тем больше коэффициент теплоотдачи α , тем больше Nu .

При необходимости учёта влияния температуры на теплофизические свойства среды (в умеренном диапазоне их изменения), а также направления теплового потока (от жидкости к стенке или наоборот) в уравнение подобия, по рекомендации академика М.А. Михеева, вводится отношение чисел Прандтля для жидкости $(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$, вычисленных соответственно при температуре потока и стенки. Для вынужденного турбулентного движения влиянием свободной конвекции пренебрегают, т.е. не учитывают число Gr . Тогда уравнение можно записать в виде:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, Pr_{ж}/Pr_{ст}, l/l_0) \text{ или в виде степен-}$$

ной функции [4]:

$$Nu_{жс} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot Gr^p \cdot (Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25} \cdot (l/l_0)^q \quad (1)$$

Теория подобия устанавливает только общий вид критериального уравнения, действительная же зависимость критерия Nu от определяющих критериев находится экспериментально. Следовательно, коэффициент C и показатели степеней m , n , p и q в уравнении (1) определяются из эксперимента для каждого конкретного случая.

В отдельных случаях теплообмена уравнение (1) упрощается. Существует несколько разновидностей критериальных уравнений для разных условий теплообмена, они рассмотрены в книге Р.М. Петриченко [3].

С целью расширения области применения полученных экспериментальных результатов, они должны быть представлены в виде критериальных уравнений.

Опыты, описанные в работе [2] проводились на установке, представляющей собой кольцевой канал. Для расчёта теплообмена в кольцевом канале удовлетворительные результаты даёт формула Нуссельта-Крауссоляда [3,4]:

$$Nu_p = 0,023 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8} \quad (2)$$

Эта формула близка к критериальной зависимости, предложенной академиком М.А. Михеевым [3, 4]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (3)$$

Уравнение (3) является классическим в теории теплообмена, однако оно не учитывает присутствие в теплоносителе веществ, малые концентрации которых способны существенно влиять на теплообмен.

Решение проблемы

Введение поправочных коэффициентов

В приведенных уравнениях свойства теплоносителей учитываются, через числа Рейнольдса и

Прандтля, однако такой подход является недостаточно объективным при использовании в качестве присадок к охлаждающим жидкостям водорастворимых высокополимеров и поверхностно-активных веществ, так как их присутствие в растворах оказывает существенное влияние на гидродинамику и теплопередачу в пристеночной области. Это влияние следует учитывать при записи критериальных уравнений конвективного теплообмена.

Поправочные коэффициенты определялись на основании сравнения чисел Нуссельта, полученных в процессе лабораторных экспериментов и чисел Нуссельта определенных по критериальному уравнению (3) с использованием известных для заданных теплоносителей чисел Рейнольдса, и Прандтля.

Полученные экспериментально числа Нуссельта $Nu_{э}$ и расчетные числа Нуссельта Nu_p связаны равенством

$$Nu_{э} = Nu_p \cdot \varepsilon_N, \quad (4)$$

где ε_N — коэффициент учитывающий влияние присадки на процесс теплоотдачи.

Полученные ранее экспериментальные данные свидетельствуют, что коэффициент ε_N зависит от типа применяемой присадки, её концентрации и от температуры теплоносителя. Более значимое влияние на величину ε_N оказывают именно тип и концентрация присадки, менее значимое — температура.

Значение коэффициента ε_N представляет собой переменную величину, которую выразить в виде функции:

$$\varepsilon_N = f(t, N, \chi, \phi) \quad (5),$$

где t — температура жидкости;

N — концентрация присадки;

χ — тип применяемой присадки;

ϕ — тип теплоносителя (вода или антифриз).

Из уравнения (5) могут быть исключены аргументы χ и ϕ , так как они не могут быть заданы чис-

ленно, а лишь качественно определяют совместимость теплоносителя и вводимой присадки.

Для фиксированной температуры теплоносителя зависимость поправочного коэффициента ε_N от концентрации присадки представляется в виде полиномиальной зависимости

$$\varepsilon_N = x_0 + x_1 \cdot N + x_2 \cdot N^2 \quad (6)$$

Для получения коэффициентов x_0 , x_1 , x_2 составляется система уравнений:

$$\begin{cases} x_0 \cdot n + x_1 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i \right) + x_2 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i^2 \right) = \sum_{i=1}^n \varepsilon_{N_i} \\ x_0 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i \right) + x_1 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i^2 \right) + x_2 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i^3 \right) = \sum_{i=1}^n (N_i \cdot \varepsilon_{N_i}) \\ x_0 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i^2 \right) + x_1 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i^3 \right) + x_2 \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i^4 \right) = \sum_{i=1}^n (N_i^2 \cdot \varepsilon_{N_i}) \end{cases}$$

где n – количество экспериментальных точек с координатами (N, ε_N) .

Для решения данной системы был составлен алгоритм и программа на языке Pascal в среде программирования TURBO PASCAL.

Решение систем уравнений для наиболее типичных теплоносителей систем охлаждения автотракторных двигателей, содержащих присадки в малых концентрациях, при различных температурах позволило получить семейство равенств, позволяющих определять поправочные коэффициенты, которые представлены в табл. 1, табл. 2. В качестве присадок использовались вещества, способные существенно влиять на теплообмен [1] и обладающие ингибирующими свойствами: ПАА – полиакриламид, ПВС – поливиниловый спирт, ПАВ – поверхностно-активное вещество и их комбинации.

Корректность полученных результатов проверялась сопоставлением экспериментальных коэффициентов теплоотдачи α_3 и коэффициентов теплоотдачи, определенных и учетом поправочных коэффициентов.

Произведенные расчеты позволили определить погрешности для теплоносителей различного состава:

ва:

– для воды 1,18 – 1,46 %;

– для ТОСОЛа 1,24 – 1,37 %.

Полученные погрешности позволяют утверждать, что поправочные коэффициенты адекватно характеризуют изменения теплофизических свойств воды и ТОСОЛА при введении в эти жидкости присадок.

Таблица 1. Поправочные коэффициенты для воды

$t = 60^\circ \text{C}$
ПАА
$\varepsilon_N = 1 - 0,9944 \cdot N + 0,8573 \cdot N^2$
ПВС
$\varepsilon_N = 0,9953 - 1,0164 \cdot N + 0,7229 \cdot N^2$
ПАА + ПВС
$\varepsilon_N = 0,994 - 1,85506 \cdot N + 1,413 \cdot N^2$
ПАВ
$\varepsilon_N = 1,0139 - 0,5833 \cdot N + 2,7778 \cdot N^2$
$t = 80^\circ \text{C}$
ПАА
$\varepsilon_N = 1,0005 - 0,854 \cdot N + 1,0845 \cdot N^2$
ПВС
$\varepsilon_N = 0,9956 - 0,9429 \cdot N + 0,1208 \cdot N^2$
ПАА + ПВС
$\varepsilon_N = 0,994 - 1,8506 \cdot N + 1,413 \cdot N^2$
ПАВ
$\varepsilon_N = 1,0278 - 1,1667 \cdot N + 5,5556 \cdot N^2$

Таблица 2. Поправочные коэффициенты для «Тосола»

$t = 60^\circ \text{C}$
ПАА
$\varepsilon_N = 1,0032 - 1,0225 \cdot N + 1,2346 \cdot N^2$
ПВС
$\varepsilon_N = 0,9979 - 0,9746 \cdot N + 0,2117 \cdot N^2$
ПАА + ПВС
$\varepsilon_N = 1,0004 - 2,0229 \cdot N + 2,6331 \cdot N^2$
ПАВ
$\varepsilon_N = 1,0054 - 0,4428 \cdot N + 1,3278 \cdot N^2$
$t = 80^\circ \text{C}$
ПАА
$\varepsilon_N = 1,0112 - 1,2957 \cdot N + 0,3444 \cdot N^2$
ПВС
$\varepsilon_N = 0,9991 - 0,9228 \cdot N + 2,0053 \cdot N^2$
ПАА + ПВС
$\varepsilon_N = 1,0006 - 2,0501 \cdot N + 3,0873 \cdot N^2$
ПАВ
$\varepsilon_N = 1,0141 - 0,52 \cdot N + 7,3333 \cdot N^2$

Заключение

Проведенные исследования свидетельствуют, что, для охлаждающих жидкостей ДВС с присадками водорастворимых полимеров и поверхностно-активных веществ процессы теплообмена в зарубашечном пространстве целесообразно описывать критериальными уравнениями вида:

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8} \cdot \varepsilon_N,$$

где $\varepsilon_N = f(t, N, \chi, \phi)$ - поправочный коэффициент, зависящий, главным образом, от концентрации присадки. Значения коэффициента для наиболее перспективных присадок может быть определено по приведенным уравнениям.

Список литературы:

1. Безюков О.К., Жуков В.А., Ратнов А.Е. Способ оптимизации свойств охлаждающих жидкостей для ДВС. *Авиационно-космическая техника и технология: 38 сборник научных трудов. Харьков: «Харьковский авиационный институт», 2003. – Вып. 29. Двигатели и энергоустановки. с. 40 - 43.* 2. Жуков В.А.,

Ратнов А.Е. Исследование процессов теплообмена в зарубашечном пространстве. *Авиационно-космическая техника и технология: 37 сборник научных трудов. Харьков: «Харьковский авиационный институт», 2002. – Вып. 31. Двигатели и энергоустановки. с. 51 - 54.* 3. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Машиностроение, 1975.-224 с. 4. Теоретические основы теплотехники. *Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М.Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 564 с.: – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 2.).* 5. *Теплотехника: Учеб. для вузов / В.Н.Луканин, М.Г.Шатров, Г.М.Камфер и др., Под ред. В.Н.Луканина. – М.: Высшая школа, 1999. – 761 с.*

УДК 621.436

М.Р. Ткач, канд. техн. наук, Б.Г. Тимошевский, д-р техн. наук, Б.А. Тхы, инж.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ИНДИКАТОРНОГО ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВС МЕТОДОМ ПРЯМОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ФУРЬЕ

Формулирование проблемы

При проведении экспериментальных исследований рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) широко используются датчики давления в цилиндре с электрическим выходом. Обработка, полученной развернутой индикаторной диаграммы, позволяет определить показатели рабочего процесса в цилиндре двигателя: среднее индикаторное давление p_{mi} , максимальное давление p_{max} и др. Однако в таких измерительных системах на точность

результатов индицирования существенное влияние оказывают ряд погрешностей. Это ошибки, связанные с колебанием давления газов в канале, соединяющем цилиндр и датчик; ошибки, связанные с определением положения ВМТ; ошибки, связанные с недостаточно частотной характеристикой измерительной аппаратуры.

Эти погрешности приводят к искажению индикаторной диаграммы, вызывают трудности при сравнении экспериментальных и расчетных результатов,

особенно в измерительных системах, где шаг опроса датчиков недостаточно высокой.

Решение проблемы

Для выбора рациональных значений параметров системы измерения индикаторного давления предлагается использовать сравнительный метод, основанный на преобразовании Фурье. После обработки сигналов от датчиков получаются мгновенные значения давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала, т.е. $p(\varphi) = f(\varphi)$. С помощью прямого преобразования Фурье временное представление сигнала давления переводится в частотную область, высшие гармоники сигнала отсеиваются и затем с помощью обратного преобразования Фурье обеспечивается возврат к временному представлению сигнала. Ряд Фурье для функции $p(\varphi)$ имеет вид

$$p(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{i_{\max}} [a_i \cos(i \varphi) + b_i \sin(i \varphi)], \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} a_i &= \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} p(\varphi_i) \cos(i \varphi_i) d\varphi_i \\ b_i &= \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} p(\varphi_i) \sin(i \varphi_i) d\varphi_i \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $i_{\max}$ – номер максимально учитываемой гармоники; a_i , b_i – коэффициенты ряда Фурье; φ – угол п.к.в. двигателя; φ_i – начальная фаза i -й гармоники.

Из этого определяется среднее индикаторное давление [2]

$$p_{mi} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} p(\varphi) \mu(\varphi) d\varphi \quad (3)$$

где $\mu(\varphi) = \sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi)$; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна двигателя.

Благодаря фильтрации помех посредством преобразования Фурье, полученные данные более точны и надежны. В качестве примера синтеза сигналов использованы мгновенные значения давления в цилиндре, полученные путем математического моделирования рабочего процесса, с наложенными на него компонентами помех (как исходный сигнал), искажение которых изменяется в интервале $0 \dots 5\% p(\varphi)$. Результаты синтеза сигналов с помощью прямого преобразования Фурье показан на рис.1.

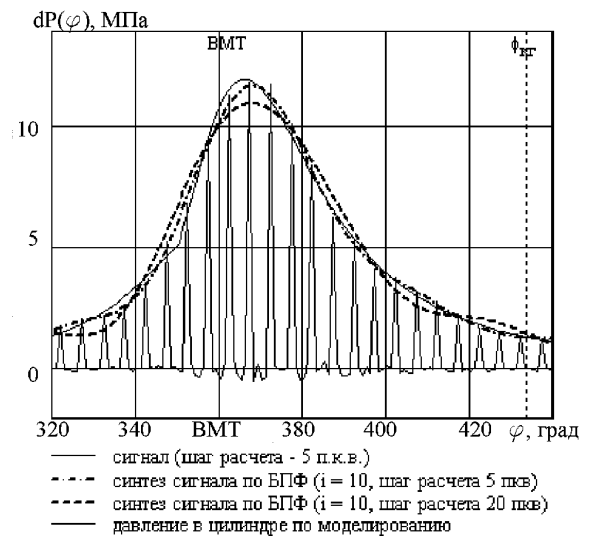


Рис.1. Синтез сигнала с помощью прямого Фурье-преобразования

Как видно на рис.1, полученные результаты после процесса синтеза не содержат большей части высокочастотных помех и приближаются к исходным данным (без компонентов помех) – кривой давления в цилиндре по результатам математического моделирования. Численное исследование показало, что выбор рационального шага расчета существенно зависит от регистрации параметров на стадии горения топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя, особенно в районе ВМТ. В случае получения и обработки сигналов без регистрации значения максимального давления сгорания, синтез процесса приводит к искажениям реальной индикаторной диаграммы. При преобразовании сигналов, в которых параметры ра-

бочего процесса регистрируются, искажения носят минимальный характер, даже в случае больших шагов вычислений. В этих случаях проявляется только искажение среднего значения давления синтезированных данных, и эти искажения, в свою очередь зависят от шага вычислений.

Расчет по данному методу рабочего процесса в судовом дизель-генераторе 6ЧН12/14 показывает, что погрешность среднего индикаторного давления синтезированного процесса находится в интервале с 1...4% при шаге 5...20 п.к.в. Этот вывод свидетельствует о влиянии частотной характеристики измерительной аппаратуры на результат измерения среднего индикаторного давления.

Вместе с тем детальный анализ результатов обратного преобразования Фурье также показывает, что практическое совпадение оценок подтверждает достаточность использования только первых двух гармоник процесса для получения p_{mi} . Кроме того, с небольшим номером гармоник ($i = 2...7$) искажение максимального значения синтезированного процесса соответственно устраняется. Параметры и погрешности определения индикаторного давления, синтезированные с использованием различных гармоник по данным моделирования и компонентами помех, представлены на рис.2 и 3.

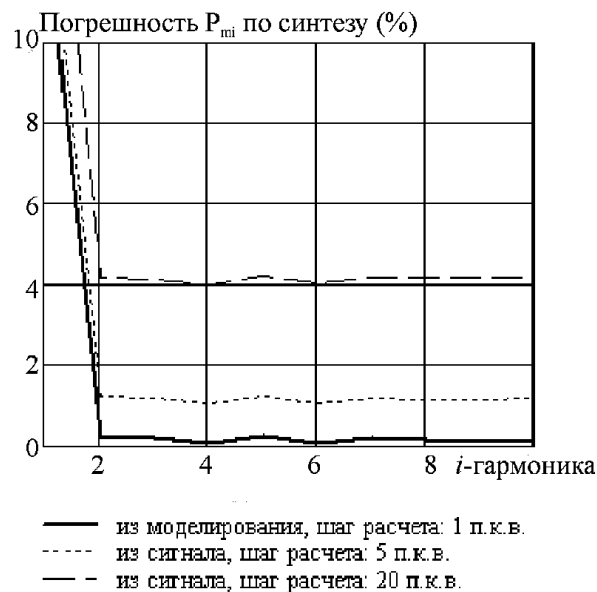


Рис.2. Погрешность среднего индикаторного давления по синтезу в зависимости от шага расчета и числа гармоник

Оценка погрешности измерения индикаторного давления с помощью преобразования Фурье также представлена на рис.4. Для этого использован сигнал с измерительным шагом 20° п.к.в. Объектом сравнения является индикаторное давление в цилиндре по моделированию (шаг расчета 1 п.к.в.). Для определения коэффициентов ряда Фурье полученного сигнала используются зависимости (2) по измерительному шагу и индикаторного давления по шагу расчета моделирования, и выполняет их разложение. Для оценки погрешности среднего и максимального индикаторного давления выполняется обратное преобразование с уменьшением числа гармоник синтеза i . Погрешность в этом случае составила соответственно 0,17%, 4,17 и 6%. Аналогичный расчет с числом гармоник $i = 4$ дает соответственно следующие результаты: 0,05%, 4% и 0,01%.



Рис.3. Погрешность максимального индикаторного давления по синтезу в зависимости от шага расчета и числа гармоник

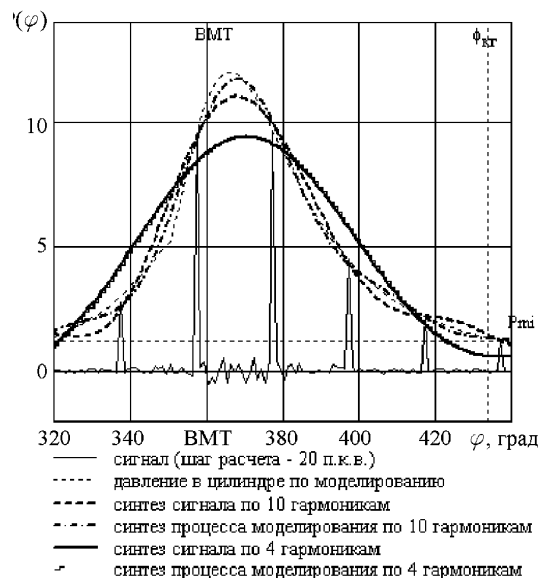


Рис.4. Оценка погрешности индикаторного давления с помощью прямого преобразования Фурье

Заключение

Выполненное исследование позволяет сделать следующие выводы:

- погрешность определения среднего индикаторного с помощью преобразования Фурье зависит только от шага расчета (частотной характеристики измерительной аппаратуры), а не числа учитываемых гармоник (в случаях $i \geq 2$);

- увеличение количества учитываемых гармоник не только не дает никакой дополнительной информации, но и является источником дополнительной погрешности.

Полученные результаты дают возможность синтезировать полученные экспериментальные данные и анализировать индикаторную диаграмму в частотной области. Результат этой работы может использоваться для оценки погрешности, вызванной измерительной аппаратурой и для проверки адекватности математических моделей рабочих процессов, протекающих в ДВС.

Список литературы:

1. Построение диаграмм изменения параметров рабочих процессов, сил и моментов в кривошипно-шатунном механизме. Учебное пособие. Л.А. Захаров, В.Л. Химич, В.А. Звонцов, С.Н. Хрунков. – НГТУ, Нижний Новгород, 2000.
2. Самойленко А. Ю. Определение среднего индикаторного давления на основе гармонического анализа индикаторной диаграммы дизеля // Двигелестроение – 2004. - N 1. - С. 17 – 19.
3. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Учеб. пособие для студентов вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"/; Под общ. ред. Р.М. Петриченко. Л.: Машиностроение, 1990, 328 с.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК НА МОРСКИХ СУДАХ

В современной термодинамике применяются два подхода к исследованию энергетических превращений в системах ТНУ.

Первый - энтропийный, который определяет рост энтропии и связанные с ней потери только при дросселировании и необратимой передаче теплоты с конечной разностью температур. Во всех других случаях отклонения от идеальности устанавливаются эмпирически и выражаются коэффициентами, число которых велико.

Второй метод оценки - эксергетический - в результате общего эксергетического анализа реального цикла определяет суммарную эксергетическую потерю, степень термодинамического совершенства, а также условия распределения общей потери на доли, относящиеся к отдельным процессам; из которых составлен цикл.

Взаимодействие системы с окружающей средой может проходить как обратимо (идеальный процесс), так и необратимо (реальный процесс). В идеальном процессе в соответствии с определением энергии будет получена максимальная работа, равная эксергии. В реальном процессе часть энергии не превратится в работу.

В этом состоит одно из существенных отличий эксергии от энергии. Эксергия остаётся постоянной только при обратимых процессах. Это основное свойство эксергии позволяет использовать её как меру обратимости того или иного процесса.

Разность общей величины эксергии, подводимой в данную систему E_{Π} , и величины эксергии, выводимой из неё $E_{\text{ВЫХ}}$, определяет суммарную величину потерь от необратимости в системе

$$\sum_{\Pi} = \sum_{E_{\Pi}} - \sum_{E_{\text{ВЫХ}}} \geq 0, \quad (1)$$

В ТНУ рабочее тело используется в обратном круговом процессе, к которому подводится необходимая мощность $P_{\text{обр}}$. Тепловой насос воспринимает из окружающей среды тепловой поток $(Q_{\text{ос}})_{\text{обр}}$ отдаёт нагреваемой среде тепловой поток $Q = (Q_{\text{ос}})_{\text{обр}} + P_{\text{обр}}$. Тепловой поток $(Q_{\text{ос}})_{\text{обр}}$, отводимый от окружающей среды, состоит только из энергии и определяется выражением:

$$(Q_{\text{ос}})_{\text{обр}} = B_Q = Q T_{\text{ос}} / T, \quad (2)$$

Поток эксергии E_Q , необходимый для нагрева, поступает с подводимой мощностью привода

$$P_{\text{обр}} = E_Q = (1 - T_{\text{ос}} / T) Q, \quad (3)$$

При этом тепловой поток Q , подаваемый ТНУ, представляет собой сумму E_Q и B_Q (рис. 1). ТНУ за счёт эксергии, подведённой в качестве необходимой работы, забирает из окружающей среды тепло, которое подводится к нагреваемой среде при $T > T_{\text{ос}}$ [2].

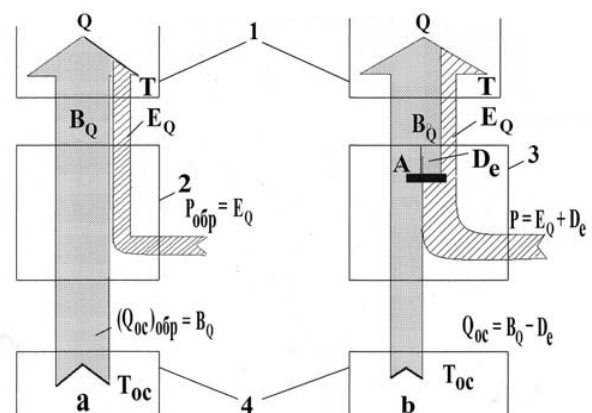


Рис. 1. Поток эксергии в ТНУ, работающих обратимо (а) и необратимо (б):

1- нагреваемый объект; 2, 3- обратимый и необра-

тимый тепловые насосы; 4 - окружающая среда
Реальные ТНУ работают необратимо (рис.1,б).

Для покрытия потери потока эксергии в ТНУ должна быть подведена дополнительная мощность привода [1]:

$$P - P_{обр} = P - E_Q = P_c, \quad (4)$$

Отведённый из окружающей среды в виде тепла поток энергии

$$Q_{oc} = (Q_{oc})_{обр} - P_c = B_Q - P_c, \quad (5)$$

в этом случае будет меньше.

Часть энергии, необходимая для нагрева среды, производится необратимо из эксергии.

$$B_Q = Q_{oc} + P_c = Q_{oc} + P + P_{обр}, \quad (6)$$

Эксергетический КПД необратимого ТНУ

$$\eta = E/P = E_Q / (P_{обр} + P_c) = E_Q / (E_Q + P_c) \quad (7)$$

и, как видно из выражения меньше единицы.

Относительная потеря вычисляется как отношение P_i к эксергии поступающей в цикл. Используется понятие эксергетического КПД процесса:

$$\eta = E_{вых} / E, \quad (8)$$

Очевидно, что $P_i = (1-\eta_i)E_i$, (9)

Если частные КПД процессов обозначить η_1 , $\eta_2 \dots \eta_i$ и принять, что $\eta = f(\eta_1 \dots \eta_i)$, то из выражения

$$\eta = 1 - \sum \frac{(1-\eta_i)E_i}{E}, \quad (10)$$

целесообразнее рассматривать действительный цикл как результат перехода: обратимый цикл - теоретический цикл - действительный цикл (рис. 2). Этот цикл можно представить как результат, полученный после очередного изменения, идеального обратимого цикла Карно (рис. 2).

Весьма эффективно ТНУ можно применить для совместного генерирования теплоты и холода.

Проанализируем степень термодинамического совершенства комплексной ТНУ, эксергетический баланс которого представлен на рис. 3.

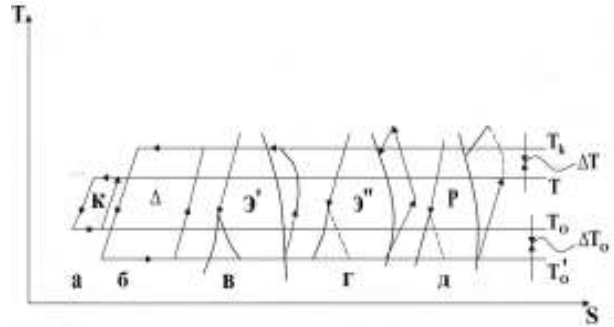


Рис. 2. Переход от цикла Карно к действительному (при регенерации):

а - цикл Карно; б - необратимый цикл; в - без перегрева; г - с перегревом; д - реальный цикл

В ТНУ подводится эксергия в виде электрической энергии $E_{пл}$, целиком используемая для работы, за исключением электромеханических потерь. Часть этой энергии перерабатывается в холод $(E_g)_{хол}$.

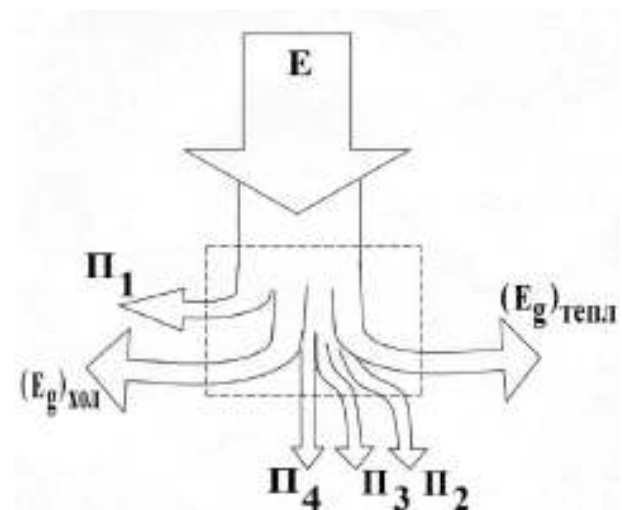


Рис. 3. Эксергетический баланс комплексной ТНУ одновременно вырабатывающей теплоту и холод

За вычетом внешних потерь, связанных с теплоотдачей при конечной разности температур охлаждаемого объекта и рабочего агента, эксергия холода передаётся охлаждаемому объекту. Другая часть эксергии $(E_g)_{тепл}$ за вычетом внешних потерь полезно используется в виде теплоты, передаваемой объекту. Вся остальная энергия теряется в различных внутренних процессах (P_1, P_2, P_3, P_4). Общий эксерге-

тический КПД установки определяется в виде

$$\eta = ((E_g)_{\text{менл}} + (E_g)_{\text{хол}}) / E_{\text{эл}}, \quad (11)$$

Величины $(E_g)_{\text{хол}}$ и $(E_g)_{\text{менл}}$ называются соответственно эксергетическими или приведенными холодо- и теплопроизводительностями. Их можно суммировать и относить к подведенной эксергии, т. к. они выражены в единицах превратимой энергии и представляют однородные величины. Тогда выражение (11) примет вид

$$\eta = \frac{Q_g(T_g - T_{oc})/T_g + Q_x(T_{oc} - T_x)/T_x}{L}, \quad (12)$$

Температура горячего и холодного воздуха - переменные величины; и под T_g и T_x следует понимать среднетермодинамические температуры, определяемые из выражения

$$T_{c,x} = (T_1 - T_2) / \ln(T_1 / T_2), \quad (13)$$

Эксергия горячего воздуха

$$E_g = h_g + T_{oc} S - e_o, \quad (14)$$

Эксергия холодного воздуха

$$E_x = h_x - T_{oc} S - e_o, \quad (15)$$

На графике рис. 4 показан эксергетический КПД комплексной ТНУ в зависимости от температуры горячего воздуха, получаемого в конденсаторе

ТНУ при различных температурах холодного воздуха (при построении принято, что температура окружающей среды равна температуре воздуха на входе в конденсатор $T_{oc} = 298 \text{ }^\circ\text{K}$).

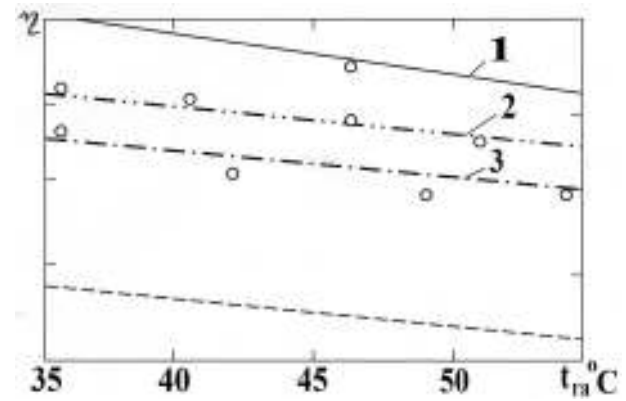


Рис. 4. Эксергетический КПД комплексной ТНУ:
1 - 3 - $t_{х.в.} = 10^\circ\text{C}$; 15; 20.

Список литературы:

1. Справочник по теплообменникам: В 2 т.; Пер. с англ./Под. Ред. Б.С. Петухова, В.К. Широкова. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — Т.1 — 561с. 2. Кутателадзе С.С., Основы теории теплообмена. — М.: Атомиздат, 1979. — 416 с.

УДК 621.43.052

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ АППРОКСИМАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НАДДУВА БЫСТРОХОДНОГО ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Эффективные показатели транспортного дизеля во многом зависят от степени согласованности характеристик его поршневой части и агрегатов системы наддува. Расчётное согласование характеристик указанных элементов проектируемого дизеля или анализ их согласованности у существующего дизеля при его модернизации или изменении условий работы проводятся с использованием математических моделей исследуемых объектов.

В зависимости от уровня моделирования и сложности системы параметров характеристики компрессора описываются различными способами. Наибольшее распространение получило описание характеристик компрессора аппроксимационными зависимостями.

Постановка проблемы

Для рекомендации по использованию какого-либо из большого количества методов аппроксимации необходимо прежде всего иметь экспериментальную характеристику конкретного компрессора или его прототипа. В каждом конкретном случае по виду напорной характеристики (крутизне или положению её ветвей) подбирается приемлемый метод аппроксимации. Простота и адекватность модели должны быть основными критериями выбора вида аппроксимации. Форма предоставления исходных данных для ввода в ЭВМ также имеет большое значение в зависимости от удобства обращения к ним в алгоритме общей задачи.

С этих позиций применительно к задачам, решаемым с помощью математической модели дизеля, наиболее подходящим представляется метод аппроксимации [1], использующий обобщённые статистические данные по характеристикам более 100 низконапорных центробежных нагнетателей, работающих с условными числами Маха $M \leq 0.6$, и получивший дальнейшее развитие в работе [2] с привлечением характеристик ряда высоконапорных центробежных

компрессоров (ЦБК) наддува быстроходных двухтактных транспортных дизелей.

Методика [2] позволяет с достаточной для практических целей точностью описать аппроксимационными зависимостями напорную характеристику π_K , $\eta_K = f(\varphi_{2r})$, зная параметры компрессора в оптимальной точке ($\eta_K = \eta_{Kmax}$) кривой $\pi_K = f(\varphi_{2r})$ для каждого значения M_{u_2} или U_2 . Недостатки этой методики заключаются в следующем.

Во-первых, напорные характеристики компрессора наддува дизелей обычно представляются в координатах " $\pi_K - G_{np}$ " и " $\eta_K - G_{np}$ " при различных окружных скоростях рабочего колеса, поэтому использование в методике [2] коэффициента расхода φ_{2r} неудобно для практических целей. И, во-вторых, экспериментальное определение характеристик компрессора осуществляется при ограниченном числе окружных скоростей колеса. Поэтому затруднительно описать аналитически напорную характеристику при промежуточных значениях U_2 или M_{u_2} , т.к. для этого необходимо знать положение на ней точки с максимальным к.п.д. и границы помпажа.

В связи с этим целью настоящей работы являлось усовершенствование методики [2], заключающееся в обеспечении возможности описания в аналитическом виде всего поля характеристик одноступенчатого ЦБК, включая границу помпажа и линию, соединяющую точки с максимальным к.п.д. на напорных ветвях $\pi_K = f(G_{np})$ при различных M_{u_2} .

Решение проблемы

В системе наддува двухтактных транспортных дизелей 3ТД, 5ТДФ, 6ТД и их различных модификаций применяются механически связанные с коленчатым валом высоконапорные одноступенчатые ЦБК с номинальной степенью повышения давления воздуха от 2,75 до 4,0. Окружные скорости их радиальнолопаточных ($\beta_{2l} = 90^\circ$) рабочих колёс, соответ-

вующие указанным степеням повышения давления, составляют от 380 м/с до 440 м/с, а числа M_{u_2} от 1,107 до 1,296.

В высоконапорных ЦБК с $\beta_{2Л} = 90^\circ$ диапазон работы колеса по расходу воздуха значительно больше диапазона работы компрессорной ступени в целом, а основным элементом, ограничивающим диапазон расходов воздуха компрессора является лопаточный диффузор. В ряде публикаций, например [3, 4], сообщается, что у этих компрессоров параметры воздуха на выходе из колеса по напорной характеристике при $M_{u_2} = \text{const}$ изменяются незначительно, т.е. можно считать, что $\bar{\varphi}_{2r} \approx \bar{G}_{np}$. В этом случае, в соответствии с [2] при $M_{u_2} > 0,6$ правую ветвь напорной характеристики ($\bar{G}_{np} > 1,0$) от точки с максимальным к.п.д. можно описать зависимостями:

$$\pi_{\kappa} = \{1 + (\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)[1 - B(\bar{G}_{np} - 1)^2 \times (M_{u_2} - 0,6)^2]\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (1)$$

$$\bar{\eta}_{\kappa} = 1 - B(\bar{G}_{np} - 1)^2 (M_{u_2} - 0,6)^2,$$

где $\bar{\eta}_{\kappa} = \eta_{\kappa} / \eta_{\kappa \max}$; $\bar{G}_{np} = G_{np} / G_{np0}$;

B - коэффициент, учитывающий конструктивные особенности компрессорной ступени и определяемый по экспериментальным характеристикам компрессора (для компрессоров рассматриваемых дизелей $B = 20 \dots 40$); индексом "0" отмечены параметры компрессора в точке напорной характеристики с максимальным к.п.д.

Как показывают наши расчёты для нескольких компрессоров наддува двухтактных дизелей (рис. 1) использование в зависимостях (1) $\bar{G}_{np}$ вместо $\bar{\varphi}_{2r}$ не приводит к существенному расхождению расчётных и экспериментальных характеристик.

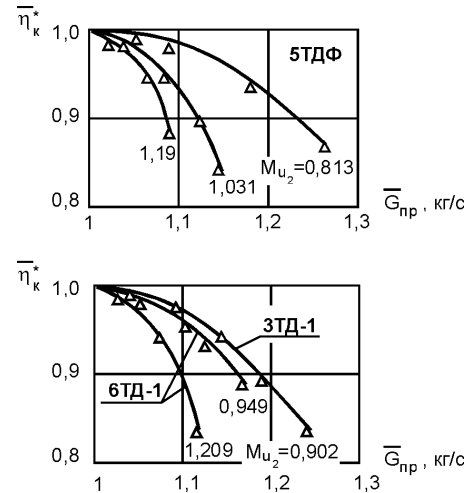


Рис. 1. Изменение к.п.д. по правым ветвям напорных характеристик компрессоров наддува дизелей 5ТДФ, 6ТД-1, 3ТД-1:

▲ - эксперимент; — - расчёт при $B=40$ для 5ТДФ и $B=30$ для 6ТД-1 и 3ТД-1

У компрессоров с $\beta_{2Л} = 90^\circ$ точка напорной характеристики с максимальным к.п.д. компрессора находится, как правило, не далеко от границы помпажа (рис. 2). Поэтому для приближённого аналитического описания левой ветви характеристики ($\bar{G}_{np} < 1,0$) можно воспользоваться зависимостями [2], преобразованным к следующему виду:

$$\pi_{\kappa} = [1 + \bar{G}_{np} (\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) - (\kappa - 1) M_{u_2}^2 \times (0,3 \bar{G}_{np}^2 + 0,15 \bar{G}_{np} - 0,45)]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (2)$$

$$\bar{\eta}_{\kappa} = \bar{G}_{np} - \frac{(\kappa - 1) M_{u_2}^2}{\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \times \frac{(0,3 \bar{G}_{np}^2 + 0,15 \bar{G}_{np} - 0,45)}{\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

Таким образом, зависимости (1) и (2) позволяют описать напорные характеристики компрессора в удобных для практических целей координатах.

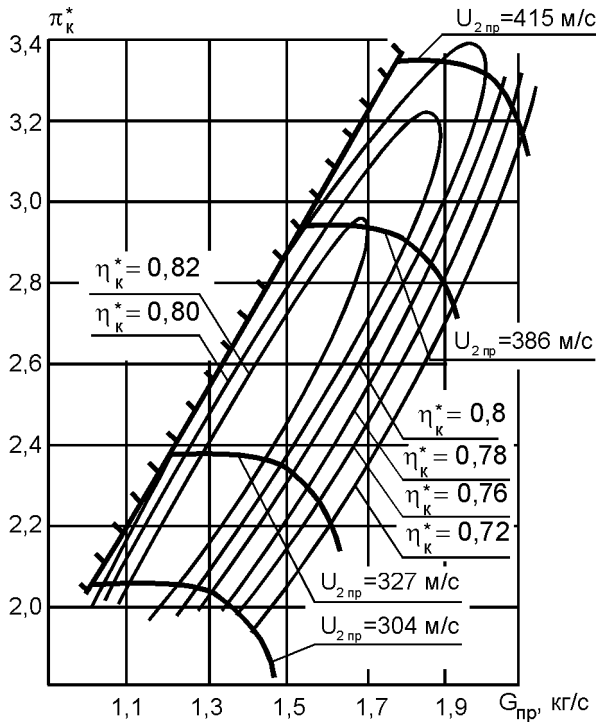


Рис. 2. Универсальная характеристика компрессора дизеля 6ТД-1

Во многих публикациях, упомянутых в работе [5], показано, что в достаточно большом диапазоне изменения M_{u_2} ($\overline{M}_{u_2} = 0,6 \dots 1,0$) в одноступенчатых ЦБК наблюдается постоянство углов потока в зазоре между рабочим колесом и лопаточным диффузором вдоль линии характерных режимов – границы помпажа и линии максимальных к.п.д., что означает и постоянство коэффициента расхода вдоль этих линий. Из условия $\varphi_{2r} = const$ для линии максимальных к.п.д. компрессора при различных M_{u_2} следует, что

$$\overline{G}_{пр.л} = \frac{G_{пр.о}}{G_{пр.о.баз}} = \overline{M}_{u_2} \cdot \overline{\rho}_2, \quad (3)$$

$$\text{где } \overline{M}_{u_2} = \frac{M_{u_2}}{M_{u_2, баз}}; \quad \rho_2 = \frac{\rho_{2, о}}{\rho_{2, о, баз}};$$

ρ_2 - плотность воздуха на выходе из колеса.

Индексом "баз" отмечены параметры в точке напорной характеристики с максимальным к.п.д. при

базовой окружной скорости рабочего колеса, за которую для компрессоров наддува двухтактных транспортных дизелей принимается номинальная скорость U_2 [6].

Считая малоизменяющимися по линии максимальных к.п.д. показатель политропы сжатия в колесе [5] и величину $\left(\mu + \frac{\alpha_m}{2}\right)$ [6], изменение плотности воздуха за компрессором при изменении M_{u_2} описывается следующим выражением

$$\overline{\rho}_2 = \overline{\rho}_1 \left[\frac{1 + AM_{u_2}^2}{1 + AM_{u_{2, баз}}^2} \right]^{\frac{1}{n_2 - 1}}, \quad (4)$$

где $\overline{\rho}_1$ - изменение плотности воздуха на входе в колесо;

$$A = \left(\mu + \frac{\alpha_m}{2} - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot (\kappa - 1);$$

μ - коэффициент мощности колеса, определяемый по формуле П.К. Казанджана;

α_m - коэффициент дискового трения.

При наличии в компрессоре воздухозаборного устройства плотность воздуха ρ_1 равна

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \sigma_1^{\frac{\kappa - 1}{n_1 - 1}}, \quad (5)$$

где ρ_0 - плотность воздуха на входе в компрессор;

σ_1 и n_1 - соответственно коэффициент сохранения полного давления и показатель политропы для воздухозаборного устройства.

В свою очередь

$$\sigma_1 = 1 - \xi_i \frac{\kappa}{\kappa + 1} \lambda_1^2, \text{ а } \frac{n_1}{n_1 - 1} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (1 + \xi_i),$$

где ξ_i - коэффициент потерь в воздухозаборном устройстве.

Обычно в компрессорах наддува число Маха на входе в колесо M_{C1} не превышает $0,35 M_{u_2}$, поэтому,

пренебрегая сжимаемостью воздуха, можно считать, что $\bar{\lambda}_1 = \bar{G}_{np}$.

Если принять политропический к.п.д. колеса $\eta_{2кол}$ равным 0,92 [5], то $n_2=1,45$, и выражение (3) с учётом (4) и (5) принимает вид:

$$\bar{G}_{np\eta} = \bar{M}_{u_2} (\sigma_1^{\frac{\kappa-1}{\eta-1}}) \left[\frac{1 + AM_{u_2}^2}{1 + AM_{u_{2баз}}^2} \right]^{2,22}, \quad (6)$$

Степень повышения давления воздуха по линии максимальных к.п.д. равна [6]

$$\pi_K = [1 + \bar{M}_{u_2}^2 \cdot \bar{\eta}_{Kmax} \cdot (\pi_{K0баз}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (7)$$

$$\text{где } \bar{\eta}_{Kmax} = \frac{\eta_{Kmax}}{\eta_{Kmaxбаз}}.$$

Определив по экспериментальным характеристикам закон изменения η_{Kmax} в зависимости от M_{u_2} , с использованием выражений (6) и (7) находятся координаты точек напорных линий с максимальным к.п.д. при различных M_{u_2} .

Для описания границы помпажа можно воспользоваться уравнением [5], которое после несложных преобразований имеет вид:

$$G_{np.уст.} = G_{np.уст.баз.} \cdot \bar{M}_{u_2} \cdot \sqrt{\bar{\eta}_{Kmax}} \times \left(\frac{0,37 + \pi_{K0}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{0,37 + \pi_{K0баз}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right)^{2,22}, \quad (8)$$

где $G_{np.уст.баз.}$ — расход воздуха на границе помпажа при базовых величинах M_{u_2} и $\pi_{K0баз}$.

С помощью выражения (8) определяется расход воздуха на границе помпажа компрессора при любом значении M_{u_2} , второй координатой точки на границе помпажа является π_{K0} при этом M_{u_2} .

На рис. 3 показано достаточно хорошее совпадение экспериментальной и рассчитанной по уравнению (8) границ помпажа компрессора дизеля 6ТД-1.

Здесь за базовый скоростной режим колеса принят номинальный режим работы $M_{u_{2баз}} = 1,209$.

Следует отметить, что сближение расчётной и экспериментальной границ помпажа растёт с уменьшением диапазона изменения M_{u_2} .

На этом же рис. 3 изображены в сопоставлении с экспериментальными напорные характеристики компрессора и линия максимальных к.п.д., рассчитанные по приведенной выше методике для различных значений M_{u_2} . Расчёты приведены при $\mu=0,9$; $\alpha_1=0,08$; $\xi_1=0,2$; $B=30$ и, в отличие от действительной картины, при неизменной величине максимального к.п.д., т.е. $\eta_{Kmax}=f(M_{u_2})=\text{const}$.

Как следует из рис. 3 при базовой (номинальной) скорости рабочего колеса расчётная и экспериментальная напорные характеристики практически совпадают между собой, при меньших величинах M_{u_2} расчётные напорные характеристики, по виду повторяя экспериментальные, отклоняются от последних в сторону меньших значений π_K .

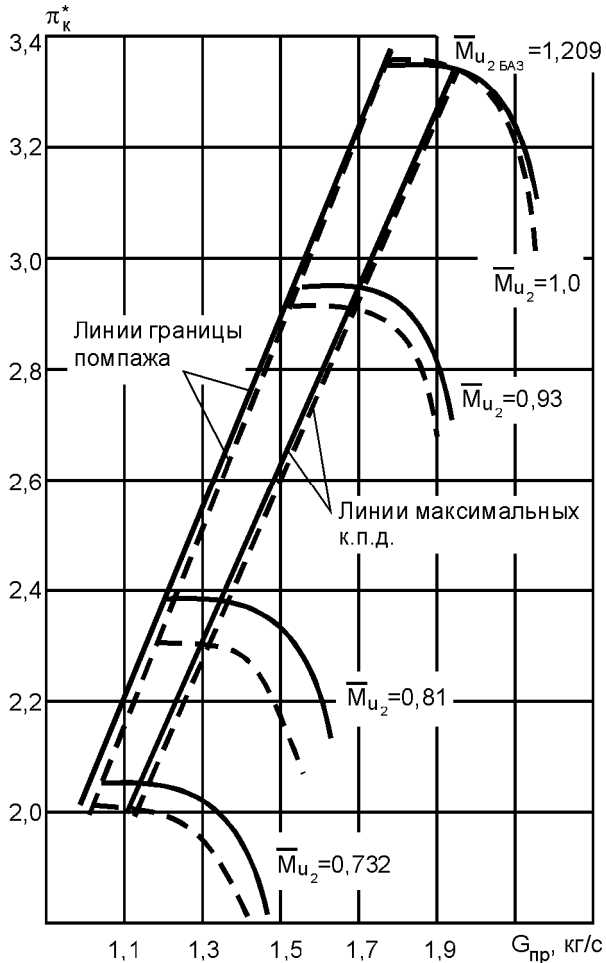


Рис. 3. Напорные характеристики компрессора дизеля 6ТД-1:

— - эксперимент; --- - расчёт при $\mu=0,9$; $\alpha_T=0,08$; $\xi_I=0,2$; $B=30$ и $\eta_{Kmax}=f(M_{u_2})=const$

Причём, отличие расчётных характеристик от экспериментальных (это же касается и линии максимальных к.п.д.) соответствует неучитываемому в расчётах действительному (рис. 2) изменению к.п.д. компрессора η_{Kmax} . Этим обстоятельством подчёркивается, что достоверность предлагаемой методики аппроксимации характеристик ЦБК во многом определяется точностью задания зависимости

$$\eta_{Kmax}=f(M_{u_2}).$$

Заключение

Усовершенствована методика [2] аппроксимации характеристик одноступенчатого высоконапорного ЦБК, позволяющая адекватно и в удобных для практического применения координатах описать аналитически всё поле рабочих характеристик.

Список литературы:

1. Биков Г.О. Математична модель роботи відцентрового нагнітача на нерозрахункових режимах // *Нафт. і газова пром-сть*, - 2002. - №3. - с. 27-29.
2. Герасименко В.П., Анимов Ю.А., Нурмухаметов Т.М. Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.- техн. журнал*. - Харків: ХАІ, 2003. - Вип. 37/2. - с.65-69.
3. Иванов Г.И. Об ограничении расхода воздуха через ступень центробежного компрессора лопаточным диффузором // *Энергомашиностроение*. -1967. - №1. - с. 7-11.
4. Исследование влияния различных схем агрегатов наддува на характеристики комбинированного двигателя внутреннего сгорания / *Отчёт по НИР МВТУ им. Н.Э. Баумана*. -Тема Э2 3/72. - № Гос. регистр. 75015471.- инв. №Б-679976. - М., 1975.- 194 с.
5. Анимов Ю.А., Граница устойчивости работы центробежного компрессора для наддува ДВС // *Двигателестроение*. - 1981. -№4. - с.28-30.
6. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Согласование характеристик двухтактного транспортного дизеля и компрессора системы наддува по обеспечению устойчивой работы компрессора // *Вісник інженерної академії України*. -Київ, 2202. -№1. - с. 43-50.

УДК 621.436.038

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук, А.Н. Каплун, инж.,

А.П. Кудряш, д-р. техн. наук, В.И. Прокопович, инж., С.Н. Тонкой, инж.

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

В эксплуатации, а также при создании и производстве транспортного дизеля, следует отметить многочисленные факторы, влияющие на его эксплуатационную топливную экономичность. Ниже приведен анализ этих факторов на примере тепловозных дизелей.

Как известно, эксплуатационный расход топлива существенно отличается от достигнутого при создании расхода на номинальном режиме.

При эксплуатации транспортных дизелей было установлено, что на эксплуатационный расход топлива влияют факторы, в большей степени зависящие от конструктивных особенностей дизеля, которые обеспечивают прежде всего качество переходных процессов, зависящее от наличия турбонаддува, наличия приводного нагнетателя, регулирования процесса наброса нагрузки, исходного уровня величины наддува и др. Существенно оказывают влияние на эксплуатационный расход топлива эксплуатационные факторы и прежде всего техническое состояние [5].

В меньшей степени влияют на эксплуатационный расход топлива экономичность установившихся промежуточных режимов.

Под переходными подразумевается режим, изменение параметров которого вызывается резким воздействием на органы управления – переводом рукоятки контролера, боксованием и др. На установившемся режиме параметры изменяются в пределах поля допуска для данного режима со скоростью изменения частоты вращения – не более 15 мин^{-2} и

мощности на клеммах генератора p_r – не более 2 кВт/с, а на неустановившемся – параметры либо выходят за поле допуска, либо изменяются с большей скоростью.

Качество переходного процесса определяется конструктивными особенностями дизеля, его агрегатов наддува, топливной аппаратуры, эффективностью системы регулирования, законом изменения n_d и p_r и скоростью выхода реек топливных насосов h_r .

