

Московский государственный технический
университет им. Н.Э. Баумана

**Сборник научных трудов по
материалам международной
конференции Двигатель-2007,
посвященной 100-летию
школы двигателестроения
МГТУ им. Н.Э. Баумана**

Под редакцией Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Наumenко,
Л.В. Грехова

Москва
2007

УДК 621.43
ББК 31.365

Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под редакцией Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 572 с.

Сборник сформирован на базе наиболее успешных докладов по проблемам двигателестроения **Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана**, проводившейся 19-21 сентября 2007 г. в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана. Статьи посвящены исследованиям в области теории двигателей, рабочих процессов, их конструированию, диагностики и эксплуатации, газовой динамики, наддуву, топливной аппаратуры и управления, проблемам применения альтернативных топливах. В сборник собрана 131 статья по актуальным темам двигателестроения.

Материалы сборника адресованы специалистам в области проектирования, исследования и эксплуатации поршневых и комбинированных двигателей, студентам и аспирантам.

ISBN 5-7038-1452-9

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007

Принято к исполнению 10/07/2007
Исполнено 10/07/2007

Заказ № 999
Тираж 250 экз.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЛЕНАРНЫЕ ДОКЛАДЫ		Стр.
Базанчук Г.А., Иващенко Н.А., Рогов В.С. Развитие специальности и научной школы Двигатели внутреннего сгорания в МГТУ им. Н.Э. Баумана		10
Ипатов А.А., Кутенёв В.Ф., Лукшо В.А. Современные направления развития конструкций поршневых ДВС в условиях топливно-энергетического кризиса		23
Frolov S.M., Basevich V.Ya., Vlasov P.A., Skripnik A.A. Modeling of Soot Formation in Internal Combustion Engines		28
Семенов А.В. BOSCH CNG Strategy and Technology Natural-gas Motronic for sustainable mobility (Технологии и стратегии фирмы BOSCH в области применения сжатого природного газа)		36
Поручиков А.В. Чистый Дизель: новые стандарты и современные решения		39
Петров П.П., Савенков А.М., Лапушкин Н.А. Разработка перспективных силовых установок транспортного назначения, работающих на альтернативных топливах		43.
1. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ		
Агуреев И.Е. К выводу формулы нестационарного теплообмена в цилиндре поршневого ДВС		49
Гусаков С.В., Довольнов А.М. Простая модель действительного рабочего цикла ДВС, учитывающая характер тепловыделения		53
Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси		57
Зейнетдинов Р. А. Моделирование процессов тепломассопереноса при фазовых превращениях моторных масел в двигателях внутреннего сгорания		61
Зейнетдинов Р. А. Структура оптимизации термодинамических процессов систем двигателей внутреннего сгорания		66
Куколев М. И., Петриченко М. Р. Определение температурного поля стенки при периодическом тепловом воздействии		71
Мальчук В.И. Совершенствование подачи и распыливания топлива в быстроходных дизелях в условиях зонального смесеобразования		75
Матюхин Л.М. Альтернатива коэффициенту наполнения		80
Руднев Б.И., Повалихина О.В. Количественные характеристики процесса излучения пламени в камере сгорания дизельных двигателей		85
Вершина Г.А., Тамкович Е.С. Улучшение технико-экологических показателей высокофорсированных дизелей регулированием температуры надувочного воздуха		88
Загайко С.А., Иноземцева Е.С. Влияние утечек через поршневые компрессионные кольца на интегральные показатели ДВС		93
Рудой И.Б. Совершенствование рабочего процесса штангового дизель-молота		96
Черноусов А.А. Рациональные термогазодинамические модели для перспективной системы инженерного анализа процессов в объектах энергомашиностроения		101
Дьяченко В.Г. Двигатель с продолженным расширением – проблемы, перспективы		105

Червяков В. И Способ повышения мощности двигателя внутреннего сгорания через повышение его КПД	108
Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н. Иерархическая система моделей ДВС	113
Гусаков С.В., Епифанов И.В Газодинамические процессы в НССИ двигателе до момента самовоспламенения	118
Кулешов А.С. Расчет тепловыделения в дизеле с многоразовым впрыском	122
Свистула А.Е., Матиевский Д.Д. Анализ неиспользования теплоты в эталонном цикле ДВС	127
Белоусов Е.В., Савчук В.П., Штанько А.Д Опыт создания оптоволоконных датчиков для индицирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания.	131
Антонюк П.Н Распределение по размерам капель распыливаемой жидкости.	135
Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Блинов А.Д. Снижение концентрации оксидов азота в продуктах сгорания дизеля усовершенствованием рабочего процесса	139
Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. Исследование влияния конструктивных и регулировочных параметров на образование оксидов азота в газовом двигателе с использованием трехмерной модели рабочего процесса	145
2. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ	
Васильев А.В., Сидоров Д.В. Усовершенствование численного метода формирования закона движения толкателя кулачковых механизмов ДВС	150
Чайнов Н.Д., Мягков С.П., Рыжов В.А., Раенко М.И. Применение методов математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного дизеля	154
Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Влияние характера циркуляции жидкости в полости охлаждения на тепловое состояние крышки цилиндра	159
Эфрос В.В. ДВС как зеркало и стимулятор научно-технического прогресса	164
Гоц А.Н. Ускоренный метод испытаний на долговечность демпферов крутильных колебаний	170
Гаврилов В.В. Дизель для типового морского транспортного судна малого дедвейта	175
Гусаров В.В., Ашишин А.А. Уравновешивание ДВС конструктивной схемы V-6 без использования балансирных валов	180
Заренбин В.Г., Заренбин А.В. Расчет температуры контакта неровности в условиях граничного трения поршневого кольца и гильзы цилиндра	183
Иващенко Н.А., Пахомов Ю.А., Киселев С.А. Методика кинематического и динамического расчета двигателя с бескривошипно-шатунным механизмом	186
Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. Расчет коленчатого вала на выносливость с учетом резонансных крутильных колебаний	190
Шейпак А.А., Кузнецов И.В. Исследования ДВС с керамической поверхностью на гильзах цилиндра	195
Костин А.И., Куколев М. И. Двухтактный бесшатунный двигатель с послойным смесеобразованием	198
Курбатов И.Г. Математическая модель быстропротекающих переходных процессов в колебательной системе «Автомобильный двигатель – коробка	

передач»	200
Меньшенин Г.Г., Меньшенин Гр.Г., Рейн В.Ф. Снижение теплонапряженности поршней дизелей воздушного охлаждения 8ЧВН15/16	203
Рождественский Ю.В., Грибанов И.С., Денисов Д.О. Оптимизация профиля поршня двигателя внутреннего сгорания	208
Сорокин А.Н. Алгоритм определения амплитуд вынужденных колебаний аксиально-поршневого двигателя (АПД) на упругих опорах	211
Яманин А.И., Яманин И.А. Оценка виброактивности поршневого двигателя с переменными степенью сжатия и рабочим объемом на стадии концептуального проектирования	214
Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретические предпосылки снижения механических потерь в ЦПГ модификацией трущейся поверхности поршня	218
Кича Г.П., Перминов Б.Н., Гаук А.А., Коломеец Ю.М. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых тронковых дизелях при их работе на топливах глубокой переработки нефти	220
Тиняков А.Н. ЕВРО 4, ЕВРО 5 – конструкция дизелей и требования к маслам	225
Баранов А.В., Вагнер В.А. Улучшение смазочных свойств масел при использовании солей мягких металлов	229
Никишин В.Н., Тетерин М.Ф. Применение систем инженерного анализа при исследовании кинематики аксиально-поршневого двигателя	231
Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС	235
Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Вирановский С.В. Особенности использования компонентов единого информационного пространства «ДВС» для улучшения его виброакустических характеристик	241
Пылёв В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. Комплекс экономичных моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР	246
Подгаецкий В. М. Двойные технологии в современном транспортном (танковом) двигателестроении: необходимость и возможность.	251

3. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА

Базаева Н.С., Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н. Математическое описание изменения состояния дизельного топлива в полостях систем топливоподачи высокого давления	257
Крохотин Ю.М. Топливная система Voronezh Rail	260
Олисевиц О.В. Расчетная математическая модель электрогидравлической форсунки с разгруженным от давления топлива управляющим клапаном.	265
Скоморовский С.А., Гаврилов В.В., Семидетнов Н.В., Голованов М.Н. Вихревая турбулентность и кавитация в сопловом канале дизельной форсунки	269
Еськов А.В., Матиевский Д.Д., Дробышев О.В. Контроль качества распылителей по изображению топливных струй	274
Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Меднов А.А., Фурман В.В. Расчет и проектирование гидравлически разгруженного клапана дизельных топливных систем с электронным управлением	279

Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Потапов А.И., Малкин А.В., Рогов В.С., Фонов В.В., Миронычев М.А., Павельев В.Н., Ильичев А.Г. Теория и практика проектирования топливного насоса высокого давления для системы Common-Rail	284
Грехов Л.В., Атаманов В.И., Борисенко Н.Е., Потапов А.И., Малкин А.В., Рогов В.С., Фурман В.В. Расчет быстропротекающего электромагнитного процесса в приводе клапана дизельной системы с электронным управлением	289

4. УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

Тюфяков А.С., Дмитриевский А.В., Бурыгин П.А. Опыт создания и отработки отечественных микропроцессорных систем управления, обеспечивающих выполнение перспективных норм на выброс токсичных веществ	294
Хрящёв Ю.Е., Ражев А.Е., Фёдоров А.В. Электронная система управления предпускового подогрева дизеля	300
Смирнов А.Б., Черняк Б.Я. Подход к построению самонастраивающихся нейросетевых систем управления двигателем	302
Гиравец А.К., Черняк Б.Я. Развитие электронных систем управления двигателями и проблемы подготовки специалистов в области ДВС	305
Поздняков Е.Ф., Марков В.А., Шлёнов М.И., Полухин Е. Е., Трифонов В.Л. Электронный регулятор частоты вращения дизель-генератора	309
Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Аникин С.А., Девянин С.Н., Марков В.А. Оптимизация работы системы жидкостного охлаждения транспортных ДВС	312
Девянин С.Н., Марков В.А., Микитенко А.В. Математическая модель движения воздушного заряда в камере сгорания дизеля	315
Капустин А.А., Шимченко Н.И., Дубников Д.В. Управление газодизелем	321
Хакимов Р.Т. Влияние характеристик выгорания на показатели рабочего цикла газового двигателя при использовании электронной системы управления	326
Марков В.А., Шлёнов М.И., Полухин Е. Е., Шатров В.И., Поздняков Е.Ф., Фурман В.В. Влияние формы внешней скоростной характеристики на токсичность отработавших газов дизеля в переходных процессах	329
Борисов А.О. Способ холодного пуска поршневого двигателя внутреннего сгорания	335

5. ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Семёнов В.Г., Васильев И.П. Сравнение экономических и экологических показателей дизеля при работе на биодизельных топливах разных сортов	338
Галышев Ю.В. Расчетный анализ различных способов организации рабочего процесса водородного двигателя	343
Козлов А.В. Исследование энергетической и эколого-экономической эффективности применения биодизельного топлива в полном жизненном цикле	348
Горожанкин С.А., Чугреев А.С. Конвертирование ДВС с газогенераторами, работающими на отходах сельскохозяйственного производства	352

Егоров А.В. Системы распределенного впрыска перегретого спиртового топлива	355
Грицук И.В., Адров Д.С. Улучшение топливной экономичности и экологических показателей дизеля КамАЗ-740.51 при переводе его на газодизельный процесс	358
Марков В.А., Коршунов Д.А., Девянин С.Н., Дробышев О.В. Улучшение качества процесса смесеобразования дизеля при его работе на рапсовом масле	361
Иващенко Н.А., Марков В.А., Зенин А.А., Коршунов Д.А., Ефанов А.А., Девянин С.Н. Оптимизация состава смесового биотоплива на основе рапсового масла для транспортного дизеля	366
Матиевский Д.Д., Кулманаков С.П., Шашев А.В. Решение вопросов оптимизации рабочего процесса дизеля с объемно-пленочным смесеобразованием на чистом рапсовом масле	371
Марков В.А., Зенин А.А., Девянин С.Н., Гайворонский А.И., Черных В.Н. Работа дизеля на метиловом эфире рапсового масла	375
Вагнер В.А., Гвоздев А.М. Результаты испытания дизеля ВАЗ-341 на смеси дизельного топлива и диметилового эфира	380
Акимов А.В., Шаров В.А., Грачёв А.Ю. Разработка топливоподающей системы автомобиля «КамАЗ», обеспечивающей работу двигателя на диметиловом эфире	384
Марченко А.П., Парсаданов И.В., Прохоренко А.А., Мешков Д.В., Смайлис В., Сенчила В., Поливянчук А.П. Комплексное исследование параметров автотракторного дизеля при работе на метиловом эфире рапсового масла	389

6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

Карташевич А.Н., Белоусов В.А. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей электроразрядными устройствами	393
Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Корончик Д.А. Моделирование рабочего процесса и процессов образования токсичных компонентов в цилиндре транспортного двигателя	397
Алексеев Л.Н., Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Корончик Д.А. Модели образования вредных веществ в цилиндре транспортного ДВС и их идентификация	402
Кульчицкий А.Р., Гоц А.Н., Голев Б.Ю., Лазарев В.М. Определение факторов, лимитирующих выброс дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей	406
Салова Т.Ю. Оценка температурно-динамических показателей системы нейтрализации отработавших газов двигателя	409
Вершина Г.А., Пилатов А.Ю. Термодинамический метод расчета средних равновесных концентраций оксидов азота NO _x по температурному полю внутрицилиндрового пространства высокофорсированного дизеля	412
Голубков Л.Н., Емельянов Л.А., Михальченко Д.А. Расчетно-теоретическое исследование путей улучшения экологических показателей автомобильного дизеля	417
Воробьев Б.Н., Спиркин Д.А., Таращан Н.Н. Пути решения проблемы контроля и сертификации экологической безопасности выпускных газов из	

судовых дизелей	420
Картошкин А.П., Манджиев С.Т. Экологическая опасность сброса отработанных моторных масел.	424
Чесноков С.А., Потапов С.А., Тишин С.А. Химический турбулентный теплообмен в ДВС	428

7. ГАЗОВАЯ ДИНАМИКА, ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ, НАДДУВ

Галышев Ю.В., Сидоров А.А., Пономарев А.С. Улучшение характеристик двигателя ВАЗ-2112 с помощью наддува приводным компрессором центробежного типа	433
Гришин Ю.А. Методика расчета течения в безлопаточном направляющем аппарате радиально-осевой турбины	435
Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Кулешов А.С. Определение коэффициента расхода впускных окон двухтактного двигателя с помощью пространственного моделирования	437
Гришин Ю.А. Расчет отрывных потерь в решетках осевых турбин	442
Гришин Ю.А. Определение отрывных потерь в рабочих колесах радиально-осевых турбин	446
Гришин Ю.А. К расчету характеристик колеса центробежного компрессора с определением границы помпажа	450
Дидов В.В., Сергеев В.Д. Газотурбинная установка замкнутого цикла на базе систем «двигатель- генератор»	455
Епифанов Д.В. Методика управления РСА ТКР с целью получения требуемой ВСХ автомобильного дизельного двигателя удовлетворяющей современным экологическим и экономическим требованиям	459
Лобов Н.В., Кус Н.Н. Исследование неравномерности рабочего процесса двухтактного бензинового двигателя с помощью трёхмерной газодинамической модели	462
Черноусов А.А. Расчетная оптимизация размеров выпускного тракта ПуВРД	465
Гришин Ю.А. Расчет разветвления трубопроводов	470
Тишин С.А., Потапов С.А. Применение к-ε модели турбулентности для изучения горения в ДВС	473
Боровиков А.В., Потемкина Т.В., Симонов А.М. Инновационная методика проектирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля.	477
Адамия Р.Ш., Манджавидзе А.А., Натриашвили Т.М. Расчёт рациональных геометрических параметров впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания	480
Киселёв Б.А. Математическое моделирование рабочего цикла и газообмена для ускорения разработки и совершенствования автомобильных ДВС	484
Клима Й., Вавра Р. Технические возможности современных турбокомпрессоров с радиальной турбиной	489

8. ДИАГНОСТИКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Классификация систем мониторинга технического состояния оборудования	495
Костюков А.В., Костюков В.Н. Ортогональность сигналов виброускорения, виброскорости и виброперемещения в задачах	

вибродиагностики	500
Заяц Ю.А., Веревитин А.Ю. Оценка технического состояния приборов системы питания двигателей с впрыскиванием бензина	506
Костюков В.Н., Костюков А.В. Ранговый метод диагностики качества машин	510
Науменко А.П. Исследование виброакустических параметров поршневых машин	518
Соболенко А.Н., Корнейчук Ю.А. Диагностирование цепной передачи газораспределительного механизма малооборотного дизеля	525
Надежкин А.В., Безвербный А.В. Диагностирование дизельных двигателей по параметрам продуктов износа в работающем моторном масле	529
Обозов А.А. Методология статистической теории распознавания образов (СТРО) при алгоритмизации систем технической диагностики дизелей	534
Покусаев М.Н., Юницкий В.А. Современные методы и средства контроля крутильных колебаний в СЭУ	539
Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Юницкий В.А. Анализ крутильных колебаний измерительным комплексом «Astech Electronics» в судовых валопроводах при использовании маховиков–демпферов	542
Лашко В.А. Коньков А.Ю. Идентификация технического состояния дизеля по индикаторной диаграмме с учетом особенностей эксперимента в условиях эксплуатации	547
Митяков А.В., Митяков В.Ю., Сапожников С.З. Градиентная теплотметрия в ДВС: возможности и перспективы	551
Габитов И.И., Неговора А.В. Технический сервис топливной аппаратуры автотракторных и комбайновых дизелей	556
Неговора А.В., Байрамов Р.А., Гусев Д.А. Повышение пусковых качеств ДВС оптимизацией средств тепловой подготовки	560

9. МЕТОДИЧЕСКАЯ СЕКЦИЯ

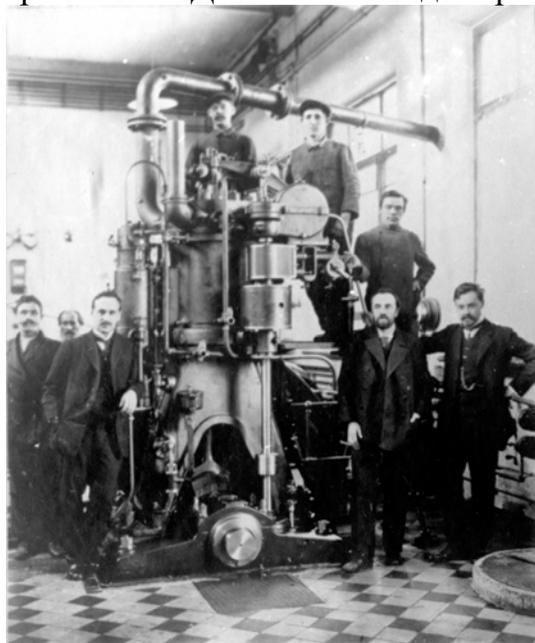
Гоц А.Н., Эфрос В.В. О подготовке специалистов по двигателям внутреннего сгорания	564
Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Автоматизированное проектирование в учебном процессе с использованием средств Mathcad и Autolisp	567
Еникеев Р.Д., Никитин Р.В. Функционально-целевая технология подготовки специалистов по ДВС. Опыт применения и перспективы	570

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

РАЗВИТИЕ СПЕЦИАЛЬНОСТИ И НАУЧНОЙ ШКОЛЫ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

Базанчук Г.А., Иващенко Н.А., Рогов В.С.
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Формирование научной школы «Двигатели внутреннего сгорания» (ДВС) в МВТУ тесно связано с именем выдающегося теплотехника профессора Василия Игнатьевича Гриневецкого, по инициативе которого в 1906-1907 учебном году в Механической лаборатории ИМТУ были созданы первые экспериментальные установки с двигателями внутреннего сгорания и начато исследование рабочих процессов этих машин. К этому времени газовые двигатели уже достигли высокой степени совершенства, были созданы дизели и наметились широкие перспективы применения ДВС во всех видах транспорта.