Для количественной оценки качества переходного процесса предложено понятие коэффициента ухудшения качества переходного процесса $\eta_{\text{КК}}$: $\eta_{\text{КК}} = G_{\text{СТ}} / G_{\text{ДИН}}$, где $G_{\text{ДИН}}$ и $G_{\text{СТ}}$ – расходы топлива в реальном и “идеальном” переходных процесса [1]. Под “идеальным” подразумевается процесс, который условно совершается без параметрических отказов последовательным переходом от одного установившегося режима к другому по фактическим значениям n_d и p_r .

Разница в расходах топлива в реальном и “идеальном” переходных процессах характеризует величину $\eta_{\text{КК}}$.

На рис. 1 для примера показано изменение $G_{\text{СТ}}$ и $G_{\text{ДИН}}$ для тепловозного дизеля 10Д100.

$G_{\text{ДИН}}$ определяется зависимостью $n_p = f(\tau_N)$ в реальном процессе, поскольку других, более надежных, методов на тот момент не существовало. Начиная с отметки 79 с, переходный процесс совершается так медленно, что на участке 79...81,8 с $\eta_{\text{КК}} = 1$. Границы переходного процесса определяются условиями $G_{\text{ДИН}} = G_{\text{СТ}}$, $dn_d/dt = dN_I/dt = 0$.

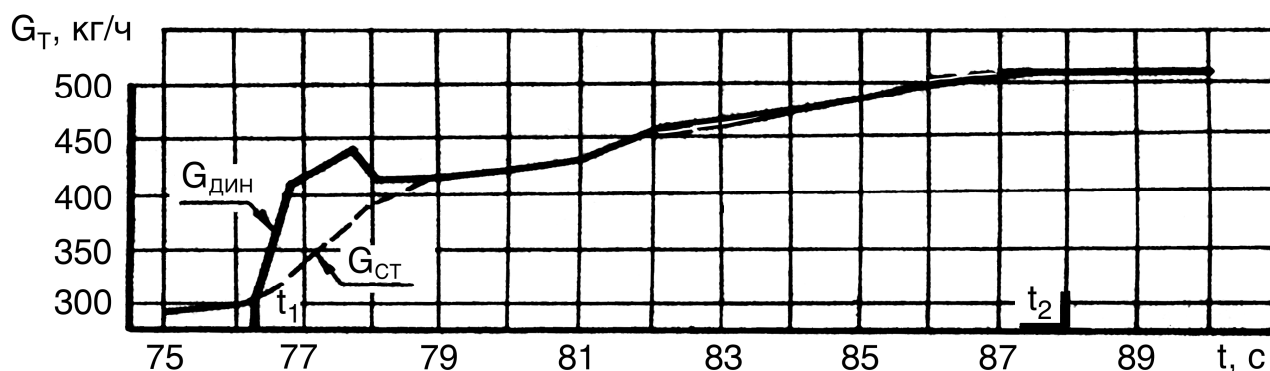


Рис. 1. Изменение часовых расходов топлива $G_{СТ}$ и $G_{ДИН}$ в переходном процессе

Эксплуатационные факторы определяются многими параметрами – это и климатические условия, в том числе изменяющиеся в течение одной поездки (температура воздуха, сила ветра и др.), квалификация машиниста и главное – техническое состояние дизеля. Эти факторы существенно влияют на эксплуатационную топливную экономичность [2, 5].

На рис. 2 приведены результаты 2000 поездок опытного тепловоза ТЭ40 с разными составами по одному и тому же полигону. Как видно из рис. 2, при различной массе поезда, в том числе и нагрузке на ось, разница в эксплуатационных расходах топлива

достигает величины 50%.

Установившиеся режимы в поездной работе практически отсутствуют. Частота вращения дизель-генератора и турбокомпрессоров, мощность на клеммах генератора, рейки топливных насосов и давление наддува практически все время изменяются плавно или резко. Установившимися большинство режимов можно назвать только условно, так как известно, что изменение параметров прекращается через 1,5–2 мин после установления режима, а тепловое равновесие наступает позднее [4].

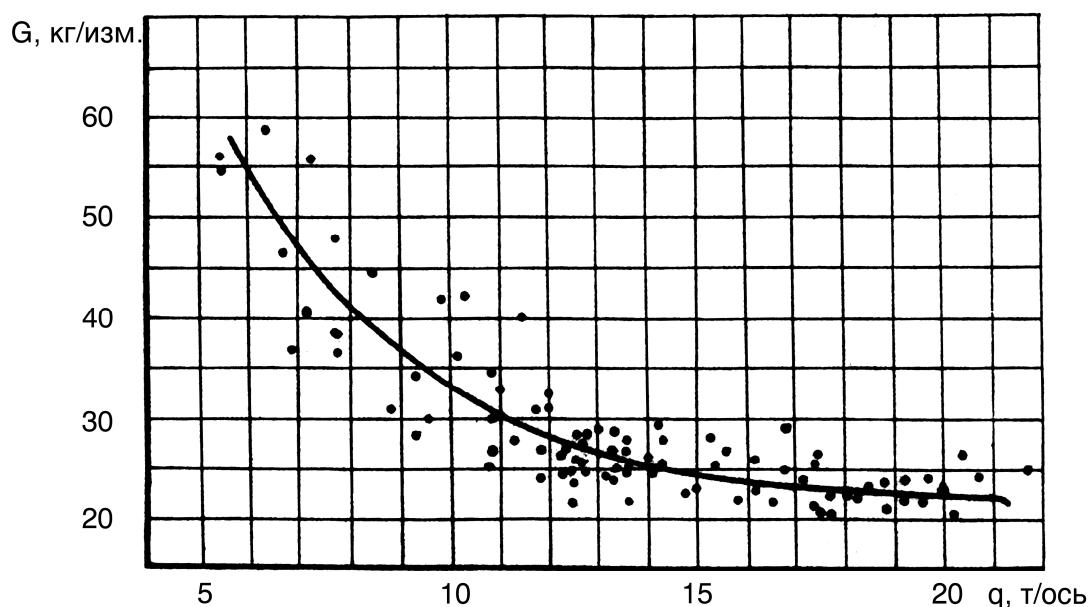


Рис. 2. Зависимость эксплуатационного расхода G от нагрузки на ось q

Поскольку в процессе эксплуатации происхо-

дит изменение параметров рабочего процесса, то и

качество переходного процесса будет изменяться [4]. Для данного конструктивного исполнения дизеля при неизменной его регулировке качество переходного процесса, в первую очередь, определяется скоростью выхода рейки топливного насоса и величиной набрасываемой индикаторной мощности, как основными причинами, приводящими к рассогласованию в работе систем воздухо- и топливоподдачи. При этом $\Delta h_p / \tau_n$ – скорость выхода рейки; $\Delta h_p = h_{p_{\max}} - h_{p_{T1}}$ – величина выхода рейки на переходный процесс как разность между максимальным значением выхода рейки, независимо от момента времени его достижения $h_{p_{\max}}$, и величиной выхода рейки на момент начала переходного процесса $h_{p_{T1}}$; $\tau_n = t_2 - t_1$ – время переходного процесса; t_2 и t_1 – момент начала и окончания переходного процесса, которые выбираются из условия; t_1 – момент окончания предшествующего переходному установившегося режима, t_2 – момент установившегося режима, в который совершается переход.

На рис. 3 приведена осциллограмма наброса частоты вращения и нагрузки при переводе рукоятки контроллера дизеля из 9-й позиции в 15-ю. Движение рукоятки началось на отметке 91 с. До отметки 92,3 с наблюдается незначительное увеличение часового расхода топлива, что соответствует малому перемещению рейки топливного насоса. На отметке 92,3 с начинается рост индикаторной мощности и резкое перемещение рейки до отметки 93 с. Наблюдается равенство расходов топлива $G_{дин}$ и $G_{СТ}$, что свидетельствует об отсутствии переходного процесса до указанного момента, т.е. $t_1 = 93$ с. Точное значение

моментов начала и окончания переходного процесса важно с точки зрения определения коэффициента ухудшения качества переходного процесса. Далее отметки 93 с видно, что значение $G_{дин}$ начинает превышать $G_{СТ}$. Разница $G_{дин} - G_{СТ}$ до определенного момента возрастает, что свидетельствует о наличии переходного процесса. Рабочий процесс переходного режима хуже по сравнению с соответствующим установившимся режимом. Затем $G_{дин} - G_{СТ}$ уменьшается и к моменту окончания переходного процесса сводится к нулю. Таким образом, отметку 104 с можно принять за окончание переходного процесса, поскольку здесь $G_{дин} = G_{СТ}$ и $dn/dt = dN_i/dt = 0$. Далее при $t > 104$ с указанные соотношения сохраняются, что свидетельствует о наличии за отметкой 104 с установившегося режима. Однако не всегда выравнивание часовых расходов топлива $G_{дин}$ и $G_{СТ}$ свидетельствует об отсутствии переходного процесса. Необходимо и достаточно для определения границ переходного процесса одновременное выполнение следующего условия: $G_{дин} = G_{СТ}$, $n = \text{const}$ ($dn/dt = 0$) и $N_i = \text{const}$ ($dN_i/dt = 0$). Поскольку качество переходного процесса в большей степени зависит от скорости движения рейки топливного насоса $\Delta h_p / \tau_n$, может оказаться, что при малых скоростях $\Delta h_p / \tau_n$ качество переходного процесса будет практически не отличаться от соответствующего установившегося режима, т.е., несмотря на то, что $dn/dt > 0$ и $dN_i/dt > 0$, будет наблюдаться равенство $G_{дин} = G_{СТ}$ задолго до окончания переходного процесса.

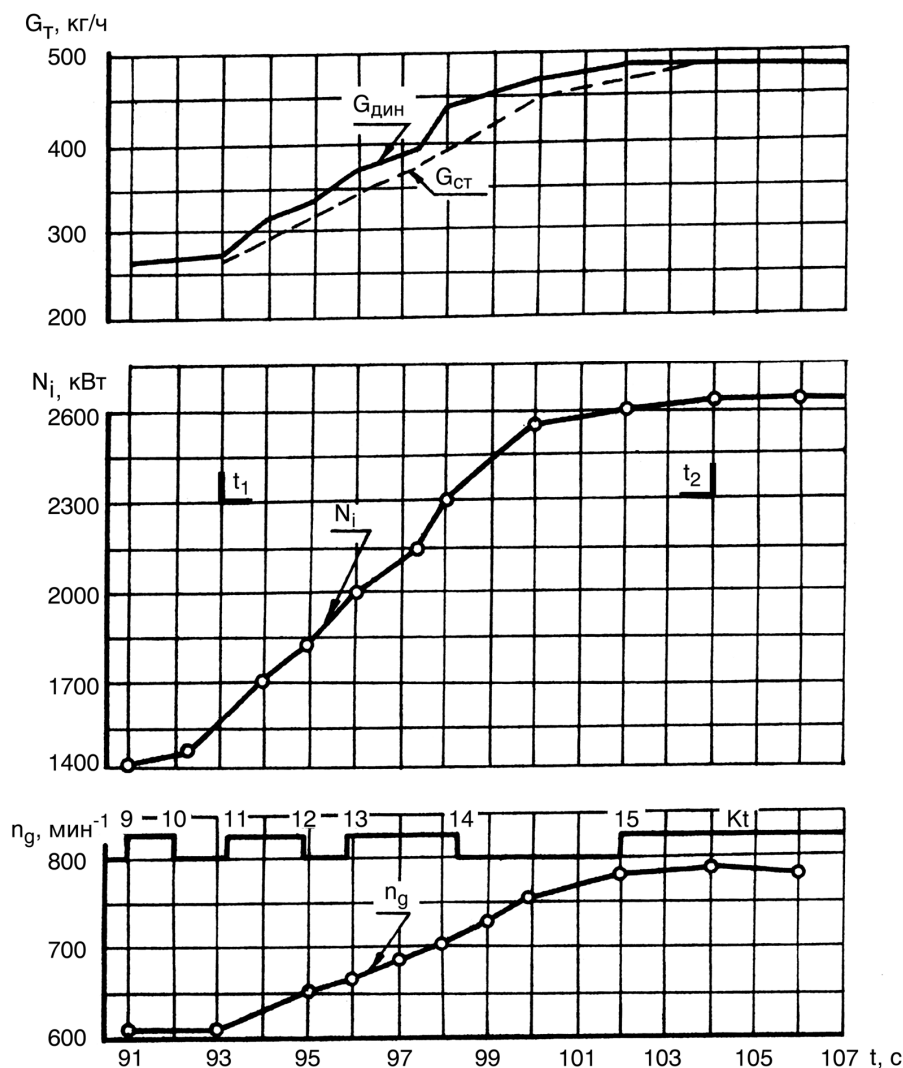


Рис. 3. Изменение параметров в переходном процессе: t_1 , t_2 - время начала и окончания переходного процесса, $G_{дин}$ и $G_{ст}$ - часовые расходы топлива в реальном и в "идеальном" переходных процессах

Одним из факторов, влияющих на эксплуатационный расход топлива транспортного дизеля, является продолжительность его работы на холостом ходу.

Как показал анализ работы модернизирован-

ного дизель-поезда ДР-1А (дизель 6ДН) в реальной эксплуатации на долю холостого хода приходится в среднем 60% суммарной наработки дизеля, в холодный период продолжительность работы на холостом ходу увеличивается до 70% (таблица 1).

Таблица 1. Пробег и наработка ДР-1А с дизелем 6ДН

Срок эксплуатации	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Пробег, км	3578	4455	3009	5030	9945	9871	7218	8031
наработка, час	под нагрузкой	92,8	119,0	79,4	135,3	269,5	252,3	212,1
	простой на станциях	88,3	104,0	59,2	112,4	248,5	275,1	167
	прогрев в депо	149,8	164,0	124,0	136,0	121,7	17,9	5,5
	Итого	323,4	387,0	262,6	383,7	639,7	545,3	428,9
	% х.х.	73	69	70	65	58	53	45

При этом расход топлива на холостом ходу дизеля 6ДН составил 15...20% от общего эксплуатаци-

онного расхода. Суммарную продолжительность работы дизеля на холостом ходу можно значительно

снизить за счёт использования в системе охлаждения дизеля низкотемпературной жидкости и внедрения современных подогревателей охлаждающей жидкости и масла. Это позволит уменьшить фактический расход топлива в эксплуатации на 10...15%.

На наш взгляд, наиболее существенным фактором, влияющим на уровень эксплуатационной экономичности дизеля, является уровень технического совершенства его системы управления. Например, внедрение электронной управляющей системы на дизеле 6ДН (дизель-поезд ДЭЛ-01), обеспечивающей работу дизеля в наиболее экономичных зонах на всех позициях контроллера, а также оптимальное управление подачей топлива на переходных режимах и обеспечение движения дизель-поезда с заданным в Техническом задании темпом разгона, позволило

значительно снизить удельные и путевые расходы топлива дизель-поезда ДЭЛ-01 (дизель 6ДН) по сравнению с дизель-поездом ДПЛ-2 (дизель 1,4-9ДГ) и Д-1 (дизель 12 FE 17/24).

Сопоставление расходов топлива при работе дизель-поездов на одном и том же маршруте (Родаково-Старобельск-Родаково) со среднестатистическими и участковыми скоростями движения, регламентированными расписанием движения пригородного сообщения показывает, что путевые расходы (кг / 100 км) топлива дизель-поездов Д1 и ДПЛ-2 на 10 и 32% соответственно больше, чем дизель-поездом ДЭЛ-01, а удельные расходы (кг / т. км. брутто) на 14 и 45% больше, чем дизель-поезда ДЭЛ-01 (рис. 4 и рис. 5).

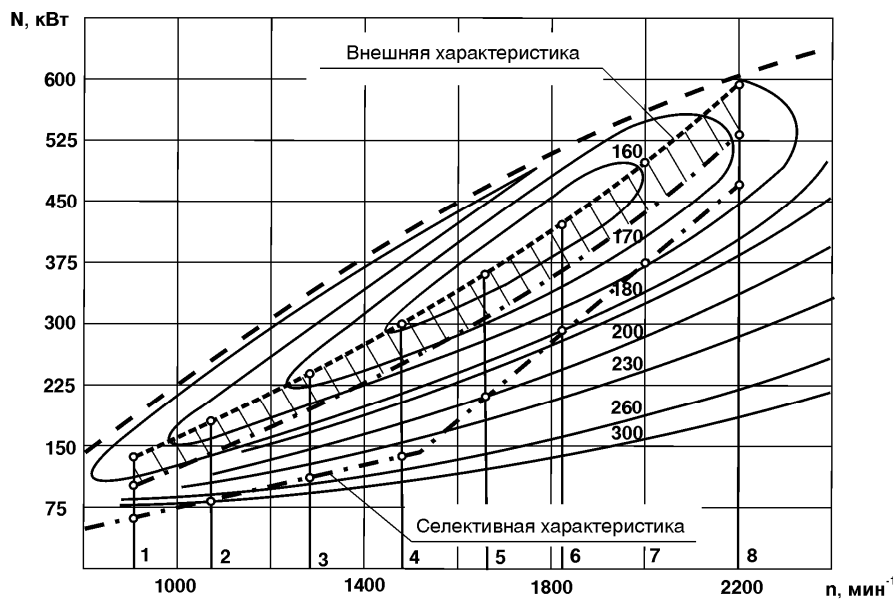


Рис. 4. Уровни мощности и удельные расходы топлива (г/л.с. час) дизеля 6ДН в составе дизель-поезда ДЭЛ-01

Поскольку очень важный параметр — фактический расход топлива в эксплуатации, который оценить экспериментально очень сложно, разные исследователи предлагали свои методы оценки эксплуатационного расхода топлива. Среди них основные два метода: метод, разработанный в ХИИТе, и в ИПМаш НАН Украины.

Методика определения среднеэксплуатационной экономичности, предложенная ХИИТом, позво-

ляет установить показатели топливоиспользования с достаточной полнотой, оценивающей теплотехнические качества теплового дизеля. Эта методика основана на использовании паспортных характеристик двигателя, снятых при стендовых испытаниях на заводе-изготовителе: зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e от мощности N_e по тепловозной характеристике. Очевидно, что в условиях заводских испытаний нового двигателя обеспечива-

ются минимальные (оптимальные) значения g_e . Для определения показателя среднеэксплуатационной экономичности необходимо знать распределение нагрузки (мощности) дизеля по времени $N_e = f(\tau)$. Эти зависимости могут быть получены путем тяго-

вых расчетов для новых тепловозов или по статистическим данным эксплуатации определенного типа локомотива. Эксплуатационный расход топлива зависит от того, сколько времени дизель работает на различных нагрузочных режимах.

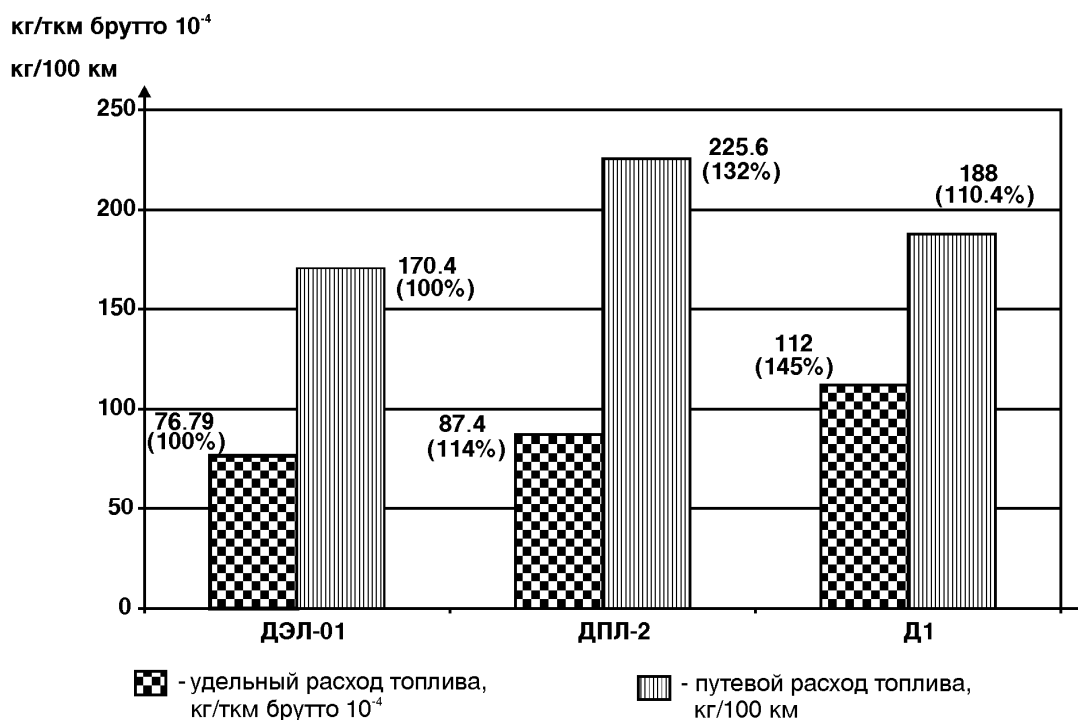


Рис. 5. Сравнительные удельные и путевые расходы топлива дизель-поезда ДЭЛ-01 (дизель 6ДН), ДПЛ-2 и Д1

Существенный недостаток этого метода состоит в том, что при этом не учитываются переходные режимы, которые можно считать определяющими для транспортного дизеля. В работе [3] переходные процессы предлагается оценивать уравнением регрессии, учитывающим для каждого тепловоза изменяющиеся параметры: скорость выхода рейки, величину набрасываемой мощности и частоты вращения. Переходные процессы учитываются коэффициентом η_{KK} .

Исходя из результатов эксплуатации дизеля 6ДН в составе дизель-поездов, по нашему мнению, целесообразно в методику по определению среднеэксплуатационного расхода топлива включать работу дизеля на переходных режимах (до 30% от общей наработки дизеля), имитируя эти процессы путём

многократного разгона – торможения силовой установки с заданным в техническом задании темпом нагружения (например, 40 кВт/с).

Испытания по определению среднеэксплуатационного расхода топлива могут быть проведены как на стенде с автоматической системой загрузки СУ, так и в составе дизель-поездов на реальных трассах.

Следует отметить, что во многих случаях определяющим фактором на уровень эксплуатационной экономичности является техническое состояние тепловоза. Но это предмет отдельного исследования.

Однако отсутствие надежного метода экспериментальной оценки качества переходных режимов не позволяет с достаточной точностью оценивать эксплуатационный расход топлива. Поэтому назрела необходимость в разработке современных экспери-

ментальных методов оценки эксплуатационного расхода топлива, о чем речь будет идти в следующих публикациях.

Список литературы:

1. Кудряш А.П. Надежность и рабочий процесс транспортного дизеля. Киев. Наукова думка. 1981 г.

2. Двигатели внутреннего сгорания /Симсон и др./ М. Транспорт. 1980 г. 3. Кудряш А.П. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н. Харьков. 1983 г. 4. Эпштейн А.С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом. М., Машигиз, 1962 г. 5. Володин А.И., Фофанов Г.А. Экономия топлива на тепловозах. М., Трансжелдориздат. 1982 г.

УДК 621.43

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

МЕТОДИКА СОГЛАСОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВОПОДАЧИ И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ СО СТРУЙНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Проблемы совершенствование смесеобразования и сгорания по мере форсирования дизелей приобретают все большее значение. Ключевым вопросом при оптимизации струйного смесеобразования является вопрос рационального согласования характеристик впрыскивания топлива и формы камеры сгорания (КС). Большое число и сложность регистрации факторов, оказывающих существенное влияние на скорость испарения и выгорания топлива через процессы распыливания, формирования и развития топливной струи в стесненных условиях КС затрудняют постановку и проведение соответствующих экспериментальных исследований. Поэтому, разработка и совершенствование современных методов и средств расчетного выбора конструктивно-регулируемых параметров топливной аппаратуры и формы КС дизеля – задача актуальная.

Формулирование проблемы

Задача оптимального согласования характеристик топливоподачи и формы КС для форсированного дизеля обычно заключается в выборе системы конструктивно-регулируемых параметров, обеспечивающей оптимизацию функции цели в условиях ограничений на переменные состояния. В качестве функции цели нами принят среднеэксплуатационный расход топлива:

$$g_{\text{ср}} = f[\bar{\Phi}_{\text{кр}}, \bar{\Phi}_o(\bar{\Phi}_{\text{кр}})]. \quad (1)$$

В систему конструктивно- регулируемых параметров включены:

$$\bar{\Phi}_{\text{кр}} \equiv \varepsilon, p_{\text{int}}, q_{\text{ср}}, \sigma, i_c, d_c, \gamma_c, \gamma_w, d_r, h_z, H. \quad (2)$$

Здесь: ε - степень сжатия; p_{int} - давление наддува; $q_{\text{ср}}$ - средняя скорость подачи топлива; σ - закон топливоподачи; i_c, d_c, γ_c - количество, диаметр и угол наклона распыливающих отверстий форсунок; γ_w - угол наклона периферийной стенки КС; $d_r = d_{\text{кс}} / d$ - относительный диаметр условной горловины камеры; h_z - величина надпоршневого зазора и вихревое отношение H .

В систему ограничительных параметров включены показатели тепломеханической напряженности и токсичности отработавших газов:

$$\overline{\Phi}_o(\overline{\Phi}_k) \equiv p_{\max}, (dp/d\varphi)_{\max}, p_{f\max}, T_{II}, T_T, e_{\text{NOx}}. \quad (3)$$

Здесь: $p_{\max}$ - максимальное давление цикла; $(dp/d\varphi)_{\max}$ - максимальная скорость нарастания давления сгорания; $p_{f\max}$ - максимальное давление впрыскивания топлива; T_{II}, T_T - соответственно максимально допустимые температуры поршня и газов перед турбиной.

Даже при таком ограниченном наборе влияющих факторов размерность оптимизационной задачи значительна. Также следует иметь в виду, что одновременный учет в плане исследования сильно и слабо влияющих факторов приводит к повышению вычислительных погрешностей. Поэтому в данном случае рационально использовать алгоритмы поэтапного получения частных решений на основе математического планирования вычислительных экспериментов.

Возможность постановки и решения задачи согласования характеристик впрыскивания топлива и формы КС определяется наличием математической модели цикла дизеля, включающей, в том числе, систему уравнений, описывающих топливоподачу, смесеобразование и сгорание. Наряду с функцией цели, модель должна включать в себя вышеуказанные конструктивно-регулируемые параметры, переменные состояния и критерии согласования. Разработке таких критериев, методики и программного обеспечения для компьютерного согласования характеристик топливоподачи и формы КС посвящена эта работа.

Решение проблемы

В основу математической модели цикла дизеля легли методы расчета процессов смесеобразования и сгорания, разработанные на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» профессором Н.Ф. Разлейцевым. Модель цикла дизеля реализована в виде современного интерактивного программного комплекса (ПК), включающего интерфейсы графического представления информации. Усовершенствование математической модели и ПК осуществлено за счет наращивания возможностей оптимизации конструктивно-регулируемых параметров дизеля, в том числе параметров и характеристик топливоподачи и формы КС. Разработана методика расчетного конструирования неразделенной КС с оптимальным распределением топливовоздушной смеси. В работах [1, 2] подробно приведены расчетные формулы и методики расчета характеристик впрыскивания, движения и распределения элементарных порций капель топлива в свободной струе и в стесненных условиях КС форсированного дизеля. В данной статье рассмотрим основные результаты анализа расчетно-экспериментальных исследований по согласованию характеристик топливоподачи с КС и принятия поэтапных решений для достижения целевой функции.

Критерии оптимального согласования параметров топливоподачи и формы КС

На первом этапе целесообразно спрофилировать огневую поверхность КС по условию выравнивания воздушно-топливного отношения вдоль радиуса цилиндра $\alpha_R = f(R) \rightarrow \alpha \approx 2$. Сопоставление α_R с осредненным по всему объему камеры коэффициентом избытка воздуха α , позволяет оценить, насколько эффективно используется воздушный заряд в различных зонах камеры для сгорания топлива. Для примера рассмотрим методику расчетного профилирования КС, выполненную для судового дизель-генератора типа ЧН26/34. На рис. 1 при-

ведены характеристики распределения топлива $d\sigma/dR$ и α_R вдоль радиуса цилиндра для КС с увеличенным надпоршневым зазором.

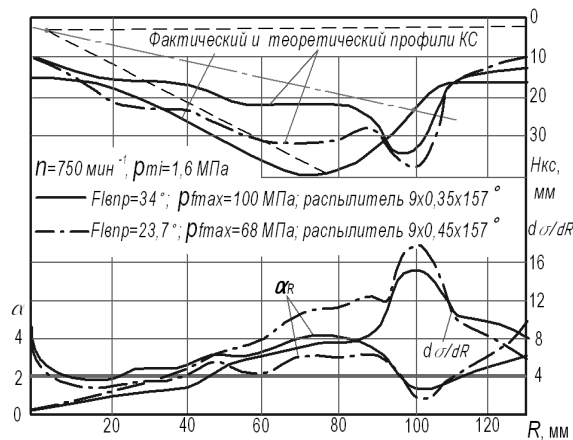


Рис. 1. Характеристики распределения топлива в опытном двигателе 1ЧН26/34 на номинальном режиме работы

Высокие значения p_f и p_B в форсированных дизелях определяют увеличение угла рассеивания струи γ_B до $25 - 30^\circ$, а также концентрацию топлива вдоль оси струи $d\sigma/dR$. Поэтому глубина в центральной части камеры, спрофилированной по условию недопущения касания боковой поверхности топливных струй со стенками, обычно больше теоретической, а $\alpha_R \gg \alpha$. В пристеночных зонах КС, где сосредотачивается около половины цикловой порции топлива - $\alpha_R < \alpha$. Сокращение продолжительности впрыскивания топлива $\phi_{ВПР}$ за счет повышения средней скорости движения плунжера топливного насоса с 1,445 до 2,625 м/с и увеличения d_c с 0,35 до 0,45 мм привело к перераспределению топлива вдоль оси струи на участке ее свободного развития, позволило приблизить α_R к α (см. рис.1). Увеличение доли объемного смесеобразования положительно сказалось на индикаторных показателях дизеля, а удельный эффективный расход топлива снизился на 1,5%. Учитывая существенное изменение α_R по характеристике работы дизеля, профилирование КС выполнялось также для режима $n = 750 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,75 p_{me}$, соответствующего принятому коэффициенту загрузки для судового дизеля $K_M = 0,75$, после чего принималось компромиссное решение. При этом минимизировалась глубина центральной части КС на номинальном режиме с тем, чтобы сгладить чрезмерную неравномерность распределения топлива и воздуха на частичных режимах работы. Для устранения переобогащения топливом воздушного заряда в районе контакта топливной струи с КС, где $\alpha_R \ll \alpha$ необходимы специальные конструктивные решения по перераспределению пристеночного топлива и воздушного заряда. Например, двойной угол наклона периферийной поверхности камеры, обеспечивающий разрушение уплотненного пятна топлива на стенке (КС А.В. Касьянова [3]), углубление камеры в районе скопления пристеночного топлива (КС В.Н. Прошкина [4]), или организация радиальной составляющей вихревого движения заряда (периферийно-вихревая КС Н.Ф. Разлейцева [5]). Оценка α_R для таких камер позволяет обоснованно выбирать форму и размеры периферийной поверхности КС.

В качестве второго критерия согласования принято условие минимизации попадания топлива в пристеночную зону гильзы цилиндра σ_{W_6} . Если эта доля превышает $(0,15-0,20)B_c$ (см. рис. 2), следует ожидать сни-

жения экономичности двигателя на 2-3%, заметного увеличения выброса продуктов неполного сгорания топлива, «осоляживания» масла и т.п.

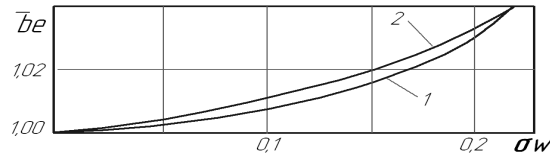


Рис. 2. Относительный рост удельного эффективного расхода топлива в зависимости от σ_{w6} (1) и σ_{w7} (2)

При прочих равных условиях доля топлива, достигающая втулки цилиндра зависит от следующих параметров:

$$\sigma_{w6} = f(\gamma_w, h_z, p_f, i_c, d_c, \gamma_c). \quad (4)$$

Если при ранее выбранных p_f , i_c , d_c , γ_c более чем половина цикловой порции топлива распределяется у периферийной стенки камеры необходимо применить КС с увеличенным надпоршневым зазором и выбрать оптимальные значения γ_w , h_z .

В качестве третьего критерия согласования принято ограничение на долю топлива в смыкающихся потоках от соседних струй у периферийной поверхности КС - σ_{w7} . Если на номинальном режиме работы $\sigma_{w7} = 0$, то следует оценить возможность увеличения i_c при согласованном уменьшении d_c . Это положительно скажется на микро - и макрораспределении топлива в объеме КС, существенно сократит $\Phi_{вип}$, особенно при переходе на частичные режимы работы дизеля. Например, наши исследования тепловозных и судовых дизелей типа ЧН25/27, ЧН26/34, ЧН32/32 показали, что при оптимальном суммарном проходном сечении распылителя $\mu_c f_c$ выгодно увеличивать i_c до такой величины, при которой на номинальном режиме работы имеется не большое перекрытие зон смесеобразования от соседних струй ($\sigma_{w7} \approx (0,1-0,15)B_c$).

Расчетное согласование параметров цикла, характеристик распылителя форсунки и формы КС

Окончательное решение по рациональным параметрам топливной аппаратуры и формы КС может быть принято после их совместного согласования с термодинамическими параметрами цикла. На первом этапе следует согласовать ϵ , p_{int} и γ_c . В этом сочетании γ_c выступает в роли фактора ограничения ϵ вследствие ее влияния на стесненность развития топливных струй в КС. Выбор осуществляется по условию достижения максимального КПД цикла по характеристике работы дизеля: $\eta_i = f(\epsilon, p_{int}, \gamma_c)$. По условию надежности были введены ограничения на $p_{max} = 15,5$ МПа и $T_f \leq 625$ К. Для примера на рис. 3 показано влияние согласования ϵ и λ_c на экономичность работы дизеля 1ЧН32/32.

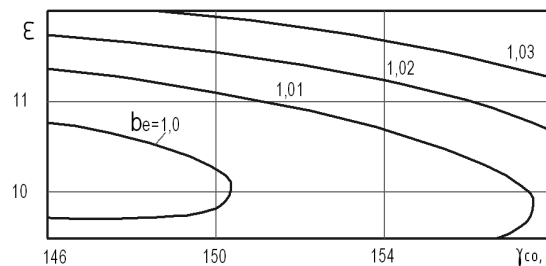


Рис. 3. Влияние степени сжатия и угла наклона топливных струй на расход топлива в дизеле 1ЧН32/32 при $n=900 \text{ мин}^{-1}$, $p_{mi} = 2,7 \text{ МПа}$

Существование оптимального значения ε связано с противоположным влиянием термодинамического КПД цикла и стесненности КС свободному развитию топливных струй на η_i .

На втором этапе исследования уточнялись значения i_c, d_c, γ_w при выбранных ранее $\varepsilon=10,5$; $p_{int} = 0,4 \text{ МПа}$; $\gamma_c = 150^\circ$. Расчеты показали существенное стеснение развитию топливных струй не только по радиусу КС, но и по окружности гребня поршня. Так, для $i_c = 10$ доля топлива в районе смыкания зон смесеобразования от соседних струй составила $\sigma_{w7} > 0,15 B_c$. Уменьшение i_c до 9 не привело к существенному уменьшению σ_{w7} вследствие увеличения $\phi_{ВПР}$ и времени взаимодействия ТС со стенкой КС. С учетом частичных режимов работы приняли $i_c = 10$. Установлено, что при работе двигателя на режиме полной мощности и $\gamma_w = const$ изменение d_c в пределах 0,45-0,55 мм несущественно влияет на η_i . Это объясняется противоположным влиянием d_{32} , $\phi_{ВПР}$ и σ_{w6} . С учетом частичных режимов работы, когда рост η_i связан с относительным повышением давления впрыскивания топлива и качества его распыливания приняли $d_c = 0,45$.

Результаты расчета показателей цикла подтвердили оптимальность полученного на этапе профилирования КС угла наклона периферийной стенки КС $\gamma_w = 65^\circ$. В результате согласования η_i увеличился на 4,5% и достиг 0,46.

Характеристики распределения топлива в КС при выбранных на втором этапе параметров смесеобразования приведены на рис. 4.

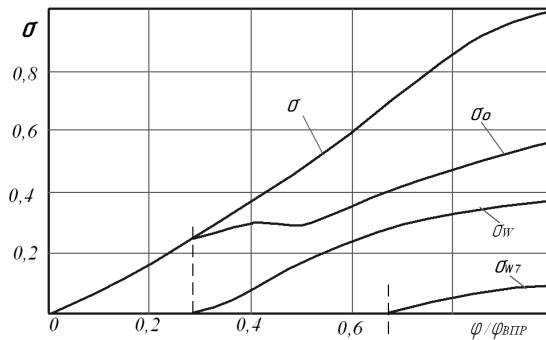


Рис. 4. Распределение топлива в зонах испарения камеры сгорания дизеля 1ЧН32/32 на режиме полной мощности ($n=900 \text{ мин}^{-1}$, $p_{mi} = 2,7 \text{ МПа}$)

По вышеизложенной методике были выполнены также расчетно-экспериментальные исследования для судового дизель - генератора типа 6ЧН26/34. На рис. 5 приведены совмещенные профили исходной камеры сгорания (КС1) и трех из семи опытных вариантов, показавших лучшие результаты по индикаторным показателям.

Среди КС с высоким гребнем лучшей оказалась КС2 с максимально возможным диаметром тора, обеспечивающим $l_w = 110 \text{ мм}$. Однако, наличие глубоких выборок под клапаны не позволяют полностью использовать для смесеобразования и сгорания запасенный в них воздушный заряд. Поэтому в камерах сгорания КС4 и КС5 была понижена высота гребня поршня до исключения выборок под клапаны при сохранении неизменной $\varepsilon=13,8$. Для облегчения поступления топлива в увеличенный надпоршневой зазор с целью приближения α_R к α

(см. рис.1) в КС5 был уменьшен γ_w до 40° и увеличен до 25мм радиус скругления кромки гребня. Экспериментальная проверка расчетных методов подтвердила их адекватность по индикаторным показателям на уровне 98-99%. На рис. 6. приведено изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при исследованных вариантах топливной аппаратуры и КС.

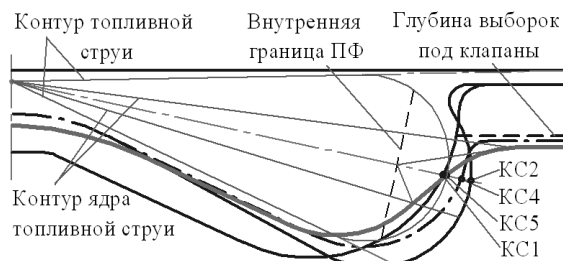


Рис. 5. Совмещенные профили опытных КС

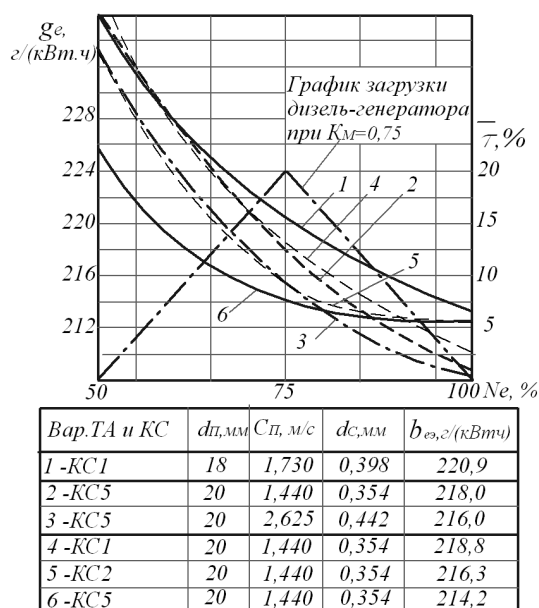


Рис. 6. Результаты согласования параметров топливной аппаратуры и КС на двигателе 1ЧН26/34

Определенный по данным исследования среднеэксплуатационный расход топлива позволил принять для дизеля 6ЧН26/34 6-ой вариант комплектации топливной аппаратуры и камеры сгорания с уменьшенной высотой гребня поршня (КС5), обеспечивающий снижение эксплуатационного расхода топлива по сравнению с исходной на 3%.

Заключение

Расчетно-экспериментальные исследования по влиянию микро – и макрораспределения топлива в объеме неразделенных КС на показатели рабочего процесса форсированных дизелей с диаметром цилиндра 120-360мм и частотой вращения 500–2000 мин⁻¹ подтвердили изложенные в данной работе основные принципы и критерии оптимального согласования параметров топливоподачи и формы КС.

При подаче больших цикловых порций топлива в условиях жесткого ограничения $p_{\max}$ для улучшения теплоиспользования от сгорания топлива, прежде всего, необходимо стремиться приблизить момент окончания впрыскивания топлива по отношению к ВМТ и интенсифицировать сгорание после достижения $p_{\max}$. Повышением $p_{f\max}$ до 120...150 МПа можно добиться сокращения $\varphi_{\text{ВПП}}$, повышения качества распыливания топлива d_{32} . Однако, для получения максимального эффекта от этого мероприятия необходимо оптимально согласовать $i_c \times d_c \times \gamma_c$, форму и размеры КС с возросшим давлением впрыскивания. Для сокращения $\varphi_{\text{ВПП}}$ без ущерба для качества распыливания топлива целесообразно увеличивать $\mu_c f_c$, прежде всего, за счет увеличения i_c при сохранении или даже уменьшении их диаметра. При этом имеется возможность несколько понизить уровень угловой скорости осевого вихря ω_o , создаваемого при наполнении цилиндра. Эти мероприятия положительно сказываются на $(dp/d\varphi)_{\max}$, снижая интенсивность тепловыделения в начальной фазе сгорания, и способствуют увеличению наполнения цилиндра свежим зарядом.

Для повышения $dx/d\varphi$ после достижения $p_{\max}$ необходимо стремиться приблизить значения α_R к α , особенно в пристеночных зонах скопления топлива.

При реализации изложенных в работе принципов согласования характеристик топливоподачи и формы КС необходимо учесть и предотвратить возможность неблагоприятного изменения условий смесеобразования на эксплуатационных режимах работы двигателя. Это требует выполнения поэтапной оптимизации характеристик смесеобразования и сгорания на основе математического планирования экспериментов с возвратом на нижние уровни для уточнения частных решений.

Методика, принципы и критерии в сочетании с разработанным авторами программным обеспечением позволяет оперативно решать задачи расчетного проектирования КС, а также выполнять расчетно-экспериментальные исследования по согласованию распределения топлива в КС с учетом режимов эксплуатации форсированных дизелей со струйным смесеобразованием.

Список литературы:

1. Процессы в перспективных дизелях /Под редакцией А.Ф. Шеховцова.-Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992.-352 с.
2. Марченко А.П., Сукачев И.И., Гаврилов В.В. Методика расчета движения и распределения топлива в камере сгорания форсированных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 53-58.
3. Кугаев Н.Н., Касьянов А.В., Завлин М.Я. и др. Повышение топливной экономичности дизелей Д50 маневровых тепловозов // Двигателестроение. -1991.-№6.-с.60-61.
4. Прошкин В.Н. Рациональное смесеобразование в дизелях и форма камеры сгорания // Двигателестроение. -1989.-№8.-с.6-8.
5. Разлейцев Н.Ф., Копылов М.Л., Круше-

дольский А.Г. О выборе рациональной формы камеры сгорания для высокофорсированного тепловозного двигателя // Двигатели внутр. Сгорания, 1978, вып. 28, с.3-8.

УДК 621.436

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

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ 4ЧН12/14 С ПОВЫШЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ СТЕНОК КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Введение

Повышение удельной мощности двигателей является одной из основных тенденций развития современного дизелестроения. При форсировании ДВС по среднему эффективному давлению актуальным является решение следующих проблем:

- оптимизации смесеобразования и сгорания увеличенных порций топлива при ограничениях по механической и тепловой напряженности двигателя.
- оптимизации процессов тепловыделения при применении теплозащитных материалов и покрытий.

Формулирование проблемы

Анализ научно-технической литературы показывает, что при значительном форсировании дизелей в ряде случаев применяют тепловую защиту деталей камеры сгорания (КС). Известно, что теплоизоляция деталей КС приводит к повышению температуры поверхностей, образующих КС, что ухудшает динамику тепловыделения, в особенности значительно снижается скорость сгорания в диффузионном периоде [1]. Причиной этого является значительное влияние температуры поверхностей, образующих КС, на режимы испарения топлива и диффузии его паров в пристеночной области. Скорость испарения вблизи стенок КС увеличивается по степенному закону в зависимости от температуры и приводит к образованию переобогащенных топливом зон. Возможен также режим испарения с образованием паровой прослойки. Известно, что скорость молекулярной диффузии паров топлива и кислорода пропорциональна примерно первой степени температуры. Отставание скорости диффузии от скорости испарения приводит к увеличению продолжительности ос-

новной фазы сгорания, уменьшению полноты выгорания топлива в переобогащенных пристеночных зонах.

Таким образом, основными факторами, определяющими протекание пристеночного смесеобразования, являются температура стенки и газодинамические характеристики заряда. Имеющиеся данные по рабочему процессу в высокотемпературных КС недостаточны для расчетной оценки показателей двигателя. Для совершенствования процессов сгорания в дизелях с ограниченным теплоотводом необходимы специальные мероприятия, определяемые при использовании физических и математических методов моделирования.

Результаты экспериментальных исследований дизеля

В данной работе рассматриваются результаты цикла экспериментальных работ целью, которых являлось повышение эффективности тепловыделения в дизеле с повышенной температурой стенок КС. Для рационального смесеобразования в исследуемом дизеле необходимо повысить скорость процессов переноса в основной фазе сгорания, что позволяет уменьшить переобогащение пристеночных зон. Эта техническая проблема аналогична совершенствованию смесеобразования при повышении частоты вращения дизеля.

Для дизелей с камерой в поршне задача рационализации пристеночного смесеобразования может быть решена путем увеличения воздушного заряда при соответствующем росте коэффициента избытка воздуха α и доли объемного смесеобразования, а также повышением эффективности использования

воздушного заряда в пристеночных зонах. Для повышения эффективности использования воздушного заряда в данном исследовании использовалась опытная ТА, позволяющая улучшить качество распыливания топлива и конструкция КС

Для повышения скорости сгорания топлива в исследуемом двигателе на первом этапе было проведено экспериментальное исследование с использованием таких факторов, как коэффициент избытка воздуха и параметры топливоподачи.

В экспериментальном исследовании увеличение α достигалось повышением давления наддува при варьируемых параметрах: эффективной мощности поршневого двигателя N_e и температурой газов перед турбиной t_T , при этом был проведен полный факторный эксперимент вида:

$$y_i = f(N_e, t_T).$$

Эксперимент был выполнен по плану—матрице приведенной в таблице 1. Регулирование t_T достигалось за счет изменения p_s при имитации системы турбонаддува, это сопровождалось соответствующим изменением коэффициента избытка воздуха при сгорании.

Таблица 1. План-матрица эксперимента на двигателе с теплоизолированными деталями КС

Уровни факторов	Параметры	
	N_e , кВт	t_T , °C
-1	75	600
0	88,3	650
+1	100	700

Увеличение α при снижении температуры t_T составило 25...35 %, что положительно влияет на динамику максимальной скорости тепловыделения и полноту сгорания топлива в дизеле с ограниченным отводом теплоты. Применение тепловой изоляции приводит к перераспределению тепловых потоков. Потери в стенки камеры сгорания снижаются. В серийном двигателе в систему охлаждения с маслом и лучистым теплообменом теряется 25,9 %, а в двигателе с теплоизолированными деталями эти потери составляют 18,8 %. На рис. 1 представлены зависимости параметров рабочего процесса двигателя от коэффициента избытка воздуха α и давления наддува

при трёх значениях мощности. Из анализа зависимостей видно, что рост η_i с повышением α примерно аналогичен во всем диапазоне исследуемых режимов работы двигателя. Относительная скорость тепловыделения в районе второго максимума повысилась на 10-30 %, однако, повышение α свыше 1,9 почти не влияет на динамику тепловыделения.

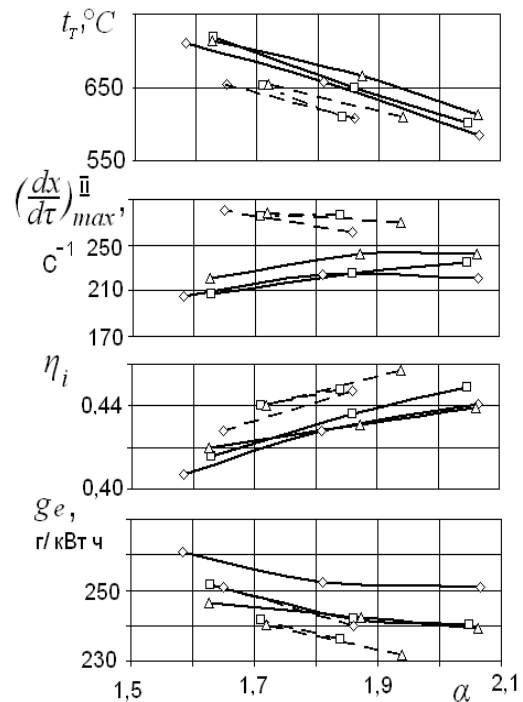


Рис. 1. Параметры рабочего процесса двигателя с повышенной температурой стенок КС при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$

◇ - $N_e = 75 \text{ кВт}$; □ - $N_e = 88,3 \text{ кВт}$; △ - $N_e = 100 \text{ кВт}$;
— — — - опытная ТА

При исследованиях был использован насос ЛСТНФ410012, имеющий опытные кулачки с вогнутым профилем и увеличенную скорость плунжера. Сравнительную информацию о влиянии параметров впрыскивания и коэффициента избытка воздуха α на изменение скорости сгорания можно получить по данным рис. 1. При использовании форсированной топливной аппаратуры требуемое сочетание мощности и уровня температуры выпускных газов t_T были получены при меньших значениях α , увеличение α при этом не изменяет величину второго максимума скорости тепловыделения $(dx/dt)_{\max}^{\text{II}}$.

Анализ характеристик тепловыделения на сравниваемых режимах работы двигателя, показывает, что скорости сгорания после ВМТ в двигателе с опытной ТА выше на 25...30% (см. рис.2).

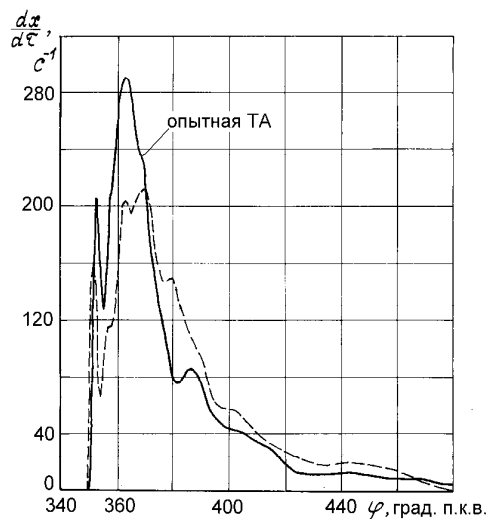


Рис. 2. Относительная скорость тепловыделения в двигателе с цилиндрической КС и ограниченным отводом теплоты

Таким образом, интенсификация топливоподачи, повышение давления наддува и введение охлаждения воздушного заряда в условиях стесненной цилиндрической КС с повышенной температурой стенок позволило повысить долю объемного смесеобразования и увеличить скорость диффузионного сгорания вблизи ВМТ. Эти мероприятия устранили негативные явления, связанные с существенным повышением температуры стенок камеры сгорания и

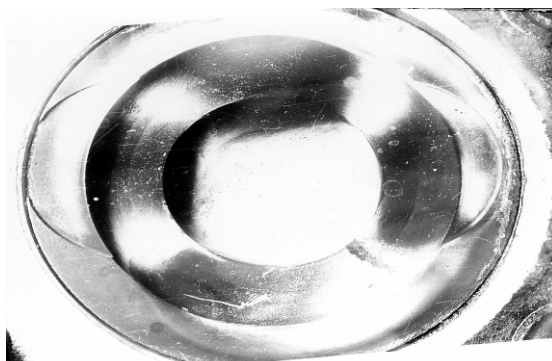
обеспечили индикаторный КПД на уровне исходного варианта.

Целью следующего этапа работы являлось усовершенствование пристеночного смесеобразования в исследуемом дизеле при изменении формы КС. Особенности серийной цилиндрической КС для дизелей СМД изучались с помощью расчетных [2] и экспериментальных [3] методов. Экспериментальные исследования, результаты которых отражены в работах [3] показали, что наиболее информативным методом является способ определения следов выгорания топлива на стенках КС. В данной работе, с помощью этого метода исследовали взаимодействие топливных струй со стенками серийной и опытной КС.

В работе [2] приведены результаты расчетного исследования распространения топливных струй в серийной КС для различных вариантов ТА. Анализ этих результатов показывает, что существенная часть топливных струй достигает стенок КС. Длина коротких струй до стенки равна 29,24мм, учитывая, что длина начального участка струи равна 26 – 31мм, то со стенкой взаимодействуют крупные капли топлива. Углы встречи топливных струй со стенками КС острые, что приводит к движению массы топлива к доньшку КС. Это подтверждают данные работы [3] и фотографии следов выгорания топливных струй на стенках КС, приведенные на рис.3.



а)



б)

Рис. 3. Следы выгорания топливных струй в цилиндрической (а) и двухъярусной (б) КС

Анализ приведенных данных позволил сделать вывод, что для увеличения доли объемного смесеобразования необходимо изменение формы КС.

Разработка конструкции КС произведена с целью обеспечения увеличенного свободного пути топливной

струи, зависящего от расстояния между сопловым отверстием и стенкой КС и от величины смещения топливной струи при впрыскивании. Вблизи днища КС интенсифицировать смесеобразование возможно при увеличении поверхности КС, для свободного развития пристеночного слоя топлива, повышении скорости движения воздушного заряда. В соответствии с этими требованиями на кафедре ДВС к.т.н. Копыловым М.Л. была спроектирована двухъярусная КС в поршне. Эскиз поршня с двухъярусной КС в стальной накладке представлен на рис.4.

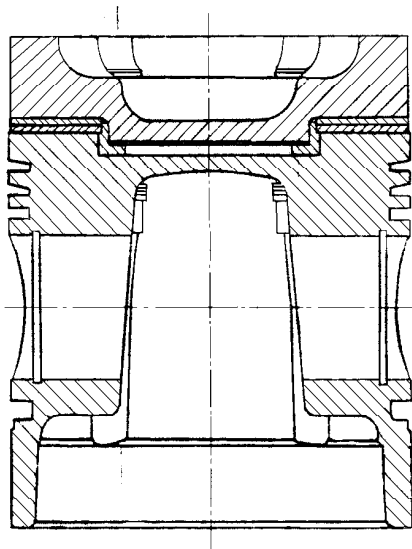


Рис.4. Поршень с двухъярусной КС в стальной накладке

Уменьшение диаметра нижнего яруса способствует повышению скорости вихря у доньшка КС. Таким образом, увеличено соотношение диаметра КС к диаметру цилиндра и сохраняется необходимая по конструктивным соображениям толщина днища КС.

Для определения возможностей улучшения рабочего процесса исследуемого двигателя и выявления степени влияния таких факторов, как форма КС и параметры топливной аппаратуры на кафедре ДВС были проведены экспериментальные исследования дизеля с ограниченным отводом теплоты. Исследование дизеля с ограниченным отводом теплоты было проведено с двумя видами КС в накладке поршня. Поршни дизеля имели алюминиевый тронк и стальную накладку, отделенную от тронка пластинами для повышения термического сопротивления. Сравниваемые КС имели $d_{kc}/D_u = 0,558$ – для серийной КС и $d_{kc}/D_u = 0,758$ – для двухъярусной КС.

Исследования дизеля с опытной двухъярусной КС выполненной в стальной накладке поршня были проведены с использованием моделирования турбонаддува по методике изложенной в [1].

На рис. 5 приведены соответствующие характеристики относительной скорости тепловыделения. Анализ динамики тепловыделения на режимах работы дизеля с различными формами КС позволяет сделать следующие выводы. Скорость тепловыделения на начальной стадии сгорания в двухъярусной КС значительно выше, чем в серийной камере и разница эта увеличивается с понижением мощности.

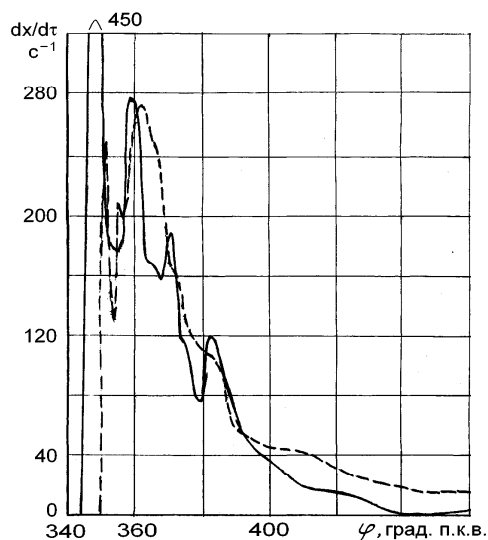


Рис. 5. Относительная скорость тепловыделения в двигателе с ограниченным отводом теплоты

--- - цилиндрическая КС
 — - двухъярусная КС

На сравниваемых режимах работы были примерно одинаковы степень сжатия, плотность воздушного заряда и дисперсность распыливания топлива. Соответственно мало отличались и условия прогрева и испарения впрыскиваемого топлива. Поэтому подготовка более значительного количества смеси к сгоранию в двухъярусной КС объясняется возросшей скоростью диффузии паров топлива с воздухом за счет большей доли объемного смесеобразования.

В двухъярусной КС больше длина свободного развития топливных струй и больше поверхность стенок, по которым растекается топливо при взаимодействии струй со стенками. Применяемая ТА обеспечила интенсификацию впрыскивания топлива, что повысило количество топлива подготовленного к сгоранию в начальной стадии. Приведенные факторы способствовали интенсификации тепловыделения в первой фазе сгорания – значительному росту по величине и продолжительности первого пика скорости тепловыделения. При этом сократилась продолжительность сгорания, повысился коэффициент эффективного использования теплоты. Протекание начальной фазы сгорания в двухъярусной КС характерно для процессов с объемным смесеобразованием: максимальная скорость нарастания давления по углу п.к.в. увеличилась в 1.3...1.5 раза, но осталась в пределах допускаемых значений для быстроходных дизелей (0,6 – 0,8 МПа/град.). Максимальное давление сгорания p_z возросло на 7–8%. Для двигателя с двухъярусной КС доля располагаемой теплоты x_i выделившийся при сгорании топлива к моменту достижения максимального давления цикла p_z составляет 45–50%. При серийной форме камеры соответственно 36–39%. И хотя на сравниваемых режимах работы суммарная доля теплоты выделившийся к моменту открытия выпускных клапанов x_e , практически одинакова, индикаторный КПД двигателя с двухъярусной КС увеличился примерно на 2%. Это также сказалось и на уменьшении температуры t_T .

Заключение

Выполненные исследования позволили раскрыть пути улучшения рабочего процесса в теплоизолированном двигателе с цилиндрической КС, и с открытой двухъярусной КС.

Испытания двухъярусной КС в стальной накладке показали, что на индикаторные показатели, прежде всего, влияет энергия впрыскиваемого топлива и смесеобразование за период задержки воспламенения. Двухъя-

русная КС, при увеличенном отношении $d_{кс}/D_{ц}$ имеет развитую поверхность стенок, по которым распространяются топливные струи. Повышенное отношение $d_{кс}/D_{ц}$ в опытной двухъярусной КС при неизменной ТА способствует увеличению рационального по экономичности угла опережения впрыскивания топлива. Большая часть топлива испаряется и выгорает до ВМТ, при этом скорость тепловыделения в фазе диффузионного сгорания не увеличилась. Известно, что для снижения скорости выделения окислов азота необходимо уменьшать первую фазу сгорания [4]. В связи с этим, для совершенствования процесса сгорания необходимо уменьшение угла опережения впрыскивания топлива, что при сокращении продолжительности впрыскивания топлива и соответствующем уменьшении продолжительности первой и второй фаз сгорания может повысить эффективность рабочего процесса.

Проведенные исследования показали необходимость комплексного решения проблемы рациональной организации смесеобразования и сгорания в теплоизолированной КС. Эта проблема может быть решена за счет следующих основных факторов: применения ТА, имеющей повышенную интенсивность впрыскивания; согласования параметров топливоподачи, воздушного заряда и формы КС.

Список литературы:

1. Разлейцев Н.Ф., Копылов М.Л., Карягин И.Н. Изменение показателей процесса сгорания в дизеле с повышенной температурой стенок рабочей полости цилиндра //Двигатели внутр. сгорания 1986, Вып.44, С.70—77.
2. Копылов М.Л., Разлейцев Н.Ф., Васильченко И.Д., Карягин И.Н. Влияние характеристик впрыскивания топлива на показатели смесеобразования в дизеле с повышенной температурой стенок камеры сгорания //Двигатели внутр. сгорания 1987, Вып.45, С.7—15.
3. Быков В.И., Парсаданов И.В. и др. Экспериментальный метод оценки взаимодействия топлива со стенками камеры сгорания дизеля //Двигатели внутр. сгорания 1987, Вып.46, С.48—52.
4. Возможности сокращения выброса окислов азота с ОГ быстроходного форсированного дизеля при сохранении высокой топливной экономичности / Б.Н. Семенов, В.И. Смайлис, В.Ю. Быков и др. // Двигателестроение. – 1986 – № 9 – с. 3 – 6.

УДК 621.43

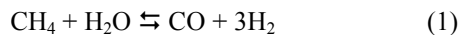
Н.К. Шокотов, д-р техн. наук, Е.И. Янтовский, д-р техн. наук, В.Н. Шокотов, канд. техн. наук

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОДИЗЕЛЯ С ТЕРМОХИМИЧЕСКИМ РЕАКТОРОМ

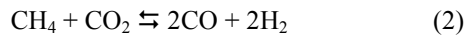
На магистральных газопроводах используются газодизели, работающие на том же топливе, которое перекачивается по трубам. Некоторые из этих газодизелей имеют утилизационные термохимические реакторы. В статье излагаются результаты сравнения по эффективности газодизелей с термохимическими реакторами и без них. При анализе используются возможности эксергетического метода.

Процессы в реакторах

Рассмотрим сначала процессы в термохимических реакторах (TCR), в которых идут эндотермические реакции



или



На рис.1 показана принятая схема TCR, где 1 и 2, 3 и 4 – это потоки исходных веществ в реакциях; 5 – поток конечных продуктов реакции; 6, 7, 8, 9 и 10 – потоки выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания, отдающих теплоту для осуществления эндотермической реакции.

В соответствии с теорией [1], константа равновесия реакции κ при атмосферном давлении зависит только от температуры T_i , т.е.

$$\kappa = e^{-\frac{\Delta G_T^0}{R_{\mu} T_i}}, \quad (3)$$

где ΔG_T^0 , R_{μ} – соответственно изменение энергии Гиббса и газовая постоянная (мольная). При этом для реакции (1)

$$\Delta G_T^0 = 188748 + 228,75T_i - 69,61T_i \ln T_i + \frac{80,711 \cdot 10^{-3}}{2} T_i^2 - \frac{22,874 \cdot 10^{-6}}{6} T_i^3, \quad (4)$$

а для реакции (2)

$$\Delta G_T^0 = 220323 + 193,78T_i - 71,75T_i \ln T_i + \frac{106,81 \cdot 10^{-3}}{2} T_i^2 - \frac{3606 \cdot 10^{-6}}{6} T_i^3, \quad (5)$$

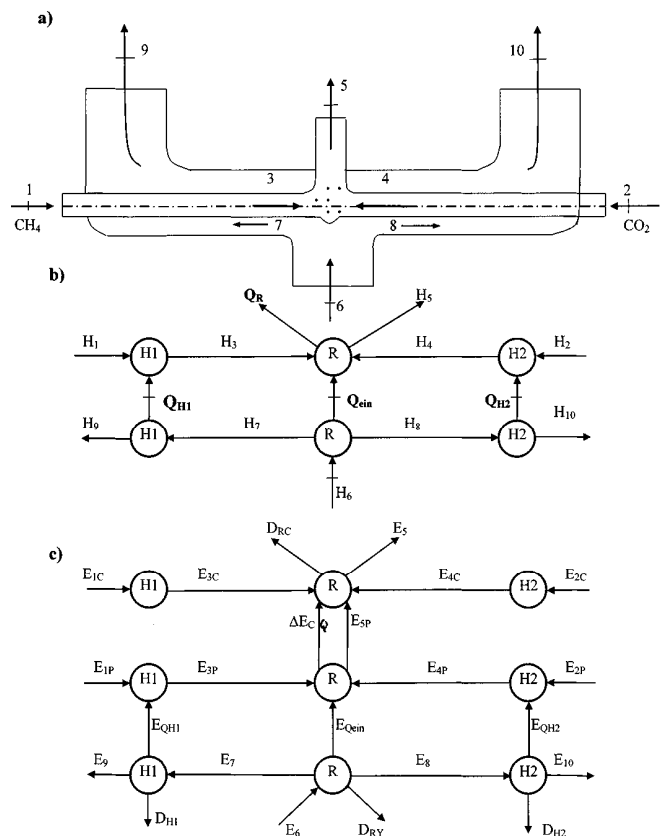


Рис. 1. Схема и процессы в термохимическом реакторе:

а – схема термохимического реактора; б – энергетическая схема термохимического реактора; в – эксергетическая схема термохимического реактора;

Пусть m – это доля от одного моля CH_4 которая прореагировала в реакции (1) или (2) к моменту равновесия. Тогда значение m можно определить соответственно для (1) и (2)

$$m = \sqrt{\frac{\frac{\sqrt{\kappa}}{2,6}}{1 + \frac{\sqrt{\kappa}}{2,6}}} \quad \text{или} \quad m = \sqrt{\frac{\frac{\sqrt{\kappa}}{2}}{1 + \frac{\sqrt{\kappa}}{2}}} \quad (6)$$

Для реакции (1) мольные доли конечных продуктов реакции равны

$$\mu_{\text{CH}_4} = \mu_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1-m}{2(1+m)}; \quad (7)$$

$$\mu_{\text{CO}} = \frac{m}{2(1+m)}; \quad \mu_{\text{H}_2} = \frac{3m}{2(1+m)},$$

для реакции (2)

$$\mu_{\text{CH}_4} = \mu_{\text{CO}_2} = \frac{1-m}{2(1+m)}; \quad \mu_{\text{CO}} = \mu_{\text{H}_2} = \frac{m}{1+m}. \quad (8)$$

Отношение количества конечных продуктов реакции к исходным (химический коэффициент молекулярного изменения) равно

$$\beta = 1 + m. \quad (9)$$

Пусть исходные компоненты реакции поступают в TCR при температуре окружающей среды $T_1 = T_2 = T_0$. При подогреве исходных компонентов их температура растет. За начало реакции при исследовании принята та температура $T_3 = T_4 = T_{\text{AR}}$, при которой $m = 0,001$. При этом в реакции (1) $T_{\text{AR}} = 415$ К, в реакции (2) – $T_{\text{AR}} = 515$ К.

Этот подогрев с энергозатратами

$$Q_{H1} = H_2 - H_1 = H_7 - H_8$$

и

$$Q_{H2} = H_4 - H_2 = H_8 - H_{10}$$

Аналогично энергозатраты в узле R

$$Q_{lin} = H_6 - H_7 - H_8 = Q_R + Q_{ZU} = Q_R + (H_5 - H_3 - H_4),$$

где Q_R – теплота реакции [1].

В соответствии с рис. 1,с в ходе реакции от газов воспринимается поток эксергии

$$\Delta E_{CQ} = E_{Q_{lin}} + E_{3p} + E_{4p} - E_{5p} \quad (10)$$

или на один моль вещества

$$\Delta e_{cq} = e_{q_{ein}} + e_{3p} + e_{4p} - e_{rp}, \quad (11)$$

где $e_{q_{ein}} = q_{ein} \eta_c = q_{ein} \left(\frac{T_0}{T_i} \right);$

$$q_{ein} = q_R + (h_{r5} - h_3 - h_4);$$

$$h_{r5} = 2\beta h_5 = 2\beta \left(a_m + \frac{b_m}{2} T_i + \frac{c_m}{3} T_i^2 \right) T_i;$$

$$a_m = \sum \mu_i a_i; \quad b_m = \sum \mu_i b_i; \quad c_m = \sum \mu_i c_i;$$

$$e_{rp} = 2\beta e_{5p} = 2\beta [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)];$$

a_i, b_i, c_i – коэффициенты мольных теплоемкостей [1];

s_5, s_0 – соответствующие мольные энтропии.

При исследовании принято: мольная эксергия потока e_i состоит из двух частей (рис. 1,с), т.е.

$$e_i = e_{ip} = e_{ip}, \quad (12)$$

где $e_{ip} = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)$ – физическая мольная эксергия (зависящая от давления и температуры в потоке), а e_{ic} – химическая мольная эксергия вещества (зависящая от состава вещества и условной внешней среды [2]).

В табл.1. приведены принятые при исследовании значения нормальной эксергии веществ, определенные Я. Шаргутом [3].

Ниже будет показано, что при эндотермической реакции эксергия тепла Δe_{cq} частично переходит в эксергию вещества Δe_c , а частично идет на покрытие потерь эксергии в реакции d_{RC} , т.е.

$$\Delta e_{cq} = \Delta e_c + d_{RC}. \quad (13)$$

При этом

$$\Delta e_c = \Delta e_{rc} - \Delta e_{3c} - \Delta e_{4c} \quad (14)$$

и

$$e_{rc} = 2\beta e_{5c} = 2\beta \sum \mu_i e_i.$$

Таблица 1. Мольные теплоты сгорания Δh_0 (высшая), Δh_u (низшая) и мольные эксергии e_{ic} компонентов газового топлива при $T_0 = 298$ К и давлении $p_0 = 1$ атм.

Вещество	$\Delta h_0, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\Delta h_u, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$e_{ic}, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$
H ₂	285900	241800	238350
CO	283000	283000	275350
CH ₄	890500	802300	836510
CO ₂	–	–	20170
H ₂ O	–	–	750
O ₂	–	–	3970
N ₂	–	–	720

По узлу R баланс эксергии имеет вид

$$e_{q_{ein}} = \Delta e + d_{RC}, \quad (15)$$

где $\Delta e = e_5 - e_3 - e_4$; $e_5 = e_{rp} + e_{rc}$; $e_3 = e_{3p} + e_{3c}$; $e_4 = e_{4p} + e_{4c}$;

Уравнения (13) и (15) позволяют предложить для оценки эффективности эндотермической реакции два критерия

$$\eta_{ex.1} = \Delta e_c / \Delta e_{cq} = 1 - d_{RC} / \Delta e_{cq} \quad (16)$$

и

$$\eta_{ex.2} = \Delta e / e_{q_{ein}} = 1 - d_{RC} / e_{q_{ein}} \quad (17)$$

При исследовании была использована разработанная авторами компьютерная программа математического моделирования и анализа эффективности

эндотермических реакций в TCR. При этом было учтено, что, в принципе, момент равновесия в эндотермической реакции может наступить при любом $T_i > T_{AR}$. Это позволило в ходе исследования получить изменения m , μ_i , $\eta_{ex.1}$, $\eta_{ex.2}$ при различных конечных значениях T_i .

В табл.2 приведены значения Δe_{cq} , Δe_c и $\eta_{ex.1}$ от начала реакции до ее завершения, например, при $T_i = 1000$ К.

Таблица 2. Эффективность превращения в TCR эксергии утилизируемой теплоты отработавших газов в энергию топлива в зависимости от температуры реакции

T_i , К	$\Delta e_{cq} \cdot 10^{-5} \frac{\text{КДЖ}}{\text{кмоль}}$		$\Delta e_c \cdot 10^{-5} \frac{\text{КДЖ}}{\text{кмоль}}$		$\eta_{ex.1}$	
	1	2	1	2	1	2
415	0	—	0	—	0	—
515	0,8035	0	0,00402	0	0,00500	0
550	0,85439	1,04996	0,009334	0,00431	0,010925	0,004109
600	0,94599	1,14343	0,025184	0,01386	0,026622	0,012059
650	1,019522	1,23710	0,058128	0,3736	0,057015	0,030197
700	1,092485	1,31769	0,119843	0,08756	0,109697	0,066447
750	1,164749	1,39623	0,223864	0,18293	0,192199	0,131015
800	1,240167	1,47799	0,382201	0,34519	0,308185	0,233553
850	1,320744	1,56712	0,59537	0,58788	0,45078	0,375133
900	1,404311	1,66268	0,83924	0,89087	0,597614	0,5358
950	1,484349	1,75559	1,06767	1,18685	0,719288	0,675929
1000	1,554606	1,83651	1,24287	1,40880	0,799478	0,767104

Видно, что отдаваемая эксергия тепла Δe_{cq} в реакции $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ (2) при заданных значениях T_i явно больше, чем в реакции $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ (1). Превращаемая же в эксергию топлива доля Δe_c меньше в реакции (2). Как следствие, $\eta_{ex.1}$ больше в реакции (1).

Однако после $T_i = 800$ К отличие в значениях $\eta_{ex.1}$ уменьшается.

Уровень температур может иметь практическое значение лишь тогда, когда подобная силовая установка имеет утилизационный контур после TCR. С учетом этого на рис.2 по результатам исследования показан характер изменения m , μ_i , $\eta_{ex.1}$, $\eta_{ex.2}$ в диапазоне температур $T_i = 800 - 1000$ К.

При $T_i = 1000$ К состав одного моля образовавшегося после реактора топлива в реакции (1) следующий

$$1 = \mu_{\text{CH}_4} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} + \mu_{\text{CO}} + \mu_{\text{H}_2} = 0,052 + 0,052 + 0,224 + 0,672,$$

а в реакции (2)

$$1 = \mu_{\text{CH}_4} + \mu_{\text{CO}_2} + \mu_{\text{CO}} + \mu_{\text{H}_2} = 0,0479 + 0,0479 + 0,4521 + 0,4521.$$

На рассматриваемом участке интенсивность реакций превращения смеси $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ или $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ в новое топливо уже замедляется, хотя реакция (1) все еще остается более эффективной.

Это позволяет рекомендовать T_i примерно 1000К.

Исследование показало, что эндотермические

реакции не носят «взрывного» характера.

Пожалуй, самое важное: если при экзотермической реакции в цилиндре ДВС эксергия топлива переходит в эксергию тепла, то в термохимическом реакторе при преобразовании одного топлива в другое эксергия поглощаемого тепла в основном переходит в эксергию топлива.

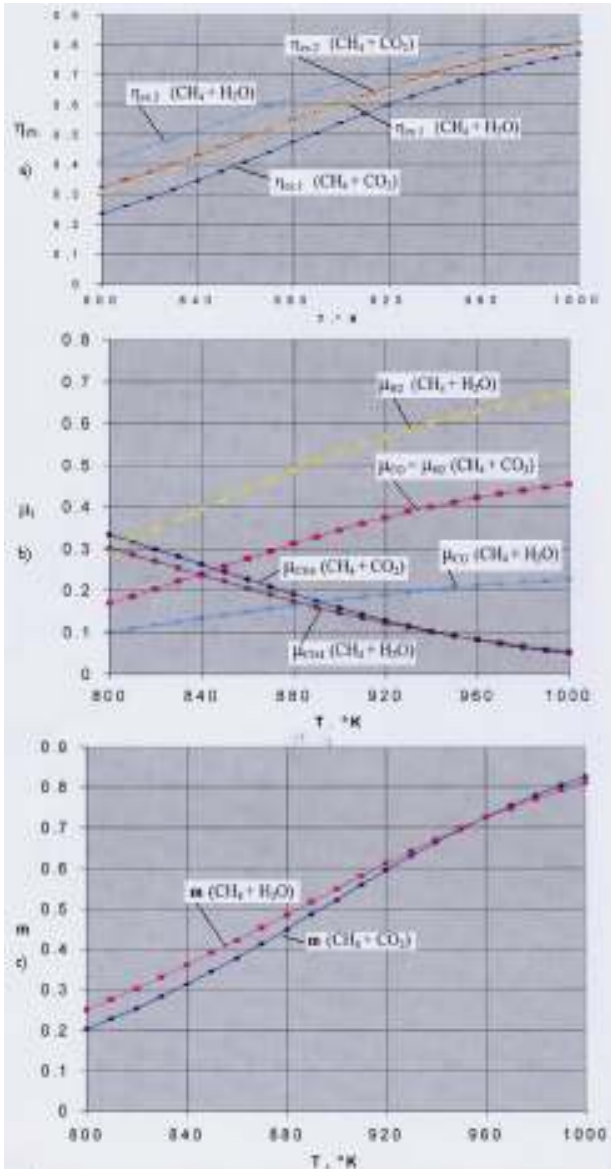


Рис.2. Влияние температуры T_i на показатели газодизеля с термохимическим реактором: а – эксергетический КПД; б – молярные доли конечных продуктов; с – молярные доли прореагировавшего вещества в реакции

Термозффект двух реакций по силовой установке

На рис.3 показана энергетическая схема газодизеля с термохимическим реактором, поршневой двигатель которого имеет диаметр цилиндра $D = 0,26$ м, ход поршня $S = 0,27$ м, тактность $i = 4$, частоту вращения коленчатого вала $n = 1000$ мин⁻¹, число цилиндров $z = 16$, степень сжатия $\varepsilon = 11$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$.

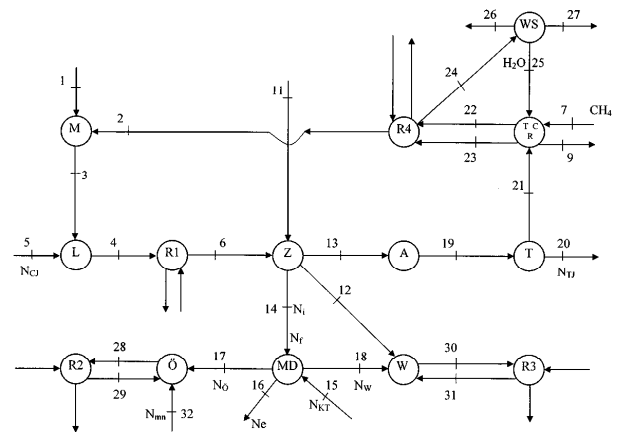


Рис.3. Энергетическая схема газодизеля с термохимическим реактором:

А – выхлопной коллектор; L – компрессор системы турбонаддува; M – смеситель; MD – условный узел – механизмы двигателя; O – условный узел системы смазки, в котором за счет диссипации части энергии механических потерь повышается температура масла; R1 – охладитель топливовоздушной смеси; R2 – охладитель масла системы смазки; R3 – охладитель системы охлаждения ДВС; R4 – теплообменник для продуктов сгорания горючего газа; T – газовая турбина; TCR – термохимический реактор; W – условный узел системы охлаждения, в котором за счет теплообмена и диссипации части энергии механических потерь повышается температура охлаждающей жидкости; Z – цилиндры ДВС

В табл.3 (вариант А) приведены значения параметров рабочего тела в характерных точках схемы (p – давление, T – температура, M – количество рабочего тела, H_i – энтальпия, E_{ip} – физическая эксергия, E_{ic} – химическая эксергия).

Рассмотрим рис.3 и табл.3 одновременно. Атмосферный воздух (поток 1) поступает в смеситель

М, куда одновременно подается горючий газ (поток 2) после его охлаждения до температуры $T_2 = 303$ К. Горючий газ поступает из TCR.

Далее топливовоздушная смесь сжимается в компрессоре L до давления $p_4 = 335500$ Па, а после ее охлаждения в радиаторной секции $R1$ до температуры $T_6 = 353$ К смесь поступает в цилиндр Z .

В цилиндр также подается запальная порция дизельного топлива (поток 11). Топливоздушная смесь воспламеняется, идет экзотермическая реакция сгорания и превращения теплоты топлива в работу газов ($N_\phi = N_i + N_f$, где N_i – индикаторная мощность, N_f – мощность насосных ходов).

Таблица 3. Параметры потоков

№№ ПОТОКОВ	p , Па	T , К	M , $\frac{\text{кмоль}}{\text{с}}$	кВт		
				H_i	E_{ip}	E_{ic}
Вариант А						
1	101325	293	0,15377	1275,4	0,0	215,2
2	101325	303	0,04163	363,5	0,2971	11040,2
3	101325	295,2	0,1954	1638,9	0,039	11255,3
4	335500	434,5	0,1954	2443,0	720,8	11255,3
6	333500	353	0,1954	1970,0	598,1	11255,3
7	101325	293	0,011477	94,2	0,0	9600,6
19	400200	1368	0,17746	8228,4	4541,4	406,0
21	104000	1079	0,17746	6231,9	2439,9	406,0
22	101325	494	0,17746	2700,8	270,1	406,0
23	101325	1000,0	0,04163	1315,7	482,4	11040,2
25	101325	303,0	0,011477	262,3	0,144	~0
26	101325	303,0	0,14159	1271,8	0,438	87,3
27	101325	303,0	0,02444	558,4	0,307	~0
Вариант В						
1	101325	293	0,18183	1508,1	0,0	254,4
2	101325	293	0,013572	111,34	0,0	11353,95
3	101325	293	0,1954	1619,4	0,0	11608,4
4	335500	429,2	0,1954	2416,0	713,1	11608,4
6	333500	353	0,1954	1967,0	598,9	11608,4
19	400200	1225,4	0,19616	7853,2	4077,8	464,5
21	104000	942,2	0,19616	5891,0	2004,7	464,5

Отработавшие в цилиндре газы поступают в выхлопной коллектор А, в котором поддерживается постоянное давление $p_A = p_{19} = 400200$ Па и устанавливается температура $T_A = T_{19} = 1386$ К. Затем, при производстве работы в турбине Т, температура газов снижается до $T_{21} = 1079$ К. Этой температуры достаточно для нормальной работы TCR.

В TCR поступают газ после турбины (поток 21), а также метан CH_4 (поток 7) и вода H_2O (поток 25). Из TCR выходят образующийся в нем горючий газ (поток 23) с температурой $T_{23} = 1000$ К и охлажденные до температуры $T_{22} = 494$ К продукты сгорания

(поток 22). Потоки 22 и 23 направляются в радиаторную секцию R4 для их охлаждения

Как отмечалось выше, поток 2 направляется в М. При охлаждении потока продуктов сгорания (поток 24) выпадает водный конденсат, часть которого после водного сепаратора WS направляется в TCR (поток 25), а часть – выбрасывается в окружающую среду (поток 27). В окружающую среду выбрасываются и сухие продукты сгорания (поток 26).

Полезная (эффективная) работа в этом случае равна

$$N_e = N_{eD} + N_{KT}, \quad (18)$$

где $N_{eD} = N_i + N_f - N_r$ – эффективная мощность поршневого двигателя (N_r – механические потери поршневого двигателя);

$N_{кт} = N_{ты} - N_{cy} - N_{mm}$ – добавка к эффективной мощности от силовой турбины ($N_{ты}$ – мощность турбины, N_{cy} – мощность компрессора, N_{mm} – механические потери в турбоагрегате).

Энтальпия масла сначала в узле $\ddot{O}$ повышается за счет части механических потерь поршневого двигателя $N_{\ddot{O}}$ (поток 17) и (поток 32), а затем понижается при охлаждении масла в радиаторной секции R_2 ($Q_{\ddot{O}} = H_{28} - H_{29} = Q_{22}$).

Энтальпия охлаждающей жидкости ДВС в узле W повышается за счет части потерь мощности на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя N_w (поток 18) и потерь теплоты от газов в стенку Q_{wz} (поток 12). Энтальпия воды затем понижается при ее охлаждении в радиаторной секции R_3 ($Q_w = N_w + Q_{wz} = Q_{R3}$).

Для сравнения по эффективности взят тот же турбокомпаундный газодизель, но без TCR. Параметры рабочего тела в потоках этого газодизеля приведены также в табл.3: вариант В.

В табл.4 приведены значения статей тепловых балансов в обеих силовых установках (А и В).

При этом в газодизелях имеются две исходные теплоты топлива. Первая из них та, которая подводится к рабочему телу в цилиндре (формирующаяся в варианте А после TCR). В варианте А она равна

$$Q_{1z} = Q_{\varphi z} + Q_{z\ddot{u}} = M_B \Delta h_{uB} + G_{z\ddot{u}} \Delta h_{uF}, \quad (19)$$

где M_B – количество горючего газа перед цилиндром, связано с количеством метана M_{CH_4} , подаваемого в TCR, соотношением

$$M_B = M_{CH_4} \frac{m_{CH_4} + m_{H_2O}}{\sum \mu_i m_i}. \quad (20)$$

В уравнениях (19) и (20) Δh_{uB} – низшая теплота сгорания M_B , Δh_{uF} – низшая теплота запального жидкого топлива $G_{z\ddot{u}}$; m_{CH_4} и m_{H_2O} – мольные массы CH_4

и H_2O , $\sum \mu_i m_i$ – средняя мольная масса M_B .

Таблица 4. Тепловые балансы по цилиндру и силовой установке

А			В		
Q_{1z} , кВт	$Q_{\varphi z}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт	Q_{1z} , кВт	$Q_{\varphi z}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт
12102,4	11134,2	968,2	11829,7	10882,8	946,9
4741,7	N_i , кВт		4901,6	N_i , кВт	
-245,9	N_f , кВт		-245,9	N_f , кВт	
1331,3	Q_{wz} , кВт		1301,26	Q_{wz} , кВт	
6244,3	Q_{fz} , кВт		5572,74	Q_{fz} , кВт	
Q_{1A} , кВт	$Q_{\varphi A}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт	Q_{1A} , кВт	$Q_{\varphi A}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт
10176,5	9208,3	968,2	11829,7	10882,8	946,9
5273,6	N_e , кВт		5378,0	N_e , кВт	
446,7	Q_f , кВт		425769	Q_f , кВт	
472,9	Q_{R1} , кВт		449,2	Q_{R1} , кВт	
248,9	Q_{R2} , кВт		264,8	Q_{R2} , кВт	
1527,6	Q_{R3} , кВт		1479,8	Q_{R3} , кВт	
2206,8	Q_{R4} , кВт		-	-	
0,394	$\eta_i = \frac{N_i}{Q_{1z}}$		0,414	$\eta_i = \frac{N_i}{Q_{1z}}$	
0,518	$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{1A}}$		0,455	$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{1A}}$	

В варианте В первая исходная теплота топлива равна

$$Q_{1z} = Q_{\varphi z} + Q_{z\ddot{u}} = M_{CH_4} \Delta h_{uB} + G_{z\ddot{u}} \Delta h_{uF}. \quad (21)$$

Обе эти теплоты (19) и (21) обычно определяются расчетным путем по замеренным расходам топлива, но подтверждаются в эксперименте суммой статей индикаторного теплового баланса (см. табл.4)

$$Q_{z1} = N_i + N_f + Q_{wz} + Q_{fz}, \quad (22)$$

где для обоих вариантов

$$Q_{fz} = H_{19} - H_6 - H_{z\ddot{u}}.$$

В силовой установке В экспериментально подтверждается и вторая исходная теплота, которая подводится к силовой установке, величинами статей теплового баланса справа (23)

$$Q_{1A} = N_e + Q_f + Q_{R1} + Q_{R2} + Q_{R3}, \quad (23)$$

где $Q_{1A} = Q_{1z}$;

$$Q_f = H_{21} - (H_1 + H_2 + H_{z\ddot{u}}).$$

В силовой установке А $Q_{1A} \neq Q_{1z}$;

В рассматриваемом примере А принято

$$Q_{\varphi z} = Q_{\varphi A} + Q_R, \quad (24)$$

где Q_R – теплота реакции (поток 9).

При этом

$$Q_{1A} = Q_{\varphi A} + Q_{zi} = M_{CH_4} \Delta h_u + G_{zi} \Delta h_{uF} \quad (25)$$

и

$$Q_{1A} = N_e + Q_f + Q_{R1} + Q_{R2} + Q_{R3} + Q_{R4}, \quad (26)$$

где

$$Q_f = (H_{26} + H_{27}) - (H_1 + H_7 + H_{zi}).$$

При описанных условиях индикаторные КПД

почти равны

$$\eta_{iA} = \frac{N_{iA}}{Q_{1z}} = 0,394 \text{ и } \eta_{iB} = \frac{N_{iB}}{Q_{1z}} = 0,414, \quad (27)$$

а эффективные КПД отличаются

$$\eta_{eA} = \frac{N_e}{Q_{1A}} = 0,518 \text{ и } \eta_{eB} = \frac{N_e}{Q_{1A}} = 0,455, \quad (28)$$

Равенство (24) нами принять. В нем $Q_R = \text{const}$ и от температуры не зависит. Принятая величина Q_R соответствует по величине некоторой средней теплоте реакции в TCR, определяемой по теплотам образования [1] компонентов газового топлива и зависящей от температуры.

В табл.5 приведены значения статей балансов эксергии рассматриваемых силовых установок [4], [5], [6]

$$E_{ein} = \sum E_i + \sum D_i, \quad (29)$$

где E_{ein} – подведенная к силовой установке эксергия;

$\sum E_i$ и $\sum D_i$ – суммарные внешние и внутренние потери эксергии.

Если внутренние потери эксергии все же больше в варианте А, то внешние потери эксергии в варианте А меньше а 12 раз.

Внутренние потери эксергии равны

$$\sum D_i = D_c + D_F + D_L + D_T + D_W + D_{\delta} + D + D_{R1} + D_{R2} + D_{R3} + D_{R4}, \quad (30)$$

где D_c – потери эксергии в камере сгорания;

D_F – потери эксергии при газообмене в цилиндре двигателя;

D_L и D_T – при сжатии в компрессоре и расширении в турбине;

D_W и D_{R3} – в водяной системе;

D_{δ} и D_{R2} – в масляной системе;

D_{R1} – потери эксергии в воздухоохладителе;

D_{TCR} и D_{R4} – потери эксергии в системе TCR.

Таблица 5. Баланс эксергии по силовым установкам

Статьи	кВт		Статьи	% от E_{ein}	
	А	В		А	В
E_2	–	11353,9	e_2	–	91,97
E_7	9600,6	–	e_7	90,45	–
E_{zi}	1013,5	990,9	e_{zi}	9,55	8,03
E_{ein}	10614,1	12344,9	e_{ein}	100,0	100,0
$\sum E_i$	163,2	2253,3	$\sum e_i$	1,538	18,25
$\sum D_i$	5177,3	4713,5	$\sum d_i$	48,78	38,18
N_e	5273,6	5378,0	η_{ex}	49,7	43,6
E_{21}	–	2215,2	e_{21}	–	17,94
E_{26}	87,74	–	e_{26}	0,83	–
E_{27}	0,31	–	e_{27}	~0	–
$\sum E_{RY}$	75,46	38,1	$\sum e_{RY}$	0,71	0,3
D_c	1824,4	2112,0	d_c	17,19	17,11
D_F	504,2	839,2	d_F	4,75	6,8
D_L	83,3	83,5	d_L	0,78	0,68
D_T	105,0	111,0	d_T	0,99	0,9
D_W	991,9	981,5	d_W	9,35	7,95
D_{δ}	208,0	206,6	d_{δ}	1,96	1,67
D_{TCR}	248,0	–	d_{TCR}	2,34	–
D_{R1}	114,8	105,2	d_{R1}	1,08	0,85
D_{R2}	36,4	36,1	d_{R2}	0,34	0,29
D_{R3}	243,0	238,3	d_{R3}	2,29	1,93
D_{R4}	818,0	–	d_{R4}	7,7	–

Существенными являются потери D_c (хотя в вариантах А и В они практически равны). D_c – это разность между потоком эксергии топлива E_c и эксергией подведенного к рабочему телу тепла в цилиндре E_{Q1} , т.е.

$$D_c = E_c - E_{Q1}.$$

Конечно, важно подвести к камере сгорания эксергию топлива без потерь. Но определяющей здесь является E_{Q1} , которая зависит от количества подведенного тепла Q_{1z} и среднелогарифмической температуры T_m на участке подвода Q_{1z} , т.е.

$$E_{Q1} = Q_{1z} \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right).$$

Чтобы уменьшить D_c , нужно, например, увеличивать значение T_m (например, за счет повышения

степени сжатия ϵ).

Велики потери эксергии D_w , но это ведь за счет сознательного «погашения» эксергии в системе охлаждения газодизеля для увеличения его моторесурса. Применение высокотемпературного охлаждения уменьшает величину D_w .

Внешние потери эксергии в варианте В составляют более 18 % от E_{ein} (в основном – это выброс эксергии с газами после силовой турбины: 17,9 %. Именно это предопределило низкий эксергетический КПД силовой установки В

$$\eta_{ex} = N_e / E_{ein} = 0,436$$

по сравнению с силовой установкой с TCR, у которой почти 50 % подведенной эксергии превращается в эффективную работу.

Эксергетический подход однозначно выделяет газодизель с TCR, как лучший из рассматриваемых.

Заключение

1. Эндотермическая реакция в термохимических реакторах при исходных компонентах $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ начинается при температуре $T_{AR} = 415$ К, а при исходных компонентах $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ – при $T_{AR} = 515$ К. Значение температуры равновесия (конца реакции) можно назначать в диапазоне $T_i = 900 \div 1000$ К. Это позволяет в газодизелях располагать утилизационный термохимический реактор после силовой турбины, не снижая ее эффективности.

2. Установлено, что в ходе указанных выше эндотермических реакций воспринимаемая от газов физическая (тепловая) эксергия частично (на 70 – 75 %) превращается в эксергию вещества (химическую эксергию), остальная часть покрывает потери эксергии вследствие необратимости реакции. Установлены теоретические зависимости для описания этих превращений и оценки их эффективности.

3. Показана эффективность использования эксергетического метода и понятия – эксергия веществ

ва (топлива), – для оценки анализа эффективности процессов в газодизеле с термохимическим реактором. Предлагается энергетическая и эксергетическая схемы турбокомпаундного дизеля с термохимическим реактором и методика ее расчета и анализа.

4. Установлено, что в газодизеле при двух реакциях в цикле – эндотермической в термохимическом реакторе и экзотермической в цилиндре, имеются две подводимые исходные теплоты: одна – к цилиндру (при моделировании процессов в нем и определении индикаторного КПД), вторая – к силовой установке (при определении эффективного КПД силовой установки).

5. Установлено, что газодизель с термохимическим реактором полезно использует 50 % подводимой к силовой установке теплоты и эксергии топлива, в то время как газодизель без утилизационного термохимического реактора (и других систем утилизации) – только 44 – 45 %.

Список литературы:

1. Говертон М.Т. Термодинамика для инженеров. – М.: Металлургия, 1966. – 326 с.
2. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения, М.: Энергоиздат, 1988. – 285 с.
3. J. Szurgut, R. Petela Egzergia // Warszawa, WNT. – 1965. – 278 с.
4. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. – Харьков: Вища школа, из-во при Харьк. ун-те, 1980. – 120 с.
5. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Из-во «Основа» при харьк. ун-те, 1992. – 352 с.
6. A. Ambrozik, A. Marczenko, M. Poniewski, N. Szokotow. Analiza, egzgergetyczna silnikow spalinowych // Politechnika Swietokrzyskiej. – 1998. – 225 s.

УДК 629.038

В.Г. Некрасов, канд. техн. наук

СИЛОВОЙ АГРЕГАТ МИКРОАВТОМОБИЛЯ

Введение

В настоящее время в связи проблемой снижения эмиссии парниковых газов, в частности, диоксида углерода, практически все параметры автомобиля, такие, как его масса, максимальная скорость, определяющие мощность двигателя, «поглощаются» экологическими требованиями. В соответствии с этим увеличивается производство автомобилей особо малого класса. Однако двигатели для этих автомобилей многими фирмами применяются в основном устаревших моделей. Переход стран СНГ на международные стандарты требует разработки двигателя для этого класса автомобилей, удовлетворяющим международным нормативам по токсичности газов, топливной экономичности и др.

Формулирование проблемы

Решить одновременно вопрос повышения экономичности и снижения токсичности отработавших газов возможно применив метод ступенчатого сгорания с использованием парового утилизатора тепловой энергии отработавших в поршневом двигателе газов. По этому методу в поршневом двигателе используется богатая топливо-воздушная смесь при коэффициенте избытка воздуха 0,7, что исключает образование оксидов азота (NO_x) и обеспечивает восстановление случайных проскоков оксидов азота до молекулярного и нейтрального азота (N_2). Токсичные и горючие продукты неполного сгорания окись углерода (CO) и углеводороды (C_mH_n) дожигаются до нейтральных компонентов – диоксида углерода (CO_2) и водяных паров (H_2O) в камере вторичного сгорания при введении в нее дополнительного воздуха, а тепло газов используется в паровом

утилизаторе для выработки дополнительной энергии.

В результате, обеспечивается низкая токсичность отработавших газов на уровне, удовлетворяющим нормативам «Евро-4» и приближающимся к нормативам «Зего», а также высокая топливная экономичность, удельный расход топлива достигает 150...160 г/кВт·ч. Метод ступенчатого сгорания в сочетании с применением парового утилизатора в двигателях внутреннего сгорания защищен патентом РК

Но реализация такого метода на малолитражном двигателе имеет специфичные особенности. Чтобы обеспечить высокие качественные показатели такого двигателя, необходимо решить ряд проблем, среди которых повышение эффективности поршневого модуля комбинированного двигателя, конструкция парового утилизатора при малых расходах пара, увеличение динамичности автомобиля в связи с малой его мощностью, а также конструкция конденсатора пара на автомобиле малого класса с малыми габаритами. Технические приемы, направленные на решение отмеченных проблем, рассмотрены в настоящей статье.

Решение проблемы

Повышение эффективности поршневого модуля комбинированного двигателя

Среди комплекса технических решений отметим некоторые из них. Повышение относительного и механического КПД поршневого двигателя (снижение потерь энергии на трение в ЦПГ и за счет охлаждения цилиндра) обеспечивается применением «сухого» цилиндра, в котором поршень уплотнен при помощи колец из твердого антифрикционного материала – меднографита. Гильза цилиндра выполняется

из жаростойкого сплава – хромомарганцевой или хромоникельвольфрамовой легированной стали, которые имеют коэффициент теплопроводности в три раза меньше, чем сталь или чугун, используемый для выполнения гильз цилиндров. Конструкция цилиндро-поршневой группы такого типа защищена патентом РК.

Следующее техническое решение касается механизма преобразования движения. Обычный кривошипно-шатунный механизм создает боковые силы на поршень, что влечет за собой большие потери на трение в ЦПГ. Крейцкопфные механизмы, обеспечивающие линейное движение штока поршня исключают эти потери. Известные механизмы такого типа, как крейцкопф, вынесенный за пределы цилиндра, либо механизм Баландина не применяются в двигателях, так как либо увеличивают габариты двигателей (традиционный крейцкопфный механизм), либо усложняют двигатель, как это имеет место в механизме Баландина, требующем иметь несколько валов, окружная скорость в подшипнике шатуна увеличивается вдвое, возникает опасность ударов при наложении проекции шатуна на проекцию кривошипа ввиду допустимой в машиностроении разбежки размеров этих деталей.

Анализ механизмов преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное показал, что такие недостатки отсутствуют у механизма со сдвоенным крейцкопфом – продольного и поперечного движения. В отличие от обычного КШМ, имеющего одну скользящую пару (гильза цилиндра и поршень) и две вращающиеся (нижней и верхней головки шатуна) у механизма со сдвоенным крейцкопфом имеется две скользящие пары (продольного и поперечного движения) и одна вращающаяся – подшипник кривошипа. Все кинематические пары вынесены в масляный картер, площади сопряжения их могут задаваться при конструировании, обеспечивая малые удельные нагрузки. Единственный вра-

щающийся подшипник полностью имитирует нижний подшипник шатуна или кривошипа. Коленчатый вал двигателя в таком случае обычного типа, а в подшипнике кривошипа используются стандартные детали (вкладыши). Поршень с механизмом преобразования движения связан линейно движущимся штоком, что позволяет иметь цилиндр двойного действия, в частности, в нашем случае подпоршневое пространство используется в качестве компрессора для подачи дополнительного воздуха в камеру вторичного сгорания. Горячий цилиндр отделен от масляного картера, масло в картере не попадает на горячие поверхности, следовательно, длительное время не разлагается, не загрязняется продуктами сгорания, исключается угар масла. Несколько увеличенная масса поступательно движущихся деталей по сравнению с КШМ снижает ударные нагрузки при процессе сгорания топлива и создает дополнительную вращательную силу в конце такта расширения, когда давление газов снижается. Возможные возрастания нагрузок в момент прохождения мертвых точек нейтрализуются выполнением двух оппозитных цилиндров, работающих, естественно, в разных фазах. Конструкция механизма преобразования движения показана на рисунке 1.

Конструкция парокинетического аккумулятора энергии

Следующей задачей в разработке силового агрегата для автомобиля малого класса было конструирование парового утилизатора. Малые расходы пара накладывают свои особенности на конструкцию парового утилизатора. При этом учитывалась также и то, что при малой мощности двигателя автомобиль обладает низкой динамичностью, что является отрицательным свойством [1]. Рассмотрение возможных вариантов конструкции парового утилизатора показало, что его целесообразно комбинировать с аккумулятором кинетической энергии, в качестве которого

используется маховик специальной конструкции. Расчеты показали, что маховик с ободом диаметром 540 мм, навитый из тонкого троса и массой 8 кг при частоте вращения 20 000 - 24 000 мин⁻¹ обладает

запасом энергии 0,2 кВт·ч [3], что позволяет при начале движения и разгоне автомобиля иметь на колесах дополнительную мощность 10 кВт в течение 30 сек.