В лаборатории двигателей внутреннего сгорания. Слева направо: Н.Р. Брилинг, В.И. Гриневецкий, Е.К. Мазинг

Экспериментальный материал, накопленный в промышленности и лаборатории ИМТУ, позволил В.И.Гриневецкому уже в 1907г. выпустить первый в мировой литературе научный труд, посвященный теории рабочих процессов ДВС - "Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания". Следует подчеркнуть, что основные положения этой работы сохранили актуальность и в настоящее время. В том же году Гриневецкий начал читать курс "Двигатели внутреннего сгорания" и организовал учебную лабораторию ДВС.

К исследовательским и учебным работам Гриневецкий привлек молодых научных работников воспитанников ИМТУ Евгения Карловича Мазинга и Николая Романовича Брилинга, положивших начало созданию Московской школы двигателистов и ставших впоследствии широко известными учеными и профессорами. В.И. Гриневецкий поручил Н.Р. Брилингу с 1909 г. чтение обязательного для всех студентов курса лекций по двигателям внутреннего сгорания. Специальный курс «Двигатели внутреннего сгорания» продолжал читать В.И. Гриневецкий. Руководили проектированием студентами В.И. Гриневецкий, Е.К. Мазинг, Н.Р. Брилинг, инженер Коломенского завода Нольтейн Георг-Фридрих Винфрид Георгиевич и преподаватель ИМТУ, заведующий лабораториями машиностроения и ДВС Цируль Сергей Мартынович.

Е.К. Мазинг руководил испытаниями промышленных установок, проводившимися силами студентов-двигателистов, участвовал в создании предложенного Гриневецким двигателя двойного сжатия и расширения, построенного на Пути-

ловском заводе в 1911 г. и возглавил обширные исследования газовых двигателей и газогенераторов, определивших на долгие годы одно из направлений научной работы кафедры.

Н.Р. Брилинг начал первые отечественные исследовательские работы в области автомобильных карбюраторных двигателей в организованной им автомобильной лаборатории. Им же при решении вопроса о применении спирта в качестве топлива для карбюраторных двигателей (при остром дефиците бензина) были проведены глубокие исследования, позволившие ему разработать теорию рабочего процесса карбюраторных двигателей. В дальнейшем Н.Р. Брилинг развернул научную и проектную работу в области легкого транспортного двигателестроения (в том числе и авиационного). Среди учеников Н.Р. Брилинга могут быть названы академики В.Я. Климов, А.А. Микулин, Б.С. Стечкин, Е.А. Чудаков, генеральные конструкторы авиационных двигателей А.Д. Швецов, В.А. Добрынин.

В соответствии с развитием двигателестроения, в конце двадцатых годов в МВТУ оформились две специализации по двигателям внутреннего сгорания. Специализацию «тяжелого двигателестроения» возглавлял Е.К. Мазинг, а специализацию «легкого двигателестроения» – Н.Р. Брилинг. Такое разделение, необходимое в то время из организационных соображений, не означало принципиального разделения ни направлений научных исследований, ни методики преподавания, ни содержания излагаемых курсов. В соответствии с общей задачей МВТУ – подготовкой инженеров широкого профиля – оканчивающие по любой из указанных специализаций, получали знания в области двигателей всех типов, лишь с дополнительным углубленным изучением специфических вопросов избранной специализации.

В период после Великой октябрьской социалистической революции научно-исследовательская работа кафедры ДВС широко развернулась в различных направлениях. Здесь, в первую очередь, необходимо отметить работы Е.К. Мазинга, посвященные развитию и совершенствованию метода теплового расчета. Завершением этих работ явилась вышедшая в 1928 г. и в более полном издании в 1937 г. книга Е.К. Мазинга «Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания». Методика теплового расчета, разработанная таким образом в МВТУ, получила общее признание во всем Союзе, а также за его пределами. Естественно, что развитие науки заставляет вносить в теорию рабочего процесса ряд уточнений, но это лишь подтверждает правильность основ, заложенных в эту теорию ее создателями. Необходимо отметить также приоритет отечественной науки в области создания метода расчета рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Крупным вкладом в дело изучения рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания явилась работа Н.Р. Брилинга – «Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе Дизель», опубликованная в 1931 г. В этой работе дан глубокий анализ тепловых и механических явлений в рабочем процессе двигателя, и выявлены зависимости, необходимые для правильной оценки экспериментальных коэффициентов, вводимых при расчете рабочего процесса.

Е.К. Мазингом была разработана в 1923 г. методика оценки неполноты сгорания жидкого топлива в форме сажи, имеющая важное значение для оценки совершенства сгорания. Здесь опять необходимо подчеркнуть, что за рубежом исследования этого вопроса были проведены значительно позже (1934 г.), причем был предложен значительно менее удачный метод расчета.

В период перестройки высшей школы (1917-1934 гг.) в результате реорганизации МТУ на базе выделенных лабораторий и подразделений были созданы самостоятельные ВУЗы и ряд научно-исследовательских институтов. Так, на базе лабораторий МТУ был создан НАМИ (1921), из которого впоследствии выделился ЦИАМ, а затем НАТИ. Таким образом, НАМИ, НАТИ и ЦИАМ выросли из первоначальной научной базы - специальности "Двигатели внутреннего сгорания" МВТУ.

В этот период кафедра подготовила ряд крупнейших специалистов в области двигателестроения - педагогов и ученых, среди которых можно назвать Н.В. Иноземцева, Г.Г. Калиша, А.В. Квасникова, А.С. Орлина, Б.Г. Либровича, В.А. Петрова, а также организаторов и руководителей отечественного машиностроения В.А. Малышева (нарком танковой промышленности, министр среднего машиностроения, министр судостроительной промышленности, министр транспортного и тяжелого машиностроения, заместитель Председателя Совета Министров СССР), С.А. Степанова (министр сельскохозяйственной промышленности), П.М. Зернова (заместитель наркома танковой промышленности, директор Арзамас-16), А.Ф. Махарадзе.

В годы первых пятилеток кафедра под руководством Е.К. Мазинга участвовала в решении проблем зарождающегося тепловозостроения. Тематика научно-исследовательских работ этого периода в основном была связана с проблемой расширения ресурсов жидкого топлива, исследования тяжелых топлив, с изучением процессов смесеобразования и сгорания в дизелях (проф. Д.Н. Вырубов), с разработкой методов расчета разделенных камер сгорания (проф. Г.Г. Калиш, проф. Б.Г. Либрович), теории расчета процессов топливоподачи и регулирования (проф. Г.Г. Калиш, проф. И.В. Астахов), решением проблем газообмена в двигателях (Г.Г. Калиш, С.И. Алексеев, А.С. Орлин, М.С. Ховах). Кроме того, был проведен ряд исследований по замене жидкого топлива газообразным (Е.К. Мазинг, С.Е. Лебедев, Н.А. Кутырин).

В 1934 - 1935 гг. группа дипломников (Н.И. Костыгов, Р.М. Горбовицкий) под руководством Г.Г. Калиша разработала по заданию Горьковского автозавода проект автомобильного дизеля. Опытный образец этого двигателя был одним из первых отечественных дизелей.

Г.Г. Калиш своими трудами в области топливоподачи и регулирования заложил основы научных школ в области автоматического регулирования и топливоподачи в двигателях. За создание отечественного тракторного дизеля Г.Г. Калишу присуждена Сталинская премия.

С 1936 г. в МВТУ существовали две кафедры, готовивших специалистов по ДВС: кафедра ДВС в составе факультета ТГМ под руководством Е.К. Мазинга, готовившая двигателистов по специализации "Тяжелые двигатели" (стационарные, тепловозные и судовые двигатели), и кафедра, готовившая двигателистов по специализации "Легкие двигатели". Последней кафедрой до 1937 г. руководил Сорочко-Новицкий В.И., а в 1937 - 1938 - Ф.Ф. Симаков. В 1938 г. эта кафедра получила название "Двигатели боевых и транспортных машин" и передана факультету "О". Руководство этой кафедрой было возложено на проф. А.С. Орлина. На этой кафедре была развернута подготовка кадров и большая научно-исследовательская работа для авиационного и танкового двигателестроения.

В этот период были защищены докторские диссертации А.С. Орлиным (1937 г.), Б.Г. Либровичем (1939 г.) и Д.Н. Вырубовым (1940 г.).

А.С. Орлин создал в МВТУ две научные школы – школу прочности деталей ДВС и школу нестационарного газообмена в двухтактных двигателях. Первые научные работы А.С. Орлин выполнил и опубликовал в 1928-1929 г.г. Они касались вопросов прочности (главным образом прочности коленчатых валов и кривых брусьев), а также газообмена двухтактных двигателей внутреннего сгорания. А.С. Орлин остался верен себе и в дальнейшем, продолжая исследовательскую работу в двух основных направлениях: прочности узлов и деталей машин и рабочих процессов в двигателях. В частности, им предложен новый способ расчета кривых брусьев большой кривизны с сечением произвольной формы, совместно с А.А. Микулиным выполнено исследование по установлению рациональной формы щек коленчатых валов легких двигателей. Эти работы сыграли большую роль в обеспечении расчетов при создании конструкций новых авиационных двигателей. Кроме того, А.С. Орлин предложил уточненный способ расчета шатунных шеек коленчатых валов двигателей с малыми расстояниями между осями цилиндров, расчет пространственных статически неопределяемых рам с использованием теоремы о трех моментах, расчет стержней шатунов быстроходных двигателей, уточнил расчет коленчатых валов и других деталей двигателей.

В области газообмена в двухтактных двигателях в конце двадцатых и начале тридцатых годов А.С. Орлин предложил способ расчета газообмена, учитывающий изменение объема цилиндра в процессе свободного выпуска, вошедший в практику расчета указанной фазы процесса и признанный не только у нас, но и за рубежом. Наиболее важные результаты, полученные А.С. Орлиным в 1936 и 1937, относятся к введению им в расчет учета влияния неустановившегося процесса течения газов в системах впуска и выпуска ДВС.

Позже А.С. Орлин дополнил расчет учетом влияния неустановившегося процесса, проверенное экспериментально на ряде двигателей.

Он подготовил большое число инженеров, многие из которых стали крупными учеными, выдающимися конструкторами и организаторами производства, заслуженными профессорами, создавшими свои направления и научные школы. Андрей Сергеевич по праву гордился своими учениками – академиком В.П. Барминым, академиком Г.И. Грановским, профессорами А.В. Потаповым, В.А. Ильинским, М.Г. Кругловым, С.Г. Рогановым, Н.Т. Романенко, Н.Д. Чайновым, В.М. Фоминым, Н.П. Козловым.



Выпуск кафедры ДВС 1935 года

С самого начала своего существования кафедра ДВС МВТУ работала над вопросами, связанными с применением в двигателях газообразного топлива. Целый ряд оригинальных работ Е.К. Мазинга был посвящен газогенераторному процессу при применении различных твердых топлив и исследованию рабочего процесса комплексной газо-силовой установки. С 1933 г. по инициативе Е.К. Мазинга кафедра начала работать над изучением возможности перевода двигателей с жидкого топлива

на газ. В 1935 г. была опубликована работа С.Е. Лебедева, посвященная исследованию газового двигателя с воспламенением от сжатия.

Наибольший размах получили работы кафедры по переводу на генераторный газ двигателей жидкого топлива в период Великой Отечественной войны во время эвакуации МВТУ в Ижевск (1941-1943 г.), когда со всей остротой был поставлен вопрос о замене дальнепривозного топлива местным (главным образом – дровами). Работы в этом направлении велись кафедрой как по линии экспериментальных исследований, так и проектирования оборудования для перевода на газ двигателей по конкретным заданиям промышленности. При этом были охвачены двигатели всевозможных типов, в том числе и двухтактные калоризаторные. По ориентировочным подсчетам суммарная мощность двигателей, переведенных с моторного жидкого топлива на генераторный газ по проектам кафедры ДВС МВТУ за период 1942-1945 гг. превысила 3000 л.с. В этой работе принимал участие весь коллектив кафедры под непосредственным руководством Е.К. Мазинга (Д.Н. Вырубов , С.Е. Лебедев, Г.Г. Калиш, М.С. Ховах, Н.А. Кутырин).

В период 1933-1948 гг. на кафедре ДВС Д.Н. Вырубовым выполнялись глубокие исследования по изучению влияния физикохимических свойств топлива на показатели работы двигателей, изучение процессов смесеобразования и сгорания в дизелях, исследование процессов теплопередачи и испарения капель, направленные на повышение качества сгорания дизельных топлив. Обобщение результатов многолетних работ в этой области теории двигателей позволили проф. Д.Н. Вырубову создать совершенную теорию смесеобразования и сгорания в дизелях, основные положения которой сохранили актуальность и в настоящее время и широко используются при расчетах процессов смесеобразования и сгорания. Результаты этих исследований, опубликованные в 1939 г., оказались весьма актуальными не только для двигателестроения, но и особенно для реактивных двигателей, над созданием которых в то время разворачивались работы. Уже в 1942 г. эти результаты цитировались в известной монографии по теплопередаче Мак Адамса (США), а в дальнейшем использовались в ряде работ отечественных ученых и в зарубежной литературе. Работы Д.Н. Вырубова в области испарения топлив, смесеобразования и сгорания являются наиболее крупными среди работ, проводимых двигателями в этой области, и создали новое научное направление и школу смесеобразования и сгорания в двигателях. Результаты работ, полученных Д.Н. Вырубовым и его многочисленными учениками, широко использовались при создании дизелей, а также авиационных и ракетных двигателей.

Значительное число работ кафедры посвящено разработке новых методов измерений и приборов для испытаний двигателей внутреннего сгорания. Здесь должно быть отмечено создание С.Е. Лебедевым конструкции прибора для определения дымности выхлопа (1937 г.) и исчерпывающая разработка им методики газового анализа при испытаниях двигателей и расчетов, связанных с этим анализом (1938 г.). С.Е. Лебедевым и М.С. Ховахом разработана (1940 г.) также методика отбора газов из цилиндра двигателя, нашедшая применение в ряде позднейших исследований. Д.Н. Вырубовым и О.Б. Леоновым предложены (1951 г.) новые методы оценки испаряемости топлив. Д.Н. Вырубовым предложен (1947 г.) новый колориметрический метод исследования испарения, применяющийся в настоящее время также в других областях техники (авиационные и ракетные двигатели).

В 1946 - 1948 годы под руководством проф. Вырубова (инж. А.А. Васильев и Б.Г. Синярев) на кафедре Э-2 начато создание экспериментальных стендов для но-

вой специальности - " Двигатели летательных аппаратов", составившие основу учебной и научной лаборатории созданной в 1948 году кафедры Э-1. Первые выпуски этой кафедры были подготовлены с участием кафедры ДВС.

В этот же период начато исследование проблем повышения мощности двигателей путем наддува, вопросов выбора оптимальных схем комбинированных двигателей (проф. Б.Г. Либрович, проф. И.Н. Нигматулин, проф. М.М. Чурсин). На базе выполненных обширных исследований в этом направлении в 1955 г. защищена докторская диссертация И.Н. Нигматулиным и в 1958 г. М.М. Чурсиным.

В лаборатории кафедры двигателей боевых машин выполнялись работы по специальной тематике, направленные на совершенствование двигателей для транспортной техники. Основным направлением работ в этот период было изучение процессов газообмена в двухтактных двигателях и проблем повышения мощности путем наддува. Эти работы проводились А.С. Орлиным, М.М. Чурсиным, М.Г. Кругловым, И.Н. Нигматулиным, С.Г. Рогановым, Г.Н. Мизернюком и позволили решить ряд принципиально важных вопросов создания мощных быстроходных двигателей. Так под его руководством А.С. Орлина по заданию МО СССР в 1944 году был разработан рабочий проект двухтактного танкового двигателя мощностью 1250 л.с. и приводной компрессор, который использовался для наддува прославленных дизелей В-2. Его производство началось в Челябинске в 1947 году. За монографию «Двухтактные легкие двигатели», опубликованную в 1950 г., А.С. Орлина в 1952 году присуждена Сталинская премия СССР по науке.

Проблемы кинематики и динамики двигателей, уравнивания и крутильных колебаний их коленчатых валов, а также расчетов на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма разрабатывались Ф.Ф. Симаковым, защитившим докторскую диссертацию в 1959 году.

Видное место в работах кафедры в этот период занимали работы по развитию теории и систем автоматического регулирования двигателей, выполненные учеником Г.Г. Калиша В.И. Крутовым, защитившим на базе выполненных работ докторскую диссертацию в 1962 году. Плодом обобщения работ этого цикла явились 10 монографий и учебников по автоматическому регулированию ДВС, в которых В.И. Крутов изложил результаты многолетней работы по теоретическим и экспериментальным исследованиям статических и динамических свойств регуляторов ДВС.

В это же время на кафедре были начаты исследования по применению свободного и связанного водорода в качестве топлива для двигателей (доценты О.Б. Леонов и В.П. Алексеев). Эти работы положили начало и создали теоретическую основу для решения проблем использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания, проблем, актуальность которых в настоящее время еще более возросла.

В 1958-1959 гг. на кафедре проведен цикл работ по созданию свободнопоршневых генераторов газа (Н.В. Пульманов). Созданы опытные образцы этих машин и разработаны теория, метод проектирования и расчета этих машин, опубликованы монографии по рассматриваемым вопросам.

В 1961 году на базе факультета ТГМ был создан факультет "Энергомашиностроение", в состав которого вошла кафедра ДВС, получившая название кафедры "Комбинированных двигателей внутреннего сгорания" под руководством проф. А.С. Орлина. В связи с завершением строительства нового лабораторного корпуса кафедра получила возможность существенно укрепить свою экспериментальную

базу с заменой устаревшего оборудования и измерительной аппаратуры. Этому способствовало создание в 1957 году проблемной лаборатории по ДВС, что позволило кафедре существенно расширить научные исследования.

В 1960-1962 годах коллектив преподавателей кафедры (В.П. Алексеев, Н.И. Костыгов, М.Г. Круглов, Н.И. Крылов, Г.Г. Калиш, В.И. Крутов, О.Б.Леонов, Г.Н. Мизернюк, С.Г. Роганов, Ф.Ф. Симаков, М.М. Чурсин) на базе ранее выпущенных учебников и учебных пособий издал в издательстве «Машиностроение» трехтомный учебник " Двигатели внутреннего сгорания" (т. I в 1960, т. II в 1962 г., Т. III в 1962 г.).

Это был первый комплексный учебник по специальности "Двигатели внутреннего сгорания", в котором был обобщен полувековой опыт подготовки инженеров – двигателистов в МВТУ им. Баумана. Учебник стал основой для издания в дальнейшем серии многотомных учебников " Двигатели внутреннего сгорания". Эти учебники стали настольными книгами не только для студентов, аспирантов и преподавателей вузов страны, но и для конструкторов и научных работников, занимающихся проектированием и исследованиями двигателей внутреннего сгорания.

В продолжение всего периода своего существования кафедра поддерживала тесную связь с отечественными двигателестроительными заводами. Неоднократно сотрудники кафедры выступали с докладами на заводских научно-технических конференциях и с лекциями для работников заводов. Кафедра постоянно дает консультации по разнообразным вопросам, связанным с проектированием, производством и эксплуатацией двигателей.

Развитие научно-исследовательской деятельности кафедра считает обязательной предпосылкой для обеспечения качественного проведения основной, учебной работы. Только при этом условии можно обеспечить высокое качество подготовки инженерных кадров и непрерывное повышение квалификации преподавателей. С самого начала подготовка специалистов по двигателям внутреннего сгорания в МВТУ базировалась на изучении теоретических основ рабочего процесса двигателей в сочетании с экспериментальным исследованием и развитием у студентов конструкторских навыков. Изучение не ограничивалось усвоением предмета только по лекционным и литературным материалам, но учащиеся получали и получают практические навыки при испытаниях двигателей в лабораторных и эксплуатационных условиях. Такого рода испытания были давно введены в практику учебной работы и остаются важнейшей составной частью учебной работы кафедры и в настоящее время. Еще В.И. Гриневецкий, а позднее Е.К. Мазинг и Н.Р. Брилинг, привлекали студентов к участию в испытаниях двигателей, проводившихся по заданиям промышленных предприятий. Участие в подобных испытаниях давало студентам возможность приобрести практические навыки и изучить случаи ненормальностей работы и способы устранения последних.

Необходимо напомнить, что основной экспериментальный материал для научных работ Н.Р. Брилинга – «Исследование рабочего процесса и теплопередачи» и Е.К. Мазинга – «Тепловой процесс двигателя» был получен при проведении специальных студенческих лабораторных работ и студенты принимали непосредственное участие в последующей обработке материала. И в настоящее время кафедра привлекает по возможности студентов к участию в научно-исследовательских работах, разрабатывает актуальную тематику для специальных

лабораторных работ, входящих в учебный план специальности, и предлагает реальные темы для самостоятельных работ студентов – членов СНТО.

Большое значение в подготовке инженеров имеет учебное проектирование. Учебный план специальности предусматривает после окончания проектов по общеинженерным дисциплинам выполнение трех курсовых проектов: поршневого двигателя, агрегата наддува и топливной аппаратуры. Завершением этого вида учебной работы является дипломный проект, объемом 12-15 конструкторских листов, с соответствующей пояснительной запиской, содержащей расчеты рабочего процесса двигателя и расчеты прочности его деталей.

Как правило, каждое дипломное задание предусматривает необходимость творческой конструкторской работы, вне зависимости содержит ли оно разработку совершенно новой оригинальной конструкции (такие темы даются наиболее сильным студентам или группам из 2-3 студентов), или же задание предусматривает модернизацию существующего типа двигателя, без коренной переделки основных деталей. Такой принцип построения задания расширяет кругозор проектанта и позволяет ему выявить конструкторские способности, при одновременном получении им навыков самостоятельной работы. Естественно, что такая постановка дипломного проектирования предопределяет повышенные требования к руководителю проекта.

Содержание дипломного проекта охватывает разработку общей компоновки двигателя, расчеты теплового процесса при разных режимах работы, расчеты динамики, проектирование нескольких узлов, выполнение рабочих чертежей нескольких деталей, различающихся технологией обработки. Наконец, очень часто в задание включается проработка какого-либо небольшого теоретического вопроса, причем объем этой части задания устанавливается в зависимости от склонностей и способности дипломанта. Необходимо отметить, что темы дипломных проектов, как правило, разрабатываются кафедрой совместно с конструкторами двигателестроительных заводов, и согласуются таким образом с реальными потребностями, причем преддипломную практику студенты проходят на тех заводах, продукция которых кладется в основу дипломного задания. Практикуется также разработка дипломных проектов по «реальным» темам непосредственно в соответствующих организациях, при обязательном и постоянном руководстве дипломантом со стороны кафедры. Примером такого осуществления реального дипломного проекта может служить выполненный группой студентов по заданию Горьковского Автозавода проект автомобильного двигателя с воспламенением от сжатия, реализованный затем на заводе. При испытаниях этот двигатель превысил свои проектные показатели.

В 1962-1963 годах в недрах кафедры была организована подготовка по новой специальности - " Электрореактивные двигатели" и на базе кафедры ДВС в 1963 году была создана кафедра Э-8. В создании новой кафедры самое активное участие принял профессор Д.Н. Вырубов.

Направления научно-исследовательских работ кафедры и проблемной лаборатории этого периода определялось тенденциями развития двигателестроения: форсирование рабочего процесса наддувом, связанные с этим проблемы газообмена, смесеобразования и сгорания, тепловая и механическая напряженность деталей двигателей, повышение эффективности работы на неустановившихся и переходных процессах установок с двигателями внутреннего сгорания.

Из работ этого периода следует отметить цикл исследований по форсированию двухтактных тепловозных дизелей, включающих исследования по улучшению качества процессов газообмена (проф. А.С. Орлин, доц. С.И. Ефимов, доц. Г.Н. Мизернюк и др.),

совершенствованию процессов смесеобразования и сгорания (проф. Д.Н. Вырубов, доц. В.П. Алексеев), а также улучшения характеристик холостого хода (проф. С.Г. Роганов).

Проблеме форсирования высокофорсированных двухтактных двигателей посвящен цикл работ, выполненный в этот период профессорами М.Г. Кругловым, М.М. Чурсиным, С.Г. Рогановым и др. сотрудниками.

В это же время под руководством профессора А.С. Орлина начаты работы по решению проблем создания высокофорсированных четырехтактных тепловозных и судовых дизелей (доц. Г.Н. Мизернюк, проф. Д.Н. Вырубов, проф. С.Г. Роганов, доц. О.Б. Леонов, доц. В.П. Алексеев и др.). Работы этого цикла посвящены разработке методов моделирования и оптимизации рабочих циклов двигателей, совершенствованию форм камер сгорания, созданию новой топливной аппаратуры дизелей, снижению тепловой и механической напряженности деталей, улучшению переходных процессов установок с двигателями внутреннего сгорания, повышению эффективности процессов массообмена. Наряду с теоретическими исследованиями в этот период большое внимание кафедра уделяла созданию аппаратуры и методов отбора проб газа из цилиндров двигателей (проф. М.Г. Круглов, проф. С.Г. Роганов, доц. С.И. Ефимов, В.С. Рогов), разработке методов и аппаратуры для измерения нестационарных температур газа в цилиндре и выпускных системах двигателей (проф. Д.Н. Вырубов, доц. В.П. Алексеев, профессор М.Г. Круглов Н.С. Л.М. Павлович и др.), разработке методов высокотемпературного тензометрирования и методов измерения нестационарных температур поверхностей деталей камеры сгорания двигателей (проф. Н.Д. Чайнов, инж. Фомин В.М., инж. Ю.А. Сазонов), аппаратуры и методов регистрации параметров двигателей на неуставившихся режимах их работы (проф. О.Б. Леонов, н.с. В.В. Арапов, с.н.с. Н.Н. Патрахальцев), методов моделирования газодинамических процессов и тепловой напряженности в двигателях на физических и аналоговых моделях (проф. М.Г. Круглов, проф. Н.Д. Чайнов, доц. В.И. Ивин).

В это же время сотрудниками кафедры и проблемной лаборатории разрабатываются методы расчета газообмена комбинированных двигателей, основанные на применении современных численных методов механики жидкости и газа (проф. М.Г. Круглов, В.И. Ивин, доц. Н.А. Иващенко, доц. А.А. Меднов), методы и программы расчета на ЭВМ теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС методом конечных элементов (проф. А.С. Орлин, доц. Н.А. Иващенко).

По результатам работ, выполненных в рассматриваемый период, подготовлены и защищены докторские диссертации М.Г. Кругловым (1963 г.), С.Г. Рогановым (1965 г.), Н.Д. Чайновым (1976 г.).

Большой вклад в развитие теории двигателей внутреннего сгорания внесли работы, выполненные в это время профессором М.Г. Кругловым. Его работы по термодинамике двигателей внутреннего сгорания и нестационарной газовой динамике в системах воздухообеспечения ДВС открыли новое направление в теории ДВС, которое в дальнейшем успешно развивали и развивают его многочисленные

ученики - профессора Б.П. Рудой, В.А. Лашко, Ю.А. Гришин, Р.З. Кавтарадзе, С.Р. Березин и др..

Кафедра продолжала уделять внимание подготовке учебников по специальности " Двигатели внутреннего сгорания". На базе созданного ранее трехтомного учебника коллектив преподавателей кафедры (А.С. Орлин, В.П. Алексеев, Д.Н. Вырубов, М.Г. Круглов, Н.И. Костыгов, В.И. Крутов, А.Н. Крылов, О.Б. Леонов, Г.Н. Мизернюк, В.И. Ивин, С.Г. Роганов, Ф.Ф. Симаков, Н.Д. Чайнов) издал новый, четырехтомный учебник " Двигатели внутреннего сгорания" : т.1. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей, 1969 г.; т.II, Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей, 1971 г.; т. III. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей, 1972 г.; т.IV. Системы поршневых и комбинированных двигателей, 1973 г.). Коллектив авторов за этот труд удостоен Государственной премии.

В 1973 году под руководством проф. М.Г. Круглова впервые в России были развернуты работы по экспериментальному и теоретическому изучению двигателей с внешним подводом теплоты (доц. С.И. Ефимов, инж. В.Ф. Воронин, А.Г. Шувалов, И.В. Дикопов) и начата подготовка специалистов по разработке и исследованию этих перспективных двигателей. Цикл проведенных на кафедре экспериментальных и теоретических работ позволил создать методы проектирования дви-



Сотрудники кафедры возле корпуса факультета «Энергомашиностроение». В центре А.М. Архаров и М.Г. Круглов.

двигателей.

В 1975 - 1980 годах выполнены работы по следующим направлениям: исследование и выбор рациональных параметров рабочего процесса и газообмена двухтактного и четырехтактного двигателей со сверхвысокими средними давлениями (проф. М.Г. Круглов); исследование и разработка средств улучшения неустановившихся процессов КДВС (доц. О.Б. Леонов); разработка конструкции газоздушного тракта, расчетно - теоретическое исследование течения в газоздушном тракте и теплообмена в выпускных патрубках (доц. В.И. Ивин); разработка новых схем топливоподачи с целью расширения диапазона рабочих режимов КДВС

гателей с внешним подводом теплоты, разработать методы и средства для экспериментального изучения процессов в двигателях с внешним подводом теплоты и создать несколько лабораторных установок и макетных таких образцов

(доц. А.Н. Крылов); разработка методов математического моделирования тепловыделения в дизеле (проф. Д.Н. Вырубов, доц. В.П. Алексеев); разработка расчетных методов исследования динамической прочности и теплонапряженности деталей высокофорсированных дизелей с целью повышения надежности их работы (проф. Н.Д. Чайнов, доценты В.К. Чистяков, Н.А. Иващенко); расчетно-экспериментальные исследования рабочего процесса двигателя, работающего по циклу Стирлинга, с целью повышения их мощности и улучшения экономичности (доц. С.И. Ефимов, инж. В.Ф. Воронин); разработка рабочего процесса двигателей, работающих на сжиженном водороде и кислороде, в целях замены нефтяных топлив и уменьшения токсичности отработавших газов (проф. С.Г. Роганов).

В период 1980 - 1992 гг. кафедра выполняла научные работы по двум направлениям:

а) Исследования по совершенствованию и созданию комбинированных двигателей внутреннего сгорания, повышению их эффективности и надежности.

б) Поисковые работы по созданию двигателей новых схем и топлив.

Работы по первому направлению включали исследование и разработку новых схем комбинированных двигателей, разработку средств повышения экономичности и надежности работы комбинированных ДВС на неустановившихся режимах (доц. О.Б. Леонов и др.), исследование процессов в КДВС с уменьшенным теплоотводом от рабочего тела (проф. М.Г. Круглов, с.н.с. В.П. Стрелков, исследование тепловой и динамической напряженности деталей КДВС (проф. Н.Д. Чайнов, доценты Н.А. Иващенко, В.К. Чистяков), исследование гидродинамики и теплообмена при течении в трубопроводах и каналах ДВС (доценты В.И. Ивин, Л.В. Грехов, А.А. Меднов).

По второму направлению работы включали исследование процессов в элементах ДВПТ (доц. С.И. Ефимов, В.Ф. Воронин), исследование и оптимизацию физико-химических процессов в ДВС, использующих водород в качестве основного топлива (проф. С.Г. Роганов) разработку и экспериментальную проверку способов регенерации теплоты и преобразования топлива в КДВС (зав. лабораторией А.М. Савенков, Ю.Л. Маслов, А.П. Ляпин), разработку схем вторичного использования теплоты в КДВС (доц. В.Ф. Федюшин).

В это же время под руководством проф. М.Г. Круглова и доц. Н.А. Иващенко разворачиваются широкие работы по созданию методов математического моделирования процессов в ДВС, алгоритмов и пакетов программ для САПР ДВС и автоматизированных систем испытания двигателей внутреннего сгорания и двигателей с внешним подводом теплоты. В результате выполненных работ созданы уникальные программные комплексы по моделированию процессов в системах и цилиндрах двигателей (Н.А. Иващенко, В.И. Ивин, А.С. Кулешов, Н.В. Петрухин), моделированию теплового и напряженно-деформированного состояния систем сопряженных деталей деталей двигателей на основе методов конечных и граничных элементов (Н.А. Иващенко, М.Н. Гаврилов, В.А. Светлов), моделирования нестационарных течений газа в полостях двигателей на основе метода крупных частиц (А.А. Меднов, Ю.А. Гришин, А.С. Кулешов, А.Н. Каримов), моделирования сложного локального нестационарного радиационно-конвективного теплообмена в цилиндрах ДВС (доц. Р.З. Кавтарадзе), созданы автоматизированные информационно-измерительные комплексы для испытания ДВС ДВПТ (А.В. Сячинов, А.И. Беляев, В.А. Светлов).

На базе работ, выполненных в этот период, защитили докторские диссертации Р.З. Кавтарадзе (1991 г.) и Н.А. Иващенко (1993 г.).

В это же время для обеспечения решения проблемы уменьшения механических потерь в двигателях внутреннего сгорания доц. В.К. Чистяковым заложено новое направление научных исследований на кафедре в области трибологической обработки узлов трения в ДВС с целью снижения потерь на трение и увеличения ресурса работы ДВС, а в целях повышения эффективности энергоустановок различного назначения выполнены работы по созданию серии свободнопоршневых машин для газоперекачивающих агрегатов (с.н.с. В.П. Стрелков).

В период с 1980г. по 1985 г. коллектив преподавателей кафедры издал в издательстве «Машиностроение» дополненный и переработанный четырехтомный учебник «Двигатели внутреннего сгорания».

С 1993г. по 2005 г. кафедра продолжала работы по совершенствованию методов конструирования и расчета деталей и узлов ДВС (проф. Н.Д. Чайнов, доценты Краснокутский А.Н., Л.Л. Мягков), дальнейшему развитию методов моделирования процессов в двигателях внутреннего сгорания и его системах (профессора Н.А. Иващенко, М.Г. Круглов, Р.З. Кавтарадзе, доценты Л.В. Грехов, В. И. Ивин, Ю.А. Гришин, А.А. Меднов, А.С. Кулешов), разработкой экологически чистых рабочих процессов и топливной аппаратуры двигателей внутреннего сгорания, использующих альтернативные топлива (профессор Роганов С.Г., доцент Грехов Л.В.), созданием топливной аппаратуры и двигателей, работающих на твердых топливах (доценты Л.В. Грехов и Ю.Л. Маслов).