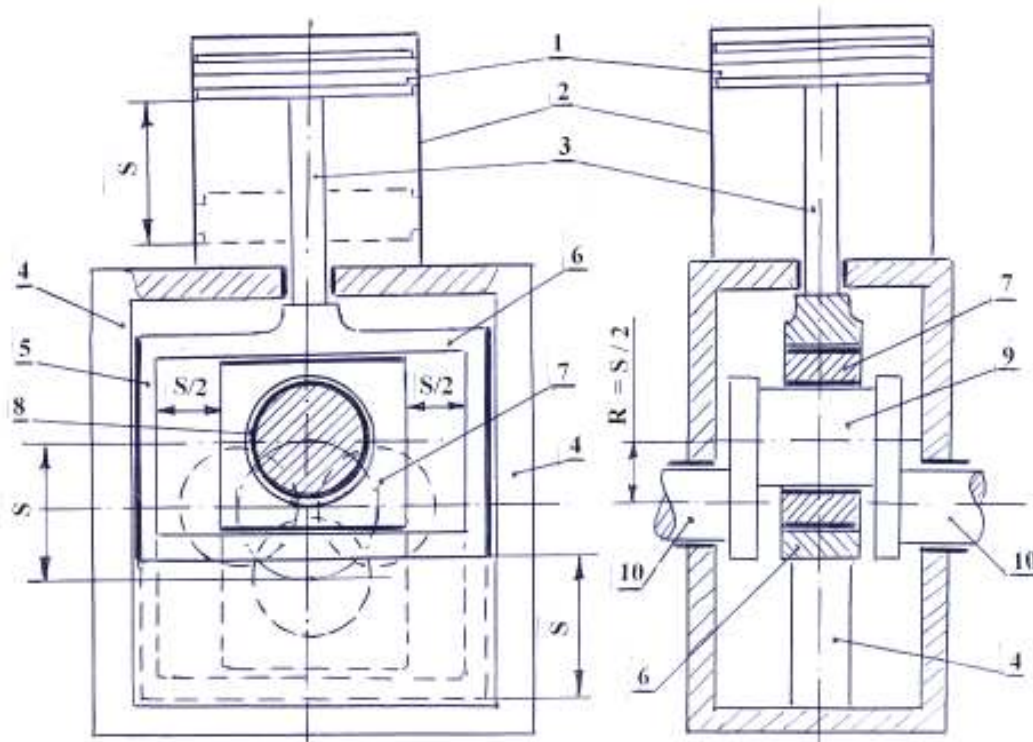


Рис. 1. Схема механизма преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала со сдвоенным кривокопфом:

1 – поршень; 2 – гильза цилиндра; 3 – шток поршня; 4 – направляющие продольного кривокопфа; 5 – ползун продольного кривокопфа; 6 – направляющие поперечного кривокопфа; 7 – ползун поперечного кривокопфа; 8 – подшипник кривошипа; 9 – боковая шейка коленчатого вала; 10 – центральные шейки коленчатого вала (в коренных подшипниках). S – ход поршня; R – радиус кривошипа.

С супермаховиком как аккумулятором кинетической энергии комбинируется рабочее колесо паровой турбины. В качестве турбины принят аксиальный тип колеса диаметром 115 мм. Окружная скорость колеса турбины 127 м/сек. Для обеспечения высокой эффективности паровой турбины абсолютная скорость истечения пара из сопла должна составлять 254 м/сек. Это дозвуковая скорость и для этого требуется применить сужающееся сопло. Расчеты показывают, что для обеспечения расчетной скорости истечения пара из сопла при заданных параметрах пара оно должно иметь диаметр горловины 0,7мм. Конструктивно такое сопло выполнить возможно, но любое

отклонение в режиме работы двигателя приводит к изменению параметров истечения и падению эффективности паровой турбины. Для поддержания работы турбины парокинетического аккумулятора при высокой эффективности на всех режимах работы двигателя разработана схема импульсного режима работы паровой турбины. В теплообменнике – парогенераторе в его выходной части выполняется емкость определенного объема, которая также как и трубчатые поверхности нагрева обогревается газами. Перед турбиной устанавливается клапан, который управляется автоматически по показаниям датчиков параметров пара. При отклонении давления пара от номи-

нального для работы турбины, что возможно при пониженной нагрузке двигателя, клапан закрыт, а, поскольку водяной насос продолжает работать и газы обогревают трубчатые поверхности нагрева, давление пара и его температура возрастают. При достижении расчетных параметров система управления клапаном открывает его и пар при расчетных параметрах поступает на лопатки турбины. При снижении параметров пара до определенного нижнего уровня допустимого диапазона изменения, клапан вновь закрывается и происходит накопление очередной порции пара. Таким образом, паровая турбина работает в импульсном режиме, но при каждом рабочем импульсе работа происходит в расчетном диапазоне изменения параметров, что обеспечивает высокую эффективность

работы паровой турбины. В отличие от этого, супермаховик аккумулятора кинетической энергии работает постоянно, получая импульсы от турбины и накапливая кинетическую энергию, которую через гидравлическую систему отвода энергии передает на вал двигателя или непосредственно в трансмиссию автомобиля. Конструкция гидравлической трансмиссии, хотя возможна передача мощности от маховика и на механическую передачу.

Сочетание турбины с супермаховиком оценена как оптимальный вариант разработчиком супермаховиков Дж. Джентой из Туринского университета в Италии [2]. Конструкция парокинетического аккумулятора энергии показана на рисунке 2.

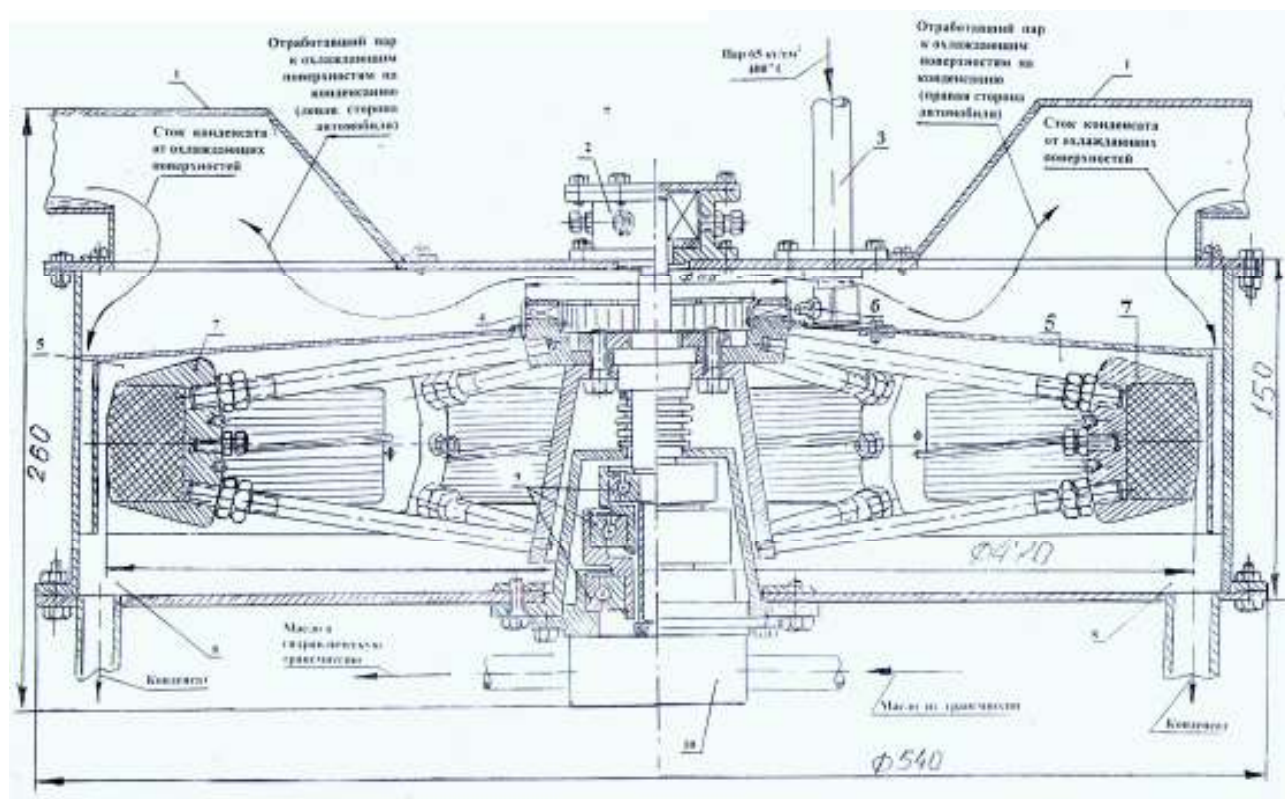


Рис. 2. Аккумулятор кинетической энергии на основе маховика с приводом от паровой турбины: 1 – коробы отвода пара к охлаждающим поверхностям конденсатора; 2 – верхний подшипник с меднографитовыми антифрикционными элементами, работающий в среде пара; 3 – паропровод от теплообменника – парогенератора; 4 – рабочее колесо паровой турбины радиального типа; 5 – камера турбины и маховика; 6 – паровое сопло турбины; 7 – маховик ободного типа с навитьм ободом (навивка – стальной трос диаметром 3 мм); 8 – камера сбора конденсата; 9 – нижний подшипник маховика комбинированного каскадного типа; 10 – масляный насос шестеренного типа для выдачи мощности от маховика в гидравлическую трансмиссию.

Конденсатор пара парового утилизатора

Размещение охлаждающих поверхностей для

конденсации пара представляет определенную сложность[4]. Это связано с низким коэффициентом теплоотдачи с воздушной стороны. Но применение парового утилизатора снижает остроту этого вопроса. В конденсатор поступает только около 50 % тепловой энергии, полученной от сгорания топлива. При этом следует учесть, что абсолютная величина мощности оптимизированного двигателя небольшая. Расчеты показывают, что в таком случае для конденсации пара применима охлаждающая поверхность примерно равная 1,5...2 поверхностям радиаторов автомобилей типа ВАЗ. По исполнению конденсатор также близок к конструкции радиатора обычного автомобиля. Исходя из этого, автор проработал вариант размещения конденсатора на крыше салона автомобиля с использованием для конденсации пара также подводящих коробов. Схема размещения конденсатора на автомобиле типа «Ока» показана на рисунке 3.

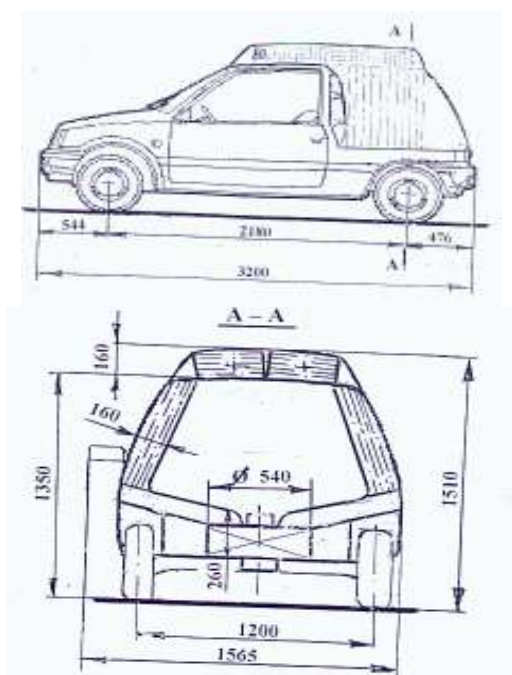


Рис.3. Схема размещения на автомобиле малого класса парокинетического аккумулятора энергии и охлаждающих поверхностей конденсатора пара

Заключение

Приведенные данные показывают, что метод ступенчатого сгорания в сочетании с паровой утилизацией является основой для решения комплексной проблемы повышения эффективности автомобиля и снижения токсичности отработавших газов. При этом имеются технические решения для выполнения узла парового утилизатора, скомбинированного с аккумулятором кинетической энергии, позволяющего эффективно использовать как паровую турбину, так и повысить динамичность автомобиля. Паровая турбина и супермаховик как аккумулятор кинетической энергии сочетаются как высокооборотные механизмы. Есть технические решения по выполнению конденсатора отработавшего пара на автомобиле особо малого класса. Имеются также возможности повышения эффективности поршневой части двигателя. Но при этом новый подход к конструированию силового агрегата влияет и на другие системы автомобиля, как на трансмиссию, кузов.

Список литературы:

1. Кондрашюк А. С. Филькин Н. М., Мезрин В. Г., Сальников В. Ю. Легковой автомобиль с гибридной установкой. Результаты эксперимента // Автомобильная промышленность, 2001, № 11, с. 9-10.
2. Джента Дж. Накопители кинетической энергии. М. Мир, 1988, 428 с.
3. Гулия Н. В. Маховичные двигатели. М. Машиностроение, 1976, 172 с.
4. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. М. Машиностроение, 1987, 320 с.

УДК 621.43.01

Н. И. Мищенко, д-р техн наук, В. Г. Заренбин, д-р техн наук, А. В. Химченко, канд. техн наук, С. Н. Крамарь, канд. техн наук, Т. Н. Колесникова, инж.

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕСШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ, ОСНОВАННАЯ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕОРИИ МАЛЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

Введение

Бесшатунный двигатель с кривошипно-кулисным механизмом (ККМ) достаточно подробно описан в работе [1]. Конструктивная схема и краткое описание этого двигателя представлены в работе [2]. По сравнению с обычным поршневым ДВС бесшатунный двигатель имеет более сложную конструкцию силового механизма – ККМ. Поэтому при наличии ошибок изготовления и сборки элементов двигателя конструктивные параметры ККМ нужно разрабатывать так, чтобы свести к минимуму неблагоприятные эффекты, обусловленные угловыми колебаниями кулисы и связанными с ними боковыми перемещениями поршня. Кроме того, специфические особенности конструкции ККМ накладываются на величины размеров элементов двигателя и на их предельные отклонения (допуски и посадки).

В работе [2] рассмотрены погрешности изготовления и сборки элементов двигателя с ККМ и приводятся формулы для определения их влияния на ошибки положения кулисы и поршня. Цель данной статьи связана с рассмотрением методики расчета кинематической точности, которая позволяет определить на стадии проектирования и изготовления оптимальные конструктивные параметры бесшатунного двигателя. При оптимальных размерах параметров обеспечивается требуемая работоспособность двигателя при различных условиях работы.

Схема двигателя, использованная в качестве исходной, представляет собой двухвальный двигатель с жестким креплением штока к кулисе.

Постановка проблемы

Оптимизацию параметров проектируемого бесшатунного двигателя можно определить прямым расчетом по известным методам. Однако в данном случае, когда рассматривается довольно большое количество параметров, имеющих сравнительно небольшие изменения, расчет наиболее выгодно проводить по математической модели, основанной на использовании теории малых отклонений. Эта модель успешно применяется в теоретических и расчетных исследованиях рабочих процессов ДВС [3, 4], в теории регулирования, в теории колебаний и ряде других областей.

В данной работе применительно к бесшатунному поршневому двигателю с ККМ предлагается методика расчета кинематической точности двигателя на основе теории малых отклонений, позволяющая по известным независимым переменным, характеризующим погрешности изготовления и сборки деталей и узлов оценить: а) ожидаемые угловые колебания кулисы; б) ожидаемое радиальное перемещение поршня в пределах тепловых зазоров. Решение задачи в указанной линейной постановке позволяет получить более удобные для практических расчетов соотношения и более наглядную картину связи ошибок положения кулисы и поршня с погрешностями элементов двигателя. Это дает возможность при относительно небольших затратах определить рациональные величины допусков и посадок и выбрать наиболее оптимальную конструктивную схему двигателя.

Решение проблемы.

Уравнения в малых отклонениях и структурные схемы взаимосвязей параметров

В приведенных ниже уравнениях в качестве независимых переменных были приняты относительные приращения (погрешности), рассмотренные в работе [2]. Из-за ограничения объема статьи уравнения в малых отклонениях и схемы взаимосвязей ошибок, создающих угловые колебания кулисы и радиальное перемещение поршня, представлены только для приведенных погрешностей.

В приведенных ниже уравнениях погрешности элементов двигателя, а также их символы и индексы сохранены такими же, как и в [2]. Параметры с индексом "0" относятся к базовому кривошип и являются постоянными.

Вычислив частные производные функции, заданной формулой (5) в работе [2], можно получить уравнение в малых отклонениях для углового перемещения кулисы

$$\delta\psi = K_{E\psi} \delta E + K_{R\psi} \delta R - K_{\varphi\psi} \delta\varphi, \quad (1)$$

где буквой δ обозначены относительные изменения параметров ψ , E , R и φ – соответственно углового перемещения кулисы, положения ползунов в вертикальной плоскости, радиуса кривошипа и угла поворота кривошипа, к которому относятся погрешности. Входящие в это выражение коэффициенты непосредственного влияния параметров E , R и φ на угловое перемещение кулисы ψ вычислены при начальных значениях этих параметров $A = A_0$, $E = E_0$ и $\varphi = \varphi_0$ и имеют вид

$$\left. \begin{aligned} K_{E\psi} &= \frac{E_0}{A_0 - 2R_0 \sin \varphi_0}; \\ K_{R\psi} &= \frac{R_0 \cos \varphi_0}{A_0 - 2R_0 \sin \varphi_0}; \\ K_{\varphi\psi} &= \frac{R_0 \sin \varphi_0}{A_0 - 2R_0 \sin \varphi_0}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В уравнение (1) не вошло слагаемое, содержащее параметр A . Это указывает на то, что погрешность

ΔA межцентрового расстояния валов сама по себе не вызывает углового смещения кулисы.

На рис. 1 приведена схема взаимосвязей параметров, построенная по уравнению (1).

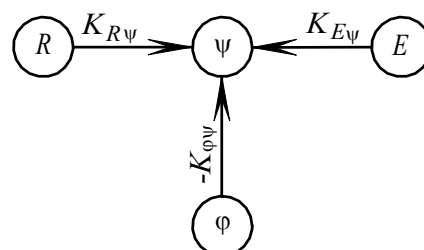


Рис. 1. Структурная схема связей между параметрами бесшатунного двигателя

Из уравнений (1) и (2) следует, что угловое перемещение кулисы зависит не только от величины переменных параметров E , R и φ и их приращений, но так же есть функция угла поворота кривошипа.

На рис. 2 показаны относительные угловые перемещения кулисы при разнообразном сочетании погрешностей ΔE , ΔR и $\Delta\varphi$ в бесшатунном двигателе.

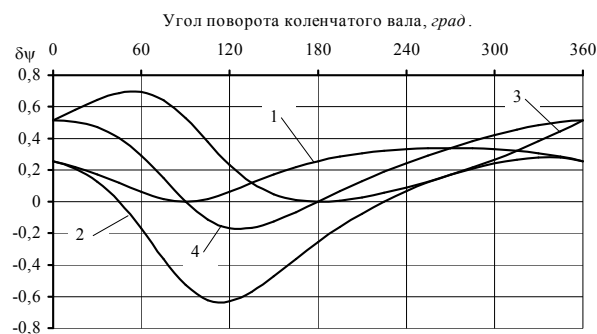


Рис. 2. Зависимости относительного углового перемещения кулисы $\delta\psi$ от угла поворота базового кривошипа φ_0 при различных сочетаниях относительных погрешностей:

$$1 - \delta_E = \delta_R = \delta_\varphi = 1; 2 - \delta_\varphi = 0, \delta_E = \delta_R = 1; 3 - \delta_E = 0, \delta_R = \delta_\varphi = 1; 4 - \delta_R = 0, \delta_E = \delta_\varphi = 1$$

Дифференцируя уравнение (1) в работе [2], приведем данное уравнение к уравнению в малых отклонениях для приращения радиуса кривошипа:

$$\begin{aligned} \delta(\Delta R) &= K_{\Delta R_c} \delta(\Delta R_c) + K_{\Delta \Pi_{ш}} \delta(\Delta \Pi_{ш}) + \\ &+ K_{\Delta B_n} \delta(\Delta B_n) + K_{\Delta \Pi_{ш_n}} \delta(\Delta \Pi_{ш_n}) + \\ &+ K_{\Delta K_n} \delta(\Delta K_n) + K_{\Delta \Pi_k} \delta(\Delta \Pi_k). \end{aligned} \quad (3)$$

Коэффициенты влияния в этом уравнении:

$$\left. \begin{aligned} K_{\Delta R_c} &= \frac{\Delta R_c^2}{R_0 \Delta R}; & K_{\Delta \Pi_{ш}} &= \frac{\Delta \Pi_{ш}^2}{R_0 \Delta R}; \\ K_{\Delta B_n} &= \frac{\Delta B_n^2}{R_0 \Delta R}; & K_{\Delta \Pi_k} &= \frac{\Delta \Pi_k^2}{R_0 \Delta R}; \\ K_{\Delta K_n} &= \frac{\Delta K_n^2}{R_0 \Delta R}; & K_{\Delta \Pi_k} &= \frac{\Delta \Pi_k^2}{R_0 \Delta R}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Структурная схема, составленная на основании уравнения (3), показана на рис. 3.

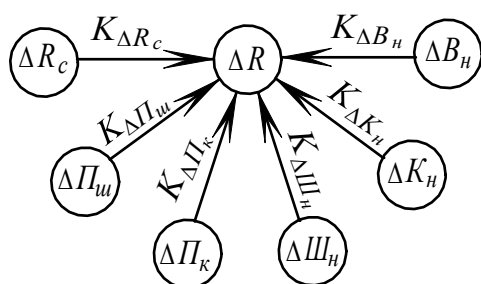


Рис. 3. Элементарная схема взаимосвязей между погрешностями, создающими ошибку радиуса кривошипа

Если продифференцировать уравнение (2) в работе [2] и перейти к относительным приращениям, то можно получить уравнение в малых отклонениях для углового рассогласования коленчатых валов $\Delta\varphi$:

$$\begin{aligned} \delta(\Delta\varphi) &= K_{\Delta\varphi_y} \delta(\Delta\varphi_y) + K_{\Delta\varphi_{нн}} \delta(\Delta\varphi_{нн}) + \\ &+ K_{\Delta\varphi_{нб}} \delta(\Delta\varphi_{нб}) + K_{\Delta\varphi_e} \delta(\Delta\varphi_e) + \\ &+ K_{\Delta\varphi_{ос}} \delta(\Delta\varphi_{ос}) + K_{\Delta\varphi_B} \delta(\Delta\varphi_B) + \\ &+ K_{\Delta\varphi_{ш}} \delta(\Delta\varphi_{ш}) + K_{\Delta\varphi_k} \delta(\Delta\varphi_k). \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь коэффициенты влияния угловых погрешностей на $\Delta\varphi$ имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} K_{\Delta\varphi_y} &= \frac{\Delta\varphi_y^2}{\Delta\varphi}; & K_{\Delta\varphi_{нн}} &= \frac{\Delta\varphi_{нн}^2}{\Delta\varphi}; \\ K_{\Delta\varphi_{нб}} &= \frac{\Delta\varphi_{нб}^2}{\Delta\varphi}; & K_{\Delta\varphi_e} &= \frac{\Delta\varphi_e^2}{\Delta\varphi}; \\ K_{\Delta\varphi_{ос}} &= \frac{\Delta\varphi_{ос}^2}{\Delta\varphi}; & K_{\Delta\varphi_B} &= \frac{\Delta\varphi_B^2}{\Delta\varphi}; \\ K_{\Delta\varphi_{ш}} &= \frac{\Delta\varphi_{ш}^2}{\Delta\varphi}; & K_{\Delta\varphi_k} &= \frac{\Delta\varphi_k^2}{\Delta\varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

На рис. 4 изображена структурная схема для уравнения (5).

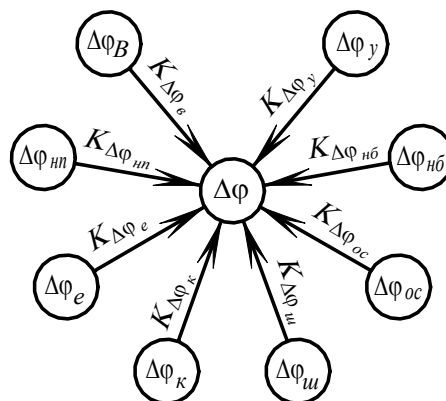


Рис. 4. Элементарная схема взаимосвязей неточностей, создающих ошибку углового положения коленчатых валов

Приведем уравнение (3) в [2] к виду в малых отклонениях для ошибки положения ползунов в вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned} \delta(\Delta E) &= K_{\Delta E_E} \delta(\Delta E_E) + K_{\Delta E_x} \delta(\Delta E_x) + \\ &+ K_{\Delta H_x} \delta(\Delta H_x), \end{aligned} \quad (7)$$

где коэффициенты влияния

$$\left. \begin{aligned} K_{\Delta E_E} &= \frac{\Delta E_E^2}{E_0 \Delta E}; \\ K_{\Delta E_x} &= \frac{\Delta E_x^2}{E_0 \Delta E}; \\ K_{\Delta H_x} &= \frac{\Delta H_x^2}{E_0 \Delta E}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Структурная схема уравнения (7) представлена на рис. 5.

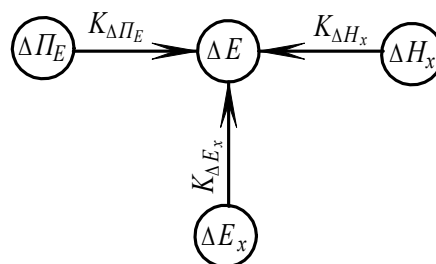


Рис. 5. Элементарная структурная схема связи параметров ΔE , $\Delta \Pi_E$, ΔE_x и ΔH_x

Используя элементарные структурные схемы для отдельных уравнений в малых отклонениях, можно построить сетевую структурную схему взаи-

мосьезей переменных факторов с углом поворота коленчатых валов.

Для бесшатунного двигателя были получены уравнения в малых отклонениях для 29-ти независимых переменных, отражающих погрешности изготовления и сборки, а также тепловой режим двигателя. После этого получено общее уравнение в малых отклонениях для угла ψ и построена развернутая структурная схема связи углового перемещения кулисы с погрешностями. Полные коэффициенты влияния, определены с помощью развернутой структурной схемы.

Изложенная методика позволяет получить линейные уравнения и выбрать на стадии проектирования оптимальную конструкцию двигателя, а также рациональные допуски и посадки.

В качестве примера отметим, что оптимальная точность (допуски и посадки), при которой получается сравнительно невысокая стоимость изготовления двигателя, может соответствовать 7-й степени точности. При этом в конструкции двигателя, изготовленного по такой степени точности, должно быть шарнирное соединение штока с кулисой на расстоянии от оси ползунов, равном 0...16 мм.

Заключение

Описана методика определения оптимальных параметров бесшатунного двигателя на основе метода малых отклонений. Методика обеспечивает одновременно выбор рациональных допусков на изготовление и сборку деталей и определение оптимальной конструкции двигателя.

Список литературы:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: «Лебедь», 1998. – 228 с. 2. Погрешности элементов бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом / Н. И. Мищенко, В. Г. Заренбин, Т. Н. Колесникова, В. Л. Супрун Погрешности элементов бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 86-89. 3. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. – 378 с. 4. Кнауб Л.В., Барсуков С.И. Теорія уприскування палива у малих відхиленнях // Eksploatacja silnikow spalinyowych. – Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej. – 2002. – Zeszyt № 5. – P. 35–49.

УДК 621.436

Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мяжков, канд. техн. наук, А.В. Кареньков, асп.

ВЛИЯНИЕ МАСЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЕЙ ДВС

Введение

Постоянное увеличение форсирования двигателей внутреннего сгорания требует снижения температурных нагрузок на поршень. Одним из эффективных способов снижения является струйное охлаждение,

которое осуществляется подачей охлаждающего масла из форсунки, установленной в корпусе двигателя, на внутреннюю поверхность поршня. Его распространение обусловлено простотой организации, а

также применимостью для поршней обычной конструкции.

Формулирование проблемы

В настоящее время основным методом анализа тепловой и механической напряженности деталей двигателей является метод конечных элементов (МКЭ). Его повсеместное применение обеспечивается наличием универсальных пакетов прикладных программ. Проведенный анализ методик [1-8] расчета параметров теплообмена при струйном охлаждении показал их ограниченные возможности, несоответствующие для анализа МКЭ.

Решение проблемы

Расчет параметров плёнки с учётом движения поршня

В представленной работе проводится исследование теплообмена на внутренних поверхностях поршня, принудительно охлаждаемых маслом. Целью исследования является изучение механического и теплового взаимодействия потока масла с возвратно-поступательно движущейся внутренней поверхностью поршня.

Рассмотрено течение плёнки масла по внутренней поверхности поршня между бобышками, подаваемого из форсунки, установленной в корпусе двигателя. Принимается формулировка струйного (одномерного) течения в слое вязкой жидкости. Расчетная схема одномерного течения плёнки масла приведена на рис. 1.

В пленке на ускоренно перемещающейся поверхности поле скоростей представляется суммой некоторого начального течения, задаваемого соплом, и периодических знакопеременных течений, задаваемых переносной скоростью. Отрывы пленки возможны при больших положительных (направленных к ВМТ) ускорениях поршня. Их можно исключить увеличением расхода или начальной скорости масла через сопло.

Принимаем, что по поверхности поршня $n = 0$ распространяется пленка вязкой жидкости. Поверхность поршня $n = 0$ совершает ускоренное возвратно-поступательное движение с ускорением $j = dU/dt$.

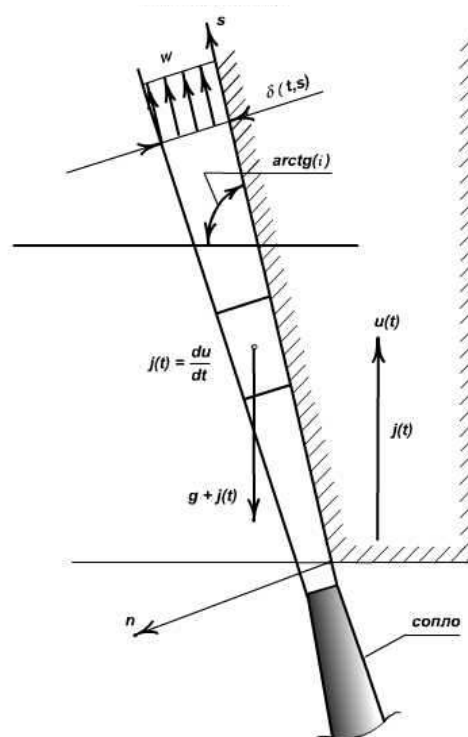


Рис.1 Расчетная схема одномерного течения плёнки масла

Решение гидродинамической части задачи проводится не по традиционной схеме вязкого течения в пограничном слое пленки, а в гидравлической постановке. Эта постановка не дает полей скорости и температуры, но отвечает на вопрос в принципе – возможно ли течение в данном поле переносной скорости.

При расчете теплообмена используется расходная характеристика сопла

Система уравнений движения и имеет вид

$$\frac{Dw}{Dt} = -i \cdot g + i \cdot j - v \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \quad (1)$$

Здесь:

$$\frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial s} - \text{субстанциальная производная}$$

скорости в относительном движении,

w – средняя скорость жидкости в пленке в от-
носительном движении,

$i = \cos(\angle(s, z))$, s – продольная координата, $s \perp n$, x

– горизонтальная координата

$v \frac{\partial^2 w}{\partial s^2}$ – составляющая трения

$\delta = \delta(t, s)$ – толщина пленки,

$q = w \cdot \delta$ – расход жидкости в относительном
движении.

За положительное ускорение принято направ-
ление от НМТ к ВМТ.

Линеаризованный аналог (1) получается, если
пренебречь квадратом скорости

Уравнение движения плёнки масла

$$\frac{\partial w}{\partial t} = g i - j(t) \cdot i + v \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \quad (2)$$

Принимается допущение, основанное на линей-
ном уменьшении кинетической энергии масла на
выходе из сопла в вертикальном направлении

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial w}{\partial s} \cdot \frac{\partial s}{\partial t} = -\frac{w_0^2}{s} \cdot \left(1 - \frac{s}{L}\right) \quad (3)$$

Тогда выражение скорости плёнки масла :

$$w(n) = \left[\frac{w_0^2}{L} \left(1 - \frac{s}{L}\right) + g \cdot i - j(t) \cdot i \right] \cdot \frac{\delta^2}{2v} \cdot \frac{n}{\delta} \cdot \left(2 - \frac{n}{\delta}\right) \quad (4)$$

Расход масла через плёнку

$$q = \int_0^\delta w dn = \frac{\delta^3}{3v} \left[\frac{w_0^2}{L} + g \cdot i - j(t) \cdot i \right] \quad (5)$$

Толщины плёнки

$$\delta(t, s) = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot v \cdot q}{\frac{w_0^2}{L} \cdot \left(1 - \frac{s}{L}\right) + g \cdot i - j \cdot i}} \quad (6)$$

Величина δ пропорциональна величине коэф-
фициента теплоотдачи от масла в стенку. Исходя из
подобия уравнений переноса, можно утверждать,
что:

$$\frac{\delta \alpha}{\lambda} = \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot C \quad (7)$$

Экспериментальное исследование масляного ох- лаждения

Экспериментальное исследование посвящено
изучению движения масляной плёнки вдоль внут-
ренней поверхности поршня, расположенной между
бобышками. С этой целью была создана эксперимен-
тальная установка, дающая возможность получить
детальное представление о процессе взаимодействия
струи масла с охлаждаемой поверхностью.

Принципиальная схема показана на рис.2. Ос-
новное назначение исследуемого элемента 3 состоит
в имитации отвода теплоты, подводимой от горелки
5 к огневому днищу, в охлаждающее масло, подаю-
щееся из форсунки 4 на внутреннюю поверхность.
Задание исследуемому элементу возвратно-
поступательного движения производится с помощью
кривошипно-шатунного механизма 1, приводимого в
движение электродвигателем 2. Датчики 6 фиксиру-
ют температуры масла на выходе из форсунки и по-
сле прохождения поверхности охлаждения. Для
оценки теплоотдачи от масла в воздух фиксируется
температура картерных газов 7. Для определения
распределения температур внутри исследуемого
элемента в его корпус вмонтированы термодары.

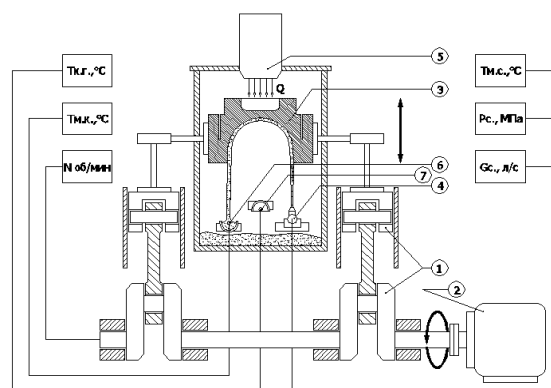


Рис.2 Схема экспериментальной установки

Результаты и обсуждение

Целью настоящего исследования является по-
лучение данных для оценки влияния параметров ох-
лаждающего масла на тепловое состояние поршня.

При этом рассматривается влияние температуры и расхода масла на тепловое состояние элемента 3. Важно также установить характер движения плёнки вдоль омываемой поверхности при различных её конфигурациях.

Эксперимент проводился при температуре масла $T_{\text{м}}=89^{\circ}\text{C}$ и частоте вращения коленчатого вала

1050 мин^{-1} .

При выполнении серии экспериментов с использованием конструкции исследуемого элемента 3 с охлаждаемой поверхностью, максимально приближенной к внутренней поверхности поршня, расположенной между бобышками, были получены следующие результаты представленные на рис.3.

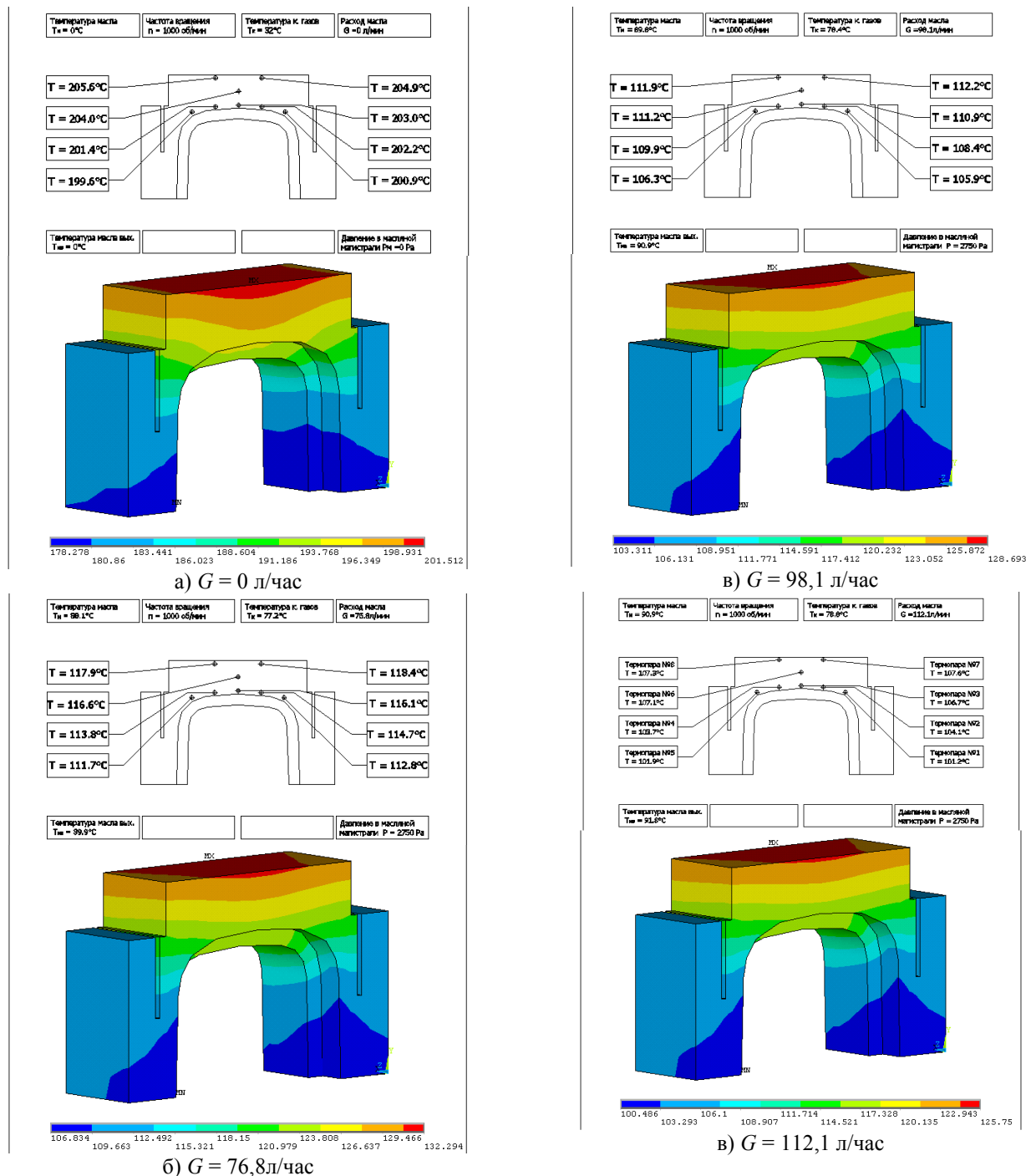


Рис. 3(а,б,в,г) Влияние расхода охлаждающего масла G на температуры элемента 3 с поверхностью, приближенной к поверхности поршня:

Вверху экспериментальные данные. Внизу результаты математического моделирования

Для различных расходов охлаждающего масла даны сопоставления расчётных и экспериментальных температурных полей исследуемого элемента 3, выполненного из алюминиевого сплава (материала поршня автомобильного двигателя). Полученные поля температур были сравнены с результатами математического моделирования.

На основе полученных экспериментальных данных разработана методика расчёта взаимодействия струи масла с охлаждаемой поверхностью на основе струйной (одномерной) схемы течения в слое вязкой жидкости. Эта методика позволяет определять параметры теплообмена на охлаждаемых поверхностях поршня. Готовится проверочный эксперимент на поршне серийно выпускаемого двигателя ЗМЗ 5143.

Вывод

Разработана методика оценки параметров теплообмена на охлаждаемых поверхностях поршня.

Эксперимент подтвердил предположение о безотрывном течении масла вдоль охлаждаемой поверхности, совершающей возвратно-поступательное движение. Полученные зависимости температур охлаждаемого элемента от расхода масла говорят о возможности регулирования температурного состояния поршня с помощью струйного охлаждения.

Список литературы:

1. Вейнблат М.Х., Быков В.Ю. Отключение охлаж-

дения поршней на частичных режимах – резерв улучшения эксплуатационных показателей турбопоршневого дизеля. *Двигателестроение*, 1985г, № 6 с.20-21. 2. Костин А.К., Михайлов Л.И., Славински З.. Оценка точности задания граничных условий при расчете теплонапряженности поршней. - *Двигателестроение*, 1982г, №7 с.9-12. 3. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. – *Машиностроение*, Ленинград, 1979г. 4. Лазарев Е.А., Перлов М.Л.. Определение конструктивных параметров маслоприемного и сливного каналов полости охлаждения поршня тракторного дизеля 4 ЧН 14.5/20.5. - *Двигателестроение*, 1982г, № 4с.21-23. 5. Лазарев Е.А., Перлов М.Л.. выбор конструктивных параметров маслоподающего сопла системы охлаждения поршня. - *Двигателестроение*, 1985г, № 8 с.14-17. 6. Петриченко Р.М. Интенсивность теплоотдачи при масляном охлаждении поршней ДВС. . - *Двигателестроение*, 1980г, №12 с.16-18. 7. Профос П.П. Измерения в промышленности. *Металлургия*. Москва. 1990г. 8. Розенблит Г.Б. Теплоотдача в дизелях. *Машиностроение*. Москва. 1977г. 9. Стефановский Б.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания. *Машиностроение*. Москва. 1972г. 10. Устинов А.Н., Волков Ю.П. Приближенный расчёт коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности поршня в картерные газы. - *Двигателестроение*, 1981г, №5 с.11-13. 11. Юдаев Б.Н. Теплопередача. Высшая школа. Москва. 1973г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

В Казённом предприятии "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (КП ХКБД) проходит испытания образец электромагнитного исполнительного устройства, предназначенного для использования в электрогидромеханических регуляторах систем регулирования двигателей. Электромагнитное исполнительное устройство состоит из размещенных в одном корпусе электромагнита поворотного типа и индуктивного датчика положения выходного вала, ротор которого установлен на валу электромагнита. Электромагнит имеет направленное действие, для чего применена магнитная схема с постоянными магнитами, установленными на роторе и двумя обмотками на статоре. Магнитные поля обмоток имеют встречное направление. Изменение направления усилия обеспечивается подачей напряжения на ту или иную обмотку. Задачей данного исследования являлось изучение свойств электромагнита путем нахождения параметров математической модели с целью оценки качества электромагнитного устройства как элемента электронной системы регулирования и управления двигателем. Основные процессы, происходящие в электромагните, могут быть описаны системой линейных дифференциальных уравнений [1]:

$$Ja'' = K_y(I - I_c) - \theta a' ; \quad (1)$$

$$LI' + K_u a' + IR = U , \quad (2)$$

полученных после линеаризации всех нелинейных функциональных зависимостей с учетом некоторых дополнительных предположений. Так, уравнение (1) модели представляет собой уравнение движения ротора электромагнита, в правой части которого записана разность момента, приложенного к валу магнита, и момента сопротивления движению вала в пред-

положении линейной зависимости последнего от скорости магнита (коэффициент θ). Уравнение (2) суть закон Ома для цепи, содержащей индуктивность и электродвижущую силу электромагнитной индукции в предположении, что величина индуктивности L постоянна и не зависит от перемещения ротора магнита.

Здесь $a = a(t)$ — угол поворота магнита; $I = I(t)$ — ток, определяемый как разность токов в обмотках электромагнита; $U = U(t)$ — напряжение питания; I_c — ток сопротивления; J — момент инерции ротора электромагнита; K_y — коэффициент усиления; R — сопротивление обмотки; L — индуктивность; K_u — коэффициент индукции; θ — коэффициент сопротивления движению магнита. Величина тока сопротивления связана с механической нагрузкой магнита M_c соотношением:

$$I_c = \frac{M_c}{K_y} .$$

Переходя к безразмерным относительным координатам

$$\alpha = \frac{a - a_0}{a_0} , \quad i = \frac{I - I_0}{I_0} , \quad u = \frac{U - U_0}{U_0} \quad (3)$$

и обозначив

$$T_m^2 = \frac{J \cdot a_0}{K_y \cdot I_0} \quad (4) \quad (T_m \text{ — постоянная времени магнита механическая});$$

$$T_0 = \frac{\theta \cdot a_0}{K_y \cdot I_0} \quad (5) \quad (\text{постоянная времени сопротивления движению ротора магнита});$$

$$T_e = \frac{L}{R} \quad (6) \quad (\text{электрическая постоянная времени обмотки магнита});$$

$$T_i = \frac{K_u \cdot a_0}{I_0 \cdot R} \quad (7) \quad (\text{электрическая постоянная времени индукции}),$$

получим безразмерную форму уравнений (1)-(2):

$$T_m^2 \alpha'' + T_0 \alpha' = i - i_c ; \quad (8)$$

$$T_e i' + T_i \alpha' + i = u , \quad (9)$$

где i_c — относительный ток сопротивления.

Значения параметров модели находили на основании осциллограмм переходных процессов магнита, снятых при ступенчатом изменении напряжения обмотки от нулевого значения до номинального при различных номинальных значениях тока. При этом, чтобы уменьшить влияние на расчет случайной составляющей эксперимента и погрешности измерений, усредняли осциллограммы, относящиеся к одному режиму, обрабатывая затем уже усредненные осциллограммы. Методами численного дифференцирования с последующей интерполяцией со сглаживанием получали кривые производной тока, а также первой и второй производной перемещения магнита, при $t \geq 0$ (точность вычислений контролировали визуальным сопоставлением графиков интегралов от

полученных производных с исходными переходными процессами на осциллограммах). Далее, поскольку при каждом t равенства (8)-(9) должны иметь место, то, очевидно, зафиксировав два момента времени t_1 и t_2 и подставив значения искомых функций в соотношения (8)-(9), можем получить значения постоянных времени магнита. Многократно с помощью ЭВМ проделав подобные вычисления для различных t_1 и t_2 , в результате получили наборы значений постоянных T_m^2 , T_0 , T_e , T_i на каждом из режимов. Значения постоянных времени на разных режимах приведены в таблице 1; кроме того, табличные данные представлены также в виде диаграмм, изображенных на рис. 1.