По результатам комплексных исследований, выполненных в это время, защитили докторские диссертации С.В. Путинцев (1997 г.), Л.В. Грехов (1999 г.), и Ю.А. Гришин (2000 г.). Сотрудниками кафедры за этот период изданы два учебника с грифом Минобразования, 4 учебных пособия с грифами Минобразования и УМО, а также 4 монографии, в которых нашли отражения выполненные кафедрой работы по совершенствованию конструкции деталей ДВС (проф. Н.Д. Чайнов), нестационарному теплообмену в цилиндрах ДВС (проф. Р.З. Кавтарадзе), разработке и исследованию топливной аппаратуры для подачи угольных суспензий в цилиндры дизелей, организации малотоксичных процессов двигателей, работающих на дизельном топливе с добавками водородосодержащих газов и диметилового эфира (профессора Н.А. Иващенко и Л.В. Грехов), компьютерной оптимизации процессов сгорания и воздухообмена (доц. А.С. Кулешов, проф. Ю.А. Гришин), триботехническому конструированию цилиндро-поршневой группы (проф. С.В. Путинцев), разработке перспективных систем топливоподачи двигателей внутреннего сгорания (профессор Л.В. Грехов).

12 декабря 2002 года в связи со строительством третьего транспортного кольца г. Москвы был начат снос части корпуса факультета «Э», в которой располагалась



кафедра и ее лаборатории. Три четверти помещений кафедры и ее лабораторий (670 м²) оказались в зоне сноса, в том числе все камеральные помещения, вычислительный центр, мастерские, 14 учебных и исследовательских установок на моторных плитах. Были разрушены все инженерные системы лаборатории (электрообеспечения, отопления, водо- и

воздухоснабжения, газовыпуска, вентиляции, топливоснабжения, пожарная, связи). В 2002 году кафедра выполняла работы по демонтажу и консервации оборудования на ликвидируемых площадях, перепланировке оставшихся площадей и проектированию новых лабораторий. В 2003 году мэр Москвы Ю.А. Лужков и ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана И.Б. Федоров в торжественной обстановке открыли новую лабораторию ДВС в Учебно-лабораторном корпусе.

К концу 2003 года кафедра восстановила и модернизировала лаборатории топливной аппаратуры, альтернативных топлив, рабочих процессов дизелей и триботехники в корпусе факультета «Э» и создала лаборатории конструирования ДВС, математического моделирования процессов в ДВС в УЛК МГТУ им. Н.Э. Баумана. В модернизированных и новых лабораториях кафедра развернула работы по отработке рабочих процессов двигателей на альтернативных топливах, созданию новых видов топливной аппаратуры, разработке математических моделей и программных комплексов.

За 100 лет существования научная и педагогическая школа ДВС МГТУ им. Н.Э. Баумана подготовила свыше 250 кандидатов технических наук, 46 докторов технических наук. Среди ее питомцев 6 академиков РАН (Добрынин В.А., Климов В.Я, Микулин А.А., Стечкин Б.С., Чудаков Е.А., Брилинг Н.Р.) и 10 академиков Академий артиллерийских наук, транспорта, проблем качества (Брилинг Н.Р., Орлин А.С., Епифанова В.И., Блаженнов Е.А., Иващенко Н.А., Карельских Д.К., Назаркин С. В., Рудой Б.П., Эфрос В.В., Фомин В.М.), 8 Героев Социалистического труда (Добрынин В.А., Зернов П.М. (дважды), Климов В.Я., Малышев В.А., Микулин А.А., Стечкин Б.С., Швецов А.Д., Яковлев В.М.), 28 Лауреатов Ленинских, Сталинских и Государственных премий (Вырубов Д.Н., Герш С.Я., Гогульский Г.Г., Добрынин В.А., Епифанова В.И., Зернов П.М. (дважды), Иноземцев Н.В., Калиш Г.Г., Козлов Н.П., Круглов М.Г., Крутов В.И., Малышев В.А., (дважды), Масленников М.М., Махарадзе А.Ф., Микулин А.А. (четырежды), Орлин А.С. (дважды), Пятов В.М., Ржевский В.М., Роганов С.Г., Степанов С.А., Стечкин Б.С. (дважды), Чудаков Е.А., Швецов А.Д. (четырежды), Шелест А.Н., Ширяев В.М., Эфрос В.В., Яковлев В.А. (дважды), 4 Лауреата премий Совмина, Правительства РФ (Касумов А.Х., Козлов Н.П. (дважды), Курманов В.В., Трусов В.И.), 24 Заслуженных деятеля науки и техники РСФСР и науки РФ (Брилинг Н.Р., Блаженнов Е.И., Вырубов Д.Н., Епифанова В.И., Иващенко Н.А., Иноземцев Н.В., Калиш Г.Г., Карельских Д.К., Круглов М.Г., Крутов В.И., Козлов Н.П., Мазинг Е.К., Либрович Б. Г., Масленников М.М., Орлин А.С., Рудой Б.П., Сороко-Новицкий В.И., Ховах М.С., Чайнов Н.Д., Чудаков Е.А., Шелест А.Н., Эфрос В.В., Яковлев В.М.), 7 питомцев носят почетные звания работника высшей школы, науки Москвы, Машиностроителя, Изобретателя (Арапов В.В., Грехов Л.В., Касумов А.Х., Патрахальцев Н.Н., Песоцкий Ю.С., Письман Я.Б., Эфрос В.В.).

Специальность подготовила свыше 3000 высококвалифицированных инженеров, многие из которых стали главными конструкторами и руководителями двигателестроительных предприятий (Г.Л. Васильев, В.А. Рыжов, Мирза-Ахмедов, В.П. Сиволап, В.В. Эфрос, Я.Б. Письман, В.Д. Аршинов, В.В. Курманов, С.Ю. Русинковский, Е.Г. Пономарев, С.В. Назаркин, Ю.М. Дзенис, С.В. Шипицын, И.А. Ночвин и др.), государственными деятелями (С.А. Степанов, В.А. Малышев, А.Ф. Махарадзе, П.М. Зернов, В.М. Пятов, М.Г. Круглов, Н.П. Козлов, В.И. Крутов).

31 воспитанник специальности ДВС руководили и руководят кафедрами «Двигатели внутреннего сгорания», «Автомобили», «Тракторы», «Теплотехника»

в высших учебных заведениях нашей страны Брилинг Н.Р. (МВТУ, МАДИ), Абианц С.А. (ЦИПК МАП), Васильев А.В. (ВолгГТУ), Гриневецкий В.И. (МВТУ), Заренбин В.Г., (Днепропетровск, ДИСИ), Егоров Я.А. (Запоржье), Иващенко Н.А. (кафедра ДВС МГТУ им. Н.Э. Баумана), Иноземцев Н.В. (МАИ), Кавтарадзе Р.З. (кафедра ДВС Кутаисского ПИ), Калиш Г.Г. (Н.-НовПИ), Круглов М.Г. (Запоржский институт сельскохозяйственного машиностроения, кафедра ДВС МВТУ им. Н.Э. Баумана), Крутов В.И. (кафедра «Теплотехника» МВТУ), Козлов Н.П. (кафедра «Плазменные энергетические установки» МВТУ), Карельских Д.К. (МАМИ), Лашко В.А. (Хабаровск, Тихоокеанский ГТУ), Либрович Б.Г. (кафедра ДВС МВТУ), Мазинг Е.К. (кафедра ДВС МВТУ), Орлин А.С. (кафедра «Двигатели боевых машин», кафедра ДВС МВТУ), Патрахальцев Н.Н. (кафедра ДВС РУДН), Рудой Б.П. (кафедра ДВС УФАИ), Романенко Н.Т. (МИХМ, КАИ), Саверин М.А. (кафедра «Детали машин», МВТУ им. Баумана), Симаков Ф.Ф. (МВТУ им. Н.Э. Баумана), Сороко-Новицкий В.И. (кафедры ДВС Академии Моторизации и Механизации РККА, МВТУ, МАМИ), Тихомиров Е.Н. (кафедра «Соппротивление материалов» МВТУ им. Н.Э. Баумана), Ховах М.С. (кафедра «Автотракторные двигатели» МАДИ), Цируль С.М. (кафедра «Теплотехника» ТСХА), Чудаков Е.А. (кафедры «Автомобили» МВТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ, МАМИ), Чурсин М.М. (кафедра «Плазменные энергетические установки» МВТУ), Шелест А.Н. (кафедра «Тепловозы» МВТУ им. Н.Э. Баумана), Эфрос В.В. (Владимирский ГУ).

Силами преподавателей и научных сотрудников кафедры изданы уникальные многотомные учебники по ДВС, выдержавшие несколько изданий, написаны 36 монографий и сборников научных трудов, опубликовано свыше 2000 статей в научно-технических журналах, организованы и проведены 7 всероссийских и международных научно-технических конференций.

СОВРЕМЕННЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ПОРШНЕВЫХ ДВС В УСЛОВИЯХ ТОПЛИВНО- ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КРИЗИСА

Ипатов А.А., Кутенёв В.Ф., Лукшо В.А (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»)

С момента появления ДВС (более 100 лет назад) развитие конструкций двигателей с воспламенением от искры и воспламенением от сжатия происходило в постоянной конкурентной борьбе за получение требуемых текущим временем различных потребительских характеристик и показателей автотранспортных средств.

В начальный период велись интенсивные работы по достижению необходимых мощностей, для обеспечения движения транспортного средства с желаемой скоростью, затем на повестку дня вышли требования по снижению расхода топлива, когда преодолеваемые транспортным средством расстояния значительно увеличились. Далее с применением механического наддува, а затем и турбонаддува вновь велись работы по повышению мощности и естественно по улучшению удельных показателей (удельная мощность на единицу массы и объема двигателя, удельный расход топлива). Позже решались проблемы с безотказностью и значительным увеличением ресурса ДВС как легковых, так и грузовых автомобилей. Эти проблемы решались коллективами исследователей и конструкторов бензиновых двигателей и дизелей разрозненно, но в сопоставимости под влиянием соперничества

или успехов одних над другими. В шестидесятые годы прошлого столетия возникли проблемы связанные с экологией. Опять активизировались новые конструктивные решения и конкуренция за достижение лучших показателей по национальным экологическим нормативам сначала в США, затем в Японии и Европе. Ужесточающиеся экологические требования приводят в конце шестидесятых годов к необходимости внедрения на бензиновых двигателях дорогих систем непосредственного впрыска топлива, что благоприятно влияет как на экологические показатели, так и на снижение расходов топлива. На рис. 1 в качестве подтверждающего примера результативности работ по снижению расхода топлива приведены величины путевых расходов приведенные к 1000 кг массы автомобиля. С 70-ых годов прошлого столетия произошло значительное снижение расходов топлива [1]. На графике приведены результаты всех мероприятий как по развитию конструкций систем двигателей, так и за счет совершенствования трансмиссии, новых шин с пониженным коэффициентом сопротивления качению, и улучшенной аэродинамики автомобиля, и, безусловно, это связано с повышением КПД двигателя за счет улучшения рабочих процессов.

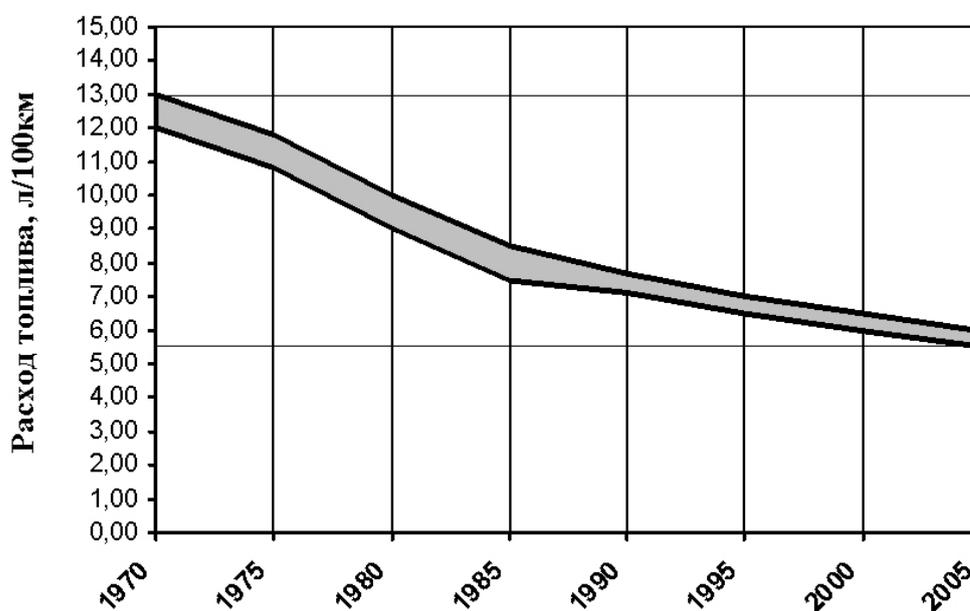


Рис.1. Достигнутые уровни топливной экономичности автомобилями средней массой 1000 кг.

В этот период развития конструкции на бензиновых двигателях степень сжатия в серийном производстве к настоящему времени уже достигает 11 и 12, не говоря о прототипах и спортивных модификациях, где устанавливаются степени сжатия 13 и 14. На дизелях, учитывая высокий наддув, начинают снижать степень сжатия до 13-14. И, наконец, появление конструкции регулируемого наддува требует активного развития перспективных конструкций двигателей с регулируемой степенью сжатия, что позволит в комплексе достичь экономии топлива в городских условиях на уровне не менее 15-20%. На рис. 2 представлены основные направления перспективного развития ДВС с учетом перевода их на использование альтернативных видов топлив.

Появившиеся в конце восьмидесятых годов, из-за невозможности значительного снижения расхода топлива традиционными путями, комбинированные энер-

гоустановки (КЭУ) и концепцию создания модульных конструкций силовых установок на базе 2-х ДВС можно рассматривать как два альтернативных направления:

- 1) схему ДВС с электроприводом и накопителем энергии; [2]
- 2) модульный вариант, который может быть создан на базе традиционных ДВС существующего массового производства. [3]

Топливные кризисы 1972-1975 гг. и 2002-2005 гг. привели к необходимости решения проблем использования альтернативных видов топлива. В этот период от этапа совершенствования конструкции двигателя переходят к решению проблем энергетического кризиса, к созданию многотопливных модификаций ДВС с конечной целью перехода на водородосодержащие топлива и на водород, о котором сейчас много говорят, но пока это и дорого и в массовом производстве этого в ближайшее время ожидать трудно.

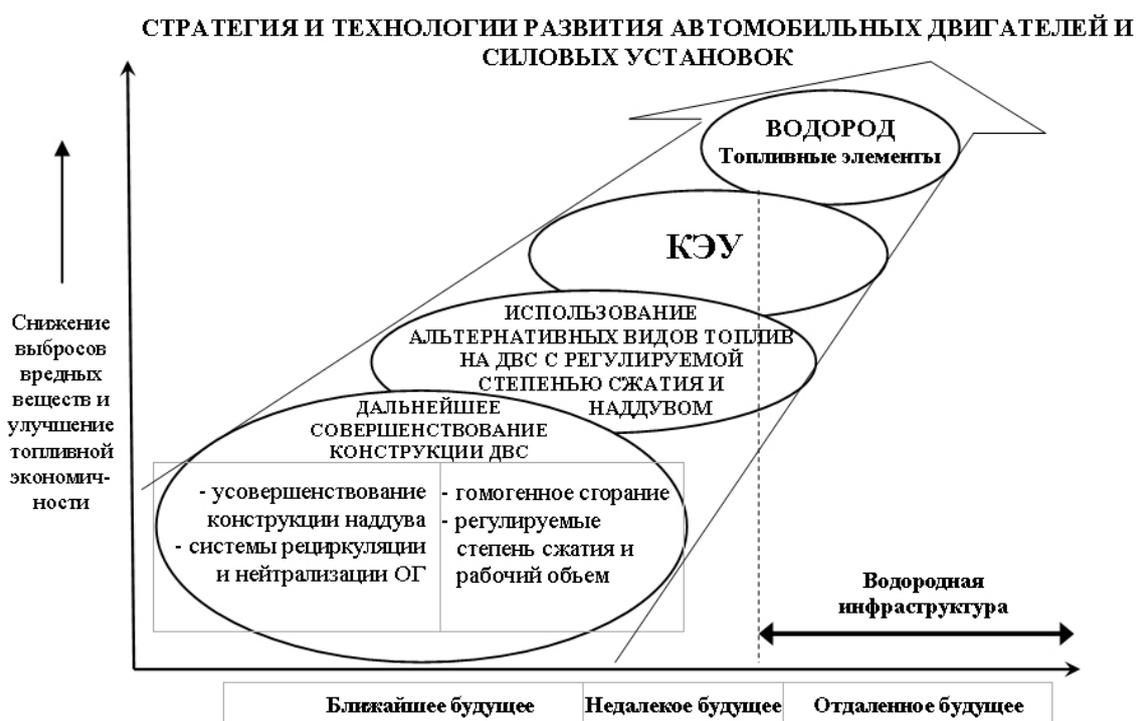


Рис.2 Стратегия и технологии развития автомобильных двигателей и силовых установок

Рассмотрим на фоне увеличивающегося объема производства ДВС – этапы и мероприятия по развитию конструкции двигателей и их систем. В настоящее время для городских условий многими производителями внедряется система стоп-старт, и разрабатываются системы изменения степени сжатия, что дополнительно позволяет лучше и эффективнее использовать преимущество наддува на переходных процессах смесеобразования и сгорания, а так же существенно уменьшать расход топлива (на 20-25%) на малых нагрузках и скоростных режимах в условиях интенсивного городского движения.

Вопрос, связанный с необходимостью значительного снижения расхода топлива будет существовать всегда и поэтому появившиеся КЭУ следует рассматривать как одну из альтернативных конструкций силовых установок на базе ДВС. Двигатели строители частично уступают объемы производства своей отрасли электротехнической промышленности. В свое время они уступили химической промышленности, допустив ее к организации рабочих процессов нейтрализации ОГ из-за

неспособности двигателистов обеспечить экологически чистые процессы сгорания.

С точки зрения энергетических затрат модульная схема безусловно усложняется за счет автоматизированного сцепления, но она базируется на существующем хорошо отлаженном массовом производстве традиционного поршневого двигателя. Если сравнивать экономически, то модульная установка существенно дешевле для существующего производства, чем организация нового производства КЭУ. С электроприводом добавляется 250 килограмм к общему весу силовой установки автомобиля, а экономия топлива составляет те же 30-35%, что и в первом случае с модульной схемой на базе традиционного ДВС.

В мировой практике изобретений рассматриваются различные возможные варианты компоновки МСУ, и они доказывают необходимость активизации проведения этих работ одновременно с разработкой механизма автоматического изменения степени сжатия. Этот комплекс работ, проводимый в НАМИ с 1988 г., вошел в такую стадию, когда уже изготавливаются прототипы двигателей с переменной степенью сжатия для ВАЗа и других потенциальных производителей таких ДВС.