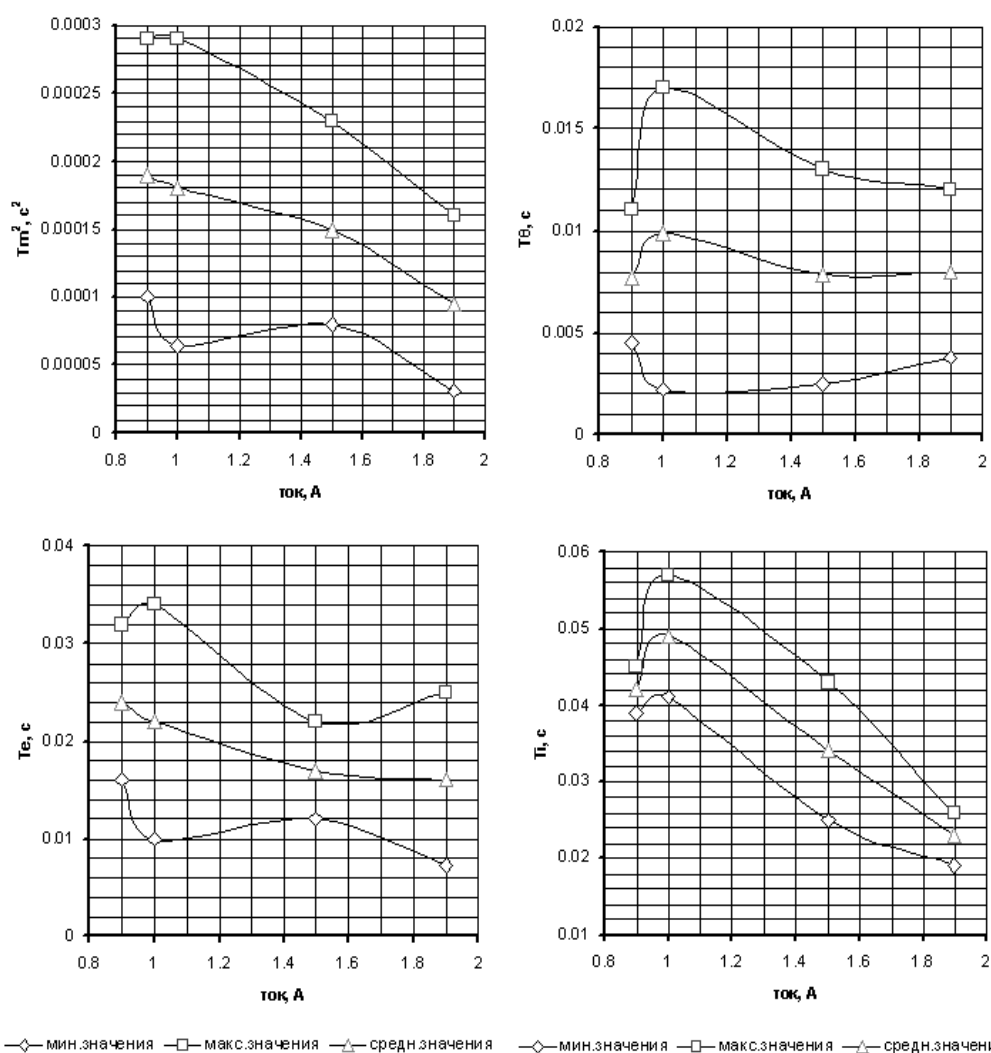


Рис. 1. Зависимость постоянных времени электромагнитного исполнительного устройства

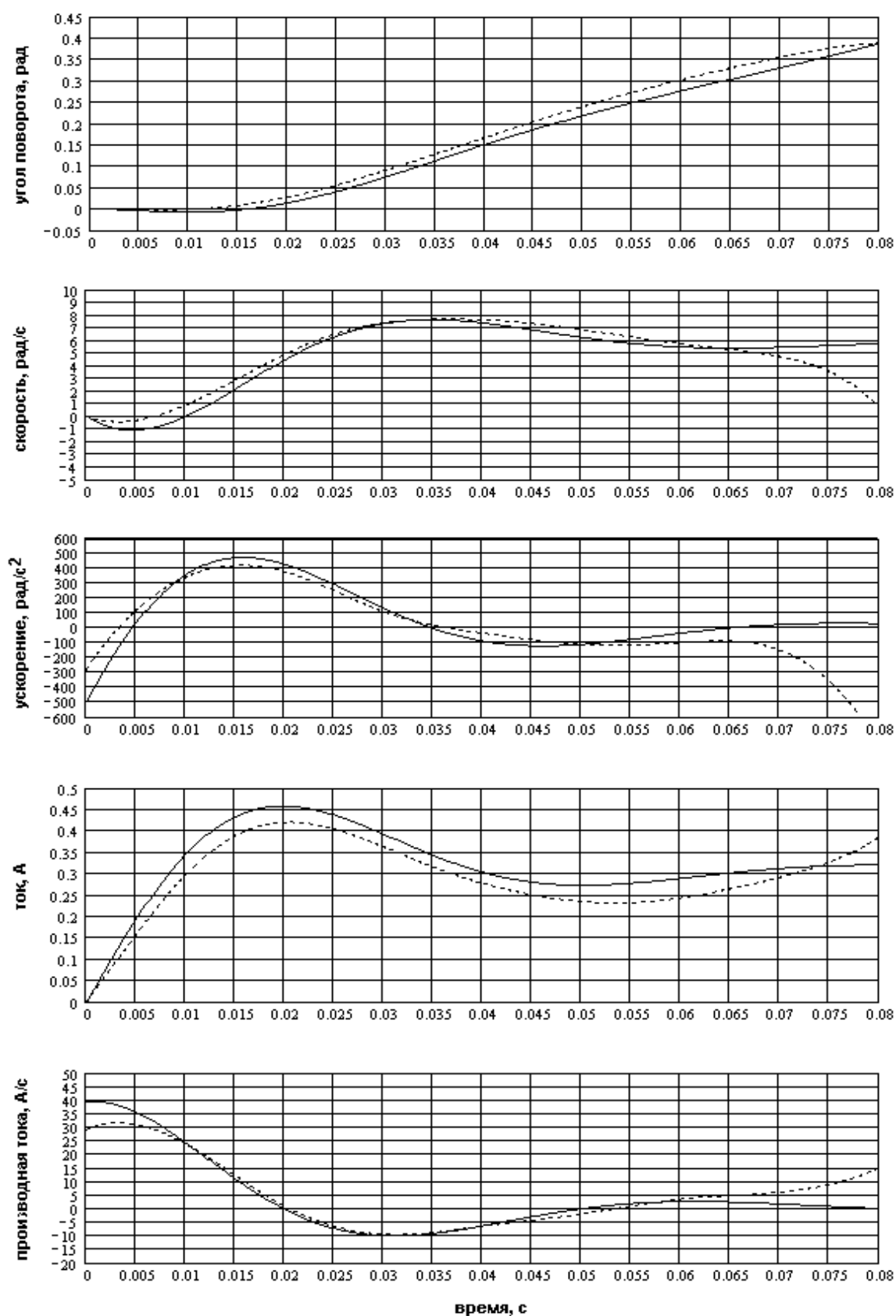


Рис. 2. Переходный процесс на режиме 0,9 А
(—— - расчетные кривые, ----- - экспериментальные кривые)

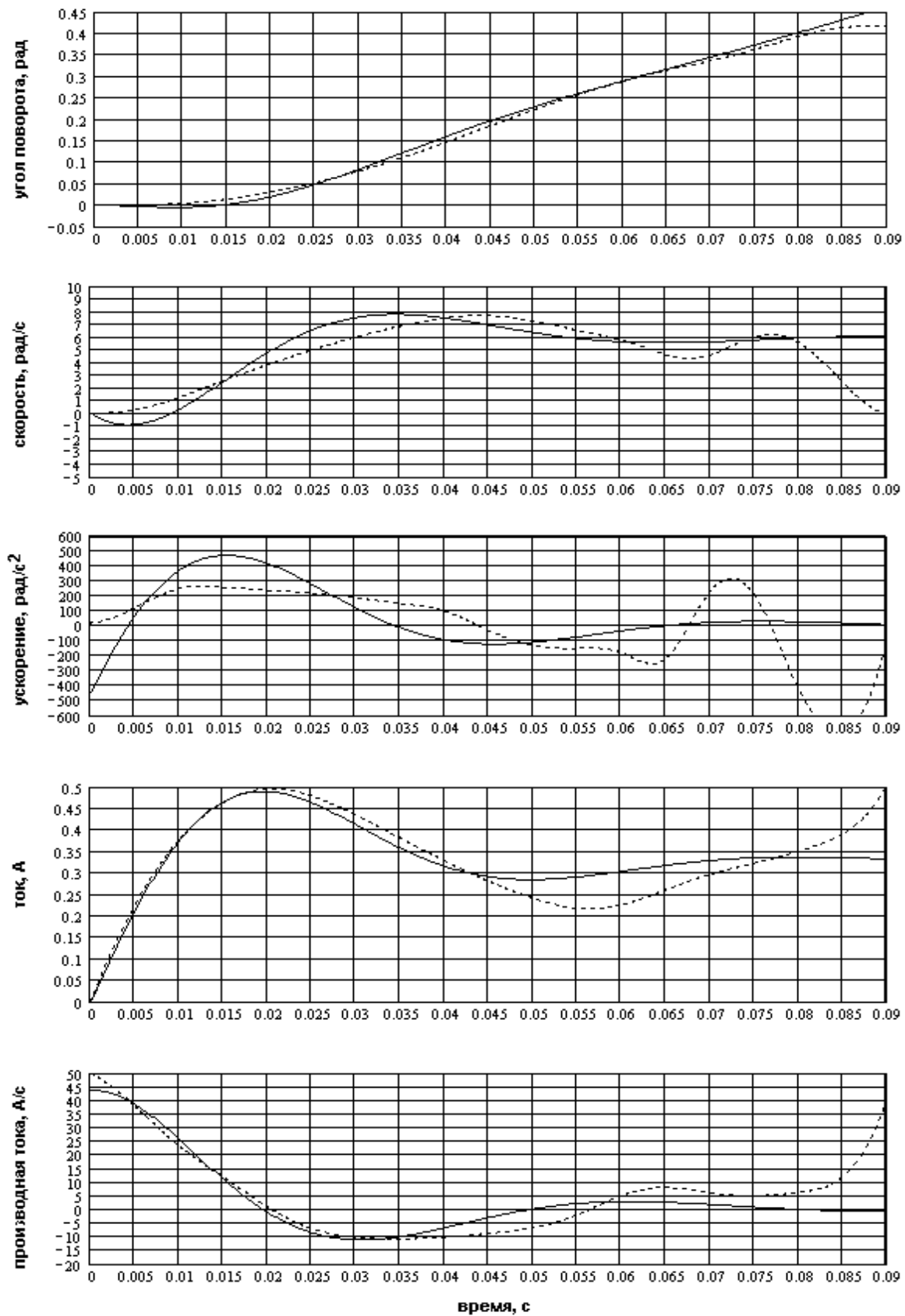


Рис. 3. Переходный процесс на режиме 1 А
(—— - расчетные кривые, ----- - экспериментальные кривые)

Таблица 1. Значения постоянных времени, полученные после обработки осциллограмм

Номинальный ток	Величина	Минимальное значение	Максимальное значение	Среднее значение
1,9 А	T_m^2	0,000031	0,00016	0,000095
	T_θ	0,0038	0,012	0,008
	T_e	0,0073	0,025	0,016
	T_i	0,019	0,026	0,023
1,5 А	T_m^2	0,00008	0,00023	0,00015
	T_θ	0,0025	0,013	0,0078
	T_e	0,012	0,022	0,017
	T_i	0,025	0,043	0,034
1 А	T_m^2	0,000064	0,00029	0,00018
	T_θ	0,0022	0,017	0,0099
	T_e	0,01	0,034	0,022
	T_i	0,041	0,057	0,049
0,9 А	T_m^2	0,0001	0,00029	0,00019
	T_θ	0,0045	0,011	0,0077
	T_e	0,016	0,032	0,024
	T_i	0,039	0,045	0,042

Как видно из таблицы 1, имеет место существенный разброс между минимальными и максимальными значениями постоянных времени (что также иллюстрирует рис. 1), связанный с нелинейностью процессов, происходящих в магните, что определенным образом затрудняет выбор значений параметров модели, которые бы не зависели от режима. Экспериментальные исследования электронной системы регулирования с электромагнитным исполнительным устройством показали, что величина токов при работе устройства в составе системы регулирования составляет около 1 А. Поэтому в качестве окончатель-

ных значений для линеаризованной модели (8)-(9) приняты средние значения по режимам 0.9 А и 1 А, которые составили:

$$T_m^2=0,000185\text{с}^2, T_\theta=0,0086\text{с}, T_e=0,023\text{с}, T_i=0,046\text{с}. (10)$$

Графики расчетных и экспериментальных переходных процессов на режимах 0.9 А и 1 А приведены на рис. 2-3, из которых видно, что модель (8)-(9) с коэффициентами (10) удовлетворительно описывает поведение электромагнита.

Полученные постоянные времени образца электромагнитного исполнительного устройства с двумя обмотками оказались меньше постоянных времени аналогичных устройств с одной обмоткой, что способствует применению данного устройства в производстве электронных регуляторов.

На рис. 4 приведена амплитудно-частотная характеристика электромагнита, рассчитанная по уравнениям модели (8)-(9). Вид амплитудно-частотной характеристики, в частности, показывает, что полоса пропускания электромагнита доходит до 20 Гц, при этом собственный резонанс на частоте 16 Гц подавлен довольно высокой постоянной времени сопротивления движению. В целом протекание АЧХ благоприятно для использования электромагнита в системах автоматического регулирования частотой вращения двигателя.

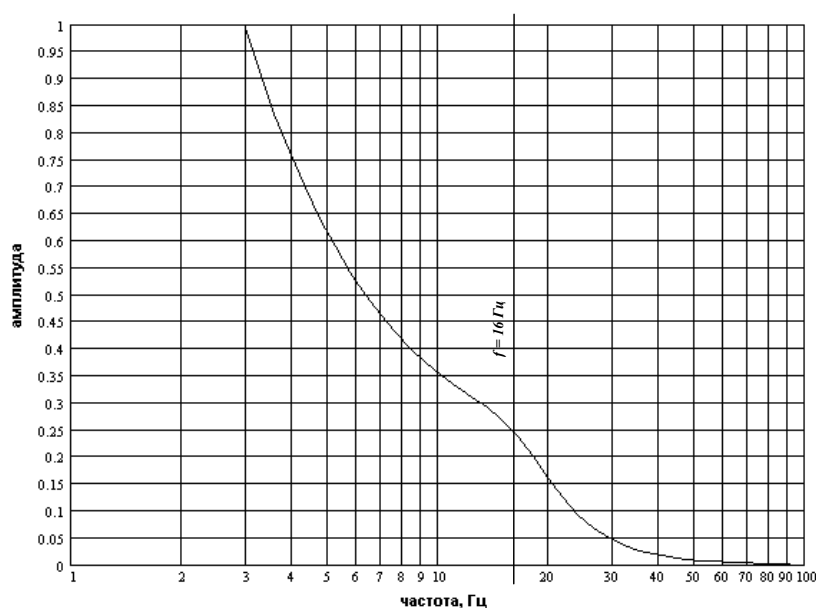


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика электромагнитного исполнительного устройства

Найденные параметры математической модели электромагнита (10) могут быть использованы при моделировании переходных процессов в электронной системе.

Список литературы:

1. Руденко А.Н. Устойчивость модели САРЧ дизеля с электронным регулятором // Новые работы в области совершенствования систем и агрегатов дизелей. Сборник научн. трудов ЦНИДИ п/ред. В.И.Балакина. -Ленинград, 1987. с. 46-58.

УДК 621.43.016

А.В.Тринёв, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж., И.А. Москалев, инж.

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ ТАРЕЛКИ КЛАПАНА НА
ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ
АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ**

Введение

На протяжении многих лет расчетный анализ теплонапряженного состояния деталей сложной геометрической формы был связан с определенными трудностями, связанными главным образом, с невозможностью учесть все конструктивные особенности детали и длительным процессом подготовки исходных данных.

Развитие современных программных комплексов, использующих CAD/CAE технологии, позволило существенно расширить диапазон решаемых технических задач. В первую очередь это касается возможности учета сложной внутренней и внешней геометрии исследуемых деталей, возможности моделирования трехмерных сборок деталей с учетом кинематических взаимосвязей и точного вычисления массогабаритных характеристик этих деталей.

Использование таких программных комплексов позволяет значительно уменьшить затраты времени, связанные с подготовкой исходных данных, необходимых для расчета теплонапряженного состояния (задание геометрии детали, граничных условий задачи теплопроводности и механики).

Анализ публикаций

Анализу теплонапряженного состояния (ТНС) выпускных клапанов и влиянию конструктивных вариантов тарелки на ТНС клапана в литературных источниках уделяется недостаточное внимание и зачастую результаты анализ носят противоречивый характер.

Так, например, проф. Дьяченко Н.Х. и проф. Костин А.К. в работе [1] приводят сравнительный анализ изменения температурного поля клапана в зависимости от геометрии тарелки. В данной работе анализируются клапаны с выпуклой и вогнутой формой тарелки, при этом авторы отмечают снижение температуры в центре тарелки клапана на $20 - 29^{\circ}\text{C}$ для клапана с выпуклой формой тарелки и увеличение температуры в центре тарелки клапана в среднем на 20°C , для клапана с вогнутой формой тарелки, по сравнению с температурой

серийного клапана. Для расчетного анализа температурного состояния клапана использовался метод электротепловой аналогии, который, по свидетельству авторов [1], обладает погрешностью до 15%.

Такие результаты имеют определенные расхождения с основными положениями теории теплопередачи и требуют более детального анализа с целью определения действительных закономерностей изменения температуры клапана при изменении конструкции тарелки.

Цель и постановка задачи

Целью работы является повышение надежности выпускных клапанов автотракторного дизеля за счет уменьшения составляющих теплонапряженного состояния.

В проведенном расчетном анализе ставились и решались такие задачи:

- сравнительный анализ полученных результатов моделирования с результатами других авторов;
- анализ ТНС выпускного клапана для различных конструктивных вариантов тарелки клапана;
- оценочный анализ влияния конструктивных вариантов тарелки клапана на изменение массы клапана и сил инерции в газораспределительном механизме;
- выявление перспективных конструктивных вариантов тарелки клапана.

Основные этапы исследования

Расчетный анализ теплонапряженного состояния выпускного клапана был выполнен с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в стационарной постановке. При расчете использовалась трехмерная модель клапана, которая позволяет учитывать окружающую неравномерность температурного поля и составляющие осевых усилий задачи механики. В данной работе для анализа напряженного состояния был выбран универсальный комплексный показатель напряженности – “интенсивность напряжений”.

Моделирование теплонапряженного состояния выпускного клапана проводилось для клапана дизеля СМД18Н на режиме с $N_e = 73,6$ кВт при $n = 1800$ мин⁻¹, материал клапана – сталь 40Х10С2М.

В работе анализировались конструктивные варианты выпускного клапана с различными формами тарелки: серийный клапан, клапан с выпуклой формой тарелки сплошной, клапан с выпуклой формой тарелки и полостью в тарелке, клапан с вогнутой формой тарелки сплошной. Граничные условия (ГУ) задачи механики и теплопроводности, были восстановлены с учетом результатов термометрии выпускного клапана дизеля СМД-18Н проведенной А.В. Тринёвым и опубликованных в работе [2]. Схема задания и значения ГУ 3го рода приведены на рис.1 и в таблице 1.

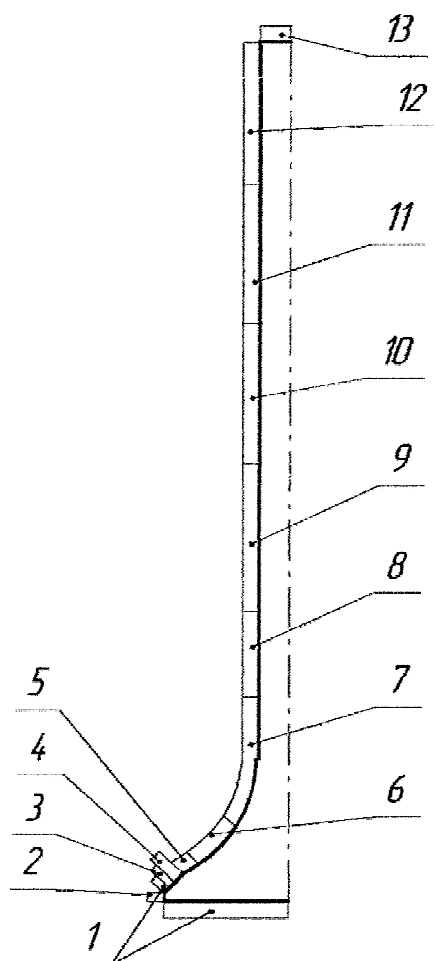


Рис. 1. Схема задания ГУ 3го рода

Таблица 1. Значения ГУ 3го рода

Режим	$N_e = 73,6 \text{ кВт,}$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	
Зона	ГУ 3го рода	
	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, ^\circ\text{C}$
1	700	900
2	800	900
3	2000	335
4	680	720
5	680	710
6	680	650
7	450	250
8	420	200
9	400	180
10	350	150
11	240	130
12	100	85
13	65	80

Расчетный анализ ТНС серийного клапана

Для расчетного варианта серийного клапана температура в центре тарелки достигает 750°C , по тороидной части температура изменяется от 720 до 590°C . На опорной фаске клапана температура не превышает 700°C

(рис.2).

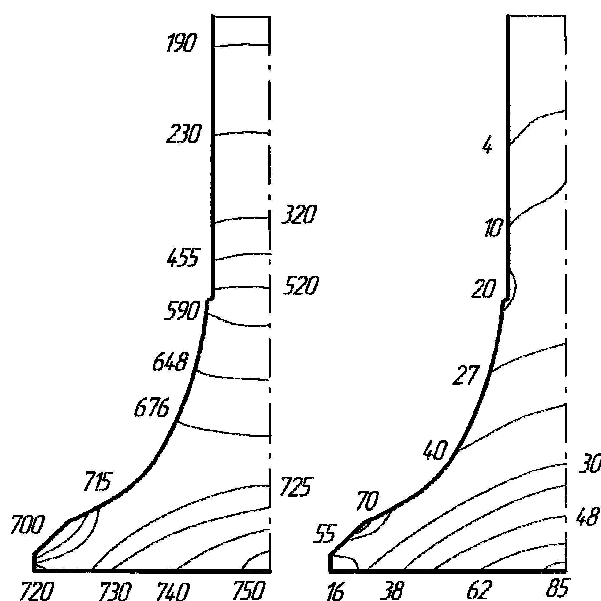


Рис.2. Поле температур и интенсивность напряжений серийного клапана

Для рассмотренного варианта интенсивность напряжений, в центре тарелки достигает 85 МПа, по опорной фаске - 70 МПа, по тороидной части тарелки напряжения изменяются от 58 до 27 МПа (рис.2).

Расчетный анализ ТНС сплошного клапана с выпуклой формой тарелки

Для расчетного варианта клапана с выпуклой формой тарелки высота выпуклости основания тарелки была принята 5,5 мм, а радиус дуги, образующей выпуклость 50 мм. Диаметр тарелки клапана равен 45 мм.

Для клапана с выпуклой формой тарелки наблюдается приrost температур в среднем на 10 - 15 °С. Максимальная температура в центре тарелки клапана достигает 760 °С, что на 10 °С больше чем для серийного клапана. По опорной фаске и тороидной поверхности температура практически не изменилась по сравнению с температурой серийного клапана и равняется 700 и 690 °С соответственно (рис.3). Такой приrost температуры основания тарелки клапана, по сравнению с серийным клапаном, объясняется увеличенной теплообменной поверхностью тарелки (площадь основания тарелки $F = 1681,92 \text{ мм}^2$, а для серийного $F = 1590,43 \text{ мм}^2$). При этом в соответствии с формулой Ньютона-Рихмана для конвективного теплообмена:

$$Q = \alpha(t_c - t_{ж})F.$$

Тепловой поток Q пропорционален поверхности теплообмена F и разности температур стенки и жидкости $(t_c - t_{ж})$ [3], и следовательно с увеличением площади F увеличивается количество подведенной теплоты к тарелке клапана, которая при неизменной площади поверхности опорной фаски и стержня клапана и коэффициенте теплоотдачи α не успевает отводиться через седло и стержень клапана в систему охлаждения.

Выпуклая форма тарелки практически не оказывает влияния на температуру стержня клапана.

Для клапана с выпуклой формой тарелки интенсивность напряжений в центре тарелки достигает 65 МПа, что на 20 МПа меньше чем для серийного клапана, максимальные значения напряжений отмечены на опорной фаске клапана - 135 МПа, что на 65 МПа больше чем для серийного клапана. По тороидной поверхности клапана интенсивность напряжений изменялась с 45 до 10 МПа. Напряжения по стержню не превышают 20 МПа (рис.3).

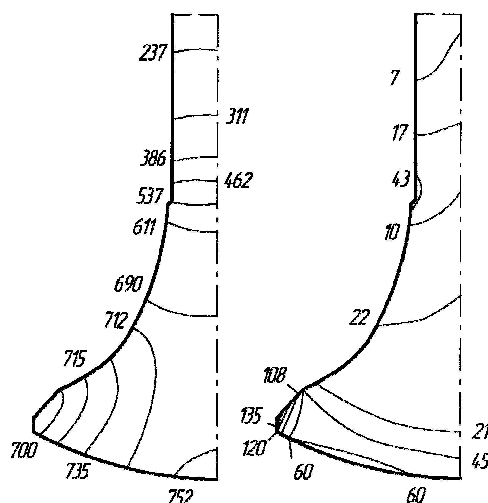


Рис.3. Поле температур и интенсивность напряжений выпуклого клапана

Расчетный анализ ТНС клапана с выпуклой формой тарелки и полостью в тарелке

Для варианта с выпуклой формой тарелки и полостью в тарелке очертания внутренней полости повторяют наружный контур клапана. Толщина стенки основания тарелки равна 3.5 мм.

У расчетного варианта с выпуклой формой тарелки клапана и полостью в тарелке прирост температур составляет в среднем $20 - 45^{\circ}\text{C}$ по сравнению с серийным клапаном и $10 - 29^{\circ}\text{C}$ с вариантом сплошного клапана с выпуклой формой тарелки соответственно. Такой прирост температур объясняется увеличенной тепловоспринимающей площадью основания тарелки клапана F и уменьшением объема металла в тарелке и соответственно недостаточной теплопроводящей способностью стенок полый тарелки. Полость в тарелке также практически не влияет на температуру стержня клапана (рис.4).

Для клапана с выпуклой формой тарелки и полостью в тарелке интенсивность окружных напряжений в центре тарелки достигает 130 МПа, что на 45 МПа больше чем для серийного клапана; напряжения по опорной фаске клапана достигают 160 МПа (для серийного 70 МПа). По тороидной поверхности клапана интенсивность напряжений изменяется от 54 до 36 МПа. Напряжения по стержню клапана не превышают 20 МПа. (рис.4).

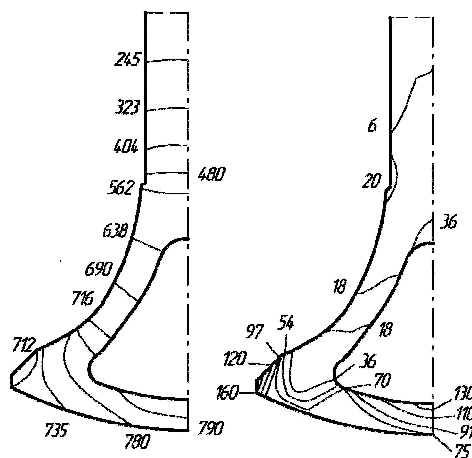


Рис.4. Поле температур и интенсивность напряжений выпуклого полого клапана

Расчетный анализ ТНС клапана с вогнутой формой тарелки

Клапан с вогнутой формой тарелки имеет глубину вогнутости основания тарелки равную 4,8 мм, а радиус дуги, образующей вогнутость 50 мм.

Для расчетного варианта с вогнутой формой тарелки клапана температура в центре тарелки достигает 735 °С, что на 15 °С меньше чем для серийного клапана. На опорной фаске клапана температура не превышает 717 – 725 °С. По тороидной поверхности клапана температура изменяется от 740 до 590 °С. Вогнутая форма тарелки практически не оказывает влияния на температурное поле стержня клапана (рис.5). Для рассмотренного конструктивного варианта клапана, не смотря на увеличение площади тепловоспринимающей поверхности основания тарелки $F = 1648,31 \text{ мм}^2$ (у серийного $F = 1590,43 \text{ мм}^2$) максимальная температура в центре тарелки незначительно снижается – это объясняется увеличенной тепловой проводимостью стенки, образованной опорной фаской, тороидной поверхностью тарелки и вогнутым основанием тарелки клапана.

Интенсивность напряжений в центре тарелки клапана достигает 97 МПа, что на 12 МПа больше чем у серийного клапана. По фаске напряжения не превышают 70 МПа, а по тороидной поверхности тарелки клапана напряжения изменяются от 50 до 30 МПа. Напряжения по стержню не превышают 18 МПа (рис.5).

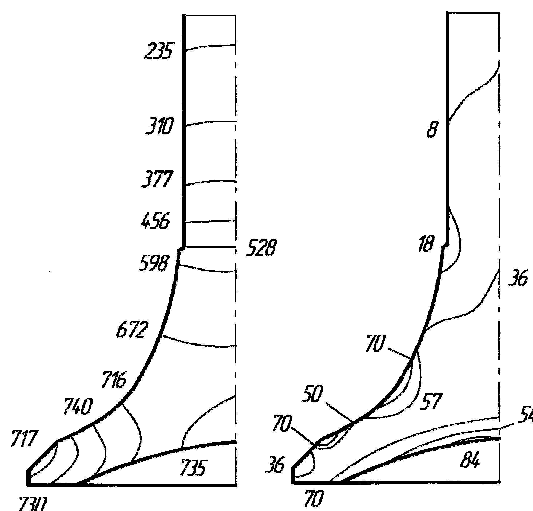


Рис.5. Поле температур и интенсивность напряжений вогнутого клапана

С использованием методики расчета газораспределительного механизма (ГРМ) [4], были получены значения сил инерции (СИ) в ГРМ в зависимости от конструктивных особенностей тарелки клапана. Так, для варианта с выпуклой формой тарелки клапана масса клапана увеличилась на 12% , по сравнению с серийным клапаном, что привело к необходимости увеличить максимальную силу пружины клапана на 9%; для варианта с выпуклой формой тарелки клапана и полостью в тарелке, масса клапана и, соответственно, СИ практически не изменились; для варианта клапана с вогнутой формой тарелки масса клапана снизилась на 7,5%, а требуемая максимальная сила пружины клапана снизилась на 3,5%.

Выводы

В результате проведенной работы можно отметить:

–выпуклая форма тарелки клапана приводит к увеличению максимальной температуры в центре тарелки на 10 °С, что связано с увеличением площади тепловоспринимающей поверхности основания тарелки. Также отмечается перераспределение максимальных значений интенсивности напряжений из центра тарелки на опорную фаску - интенсивность напряжений в центре тарелки снизилась на 25 МПа, тогда как на опорной фаске напряжения возросли на 65 МПа (для серийного клапана 70 МПа) и достигают 135 МПа, что близко к критическим напряжениям при данных температурах клапана. Такое увеличение напряжений негативно сказывается на ресурсе клапана;

–для расчетного варианта с выпуклой формой тарелки и полостью в тарелке наблюдается прирост составляющих теплонапряженного состояния: максимальная температура в центре тарелки клапана увеличилась 30 °С, а интенсивность напряжений по опорной фаске клапана достигает 160 МПа;

–для клапана с внутренней полостью в тарелке не удалось получить эффект по снижению напряжений в тарелке клапана, так как решалась задача в стационарной постановке, не позволяющая учесть неравномерность нагрева детали по времени, вызывающую забросы напряжений, что характерно для работы деталей камеры сгорания. Следовательно, конструкция клапана с внутренней полостью требуют дальнейшего изучения с учетом переходных процессов сброса - наброса нагрузки;

–у расчетного варианта с вогнутой формой тарелки отмечается незначительное снижение температуры в центре тарелки, которое можно объяснить увеличенной тепловой проводимостью стенки, образованной опорной фаской, тороидной поверхностью тарелки и вогнутым основанием тарелки клапана. При этом отмечается незначительное снижение интенсивности напряжений на опорной фаске;

–для всех рассмотренных расчетных вариантов изменение формы тарелки клапана, а также наличие внутренней полости, не оказывало заметного влияния на массы клапана и СИ в ГРМ по сравнению с массами и СИ серийного клапана.

Список литературы:

1. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Л., 1974. - 552 с. 2. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: Дисс. канд. техн. наук / Харьков, 1995. – 217 с. 3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи / М.: Энергия, 1977. – 344 с. 4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / М.: В.Ш., 2002. – 496 с.

УДК 661.96.001

А.А. Сирота, канд. техн. наук, А.И. Чураков, инж.

ИСПЫТАНИЯ СУДОВОГО ВЫСОКООБОРОТНОГО ДВС С ДОБАВКАМИ ВОДОРОДА

Постановка проблемы

Эффективность современных судовых ДВС достаточно высокая: удельный расход топлива в них составляет менее 160 г/(кВт·ч) и зависит от термодинамического совершенства цикла, типа двигателя, конструкции и других его параметров. Однако тепловые потери с уходящими газами остаются довольно значительными, а дальнейшее их сокращение путем более глубокой утилизации теплоты ограничивается опасностью возникновения сернистой коррозии, особенно в случае применения тяжелых топлив. Поэтому помимо традиционных могут быть использованы и новые нетрадиционные методы повышения эффективности ДВС.

Одним из перспективных направлений повышения эффективности ДВС является применение водорода. Этот газ обладает уникальными свойствами: высокими скоростью распространения пламени, теплотворной способностью, хорошими диффузионными и каталитическими (интенсифицирующими процесс горения) свойствами, профилактической способностью (возможностью использования для очистки камеры сгорания и проточной части от нагара) благодаря экологической чистоте продуктов сгорания водорода. Вследствие замкнутого характера цикла его производства (из воды) и использования (с образованием воды как продукта его сгорания) водо-

род является неисчерпаемым источником энергии.

Анализ известных решений проблемы, выделение нерешенных задач, постановка цели и задач исследования

В настоящее время широкое применение водорода в судовой энергетике сдерживается значительной стоимостью его получения и сложностями хранения и транспортировки [1, 8], обусловленными такими его свойствами, как высокие самовоспламеняемость и взрывоопасность.

Однако высокая стоимость производства водорода не является решающей, поскольку количество водорода, используемого в качестве добавок, очень мало. Так, даже небольшие добавки водорода (0,1...2 % по массе) к топливу в качестве катализатора интенсифицируют процесс горения и повышают эффективность работы двигателя.

Известны три способа хранения водорода: в газообразном состоянии при высоком давлении в емкостях, в жидком состоянии при очень низкой температуре (20 К) и с применением гидридообразующих материалов как средства для аккумулирования, компримирования и сепарации водорода. В качестве гидридообразующих материалов используют металлы и интерметаллические соединения. Некоторые их особенности приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные показатели способов хранения водорода

Способ хранения водорода	Масса, кг/кг H ₂	Объем, л/кг H ₂	Оборудование	Степень опасности хранения
Газообразный ($p = 15$ МПа)	120...150	85...90	Простое	Высокая
Жидкий ($p = 0,2$ МПа, $T = 20$ К)	15...20	20...25	Сложное	Средняя
В гидридном аккумуляторе [TiFe] ($p = 0,2$ МПа, $T = 20$ К)	40...50	25...30	Среднее	Безопасная

Перспективным представляется применение гидридных систем (как более простых и безопасных)

для хранения водорода, который может быть использован в качестве добавок к основному топливу, что

позволяет повысить эксплуатационную эффективность судовых энергетических установок (СЭУ) и их экологическую безопасность. Это достигается благодаря способности водорода интенсифицировать сгорание углеводородных топлив и воздействовать на термодинамическую эффективность рабочего цикла двигателей [1, 5–7]. Так, добавка водорода 0,1 % массового расхода дизельного топлива повышает экономичность работы двигателей на 5...7 %, что эквивалентно снижению удельного расхода топлива на 8...12 г/(кВт·ч). Кроме того, выбросы сажи снижаются на 40...60 %, окислов азота – на 30...40% [9].

Целью исследования было изучение влияния водородных добавок к топливу на эффективность работы высокооборотных двигателей внутреннего сгорания без наддува.

Экспериментальное исследование работы ДВС на водородных добавках и анализ его результатов

Автором были проведены экспериментальные исследования с целью изучения влияния водородных добавок к углеводородному топливу на эффективность двигателей. Испытывался судовой высокооборотный дизель без наддува номинальной мощностью двигателя 29,4 кВт и номинальной частотой вращения коленчатого вала 1500 мин⁻¹. Небольшие добавки водорода подавались в двигатель со свежим зарядом воздуха через всасывающий коллектор. Расход газообразного водорода измерялся ротаметром. Испытания двигателя проводились по двум нагрузочным характеристикам, по которым работают дизель-генераторы, при постоянных частотах вращения коленчатого вала: $n = 1500$ мин⁻¹ (номинальная) и 920 мин⁻¹ (минимально устойчивая).

На каждом режиме работы дизеля, при различных мощностях p_e , кВт, определялся удельный эффективный расход дизельного топлива без применения добавок водорода g_e , г/(кВт·ч) и с добавками водорода g_e^H . На каждом режиме все замеры выполня-

лись по несколько раз, а затем усреднялись.

Расход водорода g_H , г/(кВт·ч), изменялся от 0,5 до 2 % расхода дизельного топлива, т.е. составлял $(0,005...0,02)g_e$ и в процентах определялся как

$$m_H = g_H/g_e \cdot 100, \%$$

Кроме того, на каждом режиме рассчитывался приведенный удельный эффективный расход топлива на двигатель по следующей зависимости

$$b_e = g_e^H + 2,84g_H, \text{ г/(кВт·ч)},$$

где коэффициент 2,84 представляет собой отношение значений низшей удельной теплоты сгорания водорода и дизельного топлива.

Эффективный КПД двигателя определялся следующим образом:

– при работе без добавок водорода как

$$\eta_e = 3600 \cdot 10^5 / (g_e \cdot Q_n), \%$$

– при работе с добавками водорода как

$$\eta_e^H = 3600 \cdot 10^5 / (b_e \cdot Q_n), \%$$

где Q_n – низшая удельная теплота сгорания дизельного топлива, которая принимается равной 42700 кДж/кг.

Изменение удельного эффективного расхода топлива на режиме определялось как

$$\Delta g_e = g_e - g_e^H, \text{ г/(кВт·ч)},$$

а относительная величина как

$$\overline{\Delta g_e} = \Delta g_e / g_e \cdot 100 \%$$

Аналогично определялось и изменение величины эффективного КПД двигателя за счет добавок водорода

$$\Delta \eta_e = \eta_e - \eta_e^H, \%$$

Зависимости изменения удельного эффективного расхода топлива Δg_e дизеля 2Ч 13,5/14 с разными добавками водорода к топливу при работе по нагрузочной характеристике с частотой вращения коленчатого вала $n = 1500$ и 920 мин⁻¹ приведены на рис. 1, а эффективного КПД $\Delta \eta_e$ – на рис. 2.

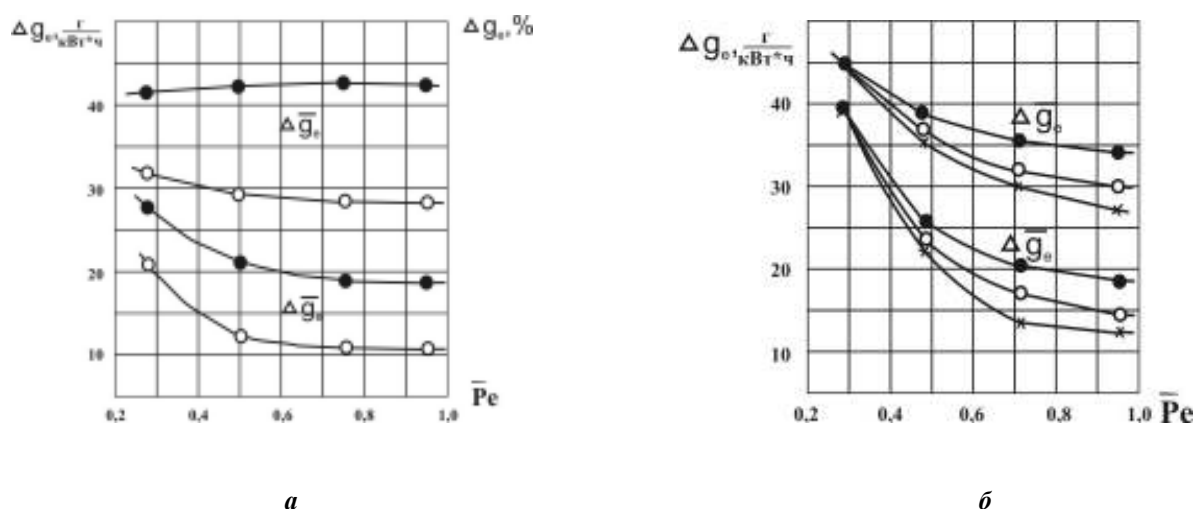


Рис. 1. Изменение удельного эффективного расхода топлива Δg_e дизеля с добавками m_H водорода к топливу при работе по нагрузочной характеристике с частотой вращения коленвала: **а** – $n = 1500$ об/мин; **б** – $n = 920$ об/мин; — x — — $m_H = 0,5$ %; — O — — $m_H = 1$ %; — $\bullet$ — — $m_H = 2$ %

Анализ результатов испытаний двигателя показывает, что экономия дизельного топлива Δg_e ($\Delta \bar{g}_e$) за счет применения добавок водорода зависит от частоты вращения коленвала, при которой он работает по нагрузочной характеристике, режима p_e и от величины m_H .

При работе с частотой вращения коленвала $n = 1500$ мин⁻¹ (рис. 1,а) с добавками водорода $m_H = (1...2)$ % удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме ($p_e = 0,95$) снижается от 11,5 до 18,9 г/(кВт·ч), а на частичных режимах ($p_e = 0,28$) – до 28 г/(кВт·ч) или соответственно на (4,7...7,5)%.

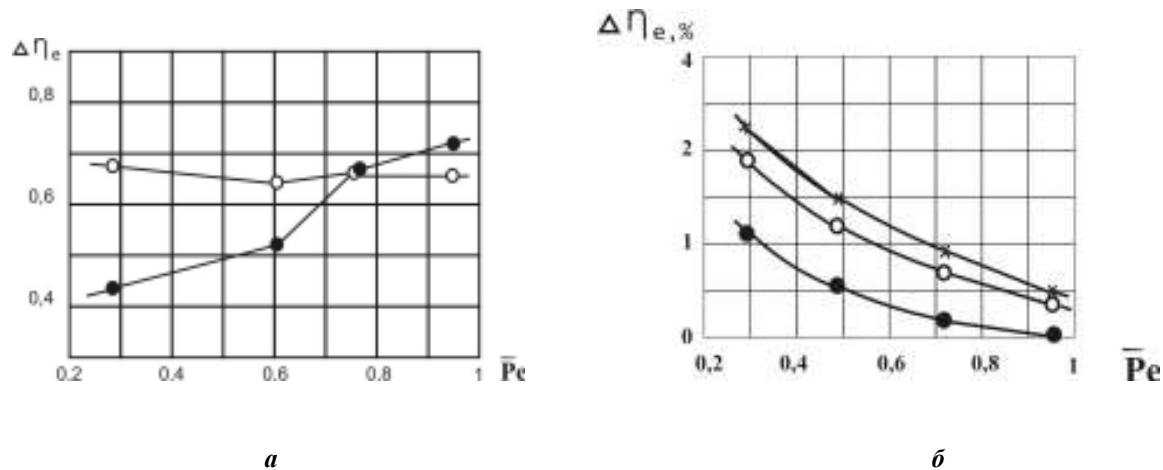


Рис. 2. Изменение эффективного КПД $\Delta \Pi_e$ дизеля с добавками водорода m_H к топливу при работе по нагрузочной характеристике с частотой вращения коленвала: **а** – $n = 1500$ об/мин; **б** – $n = 920$ об/мин; — x — — $m_H = 0,5$ %; — O — — $m_H = 1$ %; — $\bullet$ — — $m_H = 2$ %

Относительное повышение эффективного КПД двигателя $\Delta \Pi_e$ при $m_H = 1$ % на всех режимах работы двигателя остается практически постоянной величиной, примерно равной 0,65 %, а при $m_H = 2$ % значение $\Delta \Pi_e$ снижается от 0,72 до 0,43 % (Рис. 2,а). В

случае $p_e = 0,75$ положительный эффект от применения добавок при $m_H = 1$ и 2 % становится равным. Поэтому можно сделать вывод о том, что увеличение m_H более 1 % не приводит к существенному повышению эффективности работы двигателя даже на

режимах, близких к номинальному.

При работе двигателя с частотой вращения коленвала $n = 920 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 1,б и 2,б) с добавками водорода $m_H = (0,5 \dots 2) \%$ экономия дизельного топлива Δg_e и $\overline{\Delta g_e}$ увеличивается соответственно с 6,7 г/(кВт·ч) при $p_e = 0,95$ и $m_H = 0,5 \%$ до 34,7 г/(кВт·ч) при $p_e = 0,29$ и $m_H = 2 \%$, т.е. с 2,8 до 10 %. Как видно из рис. 1,а, на частичных режимах ($p_e < 0,5$) увеличение $m_H > 0,5 \%$ не оказывает заметного влияния на Δg_e .

Относительное изменение эффективного КПД двигателя $\Delta \eta_e$ увеличивается от 0 при $p_e = 0,95$ и $m_H = 2 \%$ до 2,3 % при $p_e = 0,29$ и $m_H = 0,5 \%$. Как видно из рис. 2,б, увеличение $m_H > 0,5 \%$ не приводит к повышению $\Delta \eta_e$.

Выводы и перспектива дальнейшего использования результатов

1. Применение небольших добавок водорода к топливу увеличивает эффективность работы четырехтактного высокооборотного двигателя до 2,3 %.

2. Более эффективным является использование водорода в качестве дополнительного топлива на режимах от холостого хода до $0,6p_e$, а также на переходных режимах.

3. К положительным эффектам, обусловленным применением добавок водорода, следует отнести также повышение маневренности и устойчивости работы двигателя на переходных и частичных режимах.

4. Проведенный анализ и экспериментальные исследования дают основание считать добавки водорода к основному дизельному топливу эффективным средством повышения экономичности работы двигателей СЭУ.

Список литературы:

1. Лебедь Н.Г., Тимошевский Б.Г., Беляков С.Ю. К вопросу об использовании гидридных аккумуляторов

водорода в судовых энергетических установках // Судостроение: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Киев – Одесса: Вища школа. – 1986. – С.73–79. 2. Тимошевский Б.Г., Беляков С.Ю. О выборе типа гидрида для аккумулятора водорода в составе судовых энергетических установок // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ. – 1985. – С.24–30. 3. Беляков С.Ю., Тимошевский Б.Г. Развитие гидридных аккумуляторов водорода энергоустановок // Судовые энергетические установки: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ. – 1989. – С.73–84. 4. Тимошевский Б.Г., Беляков С.Ю., Шулежко С.В., Сирота А.А. Экспериментальные исследования гидридного аккумулятора водорода / Николаевский кораблестроительный институт. – Николаев, 1990. – 3 с. Деп. в ИФЖ 04.01.90 г., № 7190. 5. Тимошевский Б.Г., Тимофеев В.И., Сирота А.А., Гаврилков А.В. Глубокая утилизация вторичных энергоресурсов с помощью гидридных систем // Судостроительная промышленность. – 1990. – Вып.13. – С.15–21. 6. Timoshevsky B., Cui K., Timofeev V., Sirota., Beljakov S., Gao X. Energy saving hydride's systems for internal combustion engines // Journal of WUWTE. – 1992. – Vol. 3. – 7. – P. 34–39. 7. А.с. 1371112 СССР. Система питания водородом двигателя внутреннего сгорания / Лебедь Н.Г., Строков Н.Ф., Коган П.Б., Тимошевский Б.Г., Беляков С.Ю. – № 3953443; Заявлено 22.07.85. 8. Варшавский И.Л. Энергоаккумулирующие вещества и их свойства. – Киев: Наукова думка, 1980. 9. Матиевский Д.Д., Вагнер В.А. Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля // Двигателестроение. – Л.: Машиностроение, 1985. – № 2. – С. 53–56. 10. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.: Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

ЛАЗЕРНО-ИНТЕРФЕРЕНЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В ТЕХНОЛОГИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ РАЗРАБОТКИ ДВС

Введение

Современный двигатель внутреннего сгорания является собой продукт столь разных отраслей науки и техники, что многие из них еще совсем недавно казались чрезвычайно далекими друг от друга. По сути ДВС к началу XXI века превратился из тепловой механической машины в электро-электронную тепло-механическую систему с компьютерным управлением. Вполне вероятно, что уже в ближайшем будущем в составе ДВС будут работать элементы на основе нано- и био- технологий. Но как и на заре развития двигателестроения совершенство механических элементов во многом определяет технические характеристики двигателя.

Формирование рационального распределения поля деформаций и напряжений (НДС) всегда составляло важнейшую задачу конструктора. Применение аналитических методов расчета позволяло сформировать только общий облик изделия, предполагая в дальнейшем использование опыта и «чутья» разработчика. В результате для получения совершенной конструкции требовался либо фантастический талант, либо значительные временные и финансовые ресурсы.

Проблемы автоматизированной разработки ДВС

Развитие компьютерных технологий позволило использовать численные методы, значительно расширившие возможности анализа НДС конструкции. Воплощенные в виде CAD/CAM/CAE систем, с 90-х годов прошлого века автоматизированные системы разработки успешно вытеснили традиционные кул-

бюро. Несомненно, что математическое моделирование раскрывает для конструктора широчайшие возможности анализа процессов и состояний, но в то же время безраздельное доверие результатам расчета может привести к печальным последствиям. Очевидно, что для эффективного применения таких передовых технологий крайне необходима доскональная верификация математических моделей, применяемых при разработке конструкции.

Для двигателестроительных предприятий Украины сложность этой проблемы обостряется еще и тем, что период становления компьютерных технологий совпал с периодом экономической стагнации. В силу этой причины конструкторы обладавшие колоссальным опытом и «чутьем» конструкции, «разминулись» с новым поколением инженеров, накапливающих навыки работы с CAD/CAM/CAE системами. В виду значительного недостатка информации они вынуждены оценивать результаты моделирования на непротиворечивость только собственным представлениям. При этом анализ напряжений и деформаций конструкции часто теряет практическую ценность. Даже сравнение расчетов с результатами последующих разрушающих испытаний реальной конструкции не позволяет однозначно утверждать об адекватности математической модели и реальной конструкции. Очевидно при разработке сложных деталей и узлов ДВС крайне необходимо применение экспериментальных методов измерения НДС, обеспечивающих не только получение данных для верификации математических моделей, но и позволяющих раскрыть перед конструктором физическую сущность процессов деформирования деталей и уз-

лов.

Лазерно-интерференционные методы измерения НДС

В паровой машине Уатта точность изготовления деталей была такова, что между поршнем и цилиндром не проходил даже маленький пальчик. В современных ДВС этого явно недостаточно. Необходимо проводить измерения деформаций реальных конструкций с микронной точностью, одновременно на значительных поверхностях с возможностью определения пространственного вектора перемещений в любой точке. Для выяснения физических процессов взаимодействия деталей особый интерес представляют зоны высокоградиентных деформаций, а тестовые нагрузки должны быть максимально приближены к рабочим.

Как показал опыт практического исследования ряда ДВС [1,2], в наибольшей степени этим требованиям отвечают лазерно-интерференционные методы, среди которых особо следует отметить голографическую интерферометрию, спекл-фотографию и электронную корреляционную спекл-интерферометрию. Указанные методы позволяют проводить измерения в широком диапазоне статических, динамических, вибрационных и тепловых нагрузок.

Работа многих изделий машиностроения сопряжена с возникновением вибраций. Их влияние может приводить как к изменению работоспособности самой конструкции, так и к созданию акустических шумов. Для успешной борьбы с нежелательными вибрациями необходимо знать резонансные частоты и формы колебаний излучающих поверхностей. Простейший в практической реализации метод голографической интерферометрии усреднения по времени позволяет получить чрезвычайно емкую, информационно насыщенную картину. На рис.1 показана последовательность интерферограмм, отображающих изменение формы собственных колебаний

крышки группового резьбового соединения на частоте 2784 Гц при изменении усилия затяжки одного из болтов.

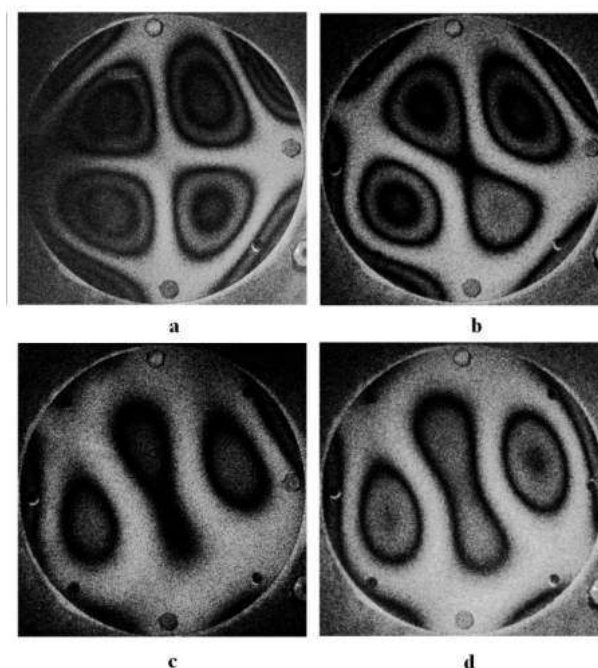


Рис.1. Изменение формы колебаний крышки группового резьбового соединения

Неподвижные участки детали визуализируются в виде светлых полос. Настройка измерительной системы проводилась на нормальную компоненту вектора перемещений, что значительно упрощает анализ интерферограмм. Наглядный характер интерференционной картины позволяет легко отслеживать изменение поведения конструкции при изменении характера нагрузки. Учитывая, что частота и форма колебаний характеризует не только геометрические особенности детали, но и особенности взаимодействия деталей в соединении, полученная информация может быть успешно использована также и для верификации конечноэлементной модели такого соединения. Вполне очевидно, что методы могут быть применены не только на стадии разработки конструкции, но, например и для диагностики технического состояния соединения в процессе эксплуатации.

Весьма показательным является применение

метода голографической интерферометрии двойной экспозиции для исследования деформации блока цилиндров. На рис.2 показана интерферограмма деформации боковой стенки блока ДВС ВАЗ 21083 при нагружении внутренним давлением 4 МПа второго цилиндра поршень которого установлен в положении, соответствующем приложенному давлению по индикаторной диаграмме. Интерференционные полосы имеют цену полосы 0.315 мкм и соответствуют эквидистантам нормальных перемещений. График отчетливо иллюстрирует активную деформацию в зоне нагруженного цилиндра и реакцию картера, вызванную силопередачей посредством цепочки поршень-шатун-коленчатый вал-коренные опоры.