Хотим мы, или не хотим, воспринимать старые идеи в новом качестве, но сегодня уже вновь считается основным и важным направлением развитие работ по обеспечению гомогенного смесеобразования и гомогенного сгорания, что обеспечивает минимальные выбросы вредных веществ за счет полного сгорания углеводородов. Исследованиями в этом направлении в настоящее время активно занимаются практически все ведущие моторостроительные фирмы.

Происходящее в настоящее время существенное сближение конструкций и рабочих процессов бензиновых и дизельных технологий – открывает возможность создания универсальных многотопливных модификаций ДВС. Успешное решение вышеназванных проблем приводит нас к вопросу связанному с выбросами оксидов азота, который также помогает решать гомогенизация. На рис. 3 показано как на температуру продуктов сгорания и на снижение выбросов оксидов азота влияет коэффициент избытка воздуха - α и гомогенизация. [4]

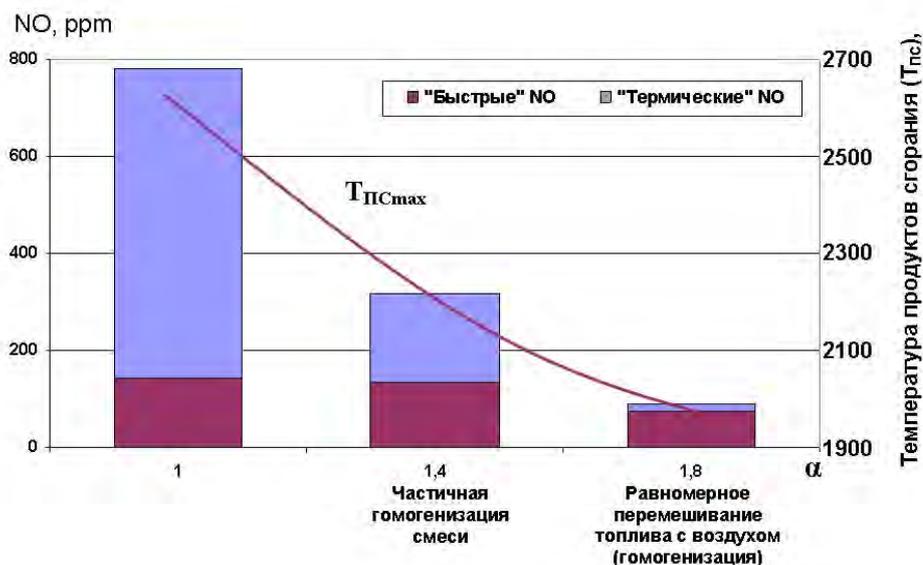


Рис.3 Влияние гомогенизации заряда на образование NO

На рис. 4 приведены значения затрачиваемых энергий в процессе полного жизненного цикла автотранспортного средства с двигателем принудительного зажигания или с воспламенением от сжатия. Как видим в процессе эксплуатации мы имеем наибольшие затраты энергии, что опять затрагивает острую необходимость решения проблемы экономии топлива и снижения выброса парниковых газов, а отсюда решение предстоящих проблем использования различных альтернативных видов топлива, ввиду того, что в ближайшие 30-50 лет иссякнет или закончится в конце концов нефть и ее производные.



Рис. 4 Энергия, затрачиваемая на осуществление отдельных стадий ПЖЦ АТС

Переходя от проблем связанных со снижением расхода традиционных топлив к проблемам использования альтернативных видов топлив, на рис.5 приведены характеристики выброса вредных веществ при работе на различных альтернативных топливах. В настоящее время мы уже имеем (рис. 6) в производстве и эксплуатации двухтопливные системы и в бензиновых и в дизельных двигателях.

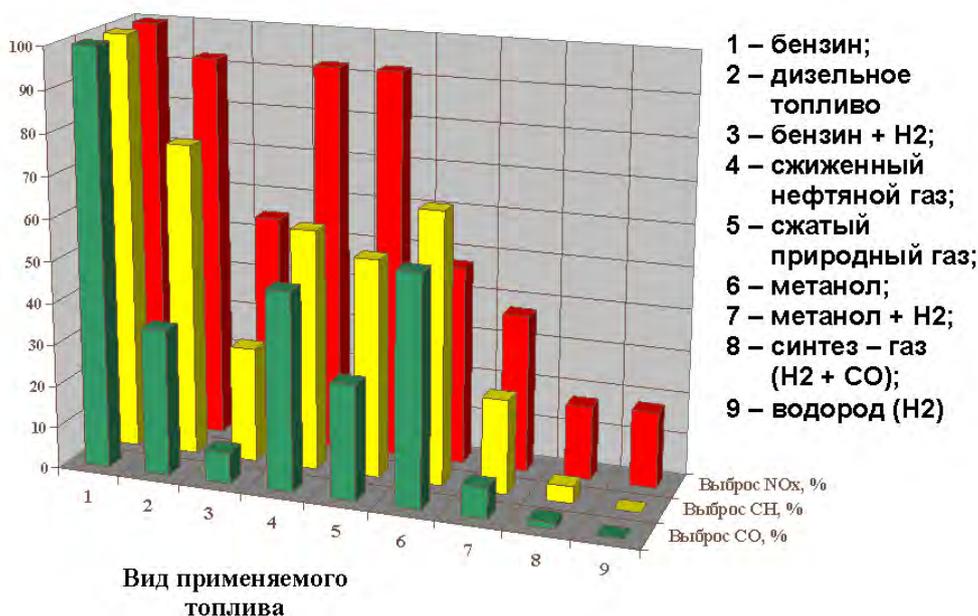


Рис.5 Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами за счет использования альтернативных топлив

Поэтому хотим мы или не хотим, но решение этой проблемы по существу подводит нас к необходимости создания многотопливных модификаций бензиновых и дизельных двигателей внутреннего сгорания, а в перспективе к единой многотопливной модификации ДВС в составе КЭУ и в модульных схемах силовых установок с регулируемой степенью сжатия и рабочим объемом для конкурентоспособных автотранспортных средств с наилучшими эколого-экономическими характеристиками.



Рис.6

Литература:

1. Кутенёв В.Ф., Токарев А.А. Работы по улучшению топливной экономичности АТС / Автомобильная промышленность, 1988 г., №2, с. 3-4.
2. Ипатов А.А., Эйдинов А.А. / Электромобили и автомобили с комбинированными энергоустановками (КЭУ) / НАМИ - М., - 2004, с.328
3. Зленко М.А., Кутенев В.Ф. Двигатели с регулируемым рабочим объемом и степенью сжатия.: Учебное пособие / МАМИ – М., - 2006, с.118
4. Гиринович М.П. Исследование процессов образования оксидов азота при сгорании топлив в перспективных дизелях. / Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. – М., - 2006.

MODELING OF SOOT FORMATION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Frolov S.M., Basevich V.Ya., Vlasov P.A., Skripnik A.A.

(Semenov Institute of Chemical Physics, 4, Kosigin Str., Moscow 119991 Russia)

Priesching P., Tatschl R.

(AVL LIST GMBH, 1, Hans-List-Platz, Graz A-8020, Austria)

Introduction. Soot formation is a complex process, which incorporates many chemical and physical steps: (1) homogeneous inception of large molecular precursors, (2) surface growth in the reactions with the gas-phase active species, (3) coalescent coagulation to form larger particles, and, finally, (4) agglomeration of the primary particles to form chain-like aggregates.

The formation of molecular precursors is the first important step in the course of soot formation. Regardless the initial fuel involved, the hydrocarbon fuel undergoes either pure or oxidative pyrolysis, degrading into small hydrocarbon radicals. Under fuel-rich conditions, the small radicals react, leading to the formation of smaller hydrocarbons, particularly acetylene (C_2H_2). Then, large hydrocarbon molecules containing a sufficiently large number of carbon atoms such as polyynes ($C_{2n}H_2$, $n = 2, 3, \dots$) and polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) are built up, that are commonly regarded as the molecular soot precursors.

Depending on the type of molecular precursors assumed to be present, several competing theories, such as the PAH model or the polyynes model, have been proposed. In the H-abstraction-acetylene-addition (HACA) mechanism, aromatic species like benzene, toluene, naphthalene, etc. are considered as islands of stability in an infinite sea of possible molecular structures which might be formed through molecular growth. The polyynes model assumes that every radical capable of forming polyynes complexes becomes a center of polymerization. A polyynes molecule and a polyynes radical or two polyynes molecules react to form the polyynes complexes. Under high temperature conditions, when C-H bonds are relatively loose, the carbon skeletons of acetylene and polyynes molecules persist in the gas-phase as the most stable structures of small carbon clusters due to their high thermodynamic stability. Recent experiments and theoretical studies have discovered that the most stable structures of carbon clusters up to C_{20} are chains and monocycles. This finding supports the polyynes mechanism recently developed on the basis of the fast chemical aggregation theory in the works.

For modeling soot formation in internal combustion engines using CFD software there is a need in simple and efficient soot models predicting satisfactorily the soot yield under different operation conditions. The detailed kinetic models of soot formation incorporating all the processes mentioned above can be used for validating such models.

The objective of this study was to develop a computationally efficient overall soot model based on the detailed soot formation model.

1 Detailed mechanism. Semenov Institute of Chemical Physics has been involved in soot formation modeling for a long time. Recently, the most detailed mechanism of soot formation has been developed by joint efforts of Semenov Institute and Universität Heidelberg. For example, Vlasov reported the kinetic scheme of soot formation process during pyrolysis of various aliphatic and aromatic hydrocarbons. It combines the mechanisms of formation of polyaromatic hydrocarbons, polyynes, two mechanisms of soot precursor formation due to condensation of polyaromatic and polyynes molecules, soot particle growth by the reactions of HACA mechanism and polyynes molecule addition, the mechanism of acetylene pyrolysis and pure carbon cluster formation. Later, the mechanism of *n*-heptane oxidation was added into this detailed kinetic scheme of soot formation process. As a result, the complete detailed kinetic scheme of soot formation process incorporates 1850 gas-phase reactions between 186 species and 100 heterogene-

ous reactions with participation of four ensembles of microheterogeneous particles of different types. The rate coefficients of some important reactions have pressure dependence. Thus, the gas phase reaction mechanism consists of a complete kinetic scheme of polyaromatic hydrocarbon formation for laminar premixed acetylene and ethylene flames with all corrections, the kinetic scheme of acetylene pyrolysis, the kinetic scheme of polyynene molecule formation, the kinetic scheme of pure carbon cluster formation up to C₃₀, and the kinetic scheme of *n*-heptane oxidation.

The gas-phase kinetic scheme of polyaromatic hydrocarbon formation describes the pyrolysis and oxidation of C₁ and C₂ species, the formation of higher linear hydrocarbons up to C₆ species, the formation of benzene and further reactions leading to pyrene and the oxidation pathways of the aromatic species. The gas-phase reaction mechanism of the model considered consists of the reactions of the following species: H₂/O₂, HO₂/H₂O₂, CO/CO₂, C/C₂/ . . . /C₃₀, CH, HCO, CH₂, CH₂^{*}, CH₂O, CH₃, CH₃O/CH₂OH, CH₄, CH₃OH, C₂H, HCCO, C₂H₂, CH₂CO/HCCOH, C₂H₃, C₂H₄, C₂H₅, C₂H₆, C₂O, C₂H₃O, C₃H₂/C₃H₃/C₃H₄, C₄H/C₄H₂, C₄H₃/C₄H₄, C₄H₅/C₄H₆, C₅H₂/C₅H₃, C₆H/C₆H₂, C₆H₃/C₆H₄, C₆H₅/C₆H₆, C₆H₇/C₆H₈, benzene/phenyl, polyynes (C₈H₂/C₈H, C₁₀H₂/C₁₀H, C₁₂H₂/C₁₂H, C₁₄H₂), phenylacetylene, phenylvinyl/styrene, naphthalene, ethynyl naphthalene, phenanthrene, pyrene, biphenyl, benzene oxidation, PAH oxidation by OH, and PAH oxidation by O.

A key aspect of the soot formation process is the deposition of soot mass through reactions of gaseous species with the soot particle surface. In the model available, a minimal mechanism of surface growth of soot particles is considered. Soot precursors are formed in condensation reactions of pyrene, phenanthrene, and biphenyl molecules (the HACA pathway) and the polyynene molecules C₈H₂, C₁₀H₂, and C₁₂H₂ (the polyynene pathway). The reactions of the soot particles with active sites formed through the HACA pathway with polyynene molecules and polyynene radicals, which create new active sites on their surface, lead to the formation of active soot particles similar to those formed through the polyynene pathway. After this transformation, only active soot particles are considered in the model. These soot particles react with the most reactive gas-phase species (C₂H₂, C₂H, C₂, C₄H₄, C₄H₂, C₄H, C₄, C₆H₂, C₆H, C₆, C₈H₂, C₈H, C₈, C₁₀H₂, C₁₀H, C₁₀, C₁₂H₂, C₁₂H, and C₁₂) and participate in condensation reactions with pyrene, phenanthrene, and naphthalene and in coagulation reactions. The soot formation mechanism is included into the MACRON code, which is used for mechanism validation and all calculations presented in this report.

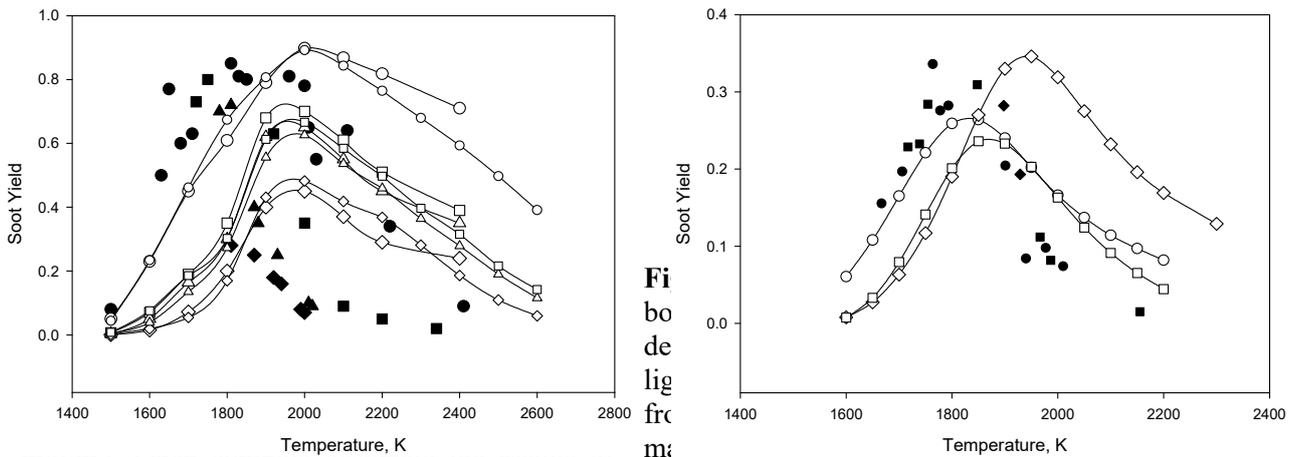
For validating the detailed mechanism of soot formation, we compared the results of calculations of the temperature dependencies of the soot yield, the observable rate of soot particle growth and the induction time of soot formation process during pyrolysis of various hydrocarbons for different concentrations of carbon atoms in the reaction mixture with the experimental results from the cw-laser extinction measurements behind reflected shock waves (Fig. 1). The experimentally measured and calculated values of the soot yield and the induction time of soot formation are in good agreement. This is indicative of a qualitative and quantitative relevance of the kinetic scheme considered.

Next, we compared the experimentally and calculated characteristics of soot formation process during rich oxidation of the mixtures of *n*-heptane, methane, and propane with oxygen under conditions realized behind reflected shock waves at elevated pressures (see Fig. 2). A combination of the extinction-scattering technique at $\lambda = 488$ and 632.8 nm was used for time resolved measurements of soot particle diameter and number

density and the traditional extinction technique was applied to determine the soot yield and induction times.

The difference in the soot yield during rich oxidation of various hydrocarbons is not significant. One can suppose that the major portion of a fuel is pyrolyzed with the formation of intermediate species. As they are formed, a competition occurs between molecular growth and oxidative reactions. Whereas the major portion of pyrolysis intermediates is eventually oxidized, a large portion of the carbon-containing species participates in the molecular growth process.

Oxidative reactions lead to a variety of oxygen-containing intermediates and products including CO, CO₂, and H₂O. As a result, the soot yield decreases as compared with the situation of a pure pyrolysis.



mol/m³. Open symbols designate the results of detailed calculations and closed symbols stand for the experimental results. The number density and the traditional extinction technique was applied to determine the soot yield and induction times

Fig. 1. Soot yield as a function of temperature for the oxidation of (circles) *n*-heptane ($[C] = 5.9 \text{ mol/m}^3$, $\phi = 5$), (squares) methane ($[C] = 7.6 \text{ mol/m}^3$, $\phi = 5$), and (diamonds) propane ($[C] = 6.0 \text{ mol/m}^3$, $\phi = 5$), behind shock wave at pressure of 40 bar

The temperature dependences of the mean diameter of soot particles formed during rich oxidation of *n*-heptane obtained from the light scattering measurements ($\lambda = 488 \text{ nm}$) and calculated with the use of the detailed kinetic model of soot formation were compared for various pressures behind reflected shock wave and a satisfactory agreement was noticed.

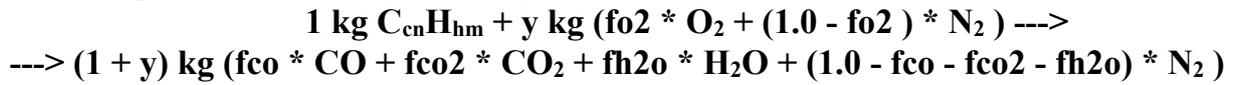
The influence of the concentration of carbon atoms in the reacting mixture and the pressure influence behind reflected shock wave on the soot yield during rich oxidation of *n*-heptane were also studied. If the concentration of carbon atoms in the reacting mixture is preserved constant for various pressures, the pressure influence on the soot yield is insignificant and the variation of the concentration of carbon atoms in the reacting mixture, which occurs if the pressure is changed, provides the major contribution into the variation of the soot yield value.

2 Overall Mechanism. The model described in Section 2 cannot currently be implemented into the CFD code due to the excessively large number of reactive species involved and hence unaffordable CPU time. To overcome this problem we have devel-

oped an approach based on the implications obtained from the analysis of the detailed mechanism. These implications are listed below:

- (1) In order to avoid soot yields exceeding 1.0 it is necessary to take into account fuel depletion in the soot formation reaction.
- (2) In order to correctly simulate soot oxidation in fuel-rich mixtures, it is necessary to take into account soot oxidation by both oxygen and water.
- (3) The reaction steps dealing with hydrogen and carbon monoxide formation and oxidation in the course of fuel oxidation can be assumed infinitely fast. Therefore fuel can be assumed to oxidize to CO₂ and H₂O rather than to CO and H₂O.
- (4) It can be roughly assumed that oxygen and water are not consumed in the soot oxidation reactions as it is done in the majority of available overall soot oxidation mechanisms.

In view of the implications (1) to (4), the new overall mechanism of soot formation can be represented as follows. The Symbolic reaction of fuel oxidation is:



where $hm=2(cn)+2$ for saturated hydrocarbons, and fo_2, fco, fco_2, fh_2o are the stoichiometric coefficients of O₂, CO, CO₂ and water, respectively. In terms of particular species, the symbolic reactions of soot formation and oxidation in Table 2 are:



where ‘‘Soot’’ is represented by the C atom. Since water participates in the soot oxidation reaction, the ‘‘Product’’ is worth to be attributed to either CO₂ or N₂ in order to keep minimal the number of reactive species. Each reaction is characterized by the reaction rate W_i ($i=I, II, III$)

$$W_i = A_i \exp\left(-\frac{E_i}{RT}\right) \prod [X_i]$$

where T is the temperature, E_i is the activation energy, and $\prod [X_i]$ are the products of volume fractions of species participating in the reaction. The rates of reactions (I), (II), and (III) are written in the form:

Table 1: Kinetic parameters (A and E) of reactions (I), (II) and (III) depending on the mixture equivalence ratio (at pressure ranging from 50 to 200 bar and temperature ranging from 1400 to 3000 K).

Fuel	Reaction	Φ	1.5	1.54	3	4	5	6	8
C ₇ H ₁₆	I	A		5.0E+10	5.0E+10		5.0E+10		
		E		6.0E+04	6.0E+04		6.0E+04		
	II	A		5.2E+12	5.2E+12		5.2E+12		
		E		0.0E+00	0.0E+00		0.0E+00		
	III	A		8.0E+10	8.0E+09		8.0E+09		
		E		4.0E+04	7.0E+04		9.0E+04		
CH ₄	I	A				1.0E+10		1.0E+10	1.0E+10
		E				6.0E+04		7.0E+04	7.0E+04
	II	A				5.2E+12		5.2E+12	5.2E+12
		E				0.0E+00		0.0E+00	0.0E+00
	III	A				1.0E+16		1.0E+10	1.0E+10
		E				1.0E+05		6.5E+04	6.5E+04
C ₃ H ₈	I	A	8.0E+10		8.0E+10		8.0E+10		
		E	6.0E+04		6.0E+04		6.0E+04		
	II	A	5.2E+12		5.2E+12		5.2E+12		

		E	0.0E+00		0.0E+00		0.0E+00	
	III	A	1.0E+15		6.0E+09		6.0E+09	
		E	1.0E+05		7.0E+04		8.5E+04	

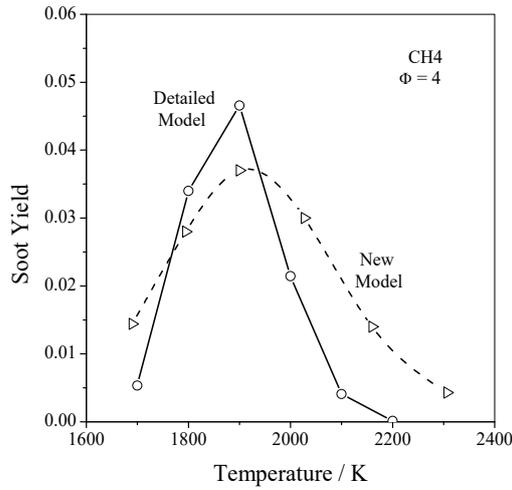


Fig. 3: Soot yield vs. temperature at methane oxidation in air at $p = 50$ atm, and $\Phi = 4$ predicted by the new model (triangles) and detailed (circles) model

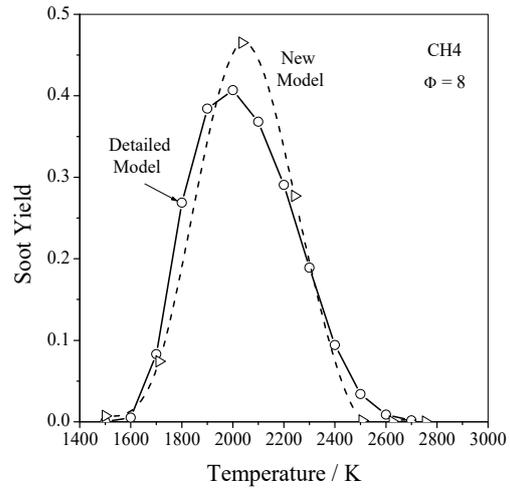


Fig. 4: Soot yield vs. temperature at methane oxidation in air at $p = 50$ atm, and $\Phi = 8$ predicted by the new model (triangles) and detailed (circles) model

$$W_I = 2(cn)K_I[X_{C_{cn}H_{hm}}][X_{C_{cn}H_{hm}}];$$

$$W_{II} = 2K_{II}[X_C][X_C][X_{O_2}]; \quad W_{III} = K_{III}[X_C][X_{H_2O}],$$

where $K_i = A_i \exp(-E_i/RT)$. Table 1 shows the optimized values of kinetic parameters A and E for reactions (I), (II), and (III). These parameters were obtained for different values of the equivalence ratio Φ (from 1.5 to 8) and for different fuels (methane, propane, and n-heptane). These values are valid for pressures from 50 to 200 bar and temperatures from 1400 to 3600 K. Figures 3 to 6 show the comparison of soot yields predicted by the detailed solution (solid curves) and the new model (dashed curves) at isothermal soot formation with the residence time of 3 ms. It is seen that the new model predicts the bell-shaped curves for the soot yield vs. temperature and provides satisfactory agreement with the detailed model in the most cases considered.

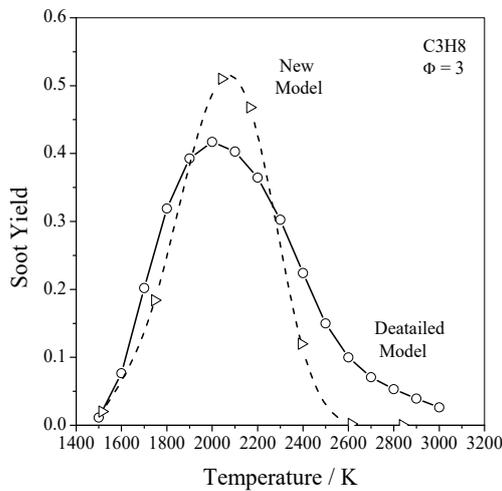


Fig. 5: Soot yield vs. temperature at propane oxidation in air at $p = 50$ atm, and $\Phi = 3$ predicted

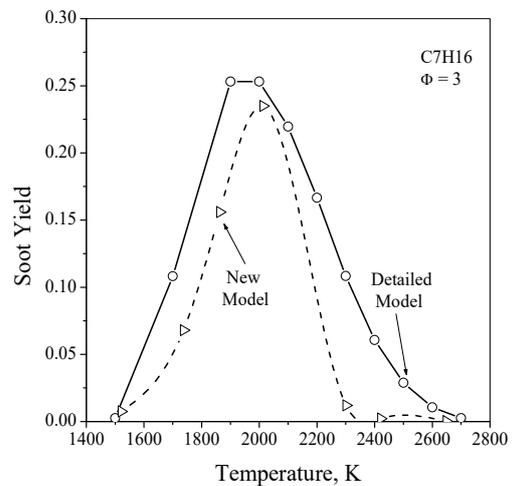


Fig. 6: Soot yield vs. temperature at n-heptane oxidation in air at $p = 50$ atm and $\Phi = 3$ predicted

by the new model (triangles) and detailed (circles) model

3. Validation of overall model

3.1 Engine and operating conditions.

The engine used for the validation study is a single-cylinder research engine with electro hydraulic valve actuation and three intake ports with swirl flaps. An ω -shaped piston bowl has been chosen for this study. The main engine and injection system data are summarized in Table 2.

Validation of the overall model is presented for one operating point with conventional Diesel combustion. For this operating point DoE plans have been used for the design of the calculation campaign. This means that for this point a significant number of combustion system variations have been applied by simultaneously changing the start of injection (SOI), residual gas amount (EGR), swirl level and injection pressure. The following table shows the main specifications and the range of parameter variations for the case studied.

For the entire set of DoE based operating parameter variations test-bed measurements have been carried out for the investigated speed/load points. The measured in-cylinder pressure traces and engine out emission data for NO, soot, CO and unburned hydrocarbons were then used for the assessment of the performance of the combustion/emissions model suite adopted in the CFD calculations.

3.2 Computational details. In order to enable the large number of 3D CFD calculations of the DoE matrix to be performed within reasonable time, the calculations were done on an engine segment mesh covering 1/8 of the cylinder/piston bowl arrangement around one single fuel spray assuming cyclic symmetry using AVL FIRE code. Fig. 7a shows a snapshot of the mesh topology at 40 degree crank-angle BTDC position adopting a spray aligned mesh block in order to exclude undesired numerical influences on the spray/combustion results. The mesh size varies over the cycle between 68.000 (BDC) and 24.000 (TDC).

The engine segment calculations for each DoE matrix point were started at the time of inlet valve closure (115 degree crank-angle BTDC) and commenced until opening of the exhaust valves (138 degree crank-angle ATDC).

The crank angle increment during compression phase has been chosen with 1 deg CA. During the injection and combustion phase the increment has been reduced to 0.1 deg CA in order to accurately resolve the fast chemical and physical processes.

The gas side initial conditions at the time of inlet valve closure, i.e. in-cylinder pressure, temperature and residual gas mass fraction, as well as the wall temperature boundary conditions were taken from 1D cycle simulations adopting the AVL BOOST code.

A solid body rotation of the in-cylinder flow field at the time of inlet-valve closure was prescribed, with the swirl levels and turbulence intensities extracted from preceding calculations of the entire intake stroke adopting a full 3D computational model.

ed by the new model (triangles) and detailed (circles) model

Bore	85 mm
Stroke	94 mm
Displacement	533.4 cm ³
Compression ratio	16:1
Injection system BOSCH	Piezo CR
Number of injection holes	8
Spray angle	158 deg

	Load Point
Engine speed	3000 rpm
IMEP	8.3 bar
SOI	1 – 10 deg BTDC
EGR	12 – 20 %
Swirl	0 – 74 %
Inj. Pressure	1200 – 1600 bar

The fuel side boundary conditions, i.e. hydraulic injection timing and injection rates for the different injection pressure levels were obtained on the basis of 1D hydraulic simulations adopting the AVL HYDSIM code. Parameterization of the hydraulic model was conducted on the basis of selected 3D nozzle flow simulations. Figure 8 shows the comparison of predicted and measured soot emission indices for different operating conditions within the load point defined in Table 3. Excellent agreement between calculations and experimental measurements is worth mentioning.

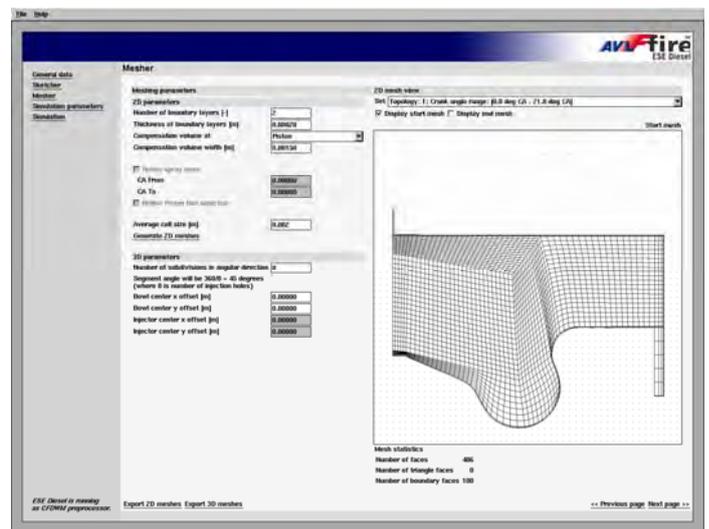


Fig. 7: Set-up of the engine segment model and the CFD calculation within the FIRE Engine Simulation Environment Diesel (ESE Diesel)

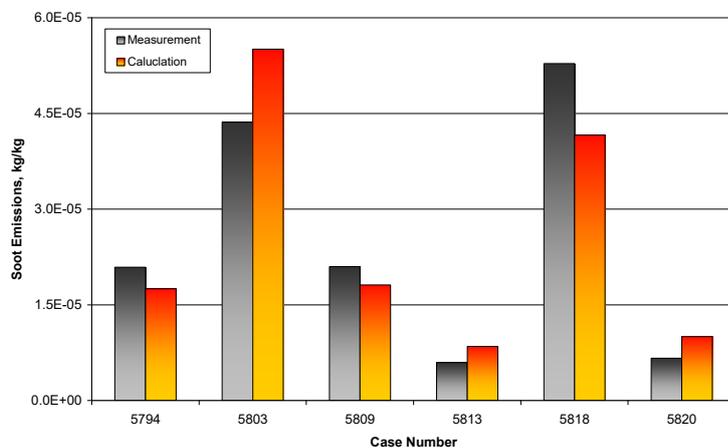


Fig. 8: Comparison of predicted and measured soot emission indices for conditions in Table 3

Concluding remarks.

This paper briefly describes the most detailed soot formation mechanism currently available, which includes all known alternative roots of soot formation

during pyrolysis and oxidation of hydrocarbons. It accumulates the results of detailed calculation of soot yield during pyrolysis and oxidation of *n*-heptane–air, methane–air, and propane–air mixtures within the temperature range from 1500 to 3000 K, pressure range from 50 to 200 bar, and the range of the equivalence ratio from 0 to 8.

The detailed calculations were made using the MACRON code for the homogeneous conditions realized in shock-tube experiments on soot formation behind reflected shock waves with the reaction time of 3 ms. The new overall soot formation model has been developed. The overall model reflects well all qualitative features of the detailed soot formation model. Quantitatively, the overall model corresponds with the predictions of the detailed model within a factor of 2-3. For model validation studies, a single-cylinder research engine with electro hydraulic valve actuation and three intake ports with swirl flaps was used. 3D calculations using AVL FIRE code and the new overall soot formation model have been performed and compared with the measurements. Excellent agreement of predicted and measured results was obtained.

Acknowledgements. This study was partly supported by AVL LIST GmbH and Russian Foundation for Basic Research grant #05-08-18200.

BOSCH CNG STRATEGY AND TECHNOLOGY NATURAL-GAS MOTRONIC FOR SUSTAINABLE MOBILITY

Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany

Natural gas is a fossil fuel with a future. It is produced without the need for extensive refining, and its combustion places far less load on the environment than gasoline or diesel. For the special requirements of natural-gas engines Bosch has developed special technologies for gas injection and engine management.

A fuel with many advantages

There is great potential for Compressed Natural Gas (CNG) due to it having very low emissions. Compared to gasoline, CNG combustion produces about 25% less carbon dioxide (CO₂). Furthermore, CNG has a great potential for reducing untreated emissions. The exhaust gas is odorless and contains no particles.

CNG also has an advantage when being prepared as a fuel: it needs no additives and its production does without complicated refining processes. Another advantage is that CNG vehicles place no load on the world's scanty petroleum resources. Methane, CNG's major component, can also be produced from organic substances. This closes the CO₂ cycle and long-term availability is increased even further.

CNG vehicles have proven themselves for years now. Since CNG filling stations are still few and far between, the vehicles are mostly equipped with bi-fuel systems, and the engine can run on either natural gas or gasoline.

CNG has a very high knock resistance (130 ROZ as opposed to between 91 and 100 ROZ for gasoline). This represents further potential for optimization of the CNG engine. This is ideally suited for supercharging, allowing downsizing concepts to be applied with the accompanying improvements in efficiency.

In figure 1 the disposition of Bosch's components of CNG system into car is shown.

CNG engine-management system

In order to be successful on the market, in addition to their advantages regarding environmental compatibility CNG vehicles must also feature good dynamic response, high driving comfort, and suitability for everyday use. Bosch supports these requirements by developing an engine-management system for CNG vehicles. This comprises the engine-management ECU for the bi-fuel systems (CNG and gasoline), as well as components like pressure regulator module, tank valve, low- and high pressure sensors. During development, the emphasis was on two main points. Firstly the switching between CNG and gasoline operation had to take place without any effects on torque, and secondly, a simple OBD concept was needed. The components were manufactured and tested according to Bosch quality standards, and certified in line with the valid ECE-R110 Standard for CNG vehicles.

In figure 2 the scheme of CNG- system from Bosch is shown.

The bi-fuel NG-Motronic ECU

This ECU is based on the Motronic version for gasoline injection. It controls the CNG injectors via separate driver stages. The torque-guided control permits the simple integration of the functions which are specific for CNG operation. A number of advantages result from integrating both fuel systems in a bi-fuel ECU. For instance, lower wir-

ing costs, and cost savings due to the second ECU becoming unnecessary. In addition, the system as a whole has considerable optimization potential.

A further advantage inherent in the single-ECU concept is the fact that at every operating point a coordinated change can be made between gasoline and CNG operation without any jump in torque.

The NGI2 natural gas injector

The first Bosch natural-gas injection valve came onto the market years ago. The new NGI2 injector was specifically developed for the demands of automotive CNG injection. It features a series of technical innovations and serves as a benchmark for gas metering. The components through which gas flows are designed to cope with the high gas volumes and the high throughflow velocity. Pressure losses before the throttling point and operating noise are kept to a minimum by a special flow guide.

The solenoid can be triggered by a standard driver stage, and its surface has been specially coated to prevent wear when used with oil-free gas.

With its special design, the NGI2 is far superior to all previously known gas-injection valves, and can be easily integrated in existing intake-manifold geometries.