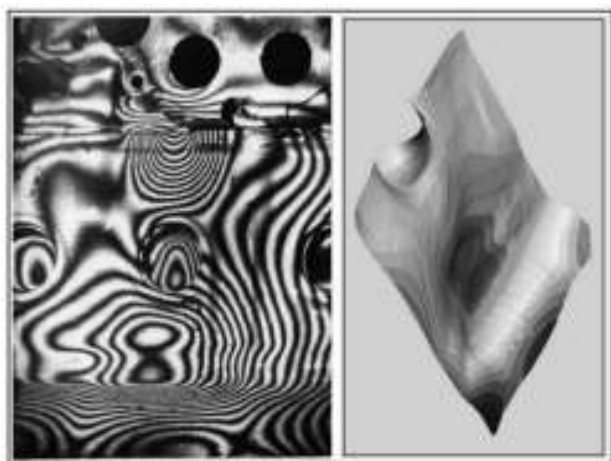


Рис.2 Интерферограмма и график деформации блока цилиндров при внутрикамерном нагружении

Использование полученной информации позволяет провести верификацию математической модели до уровня, обеспечивающего устойчивые результаты расчетов при различных видах нагружения, что га-

рантирует успешную отработку конструкции.

Заключение

Комплексное использование расчетно-экспериментальных методов, основанных на симбиозе лазерно-интерференционных методов измерений и конечноэлементных методов расчета, является логичным дополнением современных CAD/CAM/CAE систем разработки ДВС. Важное условие успешного применения таких методов на практике - разработка методов и средств адаптированных к задачам исследования двигателей и предполагающих «приборный» стиль измерения.

Список литературы:

1. Кесарийский А.Г. Голографические исследования работоспособности двигателей внутреннего сгорания// в кн. Когерентная оптика и голография; Труды XXV школы-симпозиума, Ярославль: Изд-во ЯГПУ, 1997г,- С.191 - 197.
2. Кесарийский А.Г. Комплексное применение методов голографической интерферометрии и конечноэлементного математического моделирования при отработке конструкции двигателя внутреннего сгорания// Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции, 23-25 апреля 2003 г., г. Челябинск – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003.- С.92-95.

А.В. Еськов, канд. техн. наук, А.Е. Свистула, канд. техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук, И.В. Огнев, канд. техн. наук

ОПТИЧЕСКИЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКОЙ

Изучение процесса впрыска при дизельном смесеобразовании требует наличия достоверной информации о связи скоростных характеристик топливной струи с динамикой цикла топливоподачи. Оптические методы исследования не разрушают структуру топливного факела и позволяют получить информацию о структуре и динамике развития факела. Подобные исследования являются важным и перспективным этапом изучения процессов смесеобразования и сгорания.

Исследования топливной струи проводились с целью уточнения зависимостей, описывающих развитие топливного факела для топливной аппаратуры, установленной на дизелях семейства ЧН 15/18, а также для оценки влияния давления впрыска на параметры топливной струи. На экспериментальном стенде определения скоростных характеристик топливных струй на базе лабораторной установки [1] были получены данные изменения оптической плотности в двух сечениях потока на расстояниях 50 мм и 110 мм от сопла распылителя. Объектом исследования выбрана закрытая форсунка с восьмидырчатым распылителем с диаметрами сопловых отверстий 0,25 мм. В ходе эксперимента увеличивалась частота вращения кулачкового вала ТНВД, вследствие чего увеличивалась скорость объемной подачи и максимальное давление топлива перед форсункой. При увеличении частоты вращения кулачкового вала с 500 до 850 мин⁻¹ максимальное давление топлива перед форсункой возросло с 39,6 до 54,8 МПа (на 38 %) за счет возрастания объемной скорости вытеснения топлива плунжером и снижения утечек по пяти циклам. Средняя скорость фронта увеличилась с 76,7 до 90,6 м/с (на 18 %). При увеличении давления впрыска на 38 % скорость фронта возрастает в 1,18

раза.

Для оценки результатов экспериментального исследования проведен анализ ряда работ посвященных изучению топливной струи. В работе [2] приведены экспериментально полученные значения скорости вершины факела на оси струи, лежащие в интервале от 20 до 80 м/с для дизеля 2Д70. Значения скорости вершины факела на оси струи в интервале от 20 до 100 м/с приведены в [3], что подтверждает соответствие экспериментально полученных значений скорости фронта общеизвестным исследованиям.

Анализ распределений капель потока по скоростям, полученного в результате обработки экспериментальных данных по методике [4], выявил: при увеличении частоты вращения вследствие роста давления топлива перед форсункой наблюдается перераспределение скоростей частиц топливного потока в зависимости от массы. С возрастанием давления топлива перед форсункой происходит увеличение количества массы топлива, движущейся с большими скоростями (например, при $n_{кул} = 500$ мин⁻¹ около 26 % массы топлива движется со скоростью больше 50 м/с, а при $n_{кул} = 850$ мин⁻¹ уже 52 %).

Теоретический расчет и моделирование по зависимостям, предложенных Лышевским А.С. [5] по определению характеристик движения вершины струи распыленного топлива (ее длина и скорость), сведенные в таблицу, показывают некоторое несоответствие. На рис. 1 представлена экспериментальная и расчетная зависимости скорости фронта топливной струи от давления впрыска топлива. Проведенные исследования выявили необходимость введения поправочного коэффициента k для скорости движения топливного потока.

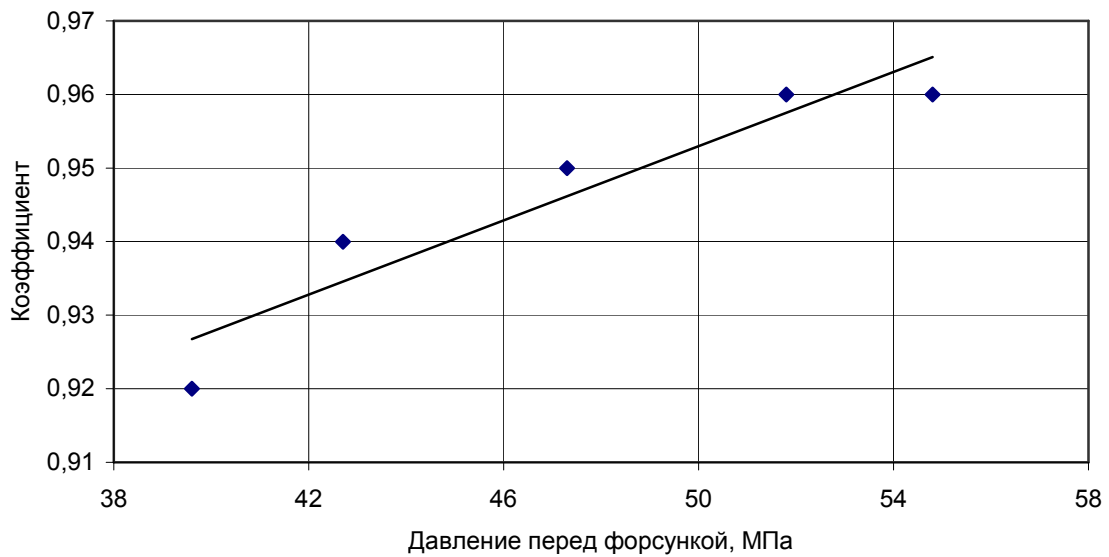


Рис. 1. Зависимость поправочного коэффициента k от давления впрыска топлива

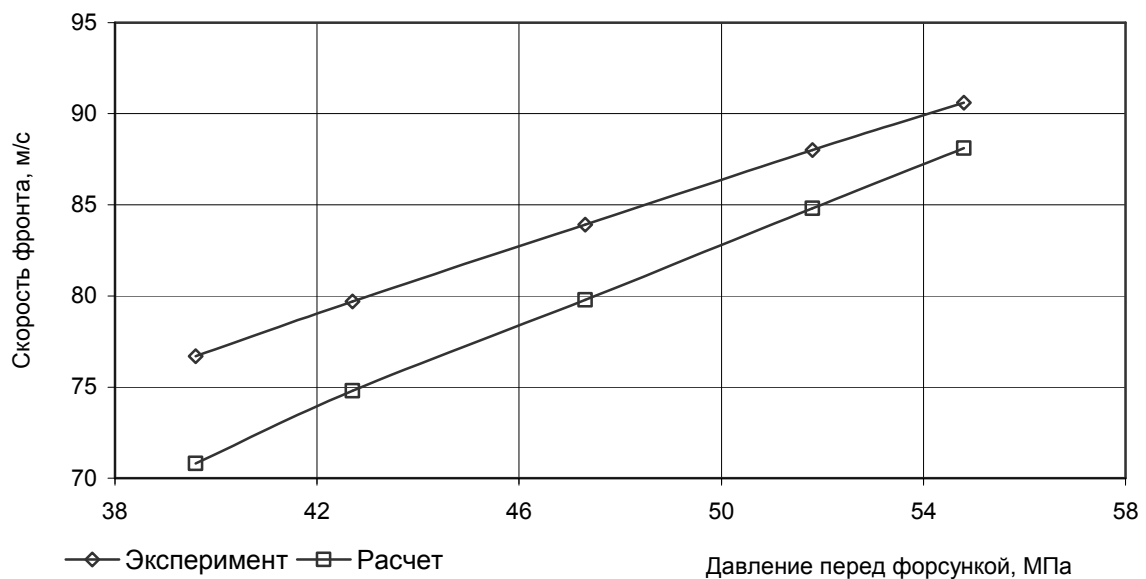


Рис. 2. Зависимость скорости фронта топливной струи от давления впрыска топлива

В ходе исследований было установлено, что поправочный коэффициент k зависит от конструкции ТА (объема под иглой, площади дифференциальной площадки и др.). Исследовалось влияние на коэффициент k давления топлива (рисунок 2), применительно к конкретной ТА, что показало изменение коэффициента k при впрыске в среду с малым противо-

давлением для топливной аппаратуры дизеля ЧН 15/18 в диапазоне от 0,92 до 0,96.

Теоретическое значение скорости струи распыленного топлива U_m , полученного применительно к описанию процесса распыления в [5], находится из экспериментального U_0 , используя коэффициент k ,

$$u_m = u_0 \cdot k.$$

Таблица 1. Результаты теоретического и экспериментального исследования топливной струи.

Параметр \ Частота вращения,	600 мин ⁻¹	650 мин ⁻¹	700 мин ⁻¹	750 мин ⁻¹	850 мин ⁻¹
Давление впрыска топлива, МПа	27,0	29,1	32,2	35,3	37,3
Скорость впрыска, м/с	150,4	156,2	164,3	172	176,9
Длина вершины струи x , мм	82,7	82,9	84,9	86,4	87,1
Скорость фронта эксперим., м/с	76,7	79,7	83,9	88,0	90,6
Скорость фронта теоретич., м/с	70,8	74,8	79,8	84,8	88,1
Коэффициент k	0,92	0,94	0,95	0,96	0,96

В таблице 1 сведены экспериментальные и расчетные значения характеристик струи распыленного топлива, откуда видно изменение коэффициента k от частоты вращения вала топливного насоса. Однако, для большинства случаев значение коэффициента можно принять 0,95.

На основании проведенных исследований и вычислений можно сделать вывод, что для исследуемой топливной аппаратуры получено выражение для определения поправочного коэффициента k в зависимости от давления впрыска топлива.

При оценке влияния уменьшения продолжительности впрыска за счет увеличения давления топлива при форсировании дизеля ЧН 15/15 на экспериментальной моторной установке для анализа ОГ на дымность и содержание токсических компонентов выявилось следующее. При сокращении продолжительности впрыска топлива и одновременном согласовании параметров ТА с геометрией КС происходит улучшение экономических параметров цикла дизеля, повышается эффективность сгорания топлива, содержание токсичных компонентов в отработавших газах снижается. Рекомендуется использовать коэф-

фициент k при математическом моделировании рабочего процесса.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д., Свистула А.Е., Еськов А.В., Ключков А.В. Экспериментальный стенд диагностики и контроля характеристик массопереноса распыленного топлива дизельной форсункой. / Двигатели внутреннего сгорания // Всеукраинский научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". - 2004, №2(5). - 156 с. С.90-91.
2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. - Харьков: «Вища школа», 1980. - 170 с.
3. Калужин С. А., Романов С. А., Свиридов Ю. Б. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле // Двигателестроение. - 1980. - N 7. С. 5-8.
4. Евстигнеев В.В., Гуляев П.Ю., Еськов А.В. Способ определения скорости импульсного аэродисперсного потока — Патент RU №2147749. Оpubл. в БИМП №11 20.04.2000. с. 226-227.
5. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. - Л.: Судостроение, 1971. - 248 с.

ПОВЕДЕНИЕ ШЕЕК РОТОРОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ С РАДИАЛЬНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Введение

Одним из основных, если даже не основным, элементом большого числа современных машин и агрегатов, включая авиационные двигатели и агрегаты подачи летательных аппаратов, является ротор, вращающийся на опорах. Увеличение скоростей вращения и мощностей роторных машин и агрегатов при одновременных тенденциях к уменьшению их габаритов и масс выдвигает проблему повышения долговечности и надежности подшипниковых узлов как одну из первоочередных проблем [1-9 и др.]. Не менее остра сейчас потребность и в подшипниках, которые могут продолжительно, надежно и экономично работать при: высокой и/или низкой температуре; в экстремальных условиях; использовании в качестве смазочного материала (СМ) маловязких нередко агрессивных жидкостей [5, 7-11].

Необходимость решения этих проблем становится все более актуальной. Решаются они сейчас как путем совершенствования подшипников традиционных типов [качения и подшипников скольжения (ПС)], так и созданием подшипников нетрадиционных типов [1, 2, 5, 7-10 и др.]. В качестве примера последних приведем комбинированные подшипники; подшипники, смазываемые специфическими средами (низкокипящими жидкостями; жидкостями, обладающие неньютоновскими свойствами и т.д.); подшипники, в которых для восприятия внешних сил используются магнитные и электрические поля.

Первый путь считается далеко неисчерпанным. Более перспективными для работы в указанных условиях являются ПС, чем подшипники качения. Для разработки этого направления необходимо решение целого спектра непростых проблем материаловедческого, технологического, экспериментального и особенно теоретического, расчетного, конструкторского характера. Многое здесь зависит также и от результатов изучения динамических характеристик (ДХ) элементов системы “ротор-смазочный слой-подшипник жидкостного трения (ПЖТ)-корпус [-фундамент (для стационарных машин)]” и разработки эффективных мероприятий по борьбе с вибрациями и их источниками. Именно отсутствие надежных методов расчета ДХ отдельных элементов указанной системы, комплексных подходов при учете реальных сил, действующих на ротора, по обеспечению рациональных значений эксплуатационных характеристик радиальных ПЖТ (РПЖТ); применение весьма приближенных методов расчета РПЖТ, в которых недостаточно учитываются или вовсе не учитываются основные особенности конструкций и работы (нестационарность нагрузок, нелинейность гидростатодинамических сил, тепловые процессы и др.) РПЖТ, свойств и течения (неламинарность, неизомеричность и др.) СМ, а также трудности экспериментального определения ДХ смазочных слоев (ДХСС) РПЖТ определяют отставание современных разработок в области высокоскоростных опорных узлов и вибрационного состояния машин и агрегатов с ПЖТ от потребностей практики [1, 2, 5, 8-12].

Формулирование проблемы

Отмеченное, а также большое число параметров и факторов, влияющих на характеристики и работоспособность РПЖТ, ДХ роторов на РПЖТ; различные оптимальные значения параметров РПЖТ на отдельных (переходных, номинальных) режимах работы [8]; нечеткость (а порой даже и неопределенность при выборе типа и значений отдельных параметров) приводят к проектированию ПЖТ с неоптимальными параметрами и ограниченного ресурса [1, 4, 9], а иногда даже и к преждевременному выходу их, машин и агрегатов из строя с существенными негативными последствиями [5]. Учитывая перечисленные выше проблемы и задачи, состояние разработок в указанной области, нами была сформулирована следующая основная цель настоящей работы: получение расчетным путем расширенного спектра эксплуатационных характеристик и исследование механической системы “шейка ротора-РПЖТ с регулируемыми в процессе работы характеристиками (РПЖТ РПРХ), смазываемых нетрадиционными или традиционными жидкостями” высокоскоростных машин и агрегатов (типа турбомашин). В качестве эксплуатационных характеристик рассматривались: для шейки – кинематические параметры, траектории и другие ДХ [амплитуды колебаний, критические скорости, амплитудно-частотные характеристики (АЧХ)]; для РПЖТ – расширенный спектр статических характеристик (СХ: грузоподъемность, расход СМ, затраты мощности на трение и др.), удельные показатели и критерии работоспособности [8, 12].

Решение проблемы

Общие сведения

Основными особенностями представленных в статье материалов является изучение с использованием методов расчета, основанных на едином пря-

мом подходе и реализованных на ПЭВМ в виде комплекса прикладных программ “РВ ПЖТ-1К”, характеристик РПЖТ РПРХ и поведения в них шеек роторов. Комплекс прикладных программ – пакет ПП “РВ ПЖТ-1К” разработан в течение ряда лет в ХАИ под руководством автора статьи при выполнении НИР с рядом предприятий и организаций [ИЯЭ АН Беларуси (г. Минск), ОАО “Турбоатом”, ОАО “Турбогаз”, КБХА (г. Воронеж), и др.]. Пакет предназначен для расчетов расширенного спектра СХ, ДХ, критериев работоспособности и удельных показателей радиальных ПС, работающих при преобладающем жидкостном трении, а также траекторий в них центров шеек роторов. В пакете содержится около девяноста связанных между собой программ, большая часть которых является результатом реализации методов расчета, изложенных в работах [8, 9, 11 и др.]. Программы написаны на алгоритмическом языке “Фортран” применительно к ЭВМ типа IBM и представлены в пакете в виде текстовых и исполняемых файлов. Научной базой методов расчета ППП явилась прикладная теория высокоскоростных ПЖТ, основные положения которой наиболее полно изложены в статье [12].

При исследованиях рассматривались РПЖТ различных типов [втулочные, сегментные РПЖТ РПРХ гидродинамического и гидростатического типа (РПЖТ РХ с подачей СМ под высоким давлением – РПС РХ ПСМВД), РПЖТ с нерегулируемыми характеристиками] и размеров (с радиусом шейки $R=0,02, \dots, 0,28$ м, длиной $L_{\Sigma}=0,045, \dots, 0,40$ м).

Вопросы классификации, особенности исполнений основных типов ПЖТ РПРХ и поведение в них шеек роторов впервые в наиболее полном виде рассмотрены в работе [13]. Здесь отметим лишь, что регулирование характеристик ПЖТ РХ может осуществляться как в течение промежутков времени, соизмеримых с временем одного оборота шейки, так и промежутков времени, длительность которых зна-

чительно больше времени одного оборота шейки; вручную или автоматически.

Схема РПЖТ СС с регулируемыми ПРХ, развертка рабочей поверхности сегмента, система ПСМВД и отдельные элементы системы измерений показаны на рис. 1. В подшипнике предусмотрена подача СМ под различным давлением в отдельные камеры, сегменты и цилиндры, на которые опираются верхние (страхующие) сегменты. Регулирование РПЖТ осуществлялось вручную.

Расчет траекторий движения точек роторов связан с необходимостью учета в методах расчета нестационарных процессов в рассматриваемой механической системе. Нестационарность движения шейки может быть обусловлена соответствующим характером нагружения (центробежной силой от неуравновешенности) и/или изменения угловой скорости ротора, давления питания РПЖТ. Моделирование на ПЭВМ движения ротора в РПЖТ осуществлялось путем совместного решения нестационарной задачи смазки РПЖТ и задачи о динамике шейки ротора. Это потребовало использования методов, позволяющих с достаточно высокой точностью проводить вычисления полей теплофизических параметров, проекций гидро(стато)динамических сил и кинематических параметров шейки. Поэтому была проведена большая предварительная работа по выбору методов и алгоритмов расчета, точности решения отдельных уравнений и тестированию программ.

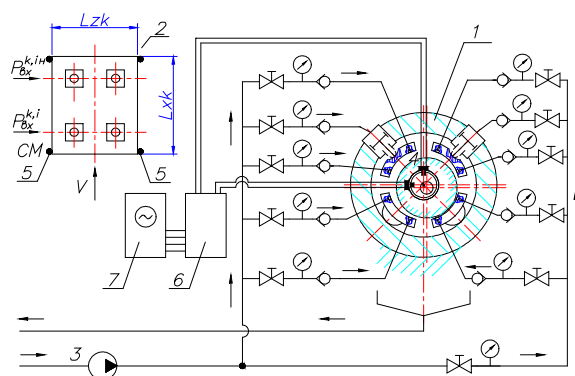


Рис. 1. Схема сегментного РПЖТ РПРХ:

1 – сегментный РПЖТ, 2 – сегмент, 3 – насос, 4 – дроссель, 5 – датчик перемещения шейки, 6 – усилитель, 7 – осциллограф

Исходные дифференциальные уравнения [уравнения Рейнольдса, энергии, расхода СМ через камеры (при рассмотрении РПЖТ с дросселирующими устройствами) РПЖТ решаются при соответствующих граничных условиях методом конечных разностей в сочетании с другими методами [8 и др.].

Выражения для эксплуатационных характеристик РПЖТ, а также описание численных методов решения исходных уравнений (методов Ньютона, Рунге-Кутты и др.), описания алгоритмов расчета характеристик РПЖТ рассматриваемых типов приведены, например, в работах [8, 11 и др.].

Эксплуатационные характеристики РПЖТ при нестационарном движении шейки являются функциями времени. Поэтому на ЭВМ вычисляются их мгновенные и осредненные за время одного оборота центра шейки значения.

В качестве критериев работоспособности РПЖТ рассматривались, как правило, минимальная толщина смазочного слоя, максимальный нагрев СМ и рабочих поверхностей РПЖТ и амплитуды колебаний центра шейки ротора. В программах учитывались основные особенности конструкций, работы РПЖТ в составе турбомашин, особенности свойств и течения СМ в трактах подшипников (см., в частности, статью [12] и др.

Накопленный опыт расчетов РПЖТ показал, что указанный подход в целом более точен и универсален по сравнению с подходом, основанном на теории малых колебаний [8, 12 и др.].

Экспериментальные исследования модельных и натурных РПЖТ и поведения в них шеек роторов проводились на стендах ХАИ [8] и ОАО “Турбоатом” [9-11, 14].

Результаты исследований

Данные рис. 2 наглядно показывают типичные формы траекторий центра шейки ротора модельного электрогенератора во втулочном РПЖТ [$R=0,02$ м, $L_Z=0,065$ м, радиальный зазор $h_0=0,8 \cdot 10^{-4}$ м (расточка цилиндрическая), радиус жиклеров $r=0,5 \cdot 10^{-3}$ м, число камер $Z_K=8$, СМ – вода, температура и давление СМ на входе $T_{BX,I}=40$ °С, $p_{BX,I}=0,2; 0,6; 1,0; 1,8$ МПа (угловая скорость $\omega=0, 800, 1200, 1600$ рад/с), $I=1 \dots Z_K$; вес ротора $G_P=500$ Н, неуравновешенность $D_{CT}=0,2 \cdot 10^{-3}$ Н·м] с регулированием характеристик за счет подачи СМ в камеры под различным давлением при работе в устойчивой зоне [когда $\omega=0, 800$ рад/с (рис. 2 а); $\omega=1200$ рад/с (рис. 2 б) – зоне вынужденных колебаний], в зоне начала потери устойчивости движения ротора – в зоне автоколебаний [$\omega=1600$ рад/с (рис. 2 в)]. Приведенные результаты указывают на существенность влияния давления питания РПЖТ на поло-

жение центра как невращающейся (или вращающейся при малой угловой скорости – рис. 2 а), так и вращающейся при других скоростях шейки ротора. Условные обозначения – точка, крестик и треугольники – соответствуют следующим значениям давления СМ на входе в РПЖТ: $p_{BX,I}=0,2, 0,6, 1,0$ и $1,8$ МПа (где $I=1 \dots Z_K$). Из рисунка видно также, что подача в РПЖТ, нагруженных весом ротора, СМ под давлением $p_{BX,I}=0,2$ МПа не обеспечивает режим жидкостного трения. Поэтому при $\omega < 50 \dots 100$ рад/с имеет место повышенный износ и нагрев рабочих поверхностей шеек и РПЖТ. Согласно оценочных расчетов при $p_{BX,I}=0,2$ МПа, $\omega=50$ рад/с и указанных выше значениях других параметров $T_I=T_{2,MAX} \approx 94 \dots 97$ °С. Питание РПЖТ под давлением $p_{BX,I}=1,8$ МПа расширяет зону устойчивого движения ротора (рис. 2 в).

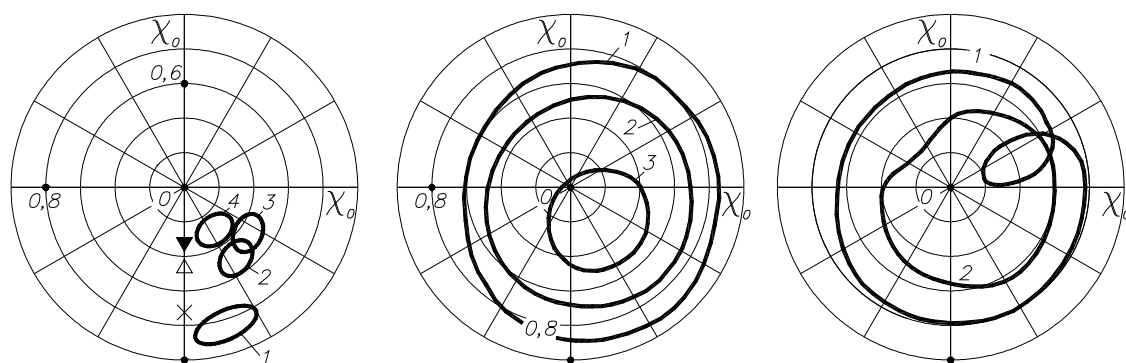


Рис. 2. Траектории точек оси шейки во втулочном РПЖТ РПРХ при различных значениях ω и p_{BX} : а) $\omega=0$ (четыре значка) и 800 рад/с (1 – $p_{BX}=0,2$ МПа, 2 – $0,6$ МПа, 3 – $1,0$ МПа, 4 – $1,8$ МПа); б) $\omega=1200$ рад/с (1 – $p_{BX}=0,6$ МПа, 2 – $1,0$ МПа, 3 – $1,8$ МПа); в) 1600 рад/с (1 – $p_{BX}=1,0$ МПа, 2 – $1,8$ МПа)

Более широкие возможности регулирования положений (позиционирования) и поведения (включая вибрационное состояние) шеек имеют сегментные РПЖТ [13, 14 и др.]. Отличия параметров и формы траекторий 1, 2 и 3 (рис. 3). показывают существенность влияния на них (а, значит, и на амплитуды колебаний) увеличения нагрузки (от $F=7,15$ кН до $F=120,15$ кН) на нижние сегменты со стороны верхнего сегмента натурального крупногабаритного РПЖТ [$R=0,26$ м, $L_Z=0,21$ м, $h_0=0,23 \cdot 10^{-3}$ м, $r=1,0 \cdot 10^{-3}$ м, число сегментов $Z_C=3$, $Z_K=6$, СМ – вода, $T_{BX}=50$ °С, $D_{CT}=0,55$ Н·м] с самоустанавливающимися сегментами (РПЖТ СС) и РПРХ опытной турбины ОАО “Турбоатом”. Кривые 5, 6 и 7 (пунктирные кривые) показывают и на существенность влияния на траектории движения [а, косвенно, и на грузоподъемность (F) РПЖТ и амплитуды колебаний] центра шейки ротора гидродинамических явлений в смазочном слое РПЖТ СС и РПРХ. С ростом угловой скорости существенно увеличиваются [от $h_{\min}=0,15 \cdot 10^{-4}$ до $h_{\min}=(0,52 \dots 0,60) \cdot 10^{-4}$ м] значения минимального радиального зазора, снижаются затраты мощности на трение и повышается и надежность работы подшипника.

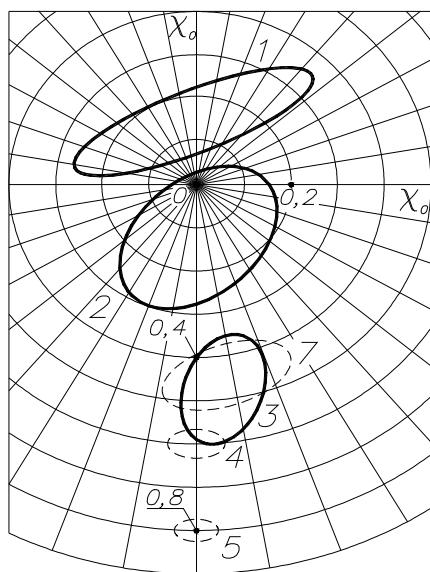


Рис. 3. Траектории оси ротора в РПЖТ СС при различных значениях ω и P_{BX} :

(1-3) - $\omega=314$ рад/с: 1 - $F=7,15$ кН, 2 - $60,15$ кН, 3 - $120,15$ кН; 5 - $\omega=100$ рад/с, 6 - 100 рад/с, 4, 7 - 314 рад/с

Температура воды на выходе (сливе) из РПЖТ СС составляла $72 \dots 98$ °С [в зависимости от значений параметров СМ на входе в РПЖТ ($T_{BX,I}$, $p_{BX,I}$), угловой скорости ротора, нагруженности РПЖТ].

Повышение температуры СМ на входе в РПЖТ от $T_{BX,I}=40$ °С до $T_{BX,I}=50$ °С не приводило к существенному изменению амплитуд колебаний ротора.

Большие изменения характеристик РПЖТ СС и поведения шеек (до $25 \dots 52$ %) имело место при изменении температуры рабочих поверхностей РПЖТ и/или шейки, а также при питании подшипников вязкими жидкостями (типа маслом T_{II-22}). Эти закономерности соответствуют и опорным узлам с РПЖТ с нерегулируемыми характеристиками (РПЖТ НХ) и подтверждены экспериментом [8].

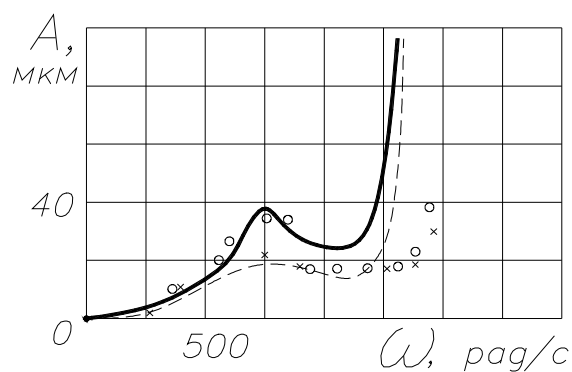
АЧХ роторов на РПЖТ различных типов (втулочных, сегментных, гидродинамических, гидростатических) отличаются [1, 2, 8 и др.]. Нами изучался вопрос о влиянии особенностей исполнений и отдельных параметров сегментных РПЖТ на АЧХ роторов и выполнен сравнительный анализ РПЖТ указанного типа и втулочных РПЖТ (значения параметров РПЖТ соответствуют, в основном, значениям параметров подшипника рис. 2) [8].

На рис. 4 приведен характерные АЧХ рассмотренных роторных систем, а также показано влияние давления питания на АЧХ

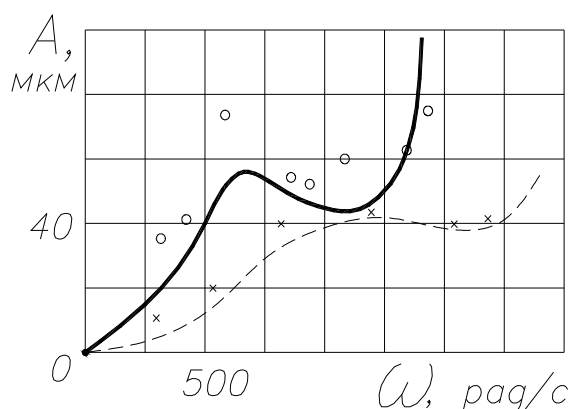
ротора ($M_P=39,2$ кг, дисбаланс:

$D_{CT}=0,391 \cdot 10^{-2}$ Н·м) электрогенератора с

РПЖТ указанного типа. Из него следует, что в исследуемом диапазоне изменения угловой скорости в большинстве случаев имеет место резонансная зона и зона потери устойчивости движения ротора.



а)



б)

Рис. 4. АЧХ ротора во втулочных РПЖТ ПСМВД (а) и в сегментных РПЖТ РПРХ (б):
1 - $p_{BX,I}=0,4$ МПа, 1 - $p_{BX,I}=0,8$ МПа

Эти данные подтверждают возможность нарушения устойчивости движения ротора на сегментных РПЖТ, существование устойчивых автоколебаний с ограниченными амплитудами и иллюстрируют влияние давления питания на АЧХ ротора на РПЖТ ПСМВД.

Для повышения устойчивости движения роторов эффективно также применять подачу СМ в отдельные камеры под различным (высоким) давлением.

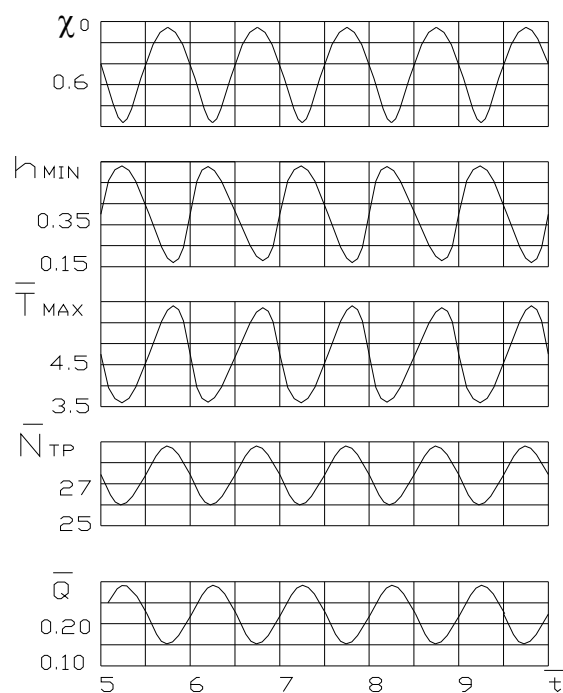


Рис. 5. Мгновенные значения статических характеристик РПЖТ

Нестационарное движение ротора, обусловленное центробежной силой согласно рис. 5 приводит к существенным изменениям (до 30...45 %) отдельных статических характеристик втулочного РПЖТ РХ.

Выполненные исследования позволили оценить также влияние значений других факторов на ДХ основных элементов рассматриваемых систем.

Согласно полученных материалов, результаты численного моделирования на ПЭВМ движения шеек в РПЖТ РПРХ удовлетворительно как качественно, так и количественно согласуются с данными экспериментов (см. рис. 4 и др.) и вполне приемлемо соответствуют качественно подобным результатам работ [6, 8, 14], полученных

при исследованиях поведения шеек в РПЖТ с нерегулируемыми характеристиками.

Максимальные погрешности расчетов ДХ шеек роторов рассмотренных систем составили: по амплитудам колебаний $\approx 25...32\%$, по критическим скоростям $\approx 20...25\%$.

Для рассмотренных типов РПЖТ, согласно полученным данным, справедливо большинство рекомендаций по проектированию, относящихся к РПДТ НХ.

Отдельные результаты проведенных исследований использовались при проектировании и модернизации опорных узлов турбомашин и агрегатов.

Для широкого использования РПЖТ РПРХ в современных и перспективных машинах и агрегатах необходимо еще решить ряд непростых задач, связанных со стратегией, алгоритмами и методами регулирования, созданием систем автоматического регулирования и их основных элементов.

Основные выводы

1. С использованием методов расчета, входящих в комплекс программ "РВ ПЖТ-1К" оценены: положения, траектории центров шеек и границы устойчивого движения роторов, установленных на РПЖТ с регулируемыми в процессе работы характеристиками; значения статических характеристик радиальных втулочных подшипников скольжения и сегментных ПС РПРХ.

2. Показано, что для обеспечения приемлемых ДХ высокоскоростных роторных машин и/или оптимальных или близких к ним значений эксплуатационных характеристик их опорных узлов целесообразно применять РПЖТ с РПРХ.

3. Использованный комплекс программ и полученные в процессе исследований данные могут являться основой для конструирования и создания усовершенствованных триботехнических устройств

нового поколения – опорных узлов высокоскоростных машин с РПЖТ РПРХ и их систем.

Список литературы:

1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин // Ленинград: Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Вибрации в технике. Справочник. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова // М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин // М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
4. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибраций паровых турбоагрегатов // М.: Энергоиздат, 1982.
5. Создание и совершенствование паровых турбин для тепловых и атомных электростанций // (Сборник научных трудов). Под общей редакцией д-ра физико-математ. наук проф. Ю.К. Петрени, канд. техн. наук И.А. Ковалева, д-ра техн. наук проф. Л.А. Хоменка. – Санкт-Петербург, 2002. – 211.
6. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 296 с.
7. Олимпиев В.И. Проблемы борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паротурбинных агрегатов большой мощности // Теплоэнергетика. 1991. № 2. С. 62. – 64.
8. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н. и др. // Харьков: Изд-во 'Основа' при ХГУ, 1992. – 197 с.
9. Чайка А.И., Кантемир А.Д. Разработка и совершенствование методов расчета и конструкций подшипников скольжения турбоагрегатов средней и большой мощности // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Харьк. авиац. ин-та им. Н.Е. Жуковского 1995 г. – Харьков. – 1996. – С. 187-192.
10. Результаты исследований теплового состояния и совершенствование радиальных подшипников скольжения турбоустановок / Чайка А.И., Кантемир А.Д., Иващенко Е.И., Пипин А.А. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. Труды международной научно-технической конференции. – Харьков: Институт

проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 1997. – С. 284-290. 11. Результаты исследований колебаний и устойчивости движения роторов на радиальных подшипниках жидкостного трения турбоагрегатов / А.И. Чайка, А.Д. Кантемир, А.А. Пипин, В.Г. Клецев // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вибрації в техніці і технологіях". – 2001. № 4 (20). – С. 91-96. 12. Чайка А.И. Прикладная теория высокоскоростных радиальных подшипников жидкостного трения // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных

трудов. – Вып. 6. – Харьков: ХАИ. – 1998. – С. 172-177. 13. Чайка А.И. Классификация и результаты исследований высокоскоростных подшипников жидкостного трения с регулируемыми характеристиками: Тр. Национального технического университета "ХПИ". – Харьков: ХПИ. – 2001. – С. 36-41. 14. Исследование радиального гидростатического подшипников с самоустанавливающимися подушками / Зарецкий Е.И., Кантемир А.Д., Чайка А.И. и др. // Теплоэнергетика. – 1991. – № 2. – С. 62-64.

УДК 621.57.041: 628.84

Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.В. Зверев, инж.

ИСПЫТАНИЯ ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРА СУДОВОГО АВТОНОМНОГО КОНДИЦИОНЕРА

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Применение герметичных компрессоров (ГК) в составе холодильных машин судовых автономных кондиционеров (АК) повышает ресурс установки, упрощает обслуживание, улучшает массогабаритные показатели, уменьшает капитальные затраты [1]. Кроме того, высокая степень герметизации системы хладагента снижает вероятность утечки, что является важным не только с точки зрения надежности, но и экологической безопасности, приоритет которой определен пакетом международных соглашений [2]. Однако большие теплопритоки к всасываемому хладагенту внутри кожуха ГК приводят к заметному росту объемных и энергетических потерь [3], что ухудшает их показатели по сравнению с сальниковыми компрессорами [4].

Следовательно, повышение энергетической эффективности экологически безопасного холодильного оборудования систем судового микроклимата является актуальной научной проблемой.

Герметичные компрессоры типа ХГВ для судовых АК выпускает АОТ "Завод «Экватор»" (г. Николаев, Украина). Их исследованию посвящено большое число публикаций Ю.В. Захарова, В.С. Дороша, О.В. Щесюка, В.Ю. Захарова и др. Авторы анализировали показатели, полученные экспериментально на хладагенте R22 при фиксированной температуре всасывания, равной 20 °С. Величина перегрева при изменении температуры кипения от –10 до 10 °С снижалась от 30 до 10 °С соответственно.

Как известно, увеличение перегрева пара во всасывающем трубопроводе улучшает объемные и энергетические показатели ГК из-за снижения теплопритоков от конструктивных элементов компрессора к хладагенту в кожухе в результате уменьшения

разности температур между ними. Однако рост перегрева на всасывании повышает температурный уровень ГК, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности [4]. С другой стороны, в режимах кондиционирования с повышением температуры кипения от -10 до 10 °С массовая скорость хладагента в испарителе возрастает более чем в два раза. Это приводит к росту уноса жидкого хладагента во всасывающий трубопровод [5]. При этом перегрев пара во всасывающем трубопроводе может оказаться недостаточным для испарения всей диспергированной жидкости. Установлено, что даже при весьма значительных перегревах (вплоть до 40 °С) всасываемый хладагент может содержать до 30 % влаги [4, 6–8]. Поступление ее в кожух ГК существенно ухудшает его характеристики и может привести к выходу компрессора из строя.

Исключить попадание жидкого хладагента в кожух ГК, а также повысить энергетическую эффективность холодильной машины судовых АК можно при использовании схемных решений на основе регенерации теплоты в цикле.

Целью настоящей работы является получение опытных данных по параметрам всасываемого хладагента, необходимых для обеспечения условий эффективной работы ГК в цикле с регенеративным теплообменником. Для ее достижения был выполнен

комплекс теоретических и экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования и анализ результатов

Объектом исследований являлся базовый компрессор ХГВ-14, с которым унифицированы ХГВ-14-В и ХГВ-28 [9, 10]. Основные технические характеристики компрессоров приведены в табл.1.

Эти ГК применяются АООТ “Завод «Экватор»” в судовых АК с регенеративным теплообменником. Применение регенерации теплоты в цикле позволяет обеспечить перегрев всасываемого компрессором пара и повысить энергетическую эффективность холодильной машины.

Регенеративный теплообменник встроен в делитель жидкости на линии всасывания. Последний позволяет исключить попадание жидкого хладагента во всасывающий тракт компрессора. Особенностью холодильной машины является также применение вместо терморегулирующего вентиля капиллярной трубки, т.е. дроссельного устройства постоянного сечения. Это приводит к изменению величины перегрева всасываемого пара на различных режимах, что отражается на условиях работы компрессора.

Таблица 1. Технические характеристики судовых герметичных компрессоров

Характеристики	ХГВ-14	ХГВ-14-В	ХГВ-28
Номинальная холодопроизводительность, кВт	16,3		32,6
Номинальная потребляемая мощность, кВт	4,7	5,45	9,3
Количество цилиндров	2		4
Диаметр цилиндра, мм	50		
Ход поршня, мм	30	22	30
Синхронная частота вращения вала, с ⁻¹	50	66,7	50
	Частота тока в сети, Гц	50	400
Взаимное расположение цилиндров	Рядное		Двухрядное под углом 90°
Вал	Коленчатый с двумя шатунными шейками под углом 180°		
Габаритные размеры, мм:			
длина	296		326
ширина	296		326

высота	480	454	545
Сухой вес, кг	56	51	75

Примечание. Номинальная режим: температура кипения 5°C; конденсации 40°C, переохлаждения 35°C, всасывания в компрессор 20°C.

Схема холодильной машины судового АК с регенеративным теплообменником и отделителем жидкости представлена на рис. 1 [11].

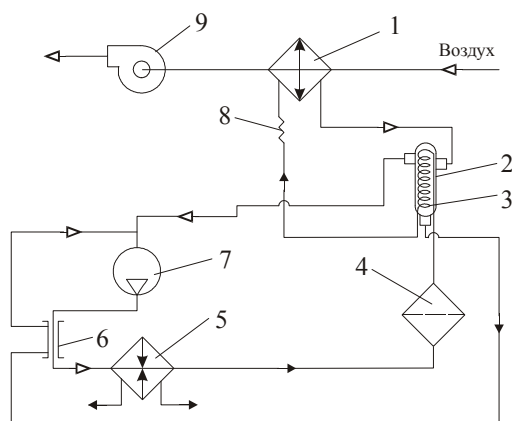


Рис. 1. Схема холодильной машины кондиционера:

1 – испаритель-воздухоохладитель; 2 – отделитель жидкости; 3 – регенеративный теплообменник; 4 – фильтр-осушитель; 5 – конденсатор; 6 – масловыпариватель; 7 – герметичный компрессор; 8 – капиллярная трубка; 9 – вентилятор

Экспериментальные исследования компрессора ХГВ-14 проводились на калориметрическом стенде в лаборатории ЦНИиПИ «Гайфун» (г.Николаев).

В состав стенда входили калориметр, охлаждаемый водой конденсатор, сосуд для определения концентрации масла, фильтр-осушитель и механический фильтр, контрольно-измерительные приборы и арматура. Калориметр представлял собой трансформатор, вторичная короткозамкнутая обмотка которого была выполнена из медной трубы и служила испарителем. Электрический ток нагревал трубу, и теплота передавалась протекающему внутри трубки кипящему хладагенту. Через ваттметр, амперметр и вольтметр первичная обмотка трансформатора была подключена к регулятору напряжения. Мощность и, следовательно, количество теплоты, передаваемой поверхностью испарителя хладагенту, регулировались изменением величины

подводимого напряжения.

Мощность регулировалась по температуре паров хладагента на выходе из испарителя. Для предотвращения недопустимого перегрева испарителя калориметра была установлена тепловая защита, которая отключала электропитание калориметра и компрессора, когда температура стенки испарителя достигала 50 °С.

Помимо теплотехнических испытаний на стенде осуществлялось измерение температур хладагента и смазочного масла хромель-копелевыми термопарами типа ТХК. Термопары в компрессоре устанавливали в термогильзах, заполненными металлическими опилками. Их размещали перед всасывающим патрубком, до и после электродвигателя, во всасывающей и нагнетательной полостях, ресивере, после нагнетательного патрубка.

Среднюю температуру обмоток встроенного электродвигателя определяли методом сопротивления непосредственно после окончания испытания в установившемся тепловом режиме. Сопротивление обмоток электродвигателя измеряли с помощью моста постоянного тока Р333 класса точности 0,5.

Экспериментальные исследования компрессора ХГВ-14 проводились для температур конденсации 40 и 50 °С, переохлаждения 5 °С, температуры кипения изменялись от –10 до 10 °С. Компрессор исследовали в два этапа по шесть режимов в каждом. На первом этапе температура хладагента на всасывании традиционно поддерживалась постоянной (20 °С), а на втором - переменной при фиксированном перегреве, равном 15 °С. Примерно такой перегрев на всасывании обычно наблюдается при наличии регенеративного теплообменника. Для получения стационарных характеристик на каждом

режиме показатели снимались после двух часов непрерывной работы ХГВ-14 на стенде. Замеры производились семь раз через каждые 10 минут и заносились в протокол.

Погрешность измерений вычислялась по методике, изложенной в работах [12, 13].

Абсолютная ошибка при определении функции многих переменных $x_1, x_2, \dots, x_n$ вычисляется по формуле:

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial F(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right]^2}.$$

Относительная ошибка:

$$\varepsilon = \frac{\Delta y}{F(x_1, x_2, \dots, x_n)} \cdot 100\%.$$

Погрешность измерения холодопроизводительности компрессора, температур хладагента и масла определялась нахождением систематической ошибки.

Погрешность результатов оценивается с помощью среднеквадратичной ошибки:

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}},$$

где x_i – значение измеряемой величины при единичном замере;

$\bar{x}$ – среднееарифметическое значение измеряемой величины;

n – число измерений.

Результаты испытаний представлены на рис. 2 в виде зависимостей разности температур нагнетания Δt_n (рис.2,а), обмотки электродвигателя $\Delta t_{об}$ (рис.2,б) и смазочного масла Δt_m (рис.2,в).

При определении разностей величин из значений параметров в традиционном режиме (при $t_{вс} = 20$ °С) вычитались значения при фиксированном перегреве (при $\Delta t_{вс} = 15$ °С).

Как видно из рис. 2, с повышением температуры кипения до значения $t_0 = 10$ °С (сокращением перегрева при традиционном режиме испытаний с поддержанием $t_{вс} = 20$ °С) величины разности температур меняют знак на противоположный, что свидетельствует об улучшении теплового состояния компрессора при традиционном режиме испытаний по сравнению с испытаниями при фиксированном перегреве ($\Delta t_{вс} = 15$ °С). При этом перегрев пара на всасывании становится меньше $\Delta t_{вс} = 15$ °С, что позволяет ощутимо снизить температурный уровень ГК.

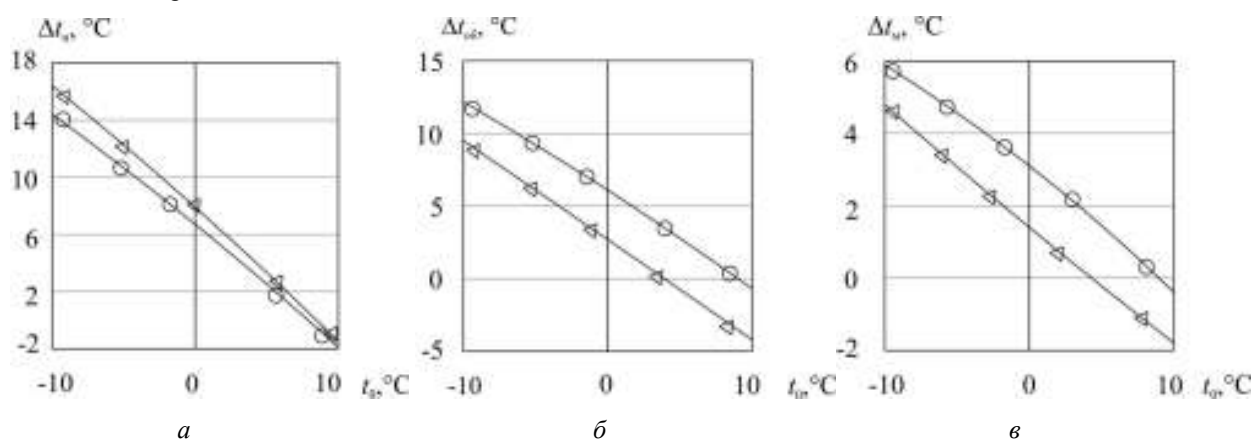


Рис. 2. Экспериментальные зависимости разности температур нагнетания Δt_n (а), обмотки электродвигателя $\Delta t_{об}$ (б), масла Δt_m (в) для ХГВ-14: $\Delta - t_k = 50$ °С; $\bigcirc - t_k = 40$ °С

Выводы по результатам экспериментальных исследований

1. Уменьшение величины перегрева на всасывании позволяет ощутимо снизить температурный уровень ГК.