Sources:

1. Bosch. Automotive Handbook. // Translation from English. 2nd Edition - Moscow.: ZAO „KJI Za Rulem“, 2004.-Pages 527-528.
2. Automotive Technology. Introducing reliable innovations to the road // Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany, 2007.- № 3.- Pages 14-15.
3. Bosch. Ottomotor-Management. // Translation from German. 1st Edition - Moscow.: ZAO „KJI Za Rulem“, 2005.-Pages 252-256.

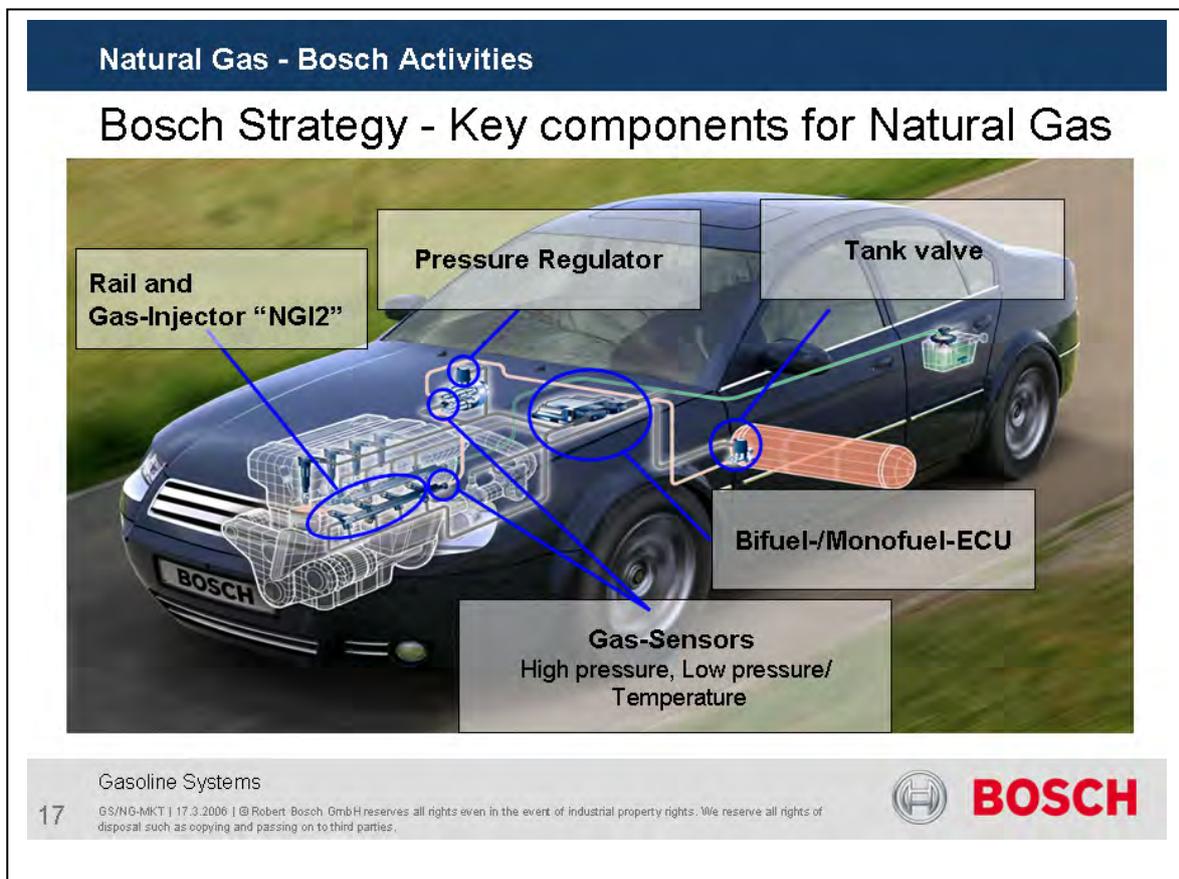


Fig.1. The disposition of Bosch's components of CNG system into car.

Basic Technique

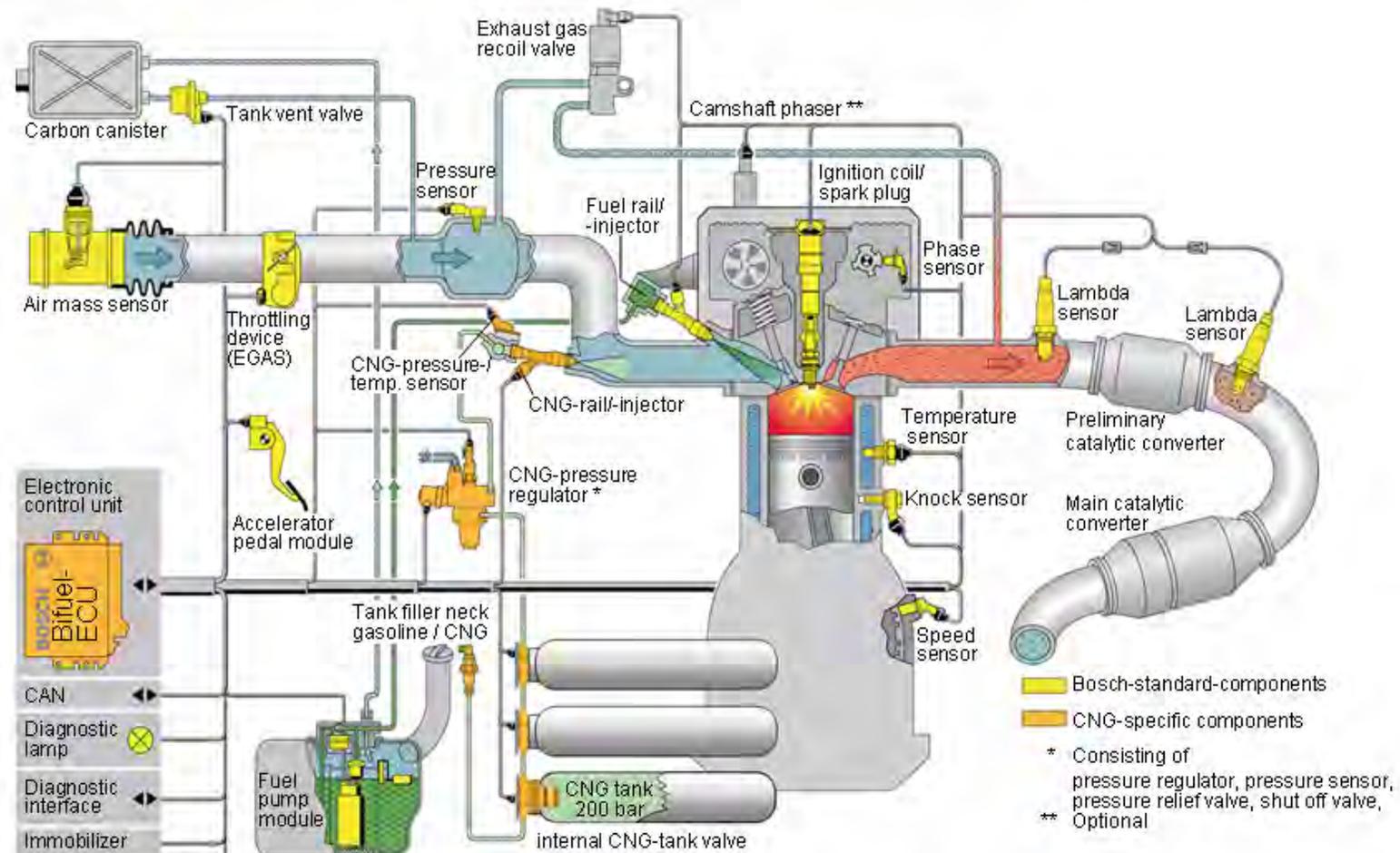


Fig.2 The scheme of CNG- system from Bosch.

ЧИСТЫЙ ДИЗЕЛЬ: НОВЫЕ СТАНДАРТЫ И СОВРЕМЕННЫЕ РЕШЕНИЯ

Поручиков А.В. (Robert Bosch GmbH, Germany)

Во всем мире нормы по токсичности ОГ становятся все более и более жесткими. Помимо этого, все большее внимание уделяется снижению расхода топлива грузовых автомобилей и, как следствие, повышению их экономичности. Эти факторы и являются основными стимулами развития дизельных двигателей.

Рынок требует, чтобы в системах впрыска дизелей постоянно повышалось давление впрыска, улучшались возможности многократного впрыска и точность дозирования. Более того, система подачи воздуха и система выпуска ОГ претерпевают значительные изменения, принимая во внимание тенденцию к увеличению давления наддува (например, с помощью двойного турбокомпрессора) и доли рециркуляции отработавших газов с одновременным охлаждением. Так, для очистки выхлопных газов все большую популярность приобретает система Depoxtronic. Существует несколько ее разновидностей:

- Depoxtronic1: воздушная система выборочного каталитического восстановления (Selective Catalytic Reduction (SCR)) для сокращения содержания оксида азота в ОГ. Успешно выпускается серийно с 2004г.

- Depoxtronic2: функционирует без использования воздуха. Начало серийного производства 2006г.

- Разрабатываются специальные варианты безвоздушных систем, отвечающих определенным требованиям сегмента пассажирских автомобилей и сегмента грузовых автомобилей, а также, будущим требованиям по количеству впрысков и модульности.

Все это приводит к смене технологий - от впрыска с кулачковым приводом к системам Common Rail. В сегменте легковых автомобилей в Европе этот переход почти завершен, в сегменте среднетоннажных автомобилей – уже начался, а для грузовых автомобилей смена технологий наступит в 2010г. В сегменте внедорожной и специальной техники переход ожидается в 2011и 2012гг.

Соответствовать новым нормам токсичности позволяют два семейства систем Common Rail: стандартная система Common Rail CRSN1 - CRSN3.3 с давлением 1400 - 2200 бар для всех сегментов и гибкая, с более высоким давлением CRSN4.2 – разработанная специально для грузовых автомобилей.

Стандартная система Common Rail CRSN1-CRSN3.3, с давлением 1400 - 2200 бар

После выпуска системы CRSN1 с давлением впрыска 1400 бар в 1999г, в середине 2005г в серийное производство была уже запущена система CRSN3 с давлением 1800 бар. На ее основе сейчас разрабатывается система CRSN3.3, где топливо подается под давлением 2000 и 2200 бар, что обеспечивает большие функциональные возможности многократного впрыска. Инжектор не допускает утечки и значительно сокращает мощность привода насоса, что благоприятно сказывается на расходе топлива. Кроме того, размеры систем CRSN1 и CRSN3.3 одинаковые, что позволяет производителям двигателей комплектовать один и тот же базовый двигатель подходящей системой CRSN для различных рынков и применений.

Система CRSN4.2 с более высоким давлением обеспечивает гибкость.

С двумя приводами CRSN4.2 с более высоким давлением представляет собой сверх гибкую модель впрыска. Можно выбрать многократный пред-впрыск, прямой впрыск, наклонный, двойной и пост-впрыск, в зависимости от того, что необходимо на конкретной стадии работы двигателя. Это позволяет добиться оптимальной работы при минимальном расходе топлива, что особенно важно для грузовиков. Серийное производство системы CRSN4.2 начнется в 2007, и она будет применяться на автомобилях в США, Европе и Японии. Существующая система с давлением 2100 бар открывает возможности для дальнейшего увеличения давления.

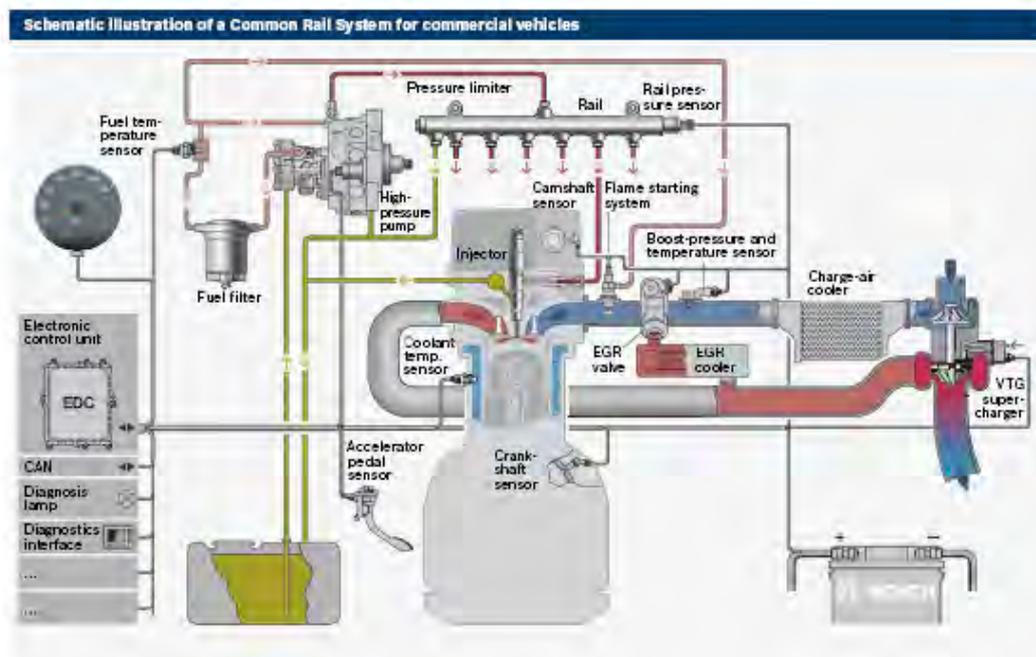


Рис. 1. Схематический чертеж системы CRSN для грузовых автомобилей.



Рис. 2. CRSN2-4.2.



Рис. 3. CRSN насосы.

Часто также, используются компоненты из ряда систем для легковых автомобилей. Требования к малотоннажным и среднетоннажным автомобилям можно удовлетворить и с помощью компонентов Common Rail для легковых автомобилей. Как правило, они комплектуются дополнительными устройствами для обеспечения, например, длительной работы. Системы, использующиеся как на легковых, так и на грузовых автомобилях варьируются от CRS2.0-ОНВ до CRS3.3 с линейным пьезо-инжектором.

Применение инновационных систем открывает новые возможности в каждом сегменте рынка. Оптимизация высоких требований к динамике впрыска, синхронизации, уменьшению разбросов в системе подачи воздуха и системе впрыска, и очистке отработавших газов возможно только в случае комплексного и всестороннего подхода. В этом отношении, блоки управления на базе платформ EDC16 и EDC17 разработаны таким образом, что различные их варианты обеспечивают необходимые технические параметры и функциональные возможности. Базовое программное обеспечение подходит для всех вариантов (например, для EDC17) и содержит функциональные возможности для запуска системы впрыска и очистки ОГ. Это позволяет подобрать подходящий блок управления и программное обеспечение для двигателя в соответствии со сферой применения и требованиями по очистке ОГ.

На приведенных ниже схемах мы можем видеть нормы токсичности и сравнительный анализ эффективности способов очистки ОГ.

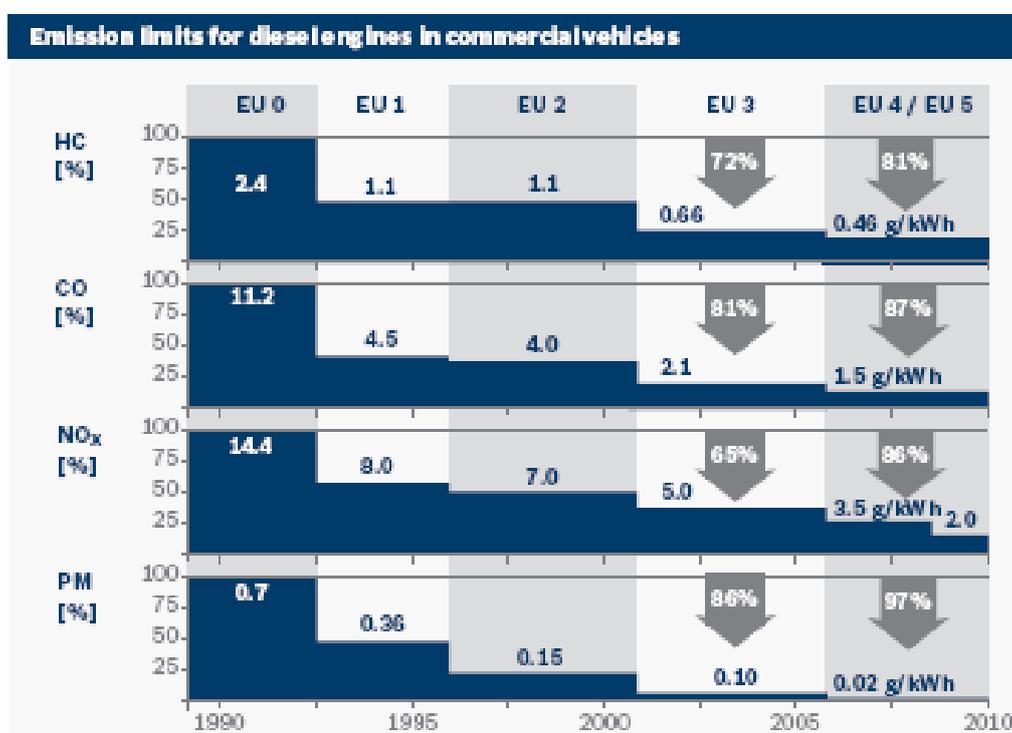


Рис. 3. Нормы токсичности для грузовых автомобилей.

Одним из решений по снижению токсичности ОГ стал сажевый фильтр, который улавливает частицы при выхлопе. В настоящий момент, данный фильтр используется в Европе в сегменте легких коммерческих автомобилей, также разрабатывается сажевый фильтр для грузовых автомобилей. Помимо этого, в конце 2006г. было начато серийное производство системы BOSCH Departronic. Эта недавно разработанная измерительная система для дизельного топлива обеспечивает прямой впрыск в систему выпуска отработавших газов, что вызывает экзотермическую реакцию, в ходе которой достигается температура выхлопных газов, необходимая для восстановления сажевого фильтра. Помимо этого, получают распространение системы впрыска топлива и управления газовыми двигателями для коммерческих автомобилей. В европейских странах начато применение гибридных технологий, в частности, на фургонах и автобусах.

В целом, сектор грузовых автомобилей характеризуется быстрым развитием и инновациями. Подразделение «Дизельные системы» фирмы BOSCH формирует

направление развития технологии в ключевых областях, таких, как системы Common Rail для грузовых автомобилей, системы очистки ОГ, гибридных технологиях. Но на этом инновации в данной области не заканчиваются, и специалисты BOSCH уже работают над перспективными проектами, которые позволят сделать дизельный двигатель еще более эффективным, экономичным и чистым.