2. Результаты исследования качественно согласуются с данными В.Б. Якобсона [4], полученными для ГК с более низкой частотой вращения.

Список литературы:

1. Захаров Ю.В., Дорош В.С. Основные направления создания и совершенствования герметичных поршневых компрессоров судовых систем кондиционирования и рефрижерации // *Зб. наук. праць УДМТУ*. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. - № 4(370). – С.43-53. 2. Морли Дж.Р. Хладагенты для рефрижераторного транспорта // *Холодильная техника*. – 1999. - № 8. – С.20-22. 3. Дорош В.С. Захаров В.Ю. Исследование объемных и энергетических потерь и показателей судовых высокооборотных герметичных фреоновых компрессоров // *Труды НКИ*. – Николаев: НКИ, 1983. – *Теплоэнергетика и хладотехника* – С.24-34. 4. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 389с. 5. Радченко А.Н. Повышение надежности работы герметичных компрессоров судовых систем кондиционирования воздуха // *Зб. наук. праць УДМТУ*. – Миколаїв: УДК 621.436.004.6

УДМТУ, 2002. - № 1 (379). – С.52-60. 6. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных машин и установок. – М.: Пищевая промышленность, 1982. – 304 с. 7. Кувшинов С.Г., Яцунов И.Ф., Фролова Н.И. Анализ работы кожухотрубных испарителей с кипением холодильного агента внутри труб // *Холодильная техника*. – 1973. – № 9. – С.39-44. 8. Chaddock J.B., Varma H.K. An experimental investigation on dry-out with R22 evaporating in a horizontal tube // *ASHRAE Transactions*. – 1979. – Vol.85. – P.105-121. 9. Дорош В.С. Влияние конструктивных факторов на характеристики холодильных герметичных поршневых компрессоров // *Зб. наук. праць УДМТУ*. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. - № 1 (367). – С.74-80. 10. Дорош В.С. Создание и совершенствование унифицированного высокооборотного герметичного компрессора для автономных кондиционеров амфибийных судов // *Зб. наук. праць УДМТУ*. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. - № 1 (379). – С.75-82. 11. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Петербург: Судостроение, 1994. – 504 с. 12. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. – Л.: Наука, 1974. – 108с. 13. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.

А. Н. Пойда, д-р. техн. наук, Д. Г. Сивых, асп.

ВЫБОР ИНФОРМАТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ФОРМИРОВАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ В АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ МОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами

Систематический мониторинг технического состояния дизелей позволяет своевременно выявлять и устранять возникающие неисправности или нарушения исходных регулировок и обеспечивать нормальное функционирование силовых установок. Давно и

успешно применяется мониторинг эксплуатационный (диагностический) в авиации. Причем программно-аппаратные средства разделены на два вида – бортовые и наземные. В последнее время наметилась устойчивая тенденция применения бортовых систем мониторинга (БСМ) на автомобилях, тракторах, тепловозах, судах. Технических трудностей в

создании и применении БСМ практически не существует, так как мировым сообществом накоплен большой опыт в производстве и эксплуатации микропроцессорных систем управления двигателями (МПСУ) и датчиков к ним. Основная проблема заключается в том, что МПСУ или БСМ имеют узкое функциональное назначение и высокую стоимость, которая может достигать стоимости двигателя небольшой мощности. В связи с изменением в Украине собственника на автомобили и сельскохозяйственные машины, на которых устанавливаются дизельные двигатели, возрастает интерес к таким функциональным возможностям БСМ, как диагностика общего технического состояния двигателя, учёт расхода топлива, выбор рациональных режимов работы двигателей, накопление данных для прогнозирования ресурса. Поэтому важным направлением является совмещение функций в БСМ, что обеспечит комплексное решение ряда задач и даст экономический стимул для большего распространения БСМ. К таким задачам можно отнести следующее:

- поддержание двигателя постоянно в исправном состоянии путем профилактического воздействия на объект по его фактическому техническому состоянию, то есть своевременное выявление и устранение возникающих неисправностей или нарушения исходных регулировок;
- экономия энергоносителей за счет выбора рациональных режимов работы двигателей при выполнении технологических операций транспортными машинами, на которых они установлены;
- учет и контроль расходования энергоносителей;
- прогнозирование ресурса двигателя и планирование технического обслуживания или ремонта в сроки, не связанные с интенсивным использованием данного вида техники.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Анализ публикаций показывает, что многие из перечисленных задач в научном плане уже решались или решаются как самостоятельно поставленные задачи. В работе [1] изложен подход разделения программно-аппаратного комплекса, выполняющего функции мониторинга рабочих процесса судового дизеля, на две части (модули): измерительную и аналитическую. Причиной, побудившей появление такой идеи, явилось то, что из-за интеграции измерительных и вычислительных модулей в единую систему, появилась избыточность аппаратных средств и, как результат, высокая стоимость системы.

На современных автомобилях зарубежного производства, на некоторых автомобилях ВАЗ устанавливаются маршрутные компьютеры (МК) [2], как средство выдачи оперативных данных водителю о мгновенном расходе топлива. МК позволяет накапливать информацию о среднем расходе топлива, пройденном пути и времени в пути при движении от пункта до пункта. Однако они не обеспечивают возможность экспортировать информацию в наружные технические средства. Наряду с этим получают распространение электронные тахографы – мощные технические средства эксплуатационного мониторинга автомобилей, предназначенные, в основном, для контроля режимов движения средств транспорта.

В работе [3] рассмотрены переносные и встроенные средства диагностирования тракторных двигателей, предложена технология идентификации режимов работы и степени загрузки дизелей на основе измерения положения управляющего органа (рейки топливного насоса), расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала. Предложено использовать встроенные технические средства для диагностического мониторинга. В памяти этих устройств накапливаются результаты контрольных измерений диагностических параметров, в том числе о расходе топлива за определенный промежуток времени: за сме-

ну, за сутки, за время эксплуатации.

В работе [4] сформулирована концепция, как система взглядов, на основе общности информационного обеспечения перечисленных выше задач. Рассматривая транспортную или рабочую машину, дизельный двигатель как техническую систему, для которой решаются перечисленные задачи с использованием результатов мониторинга, предложена концепция построения технологий мониторинга и диагностирования двигателей транспортных машин на основе системного подхода. Предложенный подход предполагает, что данные, которыми оперирует система управления двигателем, можно использовать затем в операциях мониторинга. Данные должны содержать, по крайней мере, минимум информации, необходимой для решения задач конкретной технической системы. Поэтому на автомобиле с МПСУ достаточно установить бортовые системы мониторинга, по принципу действия похожие на маршрутные компьютеры или электронные тахографы. Используя информацию, получаемую от МПСУ двигателем, после её предварительной обработки, БСМ должны сохранять её в своей памяти.

В работе [5] поставлен вопрос о необходимости системного подхода в решении проблем автомобильного транспорта. Рассмотрено взаимодействие основных его подсистем как большой технической системы, изложены теоретические основы влияния условий эксплуатации на эффективность работы и техническое состояние автомобильного транспорта, обоснована необходимость учета условий работы и предложены варианты устройств, позволяющих механизировать учет условий эксплуатации. Показано, что расход топлива является важным диагностическим параметром. Проанализированы факторы, влияющие на расход топлива в условиях эксплуатации. Указано, что на автомобилях отечественного производства отсутствуют бортовые приборы и средства связи, позволяющие регистрировать пара-

метры транспортного процесса и эффективно управлять им.

Задачам прогнозирования технического состояния транспортных дизелей и остаточного ресурса силовых агрегатов посвящены работы [6,7]. Причём, оценку технического состояния транспортных дизелей в [7] предложено выполнять по индикаторным показателям.

К числу нерешённых можно отнести следующие проблемы:

- во-первых, вопросы системного мониторинга транспортных двигателей, отличающихся уровнем технической оснащённости и контролепригодности не рассматривались конкретно для дизелей, а только упоминаются в концепции, сформулированной в общем виде для транспортных машин;

- во-вторых, ещё не обоснован перечень информативных параметров, подлежащих регистрации в БСМ, не сформулированы требования к структуре базы данных в системной постановке, а также методики и алгоритмы обработки и анализа информации, накопленной в базе данных.

- в-третьих, отсутствует необходимая номенклатура бортовых технических средств диагностического мониторинга и оперативного диагностирования, позволяющих накапливать данные в достаточном объёме и отслеживать техническое состояние транспортных дизелей, в результате чего возникает информационный разрыв в цепи технологических процессов.

Цель работы

Целью данного исследования является обоснование и выбор информативных параметров, разработка требований к структуре базы данных БСМ в системной постановке.

Обоснование и выбор информативных параметров

В процессе эксплуатации дизелей под воздействием естественных процессов старения и изнашивания изменяется техническое состояние узлов и деталей, оказывающих влияние на их рабочие процессы, индикаторные и эффективные показатели. В результате снижается мощность, повышается расход топлива. Режимы движения транспортных машин при выполнении технологических операций также влияют на экономичность. Поэтому повышение эффективности функционирования автотракторных дизелей в эксплуатации может быть достигнуто путём целенаправленного комплексного воздействия: поддержания их в исправном состоянии, выборе режимов работы с наилучшей экономичностью, контроле расходования энергоносителей.

Индикаторную и эффективную мощность двигателя можно представить известными выражениями

$$N_i = \frac{Q_n}{3600} \cdot G_m \cdot \eta_i = \frac{Q_n}{60 \cdot i} \cdot G_{mц} \cdot \eta_i \cdot n, \quad (1)$$

$$N_e = \frac{Q_n}{3600} \cdot G_m \cdot \eta_e = \frac{Q_n}{60 \cdot i} \cdot G_{mц} \cdot \eta_e \cdot n, \quad (2)$$

где Q_n – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

η_i, η_e – индикаторный и эффективный КПД,

$G_{mц}$ – цикловая подача топлива, кг/цикл,

G_m – часовой расход топлива, кг/ч,

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹,

i – коэффициент тактности.

Оба приведенных выражения можно использовать для упомянутых оценок. Применяемый в оценках эффективности функционирования транспортных машин [5] коэффициент использования мощности двигателя K_u можно представить как отношение текущего значения эффективной мощности N_e к эффективной мощности номинального режима $N_{ен}$:

$$K_u = \frac{N_e}{N_{ен}} = \frac{G_m}{G_{mн}} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} = \frac{G_{mц}}{G_{mцн}} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} \cdot \frac{n}{n_n}, \quad (3)$$

где $G_{mн}, G_{mцн}, \eta_{ен}, n_n$ – перечисленные выше показатели с дополнительным индексом «н» номинального режима.

В процессе эксплуатации дизеля под воздействием естественных процессов старения и изнашивания изменяется техническое состояние узлов и деталей, оказывающих влияние на его рабочий процесс, индикаторные и эффективные показатели. В работе [7] оценку стабильности функционирования дизеля предложено выполнять по индикаторным показателям. Количественную оценку изменившемуся техническому состоянию можно сделать следующим образом. Условимся, что в уравнении (1) все показатели двигателя характеризуют текущее техническое состояние. Для нового дизеля всем переменным показателям присвоим индекс «и», означающий исходный показатель, то есть $\eta_{и}, G_{ми}, G_{мци}, n_{и}$. Тогда отношение индикаторной мощности дизеля с текущим техническим состоянием к исходной индикаторной мощности на идентичном режиме работы можно рассматривать как коэффициент общего технического состояния дизеля:

$$K_{мсд} = \frac{N_i}{N_{и}} = \frac{G_m}{G_{ми}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{и}} = \frac{G_{мц}}{G_{мци}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{и}} \cdot \frac{n}{n_{и}}. \quad (4)$$

Параметрами для идентификации режима служат: положение рейки ТНВД $h_p = h_{pu}$, частота вращения коленчатого вала $n = n_u$ и температура охлаждающей жидкости $t_{жс} = t_{жу}$. При таком условии ($n/n_u = 1$) формула (4) приобретает вид:

$$K_{мсд} = \frac{G_{мц}}{G_{мци}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{и}}. \quad (5)$$

Воспользоваться формулой (5) можно только при стендовых испытаниях дизеля, когда есть возможность идентифицировать режим работы и определить либо непосредственно индикаторные мощности при разном техническом состоянии, либо КПД и цикловые подачи. В условиях эксплуатации формулу (5) в таком виде применить затруднительно, так как

не известен действительный индикаторный КПД, поскольку он зависит от коэффициента избытка воздуха α , начала подачи топлива, герметичности рабочей полости и других факторов, изменяющихся в процессе эксплуатации. Воспользуемся рекомендацией [9], где сказано, что влияние α на индикаторный КПД следует анализировать по зависимости

$$\frac{\eta_i}{\alpha} = f(\alpha).$$

Если принять упрощающее допущение, что в процессе эксплуатации под воздействием перечисленных выше факторов функция $f(\alpha)$ изменяется по отношению к исходной $f(\alpha)_u$ по зависимости $f(\alpha) = b \cdot f(\alpha)_u$, где b – функция, определяемая экспериментально, то есть принять $\frac{\eta_i}{\alpha} = b \cdot \frac{\eta_{iu}}{\alpha_u}$, то произведя перестановку членов уравнения, получим

$$\frac{\eta_i}{\eta_{iu}} = b \cdot \frac{\alpha}{\alpha_u}. \quad (6)$$

Подставив (6) в (5), получим формулу для количественной оценки технического состояния дизеля:

$$K_{мсд} = \frac{G_{ми}}{G_{мии}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_u} \cdot b. \quad (7)$$

В работе [3] было показано, что, используя такой принцип, по изменению перемещения рейки h_{pi} исходного и текущего технического состояния h_p , можно диагностировать топливный насос высокого давления:

$$K_{мсТНВД} = \frac{h_{pi}}{h_p}$$

при равенстве цикловых подач или

$$K_{мсТНВД} = \frac{G_{ми}}{G_{мии}}$$

при одинаковом положении рейки ТНВД.

ДСТУ 2389–94 предписывает при диагностировании объекта прогнозировать его ресурс. Существ-

ующие методы не позволяют решить эту задачу корректно из-за недостаточности исходных данных.

Современные МПСУ имеют встроенные программные модули, в которых осуществляется самодиагностика систем. Технология строится на измерении величин сигналов датчиков, характеризующих диагностические параметры, в контрольных точках и сравнении измеренных величин с пороговыми значениями. При отклонении какого-либо параметра от порогового значения в специально отведенную область памяти записывается код ошибки. Сами данные в МПСУ не сохраняются. На комбинации приборов загорается сигнальная лампа, сообщающая о необходимости диагностирования двигателя. Таким образом, информация, получаемая при реализации технологий управления процессами, безвозвратно теряется, а затем при диагностике, обслуживании или ремонте её необходимо снова получать. Как правило, диагностирование двигателя осуществляют в режиме холостого хода, в котором не все неисправности можно однозначно определить, например, те, которые возникают при больших нагрузках. Бортовая диагностика помогает опытному диагносту быстрее локализовать дефект.

В рассмотренных примерах просматривается общность информационного обеспечения задач системного мониторинга дизелей. Следует учесть, что для определения α необходимо знать расходы топлива и воздуха, а для учета условий работы требуется информация о скорости движения транспортной машины и время работы на определенном режиме.

Формирование базы данных

Рассмотрим основные требования к базе данных БСМ. База данных должна обладать определенным уровнем универсальности, то есть обеспечить возможность системного мониторинга двигателей различных марок и моделей автомобилей, тракторов и комбайнов, поэтому должна содержать определен-

ный набор идентификаторов, например, характеризующих модель дизеля и его комплектность, а именно:

- технические характеристики двигателей различных марок и моделей (диаметр цилиндра, ход поршня, число цилиндров, степень сжатия, литраж, фазы газораспределения и др.);

- электрические схемы систем управления двигателями различных марок;

- справочную информацию о технических характеристиках компонентов систем управления (тип турбокомпрессора, ТНВД, форсунок);

- коды ошибок для различных типов систем управления, информацию о размещении на автомобиле диагностического разъема.

В этом случае появляются предпосылки к созданию типовых решений аппаратной части БСМ и технологий получения исходной информации. При системном мониторинге дизелей база данных должна содержать информацию об исходных показателях дизелей: КПД η_e или η_i , α , G_m , мощности и частоте вращения, а также данные, позволяющие получить сведения о режимах работы, степени загрузки, суммарном расходе топлива, средней скорости движения транспортной или рабочей машины, пройденном пути и затраченном на это времени.

Для этого необходимо сохранять измеренные параметры: расход топлива, расход воздуха, частоту вращения коленчатого вала, положение рейки ТНВД, скорость движения и время.

В процессе функционирования системы может изменяться структура объекта мониторинга, совершенствоваться и изменяться состав и структура технических средств, технологии получения и передачи данных, математические модели, применяемые при их анализе. В связи с этим необходимо

обеспечить возможность развития систем и решения новых задач по мере накопления опыта эксплуатации или при появлении дополнительных или более совершенных датчиков в системе контроля технического состояния. Поэтому база данных должна иметь открытую структуру, т. е. иметь возможность дополнения новыми параметрами, контролируемыми узлами и т. д.

Форма представления информации в базе данных БСМ зависит от архитектуры аппаратных средств, конкретных технических характеристик электронных компонентов, алгоритмов получения и обработки измерительной информации, поэтому в данной статье не обсуждается. На наш взгляд интерес представляет исходная информация, получаемая на основе испытаний дизеля и вносимая в базу данных.

В качестве примера в таблице 1 представлена выборка исходных данных, которые можно применить при диагностировании дизеля СМД-31А. Информация, помещенная в таблице, получена путем обработки экспериментальных данных, приведенных в [8]. При этом исходными были: N_e , G_m , G_e , η_e . В колонке 1- приведенное значение хода рейки ТНВД $h/h_{p\max}$, 6 и 7 – отношение КПД к α (рис. 1, а) в колонках 8 и 9 – относительные величины индикаторного и эффективного КПД, полученные путем деления текущих значений на величины, соответствующие $h_{p\max}$. Интерес представляют функции, приведенные в колонках 10 и 11, (рис. 1, б)

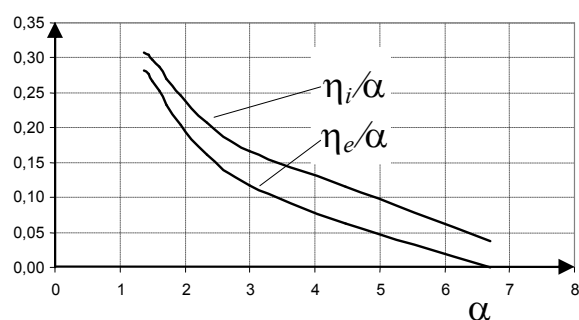
$$F_1 = \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{\alpha_{h\max}}{\eta_{ih\max}} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\eta_e}{\alpha} \cdot \frac{\alpha_{h\max}}{\eta_{eh\max}},$$

где $\alpha_{h\max}$, $\eta_{ih\max}$, $\eta_{eh\max}$ – соответственно коэффициент избытка воздуха, индикаторный и эффективный КПД при максимальном положении рейки ТНВД. Функции F_1 и F_2 примечательны тем, что из-

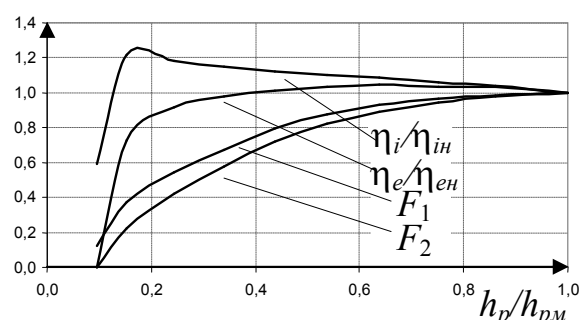
меняются в пределах от 0 до 1 при изменении $h/h_{p\max}$ в тех же пределах.

Таблица 1. Показатели дизеля СМД-31А (нагрузочная характеристика при $n=1500$ мин.⁻¹)

h_p/h_{pm}	N_e	G_m	G_b	α	η_i/α	η_e/α	η_i/η_{in}	η_e/η_{en}	F_1	F_2
	кВт	кг/ч	кг/ч							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,096	0	4,70	450	6,695	0,038	0,000	0,594	0,000	0,122	0,000
0,152	25	7,50	480	4,476	0,115	0,063	1,219	0,729	0,374	0,223
0,243	50	11,95	513	3,002	0,167	0,118	1,184	0,915	0,541	0,418
0,339	75	16,70	560	2,345	0,207	0,162	1,147	0,982	0,671	0,574
0,438	100	21,55	595	1,931	0,246	0,204	1,121	1,015	0,797	0,721
0,539	125	26,50	652	1,721	0,271	0,232	1,101	1,031	0,878	0,822
0,638	150	31,40	720	1,603	0,287	0,252	1,089	1,045	0,931	0,894
0,752	175	37,00	797	1,506	0,297	0,266	1,059	1,034	0,964	0,942
0,862	200	42,40	877	1,446	0,305	0,276	1,042	1,031	0,988	0,978
1,000	225	49,20	965	1,372	0,308	0,282	1,000	1,000	1,000	1,000



а)



б)

Рис. 1. Изменение информативных параметров:
а) в зависимости от α ; б) в зависимости от положения рейки ТНВД

Выводы

Предложенный подход ориентирован на применение информационных технологий и позволит создавать сбалансированные по составу технических средств, информационному и методическому обеспечению системы для решения многих задач, связанных с эксплуатацией автотракторных дизелей.

Список литературы:

1. Ивановский В.Г., Варганец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации//Двигатели внутреннего сгорания// Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». -2004,

№2.-с.- 138 – 141. 2. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокионов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с. 3. Пойда А.Н., Палий А. В., Сивых Д. Г. Встроенные и переносные средства диагностирования тракторных дизелей/ Вісник ХДТУСГ, вип. 1, Харків, 2003, с. 24 –29. 4. Системный подход к управлению рабочими процессами, мониторингу и диагностированию транспортных машин / А.Н. Пойда, Е.Е. Гужва, А.В. Проскурин, Д.Г. Сивых// Автомобильный транспорт, сб. научн. трудов, вып. 16. Харьков, ХНАДУ, 2005, с. 22 – 24. 5. Говоруценко Н. Я., Туренко А. Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта)/ Изд. 2-е, перераб. и доп. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468

с. 6. Бажинов А. В. Прогнозирование остаточного ресурса силовых агрегатов // Проблемы транспорта и пути их решения. – К., 1994. – С. 42–43. 7. Кудряш А. П., Рязанцев Н. К., Бородин Ю. С., Перерва П. Я. Прогнозирование технического состояния транспортных дизелей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Харків: “ХАІ”. – 2001. – Вип. 26. – С. 247

– 252. 8. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 9. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Дьяченко Н. Х. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.

УДК: 621.822.6

**С.В. Пилипенко, канд. техн. наук, А.Н. Дороженко, инж., В.К. Савич, инж.,
А.Н. Шевелёв, инж., Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

В процессе совершенствования транспортных средств, укомплектованных двигателем 6ТД возникла необходимость в автоматизации процессов управления. С этой целью был спроектирован и изготовлен узел для установки датчика скорости, монтируемый на двигателе.

Узел представляет собой зубчатое колесо с числом зубьев $Z = 40$ модуля $m = 2$ мм, ось которого установлена на двух симметрично расположенных подшипниках качения 7.000.103. На корпусе узла крепится специально разработанный датчик ИДЧВ-3М, сигнал от которого используется для автоматизации управления транспортным средством.

Важность безотказной работы данного узла вызвала необходимость оценки работоспособности подшипников, как наиболее слабого звена конструкции. Решение данной задачи усложнялось отсутствием надёжной расчётной методики исследования, поскольку рассматриваемые подшипники не нагружены ни осевой, ни радиальной нагрузкой. Они испыты-

вают лишь воздействие переменного окружного усилия, вызванного неравномерностью вращения приводной шестерни.

Для решения поставленной задачи была разработана экспериментальная методика испытаний подшипникового узла, заключающаяся в воспроизведении режима его эксплуатационного нагружения и отработке на этом режиме базового числа циклов нагружений.

Реализация методики осуществлялась на специально разработанной установке, общий вид которой показана на рис. 1, а принципиальная схема - на рис. 2.

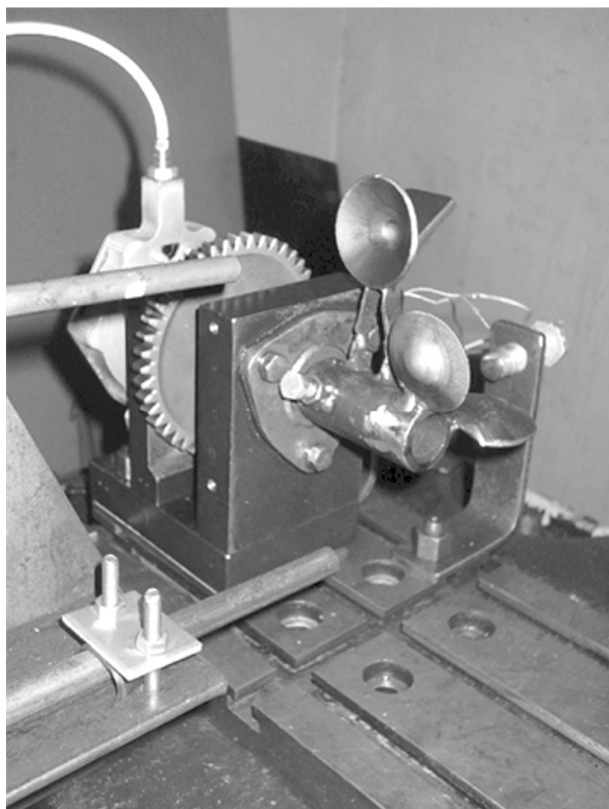


Рис. 1. Общий вид испытательной установки

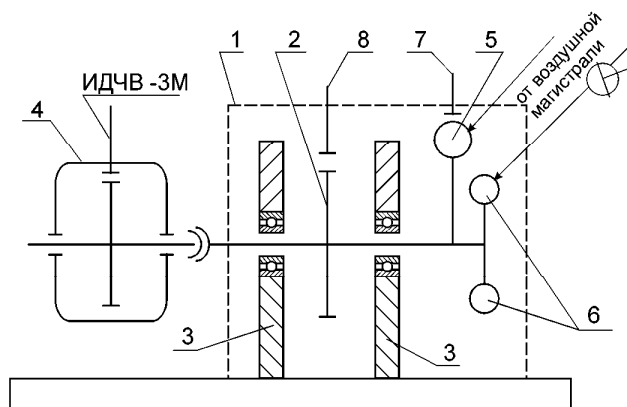


Рис. 2. Схема испытательной установки

Стенд представляет собой нагружающий узел 1 (рис. 2), состоящий из зубчатого колеса 2, ось которого установлена посредством подшипников на двух стойках 3. С одной стороны оси штатно крепится исследуемый подшипниковый узел 4, а с другой - три лопасти: одна - разгонная 5, установленная на большем радиусе и две - тормозящие 6, расположенные на меньшем радиусе, с окружным углом между

собой, равным 90° . На лопасти через сопловые аппараты подаётся сжатый воздух от центральной магистрали, причём, предусмотрена регулировка подачи воздуха на тормозящие лопасти.

Лопасты расположены в окружном направлении таким образом, что как только разгонная лопасть выходит из зоны действия струи воздуха, сразу же в зону действия струи входят последовательно тормозящие лопасти.

Таким образом, за один оборот зубчатое колесо нагружающего узла проходит два этапа - этап разгона и этап торможения. Необходимая амплитуда неравномерности вращения колеса устанавливается воздействием на тормозящие лопасти путём изменения скоростного напора подаваемого воздуха.

Контроль частоты вращения зубчатого колеса нагружающего узла осуществлялся электронным частотомером, сигнал на который подаётся от датчика 7, а величина неравномерности отслеживалась по электроннолучевому осциллографу, на который подаётся сигнал с датчика 8 через измеритель крутильных колебаний. На рис. 3 представлена осциллограмма контролируемых параметров, а на рис. 4 - комплект измерительной аппаратуры, задействованной в испытаниях.

В процессе испытаний, через каждые 1 млн. циклов нагружений предусмотрен контроль уровня смазки подшипников исследуемого узла. Для смазки применяется штатное моторное масло.

По данной методике проведены испытания опытной партии узлов для установки датчиков ИДЧВ-3М.

Испытания проводились на базе 10 млн. циклов нагружений. Такая база испытаний принята исходя из расчёта времени реализации максимального уровня нагруженности исследуемого узла за период регламентируемой эксплуатации.

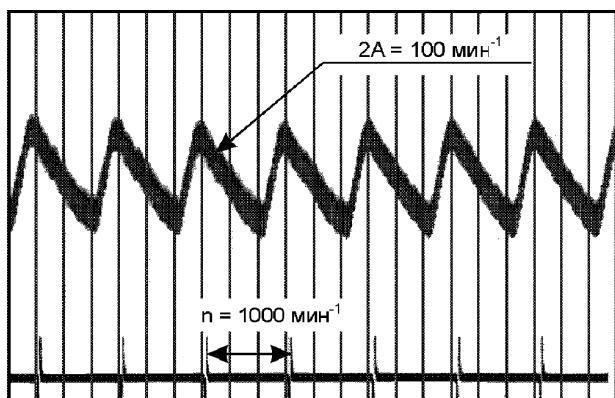


Рис. 3. Осциллограмма контролируемых параметров

Частота вращения зубчатого колеса исследуемого узла составляла $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует режиму работы двигателя с максимальной неравномерностью: $2A_{\text{max}} = 100 \text{ мин}^{-1}$ при $n_{\text{колесвала}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

По окончании испытаний выполнялся тщательный осмотр и дефектовка исследуемых узлов и элементов подшипников. По результатам дефектовки

делался вывод об их техническом состоянии.

Таким образом, предложенная методика позволяет относительно просто и недорого давать оценку работоспособности подшипников нагруженных окружным переменным усилием.

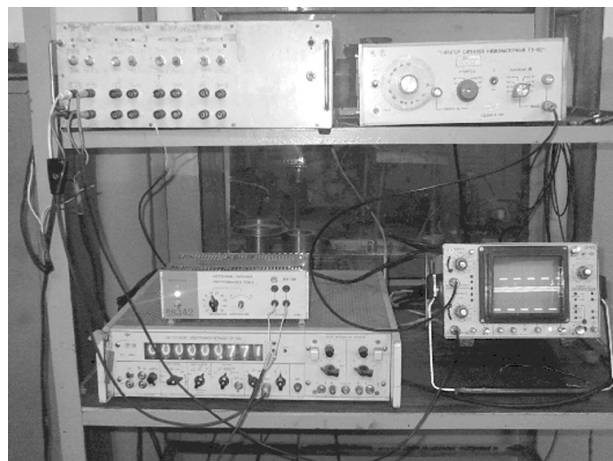


Рис. 4. Комплект измерительной аппаратуры, задействованной в испытаниях

УДК 621.436:74.01

Н.Л. Санич, асп., А.В. Белозуб, канд. техн. наук, А.С. Стрибуль, инж.

УЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ТОЧНОСТЬ ПОЛУЧЕНИЯ ВНЕШНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЮБКИ ПОРШНЯ И ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ БРАКА НА ПРОИЗВОДСТВЕ

Введение

На данном этапе в ОАО «АВТРАМАТ» ведется работа по усовершенствованию технологического оборудования, в частности для копирной обработки тонкостенных поршней. Проведенные исследования позволили выяснить ряд факторов, влияющих на возникновение брака, внесены конструктивные изменения в приспособление базирования и фиксации поршня на операции «копирная обточка».

Формулирование проблемы

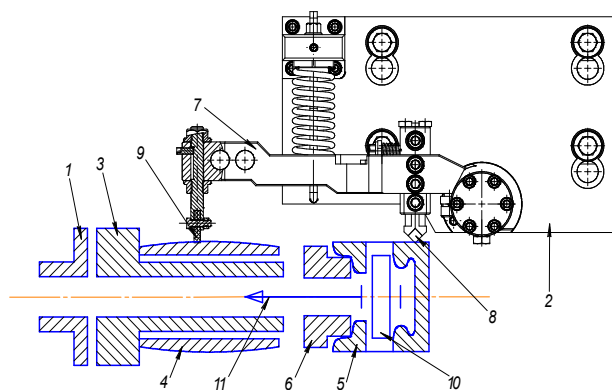
Дальнейшее рассмотрение существующего технологического оборудования показало, что имеет место ряд причин, устранение которых может повысить «устойчивость» процесса с точки зрения возникновения брака. Таковыми являются деформации системы рычаг–щуп–копир, вследствие слишком большой величины прижимающей силы и силы резания. Эти факторы вызывают «увод» щупа, изменение геометрии системы, преждевременный и неправильный его износ, и, как следствие, изменение передаточного отношения при копировании, что может приводить к искажению геометрии внешней поверхности поршня.

Целью настоящего исследования являлась: оценка величины деформации системы в поле действующих сил и моментов, и получение рекомендаций для снижения брака по форме внешней поверхности.

Внешняя поверхность

На рис.1 показана схема оснастки, на которой проводится обработка внешней поверхности – копирное точение.

Разобьем рассматриваемую технологию на 3 части и проведем их независимое исследование.



*Рис.1. Схема копирной обточки поршня:
1- шпиндель, 2 – суппорт, 3 – оправка, 4 – копир, 5 – поршень, 6 – базовое кольцо, 7 – рычаг, 8 – резец, 9 – щуп, 10 – технологический палец, 11 – тяга*

Особенности геометрического получения поверхности поршня при помощи копирного приспособления

Отклонения формы поршня могут возникнуть вследствие следующих причин:

- износа щупа;
- изменения передаточного отношения в процессе наладки;
- изменения передаточного отношения в процессе точения.

Исследования износа щупа и предложенная методика построения его профиля подробно описаны в работе [1]. Было установлено, что неправильный учет формы щупа может привести к отклонению формы профиля поршня до 13 мкм.

В результате того, что конструктивно невозможно выполнить копирное приспособление таким

образом, чтобы ось вращения рычага, режущая кромка резца и точка контакта копир-щуп находились на одной линии, передаточное отношение будет изменяться в зависимости от угла поворота рычага. Очевидно, что изменение указанного отношения в процессе наладки и точения тем меньше, чем больше длина рычагов по сравнению с вылетом щупа или резца (рис.2). Поскольку копир проектируется с учетом передаточного отношения, исследуем погрешности, возникающие при реальных геометрических параметрах приспособления.

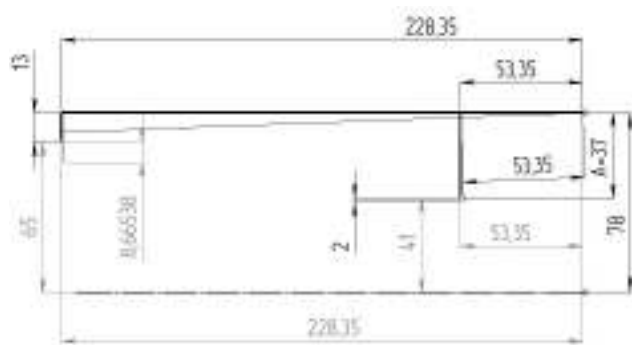


Рис. 2. Кинематическая схема рычага копирного приспособления

На рис. 2 показаны два положения рычага, первое положение – горизонтальное, второе – перемещение режущей кромки резца составляет 2 (мм).

На технологическую систему щуп-рычаг-резец действуют масса силовых факторов, вызывающих ее деформацию. Они имеют различное происхождение и существенно отличаются по величине, и направлению. Перечислим факторы учтенные в расчете:

- сила прижатия шупа к копиру;
- сила инерции системы копир-шуп-рычаг;
- сила резания;
- сила трения шупа о копир.

Для оценки величины возможной деформации системы и определения изменения передаточного отношения, был проведен численный эксперимент. В одном из CAD пакетов была построена твердая трехмерная модель копирного приспособления рис. 3.

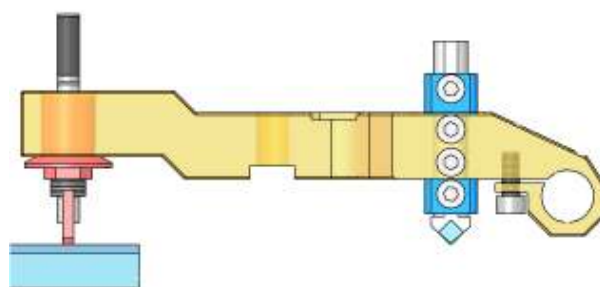


Рис. 3. Модель исследуемой системы

Далее были определены необходимые граничные условия. В процессе наладки система предварительно деформируется вследствие действия начального усилия 2000 (Н), а в ходе точения происходит дополнительное нагружение или разгрузка системы. Это связано с инерционностью приспособления и усилие на шупе изменяется в пределах ± 100 (Н). И с помощью ЭВМ методом конечных элементов, был проведен расчет, при котором особое внимание было уделено узлу шупа и узлу резца. На рис. 4 представлены результаты численного эксперимента.

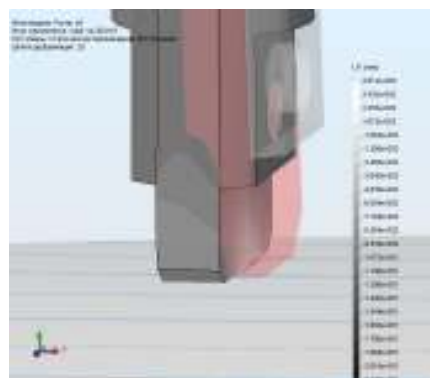


Рис. 4. Деформация шупа

Обработав результаты по существующей методике, определили, что изменение расстояния от оси шупа до оси резца по продольной координате X составило 12,5 (мкм), а действительное передаточное отношение в следствие искажения геометрии составило 4,281. Это значение незначительно отличается от заданного 4,28 и не имеет заметного влияние на формообразование внешней поверхности юбки

поршня. На рис. 5 продемонстрировано деформированное состояние системы и исследуемых областей.

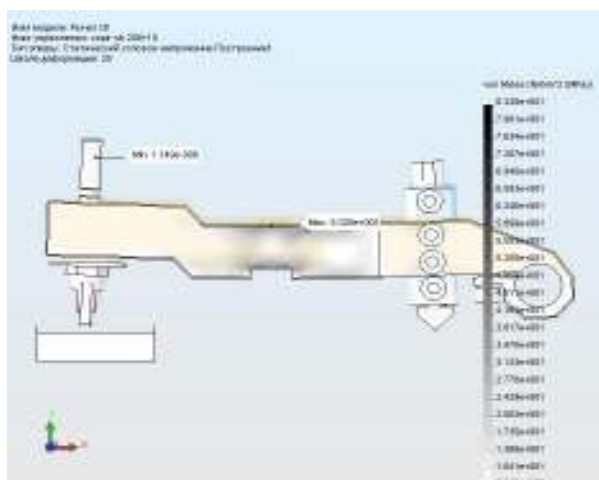


Рис. 5. Напряженно деформированное состояние исследуемой системы

Наряду с этим имеет место «увод» резца по координате Y, что особенно важно, т.к. именно по этой оси происходит образование профиля готового изделия. Величина «увода» составляет 2,33 (мкм), в сущности, он лежит в поле допуска, которое составляет ± 3 (мкм). Тем не менее, при сложении неблагоприятных условий, данное изменение может существенно повлиять на качество образования профиля поршня. В работе [1] было установлено изменение передаточного отношения в процессе точения связанное с тем, что рычаг копирного приспособления качается в пределах, заданных овальностью поршня, причем начальное положение рычага не обязательно горизонтальное и зависит от наладки. В таблице 1 сведены результаты расчетов передаточных отношений для других перемещений при разном вылете резца.

Деформация поршня при фиксировании на оправке

В работе [1], были получены результаты, приведенные в таблице 2. На рис.6 показаны деформации поршня при затяжке силой в 1000Н. Деформация юбки вдоль оси пальца достигает 4,5 мкм, поперек оси – 3,6 мкм. Искажение формы эллипса - 8,1 мкм. Наименьшая деформация $\sim 0,3-0,5$ мкм получается при приложении усилия технологического пальца в центре тяжести сечения опирания поршня на базовое кольцо (рис.1).

Исследование системы на локальный резонанс

При обработке изделия с разной частотой вращения шпинделя было обнаружено существенное несоответствие профиля поршня заданным размерам, причем для разных частот оно оказалось разным. На рис.7 представлены результаты обмеров при 900 (мин^{-1}) как наиболее отличающихся от заданных.

Для расчета была составлена твердотельная модель системы (рычаг-пружина), определены необходимые граничные условия. Основным источником возбуждающих колебаний была выбрана частота вращения шпинделя (600 – 1200 мин^{-1}).

Таблица 1. Результаты расчетов передаточных отношений

Перемещение резца, мм	Перемещение шупа, мм	Реальное передаточное отношение	Перемещение шупа при $k=4,28$	Разность реального и ожидаемого перемещений резца, мкм
$A=37$				
0,1	0,4283	4,28268	0,428	-0,06
0,3	1,286	4,28787	1,284	-0,55
0,4	1,716	4,29050	1,712	-0,98
0,7	3,009	4,29826	2,996	-2,97
2	8,665	4,33269	8,56	-24,32
2,3	9,984	4,34081	9,844	-32,22
$A=67$				
0,3	1,288	4,29323	1,284	-0,92
0,5	2,151	4,30190	2,14	-2,55

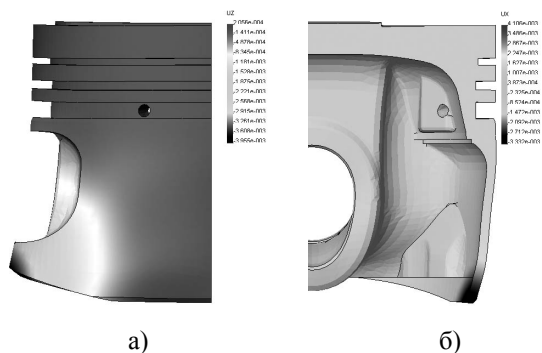


Рис.6. Деформация поршня при фиксировании на операции «копирная обточка». М 1500:1

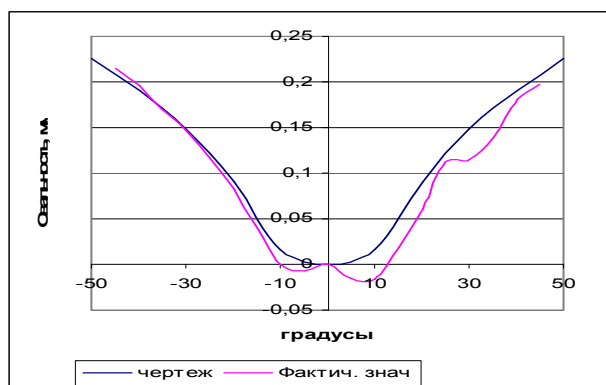


Рис.7. Отклонения при 900 (мин⁻¹)

Аналогично проводим частотный анализ. Получено 3 формы колебаний с соответствующими им частотами.

Было выявлено, что по первой форме система колеблется с частотой 27 (Гц), что наиболее близко к возбуждающей частоте при 900 (мин⁻¹) – (30 Гц). Итак, приспособление работает в резонансной зоне, что может вызывать существенное влияние на качество внешней поверхности.

На рис.8 представлена форма колебаний системы на данной частоте.

В таблице 2 представлены данные по проведенной работе. Несложно подсчитать, что при стечении неблагоприятных факторов изменение формы может достичь 20 мкм при допуске по группе ВАЗ – ± 3 мкм.

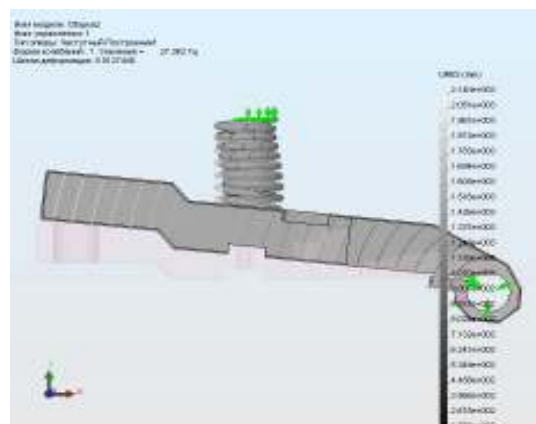


Рис.8. Первая форма колебаний (27 Гц)

Перспективы дальнейших исследований

Проведенные исследования показали, что геометрия внешней поверхности существенно зависит от технологии ее получения. В нашем исследовании не учтен тот факт, что слой снимаемого материала при копирной обточке переменный, а, значит, переменна и сила резания. Учет данного факта позволит внести дополнительную коррекцию в форму копира.

Заключение

Проведенное исследование позволило выяснить ряд факторов, влияющих на возникновение брака. Внесены конструктивные изменения в копирное приспособление. Рассматриваемый вид брака был существенно снижен.

Таблица 2. Данные по проведенной работе

Копир с плоским шупом	4 мкм
Наладка «шуп-резец»	2 мкм
Изменение передаточного отношения в процессе операции точения из-за деформации системы шуп-рычаг-резец	2,3 мкм
Поворот шупа	2,3 мкм
Деформация юбки при зажиме	8,1 мкм

Список литературы:

1. Белогуб А.В., Солоха О.А., Щербина А.Г., Стрибуль А.С. К вопросу о финишных операциях при об-

работке поршня // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2003.– Вып. 40., С. 149-152.

УДК 621.746

С.П. Андреев, инж., А.Г. Щербина, инж.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЛИТНИКОВО-ПИТАЮЩИХ СИСТЕМ ОТЛИВОК ПОРШНЕЙ

На ОАО «АВТРАМАТ» действует полный цикл создания поршней для двигателей внутреннего сгорания, включающий в себя процессы проектирования, производства и испытаний, а также процесс проектирования и изготовления литейной оснастки и оснастки для механической обработки.

В начале 2005 года в этот цикл включен внедренный на заводе программный комплекс LVM Flow для расчета и анализа параметров процесса заливки и кристаллизации отливок любой формы. Программа LVM Flow состоит из следующих модулей: база данных материалов; модуль импорта 3D модели; модуль создания конечно-разностной сетки и начальных установок; расчетный модуль; банк паспортов.

Процесс проектирования поршня в отделе главного конструктора начинается с построения 3D модели с учетом припуска на механическую обработку. Эта модель передается в отдел главного металлурга, где к ней добавляются элементы литниково-питающей системы (рис.1).

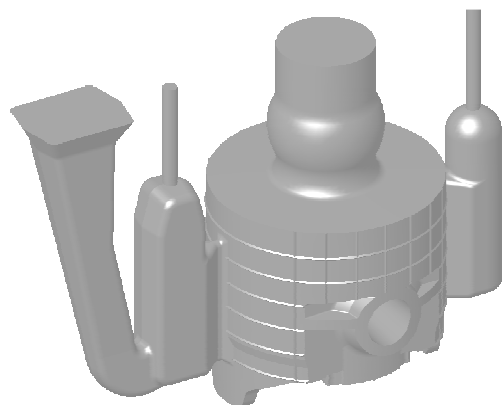


Рис.1. Модель отливки поршня

Дальнейшим этапом является создание пригодной для использования в LVM Flow 3D модели ли-

тейной оснастки, которая несколько отличается от реальной конструкции. Так некоторые элементы оснастки из одного материала объединяются в один (матрица и стержни), потому что при моделировании не имеется возможности задавать зазор или термосопротивление между элементами оснастки. Но как показывает практика, в этом нет необходимости вследствие направленности тепловых потоков, в основном, вдоль поверхностей стыка элементов оснастки. Еще одной особенностью является то, что в 3D модели каждый элемент отливки (литник, питатель и т.д.) окружается отдельным элементом оснастки, для обеспечения возможности задания в LVM Flow различных параметров теплозащитных и утепляющих покрытий. Так же в 3D модель оснастки может быть добавлен элемент, имитирующий канал охлаждения сложной формы, и на основе которого будет автоматически построен 3D канал.

Далее модель оснастки вместе с отливкой импортируется в формат STL. На основе STL файлов создается конечно-разностная сетка. Как известно, главным недостатком конечно-разностной схемы является не абсолютно точное, ступенчатое описание геометрии, что приводит к необходимости построения мелкой сетки с большим числом конечных элементов. Особенно в случае расчета течения, когда в самом тонком месте отливки требуется не менее 3 конечных элементов (рекомендуется для увеличения точности 4-6). Это в свою очередь требует, большого объема оперативной памяти. Рекомендуется не менее 1ГБт. Но как показала практика расчетов, что является неприемлемым для многих других программных продуктов, для литейных программ не является недостатком. В данном случае выступаю-

щие элементы сетки являются центрами кристаллизации и, таким косвенным образом, имитируют случайные факторы (неравномерная толщина покрытий, образование воздушного зазора, неоднородный хим. состав сплава). Особенно это проявляется в тонкостенных элементах конструкции, в частности, в юбке поршня, имеющей в конце процесса заливки незначительный температурный градиент. В этом случае существенное влияние на направленность кристаллизации оказывают случайные факторы.

После построения сетки задаются материалы, упрощенная геометрия каналов охлаждения элементов оснастки и параметры покрытий формообразующей части оснастки.

Следует остановиться на особенностях расчета. LVM Flow предлагает три варианта расчета: заливка; кристаллизация; заливка с кристаллизацией. Опыт расчетов показал, что для получения достоверных результатов, совпадающих с реальным процессом получения отливки, необходимо проводить расчет заливки с кристаллизацией. В процессе заливки происходит существенный теплоотвод от материала отливки в детали оснастки. В конце заливки, в наиболее удаленных от литника точках температура может упасть до температуры солидуса. Так же имеет большое значение порядок заполнения формы (рис.2). Таким образом, в конце процесса заливки температурное поле в материале отливки оказывается сильно неравномерным (в отличие от расчета кристаллизации без заливки), что оказывает существенное влияние на процесс кристаллизации.

Расчетный модуль LVM Flow предоставляет возможность циклического расчета нескольких отливок (количество и отрезки времени задаются). Из всех предложенных вариантов наиболее рациональным, по нашему мнению, является вариант: все солид (кристаллизация), последний течение плюс солид. В этом случае анализ результатов проводится по последней отливке. Все предыдущие отливки в про-

цессе кристаллизации нагревают оснастку, создавая в ней неравномерное температурное поле. Таким образом, заливка последней (анализируемой) отливки происходит в оснастку, которая имеет температурное поле, приближенное к реальному, что оказывает положительное влияние на достоверность получаемых результатов.

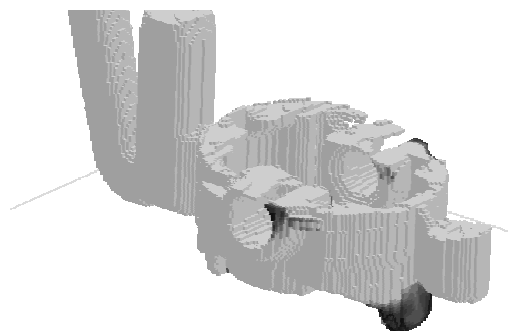


Рис.2. Параметр Жидкая фаза в процессе заполнения

В расчетном модуле задаются параметры заливки и порог протекания для материала отливки, оказывающий влияние на образование усадочных дефектов, и требующий определенного объема экспериментов для идентификации. Параметры заливки нужно задавать такими, что бы заполнение было плавным, а скорость потока в форме не превышала определенного значения (для алюминиевых сплавов рекомендуется не более 0,5 м/с). Также задаются рассчитываемые параметры, которые контролируются в процессе расчета, и сохраняются с определенным шагом по времени в файл-паспорт отливки. Основными являются скорость, давление, жидкая фаза, усадка и критерий Niyama. Математическое выражение критерия Niyama представляет собой отношение градиента температуры к корню квадратному из скорости охлаждения $\frac{\text{grad}T}{\sqrt{dT/dt}}$. Рассчитывается для каждой точки в момент достижения температуры солидуса. Физический смысл представляется как условия питания в момент затвердевания. Данный критерий (рис.3) позволяет анализировать причины

возникновения дефектов. По величине этого критерия можно судить о вероятности возникновения дефектов (микропористость), не выявленных в результате расчета усадочных макродефектов (параметра усадка, см рис.4). Наиболее опасными зонами являются области, где критерий Niyama $< 0,8..1$.

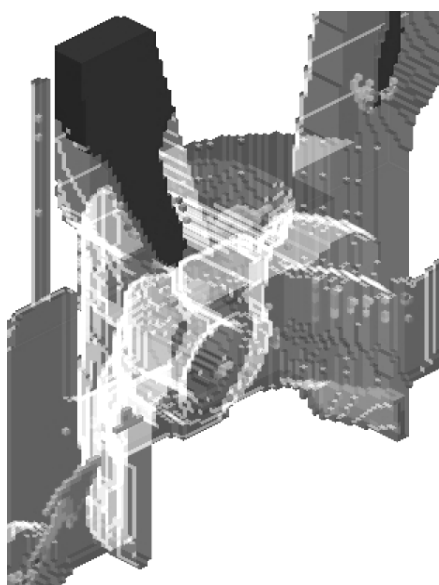


Рис.3. Критерий Niyama (условия питания)

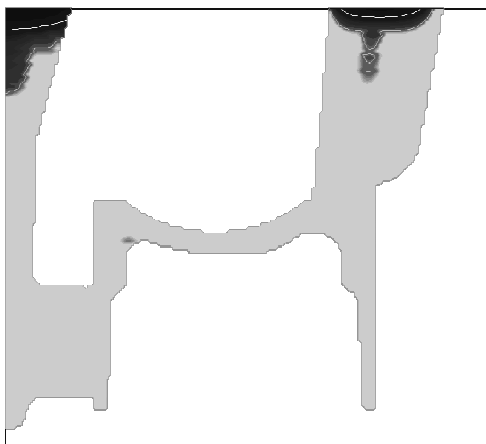


Рис.4. Усадка

В большинстве случаев наиболее важным является анализ изменения поля жидкой фазы по времени (рис.5). При наличии некоторого опыта такой анализ позволяет прогнозировать образование усадочных

дефектов, и принимать меры по их устранению или минимизировать вероятность их появления.



Рис. 5. Жидкая фаза в процессе кристаллизации

Описанный выше алгоритм выполняется для всех вновь разрабатываемых изделий. Это позволяет избежать больших материальных и временных затрат на эксперименты и доработку оснастки при запуске в производство, а так же улучшить качество отливок и снизить брак.

При разработке новой литниково-питающей системы для изделия, находящегося в серийном производстве, сначала выполняется расчет со старой литниковой системой, а потом путем численных экспериментов подбирается новая - более эффективная. Это позволяет не только снизить брак, но и уменьшить металлоемкость литниково-питающей системы на 30...35%.

Расчеты в LVM Flow позволили выявить причины всех систематических дефектов (пористость на юбке, поры на щели питателя, дефекты в головке поршня со стороны, противоположной прибыли) по отливкам поршней для ДВС легковых автомобилей (ВАЗ, МеМЗ), и принять решения, направленные на их устранение.

ДИАГНОСТИКА УСТАЛОСТНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДАМИ ВДАВЛИВАНИЯ И ЦАРАПАНЫ ПОВЕРХНОСТИ ИНДЕНТОРОМ

Введение

Способность материала оказывать сопротивление механическому проникновению в него другого, более твердого тела называется твердостью [1]. Проникающее «тело» именуется индентором, а «механическое проникновение» – индентированием (indenting). Твердость считается интегральной характеристикой прочности и пластичности материалов, из-за простоты реализации метод индентирования получил широкое распространение в практике. Кроме твердости при индентировании возможно определение целого ряда практически значимых физико-механических свойств материалов [2].

Основным параметром при индентировании является глубина внедрения индентора. Тенденция к уменьшению этого параметра и, тем самым, к локализации объемов материала, в которых происходит реакция на внедрение индентора, до микрометрового размерного уровня обусловило развитие метода оценки микротвердости. На современном этапе с появлением приборов, созданных с применением MEMS/NEMS технологий (наноиндентомеры), глубина внедрения инденторов определяется в нанометрическом масштабе [3], что существенно расширило диапазон регистрируемых деформационных и прочностных характеристик материалов. В настоящее время методология наноиндентирования и ее приборное воплощение получило широкое развитие и является перспективным научно-практическим направлением [4,5].

Если испытания вдавливанием индентора можно отнести к методу локального (точечного) определения твердости, то метод царапания (scratch testing) или склерометрия [6] позволяет оценивать микро-

твердость непрерывно вдоль трассы сканирования индентора. Перспективным направлением использования данного метода является оценка неоднородности деформационно-прочностных свойств поверхности [7]. С развитием нанотехнологий метод наносклерометрии бурно развивается и широко используется в тонких физических исследованиях свойств поверхности материалов [8,9].

В связи с открывающимися большими возможностями методов точечного и сканирующего наноиндентирования актуальной становится проблема их использования для диагностики поврежденности поверхностных слоев, в частности при усталости материалов.

Формулирование проблемы

Известно, что процессы поврежденности материалов при усталости, связанные с формированием и эволюцией дислокационной структуры, разрыхлением и разрушением интенсифицируются в поверхностном слое и характеризуются локальностью протекания на поверхности [10,11]. Данные процессы проявляются в изменении с числом циклов физико-механических свойств материалов, которые регистрируются различными физическими методами [10]: экзoeлектронной эмиссии, позитронной аннигиляции, измерением внутреннего трения и удельного остаточного сопротивления и т.п. К одному из таких методов относится измерение микротвердости. Если реализация этого метода точечным индентированием получила распространение [12,13], то возможность оценки усталостной поврежденности царапаньем поверхности практически не изучалась.

Целью настоящей работы является изучение изменений при циклическом нагружении деформационно-прочностных свойств микрометрового поверхностного слоя конструкционного алюминиевого сплава Д-16 методами точечного и сканирующего наноиндентирования.

Решение проблемы

Методика и программа проведения эксперимента

Исследовался плоский образец из сплава Д16 с плакирующим слоем. Рабочая часть образца переменной ширины выполнялась в виде «тали»». На поверхности рабочей части с минимальной шириной, где действуют максимальные напряжения, были выбраны два участка на разных сторонах образца (нагруженность участков одинакова). Для получения гладкой поверхности один участок полировался, другой, с целью устранения поверхностных напряжений, протравливался соответствующими реактивами [14]. Средний размер зерна составлял 30 мкм.

Образец подвергался циклическому пульсирующему растяжению на испытательной машине МУП-50 с максимальным напряжением цикла в зоне исследуемых участков 200 МПа.

Индентирование поверхности исследуемых участков производилось с применением многофункционального прибора «Микрон-гамма» [15].

При непрерывном внедрении индентора (четырёхгранная пирамида Виккерса) си-

лой, равной 0,2 Н, определялись: максимальная глубина внедрения индентора h_1 , глубина внедрения после разгрузки h_2 , работа вдавливания S_1 и работа упругого восстановления S_2 , доля необратимо поглощенной материалом энергии $s = 1 - S_2 / S_1$ [15]. Определялись средние значения данных параметров по результатам не менее 10 уколов.

Микротвердость (ГПа) рассчитывалась по формуле

$$H_i = 37,84 \frac{P}{h_i^2}, \quad (1)$$

где P - сила внедрения индентора (Н); h_i - глубина внедрения (мкм). При $i = 1$ получаем невосстановленную микротвердость, а при $i = 2$ - восстановленную [16].

Сканирующее наноиндентирование осуществлялось царапанием поверхности пирамидой Виккерса при постоянно действующей на индентор силе, нормальной к поверхности. В процессе царапания фиксировалось изменение глубины внедрения индентора по трассе сканирования (рис.1), что характеризует неоднородность деформационно-прочностных свойств материала по длине царапины [15].

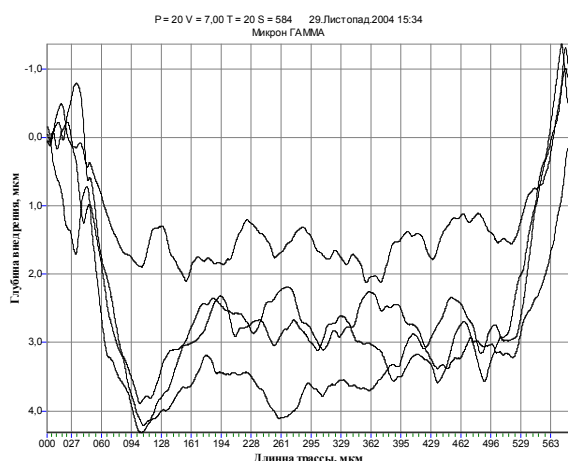


Рис. 1. Изменение глубины внедрения по трассе сканирования для 4-х реализаций индентирования протравленной поверхности сплава Д-16 после наработки $2 \cdot 10^4$ циклов. Сила внедрения $P = 0,2 \text{ Н}$.

Измерения при индентировании проводились на образце перед нагружением, а также после наработок $N = 10, 20, 30, 80$ и 100 тысяч циклов. Образец разрушился после 123 тыс. циклов.

Результаты экспериментальных исследований при вдавливании индентора

Для полированной поверхности сплава Д-16 полученные зависимости микротвердости от циклической наработки подобны изменению микротвердости легированных жаропрочных сплавов при изотермическом усталостном нагружении [13].

На инкубационной стадии усталостной поврежденности наблюдается рост микротвердости, что обусловлено процессами упрочнения материала (рис. 2, кривые 2, 4). На этой стадии в поверхностном слое за счет эволюции дислокационной структуры формируются локальные дислокационные

группы, концентрирующие упругую энергию искажения кристаллической решетки, что приводит к повышению внутренних напряжений II рода. Повышается сопротивление локальному пластическому деформированию при внедрении индентора, микротвердость возрастает.

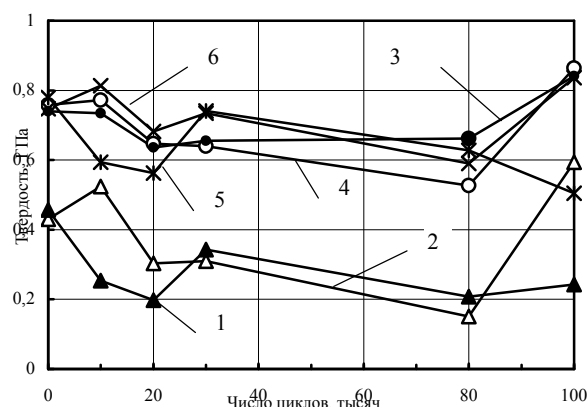


Рис. 2. Изменение невосстановленной (1, 2) и восстановленной (3, 4) микротвердости, доли необратимо поглощенной материалом при индентировании энергии (5, 6) в зависимости от числа циклов нагружения. Кривые 1, 3, 5 для протравленной поверхности, кривые 2, 4, 6 – для полированной.

На последующей стадии усталостной поврежденности – стадии разрыхления концентрации внутренней энергии в дислокационных группах сопровождается релаксационными процессами, ведущими к перестройке дислокационной структуры, зарождению субмикроскопических дефектов и уменьшению внутренних напряжений. Сопротивление локальному пластическому деформированию снижается, что приводит к уменьшению микротвердости (рис. 2).

На стадии, предшествующей разруше-

нию, наблюдается значительное увеличение микротвердости. Значение невосстановленной твердости возрастает в 4 раза (кривая 2). Этот параметр может использоваться в качестве диагностического показателя усталостной поврежденности сплава Д16.

Доля необратимо поглощенной материалом при индентировании энергии изменяется с числом циклов нагружения аналогично изменению микротвердости (рис.2, кривая 6).

Для протравленной поверхности получены несколько отличные результаты. Если восстановленная микротвердость близка по значениям и характеру изменения для полированной поверхности (кривая 3), то невосстановленная показывает отсутствие начальной стадии упрочнения (кривая 1). Значение поглощенной энергии уменьшается (кривая 5). В интервале наработки от 30 до 80 тысяч циклов значения микротвердости и необратимо поглощенной энергии для полированной и протравленной поверхностей практически совпадают. Упрочнение, предшествующее разрушению, для протравленной поверхности отсутствует (кривая 1), а поглощенная энергия существенно уменьшается (кривая 5).

Результаты экспериментальных исследований при склерометрии

На среднем участке трасы (рис.1), где изменение глубины стабилизируется, определялись математическое ожидание (МО) и

среднее квадратическое отклонение (СКО) глубины царапины по трассе сканирования.

Распределение глубины удовлетворительно описывается нормальным и логарифмически-нормальным законами (рис. 3).

Изменение осредненной по длине царапины глубины внедрения индентора в зависимости от числа циклов нагружения свидетельствует о наличии нескольких стадий усталостной поврежденности. При этом проявление данных стадий на полированной и протравленной поверхности зеркально противоположно (рис.4).

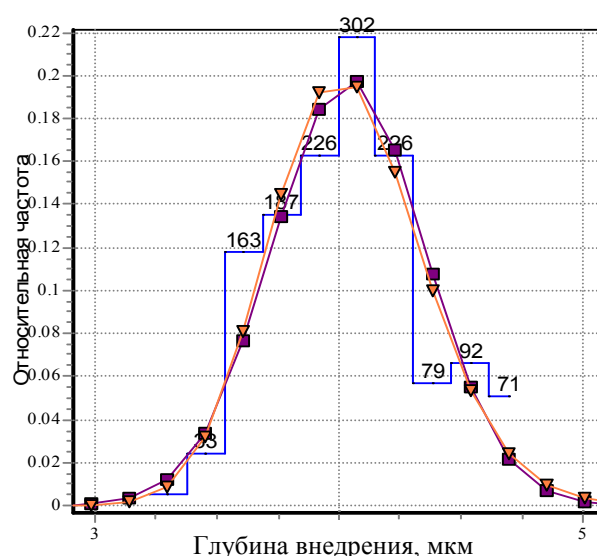


Рис. 3. Распределение глубины внедрения индентора по трассе сканирования при царапании протравленной поверхности сплава Д-16 после наработки $3 \cdot 10^4$ циклов. Сила внедрения $P = 0,2$ Н. Гистограмма — экспериментальные данные, аппроксимация нормальным (■) и логнормальным (▼) законами распределения

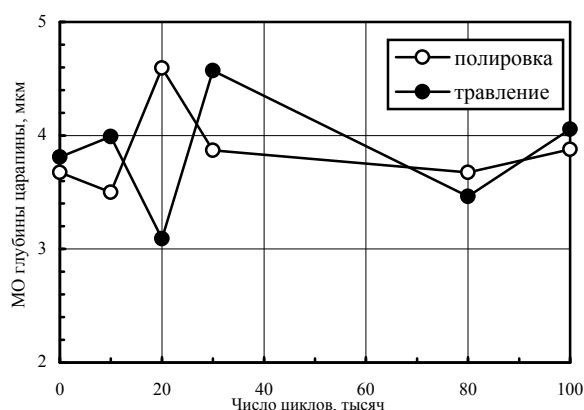


Рис. 4. Изменение МО глубины царапины для полированной и протравленной поверхности в зависимости от числа циклов нагружения. Сила внедрения индентора $P=0,2\text{ Н}$

Для полированной поверхности после $1 \cdot 10^4$ циклов происходит уменьшение МО глубины (упрочнение), при $2 \cdot 10^4$ циклов – резкое ее увеличение (разупрочнение) с последующим повторным уменьшением (упрочнением). От $3 \cdot 10^4$ до $1 \cdot 10^5$ циклов глубина царапины практически не изменяется.

Для протравленной поверхности при сканирующем индентировании наблюдается противоположное по отношению к полировке чередование стадий усталости: разупрочнение – упрочнение – разупрочнение (рис.4).

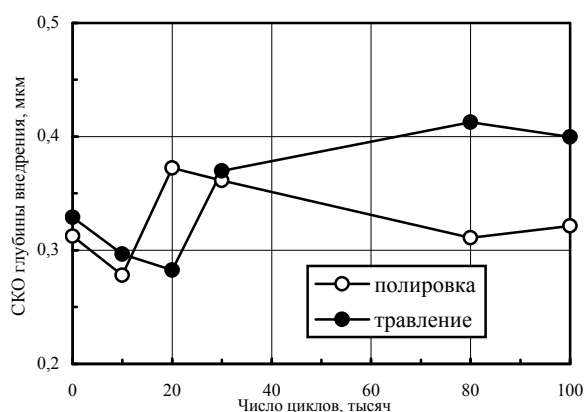


Рис. 5. Изменение СКО глубины царапины для полированной и протравленной поверхности в зависимости от числа циклов нагружения. Сила внедрения индентора $P=0,2\text{ Н}$

Рассеивание значений глубины царапины по трассе сканирования для полированной и протравленной поверхности до $3 \cdot 10^4$ циклов имеет одинаковый характер изменения в процессе циклического нагружения (рис.5). На начальной стадии разброс уменьшается, а затем увеличивается. С $3 \cdot 10^4$ циклов неоднородность глубины для полированной поверхности уменьшается, а для протравленной – увеличивается. Это показывает, что на поверхности, свободной от остаточных напряжений, неоднородность деформационно-прочностных свойств проявляется более значимо.

Заключение

Стадийность усталостной поврежденности алюминиевого сплава Д-16 достаточно информативно проявляется при локальном и сканирующем наоиндентировании поверхности. Такие параметры как невосстановленная микротвердость, доля поглощенной при индентировании энергии, СКО глубины царапины могут использоваться в качестве диагностических показателей разрушения при усталости сплава Д16. Травление поверхности существенным образом изменяет процессы формирования дислокационной структуры поверхностного слоя при циклическом нагружении.

Список литературы:

1. Машиностроение. Энциклопедический справочник. – М.: Машигиз, 1948. – 3. – 712 с.
2. Булычев С.И., Алехин В.П. Испытание материалов непрерывным вдавливанием индентора. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с.
3. Головин Ю.И., Иволгин В.И., Коренков В.В., Рябко Р.И. Определение комплекса механи-

- ческих свойств материалов в нанобъемах методами наноиндентирования. // Конденсированные среды и межфазные границы. - 2001. - 3. - № 2. - С. 122-135. 4. Wolf B. Inference of mechanical properties from instrumented depth sensing indentation at tiny loads and indentation depths // Cryst. Res. Technol. - 2000. - 35. - № 4. - P. 377-399. 5. VanLandingham M. R. Review of instrumented indentation // J. Res. Natl. Inst. Stand. Technol. - 2003. - 108 - № 4. - P. 249-265. 6. Склерометрия. Теория, методика, применение испытаний на твердость царапанием / Под ред. М.М. Хруцова. - М.: Наука, 1968.-219 с. 7. Запорожец В.В., Кордонский Х.Б., Оре О.В. Деформационно-спектральный метод исследования однородности поверхностного слоя металлов // Надежн. и долг. машин и сооружений.-1990.- № 17.-С. 57-65. 8. Микросклерометрия в изучении влияния среды на механические свойства металлов / Е.Д. Щукина, Т.А. Михалсскс, Р.Е. Грин и др. // Физика и химия обработки материалов.-1988. - № 3. - С. 99-104. 9. Sundararajan S., Bhushan B. Development of a continuous microscratch technique in an atomic force microscope and its application to study scratch resistance of ultrathin hard amorphous carbon coatings // J. Mater. Res. - 2001. - 16. - № 2. - P. 437-445. 10. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металлов. - Киев: Наукова думка, 2003. - 238 с. 11. Прокопенко А.В., Маковецкая И.А., Штукатурова А.С. Поверхностные свойства и предел выносливости металла. Сообщ. 2. Неравномерность свойств на поверхности // Пробл. прочн.-1986.-№ 6. - С. 41-44. 12. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. - М.: Металлургиздат, 1963.-198 с. 13. Погребняк А.Д., Желдубовский А.В. К вопросу об оценке сопротивления усталости жаропрочных материалов на основе измерений микротвердости. Сообщ.1. Закономерности изменения состояния поверхности в процессе усталости // Пробл. прочности. - 1983.-№ 12.-С. 27-31. 14. Коваленко В.С. Металлографические реактивы: Справочник. - М.: «Металлургия», 1981.- 120 с. 15. Игнатович С.Р., Закиев И.М. Борисов Д.И. Методика исследования физико-механических свойств поверхностных слоев материалов при усталости с использованием многофункционального прибора «Микрон-Гамма» // Авиационно-космическая техника и технология. - 2004. - №8 (16). - С. 163-166. 16. Булычев С.И. Соотношение между восстановленной и невосстановленной твердостью при испытании наномикроиндентированием // Журн. Техн. Физ. - 1999. - 69. - вып. 7. - С. 42-48.

СИСТЕМА «БИС-Р» ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РАСХОДА ТОПЛИВА НА ТЕПЛОВОЗАХ

Введение

Аппаратурное измерение эксплуатационного расхода топлива было актуальной задачей, решить которую не позволяло в течение многих лет отсутствие технологических возможностей. Этим вопросом занимались различные организации, но решение, до последнего времени, не было найдено. Отсутствие средств измерения эксплуатационного расхода топлива является основной причиной невозможности достоверного планирования топливных ресурсов.

Формулирование проблемы

В настоящее время для определения количества топлива в баке тепловозов используются либо линейки с ценой деления 100 л, либо, так называемые, «стекла» на маневровых тепловозах серии ЧМЭЗ с ценой одного делений 50 л. Эта точность определения объема топлива имеет погрешность, в первом случае ± 50 л, во втором - ± 25 л, в случае, если имеет место заводская калибровка средств измерения. Если проводился ремонт топливного бака или замена линеек «стекло» в процессе эксплуатации, в таком случае, говорить о точности измерения объема топлива в баке вообще нет смысла, т.к. погрешность может превысить ± 100 л.

Решение проблемы

Система «БИС-Р»

Харьковским предприятием ЧП «Резерв-1» была разработана система «БИС-Р», позволяющая измерять мгновенный расход топлива на любом режиме работы тепловоза, т.е., практически, эксплуатационный расход топлива. Система «БИС-Р» является контрольно-измерительной системой и имеет сле-

дующие технические характеристики:

- электропитание системы осуществляется от аккумуляторных батарей тепловоза, номинальным напряжением от 60 до 150 В;
- потребляемая мощность не более 20 Вт;
- погрешность измерения температуры топлива в баке не более $\pm 1^{\circ}\text{C}$;
- предельный уровень измерения топлива не более 960 мм;
- погрешность определения уровня топлива в баке не более ± 1 мм;
- уровень измерения наличия воды (подтоварной) в топливе – не более 50 мм;
- погрешность определения уровня подтоварной воды ± 3 мм;
- погрешность вычисления электрической мощности дизель-генераторной установки не превышает 3%;
- максимальное время накопления информации о расходе топлива – не более 10 суток;
- программное обеспечение системы позволяет произвести анализ расхода топлива в соответствии с поставленной задачей.

Устройство и работа

Система «БИС-Р» представляет собой распределенную контрольно-измерительную микропроцессорную систему.

Структурная схема системы «БИС-Р» представлена на рис.1.

Блок обработки и индикации (БОИ) является центральным прибором, который обеспечивает питание блоков преобразователей (БПР), обработку и

индикацию контролируемых параметров. Блоки БПР являются первичными преобразователями сигналов от датчиков уровня топлива, подтоварной воды и температуры. Датчиком тока в цепи тяговых двигателей является штатный шунт. Датчиком напряжения является выносной резистивный делитель.

Работа системы основана на непрерывном контроле расхода топлива в соответствии с измеренной мощностью, развиваемой дизель-генераторной тяговой установкой.

Блок БОИ один раз в секунду опрашивает блоки БПР для получения информации об уровне топлива и температуре, а также производит измерение мощности. Информация об уровне топлива пересчитывается в объем в соответствии с калибровочной таблицей топливного бака, хранящейся в памяти БОИ. Один раз в две минуты усредненные значения объема, температуры и мощности записываются в долговременный архив БОИ.

Таким образом, в памяти блока БОИ формируется массив данных за 10 суток работы с дискретностью 2 мин.

Накопившуюся в блоке БОИ информацию можно переписать в съемный модуль памяти МП-1. Периодичность считывания информации – не более 10 суток.

Все измеряемые и вычисляемые параметры можно наблюдать на индикаторе БОИ. Кроме этого, БОИ имеет встроенные часы реального времени с возможностью индикации времени и даты.

Размещение и монтаж

Датчики уровня и температуры ДУТ устанавливаются в топливном баке тепловоза и размещаются во вварышах (см. рис.1.). Блоки БПР устанавливаются на топливном баке и закрепляются на вварышах.

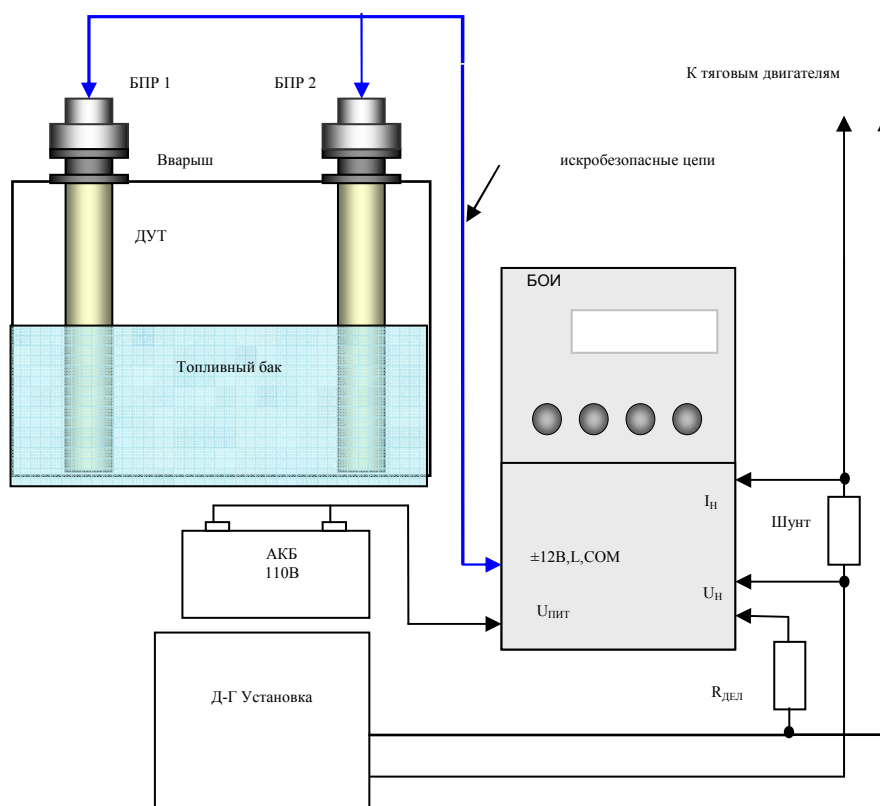


Рис.1. Структурная схема системы «Бис-Р», где БОИ - блок обработки информации; БПР - блоки преобразователей и индикации контролируемых параметров; ДГУ – датчики уровня и температуры; ДГ – дизель-генератор; АКБ – аккумуляторная батарея.

Блоки БОИ размещаются в кабине тепловоза на стенке силового шкафа, на высоте, удобной для визуального обзора. Кабель связи и питания БОИ-БПР прокладывается в любом удобном месте, защищается металлорукавом и крепится при помощи хомутов к корпусу тепловоза.

Подключение системы к бортовой сети тепловоза производится через отдельный автомат с максимальным током срабатывания 1 А, размещенном в силовом шкафу.

Резистивный делитель крепится на шину питания тяговых двигателей.

Система «БИС-Р» имеет степень взрывозащиты «ЕхiBПВ», искробезопасная цепь.

Монтаж и пуско-наладка осуществляется на подготовленный тепловоз в течение одного рабочего дня одним специалистом. Калибровка топливного бака производится поверенным мерным сосудом ем-

костью 50 л.

Обработка полученных данных

Данные, накопленные системой в блоке БОИ, могут быть перенесены при помощи модуля памяти в ЭВМ. При помощи программы «БИС-регистратор» можно произвести всесторонний анализ эксплуатационного расхода топлива.

Программа представляет данные о расходе топлива и мощности в виде графика с возможностью изменения масштаба для более детального анализа.

В качестве примера, внешний вид отчета о расходе топлива тепловозом ЧМЭ-3 № 2962 приписки Харьков-Сортировка за 10 суток представлен на рис.2. На рисунке кружками обозначено время пересменок. Из представленного отчета видно, что в течение 10 суток тепловоз 2 раза заправлялся. Программа дает возможность проанализировать работу тепловоза на маршрутах.

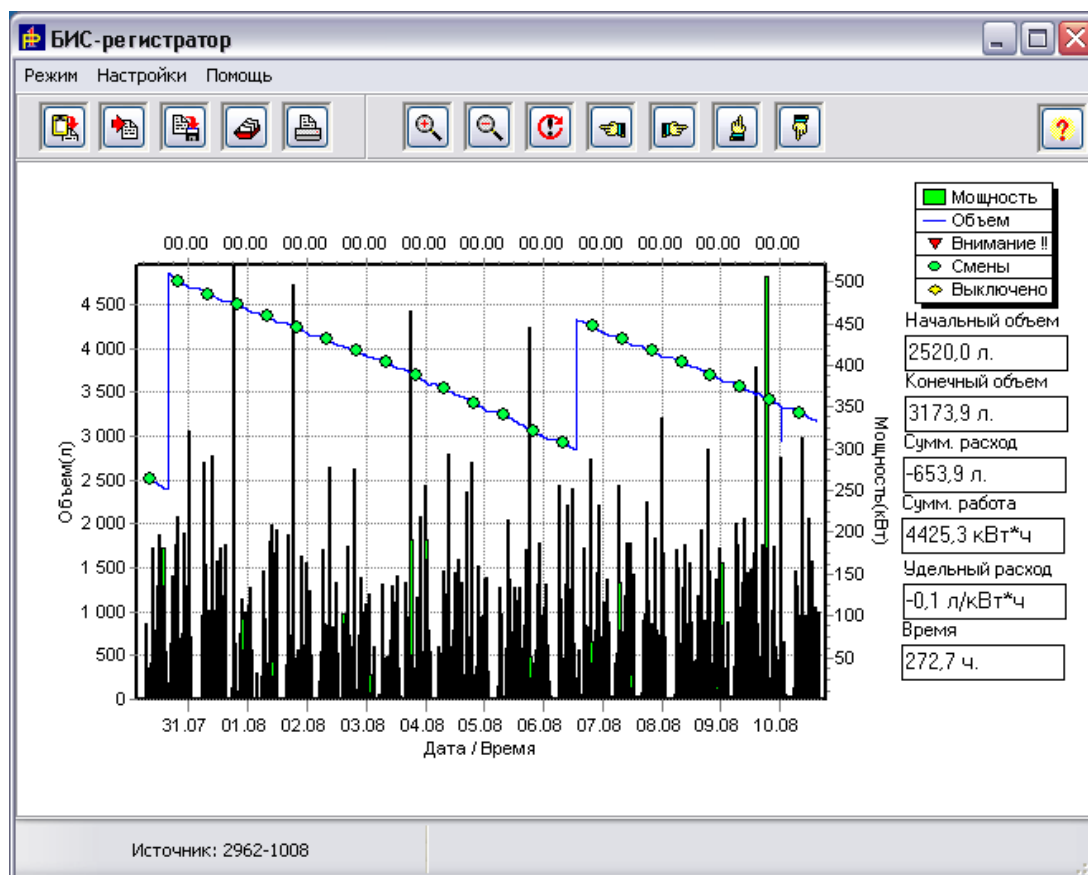


Рис.2. Пример отчета о расходе топлива тепловозом за 10 суток

Из рис. 2 видно, как в процессе рядовой эксплуатации изменяется практически «мгновенная» мощность, а также изменения в процессе эксплуатации расхода топлива. Эти данные позволяют определить расход топлива в любой момент эксплуатации, что позволит анализировать причины изменяющегося расхода топлива, предотвратить непроизводительные расходы топлива, разработать мероприятия для снижения эксплуатационного расхода топлива.

Программа «БИС-регистратор» также дает возможность формирования сменных отчетов работы тепловозов.

Любой вид отчета содержит следующую информацию: начальный объем, конечный объем, суммарный расход, суммарная работа, удельный расход.

Результаты работы программы могут быть сохранены в виде отдельного файла, добавлены в архив данного тепловоза или распечатаны на принтере.

Заключение

Описанная выше система «БИС-Р» может стать мощным инструментом для контроля и нормирования расхода топлива тепловозов с дизель-генераторной установкой.

В настоящее время системой «БИС-Р» оборудовано около 70 тепловозов в депо «Харьков - Сортировка» и «Киев – Дарница».

За вторую половину 2004 г. средняя экономия топлива на тепловозах, оборудованных системой «БИС-Р» составила ~ 4%.

УДК 621.43

*Б.А. Абаджян, инж., А.А. Танчук, инж., Ю.А. Постол, канд. техн. наук,
А.Б. Стефановский, канд. техн. наук*

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА НЕБОЛЬШОМ СУДНЕ

В связи с несоответствием выпускаемых в Украине карбюраторных автомобильных двигателей перспективным требованиям к снижению токсичности продуктов сгорания топлива, изменится область применения (ОП) таких двигателей. Одной из альтернативных ОП могут служить небольшие суда, выполняющие разнообразные задачи (прогулочные рейсы, патрульная и спасательная службы, и т.д.).

Цель работы – рассмотреть ряд особенностей применения автомобильного двигателя модели МеМЗ-245 на небольшом судне.

Один из первоначальных вопросов, возникающих при использовании автомобильного двигателя

на судне, касается степени достаточности мощностных показателей этого двигателя. Согласно теории корабля [1], на движущееся судно действуют силы сопротивления, вызванные трением корпуса о воду, формой корпуса и созданием волн, соответственно обозначенные R_1 , R_2 , R_3 . Сопротивлением воздушной среды можно пренебречь, если скорость небольшого судна относительно воздуха невелика. При скорости полного хода $v_{\max}$ доля волнового сопротивления R_3 может достигать 40%, но при экономической скорости (примерно $0,5v_{\max}$) эта доля не превышает 15%, если только судно не движется по мелководью. Сопротивление трения постепенно увеличивается в

процессе эксплуатации судна. Не детализируя указанных тенденций, при грубой оценке номинальной мощности $N_{ен}$ судового двигателя можно использовать значение суммарного коэффициента сопротивления воды $\zeta_{\Sigma} = 0,004...0,006$, характерное для скорости v_{max} [1]. Кроме величины ζ_{Σ} , суммарное сопротивление движению судна пропорционально также площади смоченной поверхности корпуса

$$A_{wet} \approx LH_{wet}(1,36 + 1,13\delta B/H_{wet}), \quad (1)$$

где L и B – длина и ширина судна; H_{wet} – осадка; $\delta \approx 0,5$ – коэффициент общей полноты; $L/B = 5...10$; $B/H_{wet} = 2...4$ [1]. Полагая условно $H_{wet} = 1,0$ м, получим для $L/B = 7$ и $B/H_{wet} = 3$ $A_{wet} \approx 3L$ (м²). Таким образом, мощность $N_{ен}$ (кВт) приближённо зависит от скорости судна v_{max} (м/с) и его длины L (м):

$$N_{ен} = \zeta_{\Sigma} A_{wet} \rho v_{max}^3 / (2000 \eta_{np}) \approx 0,0045 L v_{max}^3 / \eta_{np}, \quad (2)$$

где $\rho \approx 10^3$ г/л – плотность воды; $\eta_{np} = 0,6...0,7$ – пропульсивный коэффициент. Принимая с некоторым запасом $\eta_{np} = 0,6$, получим $N_{ен} \approx 0,0075 L v_{max}^3$, что удобно представить графически (рис.1). На этом графике изображены также линии постоянной номинальной мощности, кратной мощности двигателя МеМЗ-245, которая сообщается судну. Видно, что однодвигательная силовая установка (СУ) может использоваться на тихоходных судах с $v_{max} \leq 6$ м/с. Установка второго и даже третьего двигателя МеМЗ-245 не позволяет существенно увеличить v_{max} , если длина судна $L \geq 10$ м.

Несколько улучшить показатели судна можно, применив наддувные модификации двигателя МеМЗ-245. Упрощённое моделирование на ЭВМ его рабочего цикла и номинальных показателей показало, что при умеренной интенсивности наддува (давлении $p_k = 0,15$ МПа) $N_{ен}$ повысится до 50-55 кВт, поэтому на движение судна можно будет тратить 30-33 кВт мощности СУ. Тогда двухдвигательная наддувная СУ будет по

мощности эквивалентна 3-двигательной безнаддувной СУ, но значительно проще, компактнее и легче последней, что существенно для небольшого судна с длиной 10-15 м. При суммарной полезной мощности двух наддувных двигателей МеМЗ-245 около 70 кВт, такое судно может развить скорость полного хода 8 м/с, что вполне достаточно при выполнении многих задач такими судами. Для экономического хода со скоростью 4-5 м/с судну с длиной 15 м будет достаточно мощности около 20 кВт, и один из двигателей можно в этом случае отключить.

Применение двух гребных винтов позволит судну маневрировать за счёт независимого варьирования скоростных режимов обоих двигателей. Однако, для возможности экономического хода «под одним мотором» трансмиссия судна должна быть снабжена устройством, позволяющим приводить оба винта от одного двигателя (аналогом такого устройства может служить коробка передач трактора Т-150). Два наддувных двигателя судовой СУ могут располагаться либо в продольной плоскости симметрии (ППС) судна и последовательно – один за другим (при этом возможно либо продольное, либо поперечное расположение двигателей на судне), либо симметрично относительно ППС (при продольном расположении каждого двигателя). Окончательный выбор схемы СУ должен делаться на базе сопоставления достоинств и недостатков каждого из возможных вариантов.

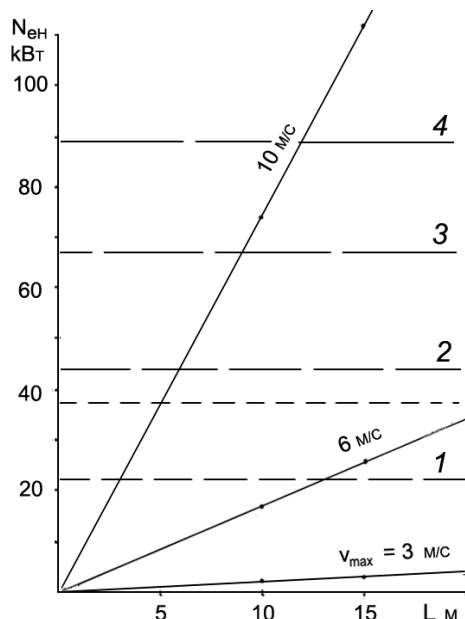


Рис. 1. Зависимости номинальной мощности двигателя от длины судна с осадкой 1 м при различной скорости полного хода (1, 2, 3, 4 – количество двигателей МеМЗ-245 в силовой установке судна)

Проблемы надёжной эксплуатации автомобильного двигателя МеМЗ-245 на небольшом судне обусловлены совершенно иной, чем на автомобиле ЗАЗ-1102 «Таврия», компоновкой моторного отсека (МО) судна, который должен быть защищён от попадания забортной воды (особенно при плавании во время волнения). Для воздухо-

снабжения двигателей и отвода выхлопных газов из МО могут потребоваться специальные решения. Чтобы температура в МО слишком не повышалась, потребуется мощная вентиляция, возможно, в своей вытяжной части отводящая теплоту от охлаждающей жидкости двигателей. Выхлопные коллекторы могут быть снабжены наружными кожухами как для тепловой изоляции, так и для возможности их жидкостного охлаждения забортной водой или теплоносителем, циркулирующим в замкнутом контуре. Значительное изменение конструкции указанных систем двигателя МеМЗ-245, включая установку агрегата наддува, должно быть всесторонне обосновано с использованием современного программного обеспечения ЭВМ.

Список литературы:

1. Справочник по теории корабля / Под ред. В.Ф.Дробленкова. - М.: Воениздат, 1984. - 592 с.

УДК 629.119(031)

Л.П. Клименко, д-р техн. наук, О.Ф. Прищепов, канд. техн. наук,
В.И. Андреев, канд. техн. наук

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАСХОДА КАРТЕРНЫХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Общие положения

Определение технического состояния двигателя

автомобиля без его разборки с целью назначения оптимальных сроков ремонта можно проводить сле-

дующими методами: замером технико-экономических параметров (мощности, расхода топлива, динамических характеристик), замерами компрессии в цилиндрах, расхода масла на угар, по дымности выхлопных газов, а также путем замера количества картерных газов. Каждый из этих методов имеет свои преимущества и недостатки. Сроки проведения среднего и капитального ремонта двигателя определяются состоянием деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. В отличие от других методов, метод замера количества образующихся картерных газов дает более достоверную картину состояния деталей цилиндропоршневой группы и исключает влияние других узлов и механизмов двигателя (топливной аппаратуры, системы зажигания и др.). Кроме того, данный способ позволяет проводить экспресс-анализ технического состояния двигателя при технических осмотрах транспортного средства органами государственной автомобильной инспекции и органами надзора за состоянием окружающей среды при назначении налога за загрязнение атмосферы, уже введенного в некоторых странах, при расчете которого в формулах значится коэффициент технического состояния транспортного средства [1; 2; 3]. Величина указанного коэффициента рекомендуется постоянной в зависимости от категории транспортного средства, что не учитывает влияния его пробега на техническое состояние и вносит ошибку при расчете налога.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Теоретические аспекты образования и состав картерных газов подробно описаны в достаточно большом количестве литературных источников, например [4; 5]. Приводятся методики проведения замеров и объемы образующихся картерных газов для конкретных типов транспортных средств, например [6; 7]. Однако изменение образования картерных газов в процессе эксплуатации транспортного средства для возможности оценки его технического со-

стояния еще изучено недостаточно.

Постановка задачи данного исследования

Основной задачей исследования было принято определение закономерностей изменения расхода образующихся картерных газов двигателей легковых автомобилей в зависимости от его пробега до момента вывода из эксплуатации для проведения ремонта. Попутно ставилась задача изучения некоторых закономерностей выделения картерных газов при различных режимах работы двигателя.

Методика проведения исследований

Исследования проводились на эксплуатирующихся транспортных средствах, легковых автомобилях с двигателями ВАЗ-2103 («Жигули»), рабочим объемом 1451 см³ и МеМЗ-2457 («Таврия»), рабочим объемом 1197 см³. Последовательно в патрубок системы вентиляции картера двигателя между воздушным фильтром карбюратора и полостью, соединенной с картером, устанавливался газовый счетчик ВРГ4-2 с номинальным объемным расходом ($Q_{ном}$) 4 м³/час, минимальным 0,04 м³/час (Q_{min}) и максимальным 6 м³/час, (Q_{max}). Границы допустимой относительной ошибки счетчика в диапазоне объемных расходов не более чем:

от (Q_{min}) до $2(Q_{min}) - \pm 3 \%$

от $2(Q_{min})$ до (Q_{max}) $- \pm 2 \%$

Максимальная потеря давления при минимальном объемном расходе газа не более 60 Па, цена деления наименьшего разряда отчетного устройства – 0,2 дм³.

Расход картерных газов определялся путем измерения времени, в течение которого выделяется 0,005 м³ газа.

Исследования проводились на прогретых до рабочих температур двигателях на холостых оборотах (900 ± 20) мин⁻¹ с различным пробегом автомобиля (от 5 тыс. км до 100 тыс. км).

Изменение расхода картерных газов в процессе прогрева двигателя (от температуры наружного воздуха до 90 °С) исследовалось при оборотах двигателя 1300 мин⁻¹ для обеспечения устойчивости его рабо-

ты. Изменение расхода картерных газов в зависимости от оборотов двигателя без нагрузки исследовалось при оборотах 1000 мин^{-1} , 1500 мин^{-1} и 2000 мин^{-1} .

Результаты исследований

На рис. 1, 2, 3, 4, показаны кривые изменения расхода картерных газов $Q_{\text{к.г.}}$ ($\text{м}^3/\text{час}$) в зависимости от температуры охлаждающей жидкости двигателя t ($^{\circ}\text{C}$), от оборотов в режиме холодного хода n (мин^{-1}), а также от величины пробега автомобиля L (тыс. км).

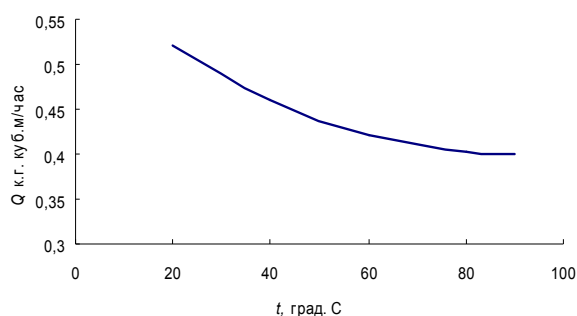


Рис. 1. Изменение расхода картерных газов в процессе прогрева двигателя МеМЗ-2457

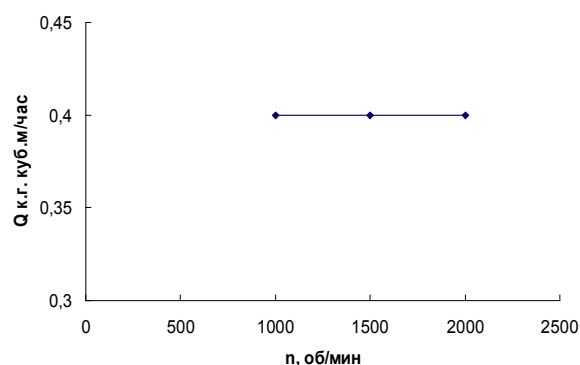


Рис. 2. Изменение расхода картерных газов в зависимости от чисел оборотов без нагрузки для двигателей МеМЗ-2457

Испытания проводились на достаточно большом количестве двигателей с различным пробегом автомобилей. При построении графиков зависимостей данные испытаний для однотипных двигателей усреднялись.

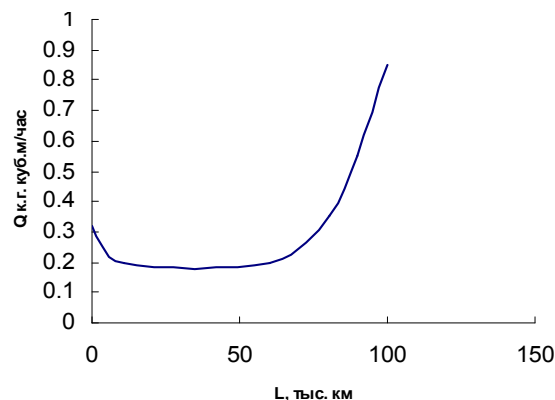


Рис. 3. Изменение расхода картерных газов в зависимости от пробега автомобиля для прогретых двигателей ВАЗ-2103 на холостых оборотах $n = 850 \text{ мин}^{-1}$

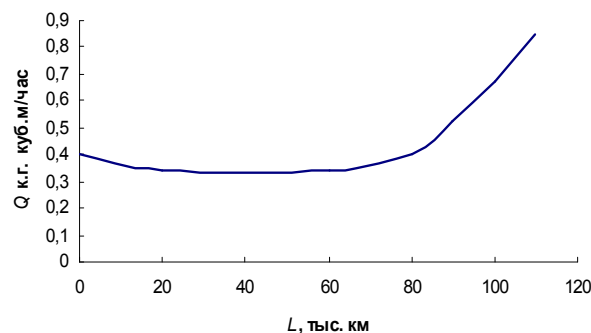


Рис. 4. Изменение расхода картерных газов в зависимости от пробега автомобиля для прогретых двигателей МеМЗ-2457 на холостых оборотах $n = 850 \text{ мин}^{-1}$

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Результаты проведенных исследований позволяют отметить следующее:

1. Для однотипных двигателей при одинаковых пробегах показатели количества картерных газов могут ощутимо отличаться друг от друга, что объясняется качеством изготовления деталей и проведенной сборкой.

2. Представляется возможным вывести общие закономерности изменения расхода картерных газов в зависимости от пробега автомобиля, при которых выделяются зоны обкатки двигателя, работы двигателя с установившимися параметрами и зоны возрастающего расхода картерных газов.

3. Приведенные зависимости можно рекомендовать соответствующим организациям (Государст-

венной автомобильной инспекции, управлению экологии) при проведении технического осмотра и назначении налога за загрязнение окружающей среды.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на создание универсальных кривых изменения расхода картерных газов для различных типов двигателей, определяющих их техническое состояние, например, на основе сопоставления количества картерных газов и воздуха, проходящего через рабочее пространство двигателя в единицу времени.

Список литературы:

1. Луконин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология. – М.: Высшая школа, 2001. – 273 с.
2. Павлова Е.И. Экология транспорта. – М.: Транспорт, 2000. – 248 с.
3. Методика определения массы выбросов загрязняющих веществ автотранспортными средствами в атмосферный воздух. – М: НИИАТ, 1993. – 32с.
4. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судпромгиз. 1962. – 544 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Под редакцией А.С. Орлина – М.: Машиностроение, 1971. – 400 с.
6. Гурвич И.Б., Сыркин П.Э. Эксплуатационная надежность автономных двигателей. – М.: Транспорт, 1984. – 141 с.
7. Величкин И.Н., Нисневич А.И., Зубистова М.П. Ускоренные испытания дизельных двигателей на износостойкость. – М.: Машиностроение, 1964. – 183 с.
8. Прогнозирование технического состояния транспортных дизелей / А.П. Кудряш, Н.К. Рязанцев, Ю.С. Бородин, П.Я. Перерва // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2001. – Вып. № 26. – С. 247-251.

Наукове видання

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск А.О. Прохоренко

Підп. до друку 31.08.2005 Формат 60×90 1/8. Папір
офсетний.

Гарнітура Times. Riso-друк. Ум. друк. арк. 9,75. Обл.-
вид. арк. 10.

Наклад 300 прим. Зам. № 905. Ціна договірна.