Таблица 1. Сравнительный анализ эффективности способов очистки ОГ

Сравнительный анализ эффективности систем очистки ОГ				
Способ очистки	Описание	Предпол. эффект. NOx	Предпол. эффект. PM	Статус
Рециркуляция ОГ (EGR)	Рециркуляция ОГ в системе впуска	50%-60%	неизв.	Коммерческое использование; необходимы улучшения по компоновке, конденсату, системе подачи топлива и воздуха.
NOx адсорбер	Абсорбирует NO и кислород во время экономной работы, использует CO и HC для превращения в азот	>80%	неизв.	Идут разработки; будет доступен к 2010.
SCR	Превращает NOx в азот и кислород при помощи мочевины	70%-90%	20%-30%	Используется в морских и стационарных двигателях; начинает использоваться также в двигателях грузовых автомобилей.
Нетепловая плазма	Высоко энергетические электроны превращают токсичные выхлопы в инертные изотопы	50%-60%	30%	Идут разработки.
Каталитический нейтрализатор	Окисляет HC и CO (каталитическая нейтрализация)	неизв.	30%	Технология, используемая в настоящий момент в коммерческих автомобилях.
Дизельный сажевый фильтр	Улавливает токсичные частицы при выхлопе	неизв.	80%-90%	Используется только в сегменте легких коммерческих автомобилей; в разработке фильтр для грузовых автомобилей.

Литература:

1. Системы управления дизельными двигателями / Bosch, под ред. Е.В. Певзнера. – перевод с немецкого, М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2004. – 480с.

2. Автомобильный справочник Bosch / Bosch, под ред. В.В. Маслова. – перевод с английского, М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2004. – 992с.
3. Diesel Magazine / Editor - Beate Berger, April 2007

РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНОГО НАЗНАЧЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Петров П.П., Савенков А.М., Лапушкин Н.А.
(Научно-производственная фирма “ЭКИП”)

Использование сжатого природного газа в качестве моторного топлива экономически выгодно, поскольку его отпускная цена значительно ниже стоимости дизельного топлива. Существующие технологии использования газового топлива предусматривают его воспламенение в цилиндре либо от электрической искры, либо запальной дозой жидкого топлива.

Газодизельные двигатели обладают хорошими потребительскими качествами, позволяют осуществить частичное замещение дизельного топлива газовым (от 50 до 80%), уменьшить дымность отработавших газов в 2 - 4 раза. Однако топливная экономичность современных газодизельных двигателей ниже дизельных, выбросы вредных веществ также не удовлетворяют международным нормам (особенно, углеводороды и монооксид углерода). Двухтопливная система питания газодизельного двигателя в регионах с критическим снабжением жидким топливом значительно осложняет эксплуатацию транспортных средств.

В форсированных транспортных двигателях, конвертированных из дизелей, воспламенение газового топлива электрической искрой практически не используется, так как требуются значительные изменения конструкции исходного двигателя и не обеспечивается стабильное искрообразование из-за больших давлений в цилиндре в конце сжатия (а, следовательно, стабильности выдаваемой двигателем мощности). Кроме того, выше эксплуатационный расход топлива по сравнению с газодизельным двигателем той же мощности.

В связи с изложенным актуальной является разработка технологий использования природного газа в однотопливном газовом двигателе с воспламенением от сжатия (в газовом дизеле), чтобы снять вопросы получения высокой экономичности и требуемых экологических показателей, а также проблему зависимости транспортных предприятий от конъюнктуры на рынке жидких моторных топлив и их доставки в труднодоступные регионы. Поэтому необходимы новые подходы к организации рабочего процесса газового двигателя, в частности, такие, которые позволили бы создать полноценный газовый двигатель с внешним смесеобразованием и активаторами воспламенения, получаемыми из природного газа непосредственно на борту транспортной силовой установки (СУ).

В качестве активатора воспламенения основной газозооной смеси идеально подходит диметиловый эфир. Однако, его получение на борту транспортной установки весьма затруднительно. Процесс получения активаторов состоит из нескольких стадий. Исходным промежуточным продуктом получения различных соединений (метанол, диметиловый эфир и прочие высокомолекулярные углеводороды) является синтез-газ, состоящий, в основном, из водорода и окиси углерода. Синтез-газ получают конверсией метана путем частичного окисления кислородом (воздухом), водяным паром, двуокисью углерода или их смесями.

Практический интерес в качестве химического инициатора горения представляет, прежде всего, сам синтез-газ, т.к. при этом существенно упрощаются системы приготовления, управления и подачи активаторов воспламенения.

Процесс неполного термического окисления углеводородов происходит по следующей реакции



Получить синтез-газ из метана для наших целей можно двумя путями: наиболее распространенным в промышленности процессом каталитической воздушной конверсии или в химических реакторах сжатия на базе энергетических машин. В последнее время разработано устройство на основе плазменной конверсии метана в синтез-газ (институт водородной энергетики и плазменных технологий при РИЦ «Курчатовский институт»).

Однако габариты и масса описанных устройств оказываются неприемлемыми для транспортных СУ. Поэтому наибольший практический интерес представляет свободнопоршневой генератор компримированного синтез – газа (СПГКСГ). В таком агрегате можно осуществить реакцию частичного окисления углеводородного сырья при температуре свыше 1800 °С и недостатке кислорода. При наличии в реакторе продуктов сгорания двигателя процесс может проходить даже с коэффициентом избытка воздуха менее 0,25 (стехиометрия для реакции метана). Важным преимуществом предлагаемой технологии является возможность реализации бессажевого процесса конверсии и без катализаторов. По сравнению с традиционными установками СПГКСГ имеет в 5 – 8 раз меньшую массу и в 8 – 11 раз меньшие удельные энергозатраты.

Продольный разрез СПГКСГ при положении поршня (3) в ВМТ реактора представлен на рис. 1. СПГКСГ включает импульсный адиабатический реактор, приводной двигатель и компрессор (1). Приводной двигатель – газовый двухтактный дизель (воспламенение от сжатия) с петлевой продувкой, с подачей топлива в конце продувки, высоким наддувом и полной теплоизоляцией камеры сгорания. Цилиндр двигателя составляет с золотником реактора (2) единую подвижную систему, заключенную в неподвижный цилиндр (1).

Для подачи синтез - газа в цилиндр в конце процесса сжатия разработана аккумуляторная система подачи топлива с электроуправляемыми форсунками (рис.2). Она обеспечивает оптимальный закон впрыска запальной дозы топлива (синтез - газа) в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, что благоприятно сказывается на экономичности двигателя и возможности выполнения международных норм (Евро–5) на выброс в атмосферу токсичных веществ.

Схема силовой установки с однотопливным газовым дизелем транспортного назначения при криогенной системе хранения жидкого метана приведена на рис. 3. Для обеспечения управляемости процесса сгорания во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя необходимо жестко выдерживать температуру в начале сжатия. Причем ее нужно увеличить на 30–50° для номинального режима, т.е. уменьшить промежуточное охлаждение надвучного воздуха и ввести управляемую рециркуляцию продуктов сгорания. При этом возможно снижение мощности двигателя на 8 – 10%.

Система упростится, если ограничить количество допустимых режимов работы камеры сгорания, и разделить процессы сгорания топлива и производства работы на колесе транспортного средства.

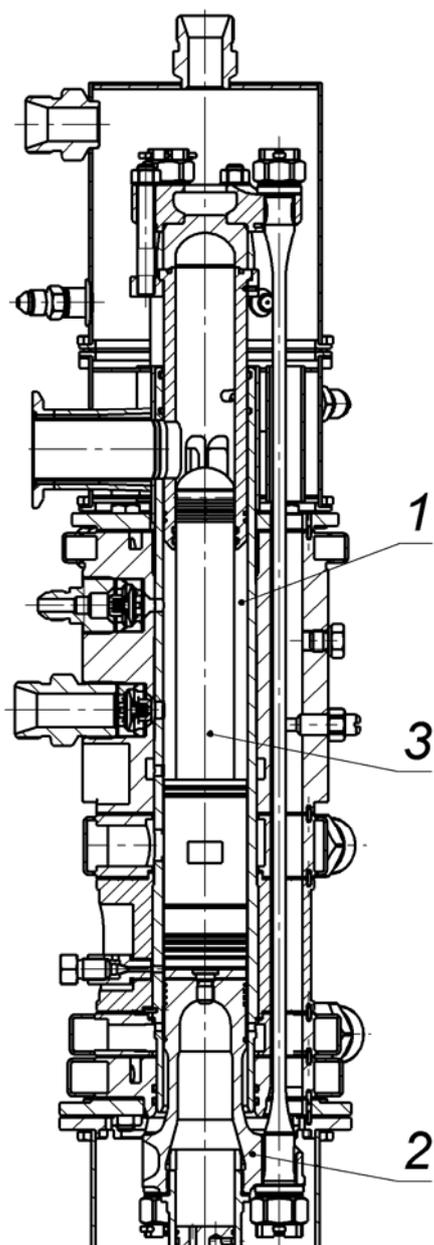


Рис.1. Продольный разрез генератора синтез – газа.

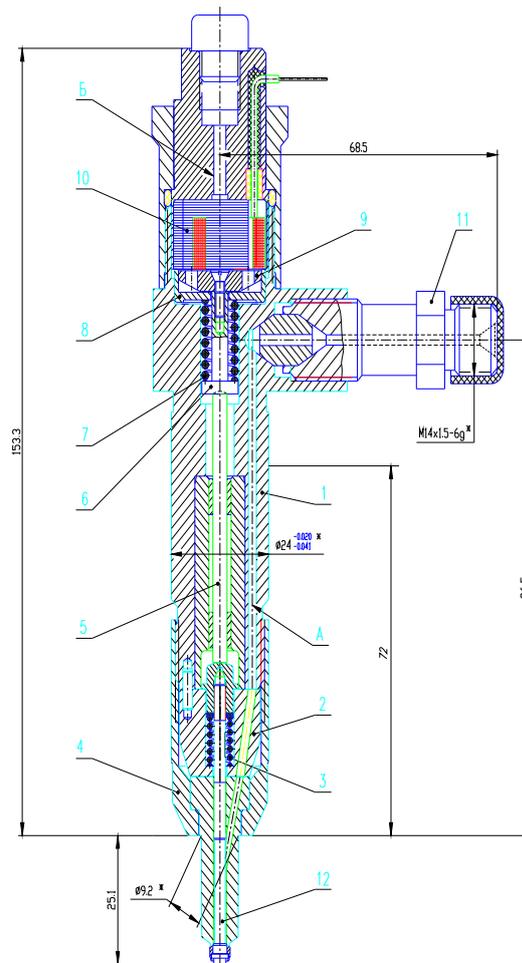


Рис. 2. Клапанно-щелевая форсунка с электронным управлением: 1-корпус форсунки; 2-проставка; 3-пружина форсунки; 4-гайка распылителя; 5-штанга; 6-упор; 7-пружина; 8-экран; 9-якорь; 10-электромагнит; 11-штуцер подвода топлива; 12-клапан форсунки.

Такая организация рабочего процесса характерна для гибридных СУ (ГСУ). Они включают первичный двигатель, генератор (электрический, пневматический или гидравлический) аккумуляторы и обратимые (для рекуперации энергии торможения) тяговые двигатели. Первичный двигатель преобразует химическую энергию топлива в энергию носителя, в качестве которого может быть электрический ток, сжатый газ (воздух), жидкость или механическая энергия, передаваемая от поршня к колесу. Организация работы СУ по раздельному циклу позволяет существенно увеличить эксплуатационный КПД и улучшить экологические показатели. Сгорание топлива происходит на расчетных режимах с постоянной мощностью, а необходимую тяговую характеристику и сглаживание колебаний мощности на колесе обеспечивают тяговые двигатели и аккумуляторы рабочего тела. Применение ГСУ позволяет уменьшить установленную мощность первичного двигателя. Выбор рациональной схемы ГСУ в значительной степени определяется типом передачи.

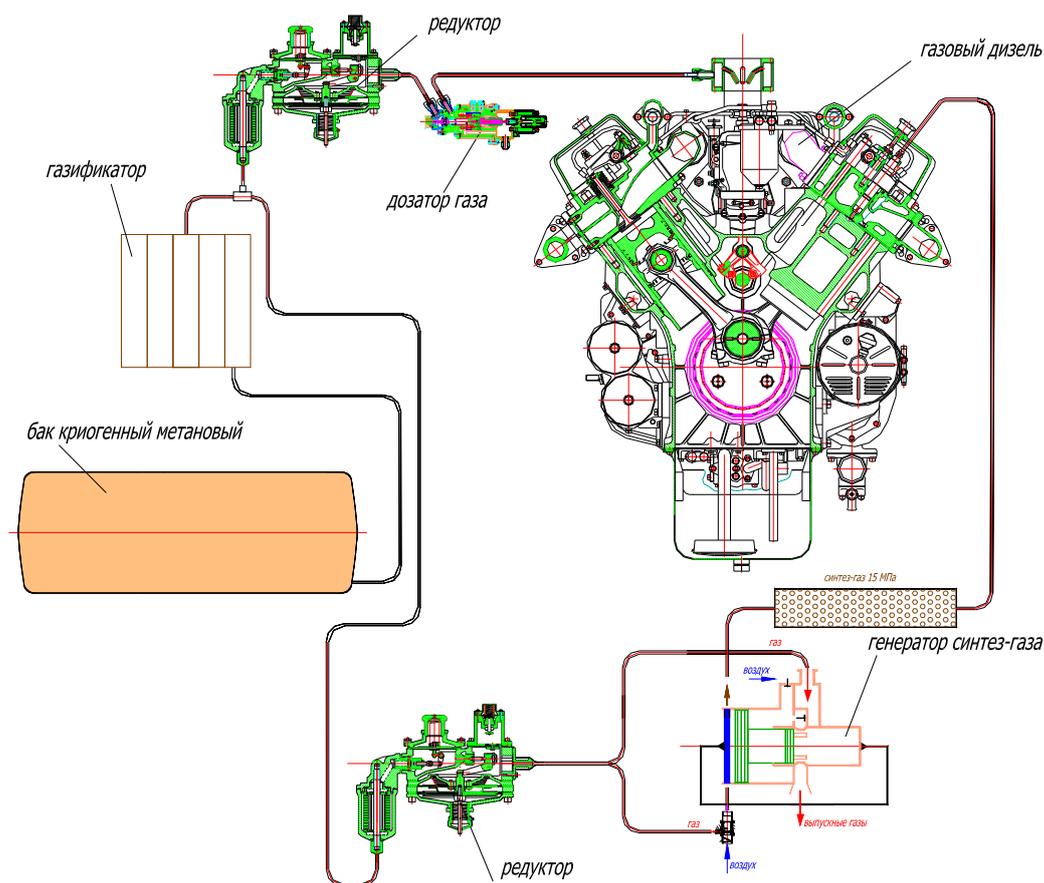


Рис.3. Схема транспортной силовой установки с однопаливным газовым дизелем и криогенной системой хранения жидкого метана.

В случае электрической трансмиссии применяют электрохимические аккумуляторы и молекулярные конденсаторы. Первые ограничены по скорости зарядки и разрядки, а вторые имеют значительные потери на саморазряд. По сравнению с механической коробкой передач система получается более громоздкой, но позволяет рекуперировать энергию торможения.

Гидрообъемная трансмиссия решает те же задачи, что и предыдущая, но основным рабочим телом является жидкость. Гидравлические системы обладают малой постоянной времени, поэтому используются в качестве исполнительно-усилительных элементов в системах управления, обеспечивая высокое быстродействие. Современные гидронасос и гидромотор обладают высоким КПД, соизмеримым с КПД электропередачи, при существенно меньшей массе и стоимости. Обратимый гидравлический двигатель в насосном режиме также пригоден для рекуперации энергии торможения. Эта энергия накапливается в гидропневматических аккумуляторах. С точки зрения эффективного аккумулирования энергии гидравлическая часть системы является избыточной. Использование для зарядки аккумуляторов азота и разделителя сред с учетом дополнительных потерь в гидромоторе и гидронасосе ограничивает применение данной схемы гибридной СУ.

В случае пневматической передачи в качестве рабочего тела используется воздух и (или) продукты сгорания топлива. От предыдущих типов передач она отличается тем, что это единственный тип передачи, который может повысить КПД на колесе по сравнению с КПД исходного двигателя за счет регенерации энергии выхлопных газов.

Во всех рассмотренных случаях система оказывается громоздкой. Это происходит из-за того, что первичный двигатель (ДВС с КШМ) переразмерен по условиям разгона, имеет ограниченные возможности и лишние звенья передач и преобразователей. В случае гидравлической или пневматической передач при мощностях до 1000 кВт используются объемные расширительные машины (ОРМ). В результате поступательное движение поршня ДВС преобразуется во вращательное коленчатого вала, а затем вращательное движение приводного вала гидронасоса или компрессора в поступательное движение плунжера или поршня. Очевидно, что вращательное движение здесь лишнее. Избыточные связи приводят:

- к увеличению массы, объема и стоимости СУ,
- к увеличению потерь при преобразовании поступательного движения во вращательное и обратно,
- накладывают дополнительные ограничения на параметры рабочего процесса первичного двигателя.

Если поршни первичного двигателя и преобразователя (генератора) соединить, то получим свободнопоршневой двигатель-генератор, т.е. свободнопоршневой двигатель-гидронасос (СПДГН), свободнопоршневой двигатель-компрессор (СПДК), свободнопоршневой двигатель - линейный электрогенератор, или генератор рабочего тела (ГРТ) в виде продуктов сгорания. Возможна комбинация всех перечисленных вариантов.

ГСУ в составе СПД и ОРМ вырождается в обычный комбинированный СПД (КСПД) с двумя потоками мощности (продукты сгорания и сжатый воздух) и аккумуляторами рабочего тела, которые обеспечивают покрытие пиковых нагрузок и рекуперацию энергии торможения.

На рис. 4 приведен вариант исполнения ОРМ. Дифференциальный поршень обеспечивает двухступенчатое расширение – сжатие рабочего тела, а также раздельное расширение продуктов сгорания и воздуха.

Соотношение площадей поршней зависит от максимального и минимального давления воздуха в пневмопередаче и принятой схемы разделения газовых потоков.

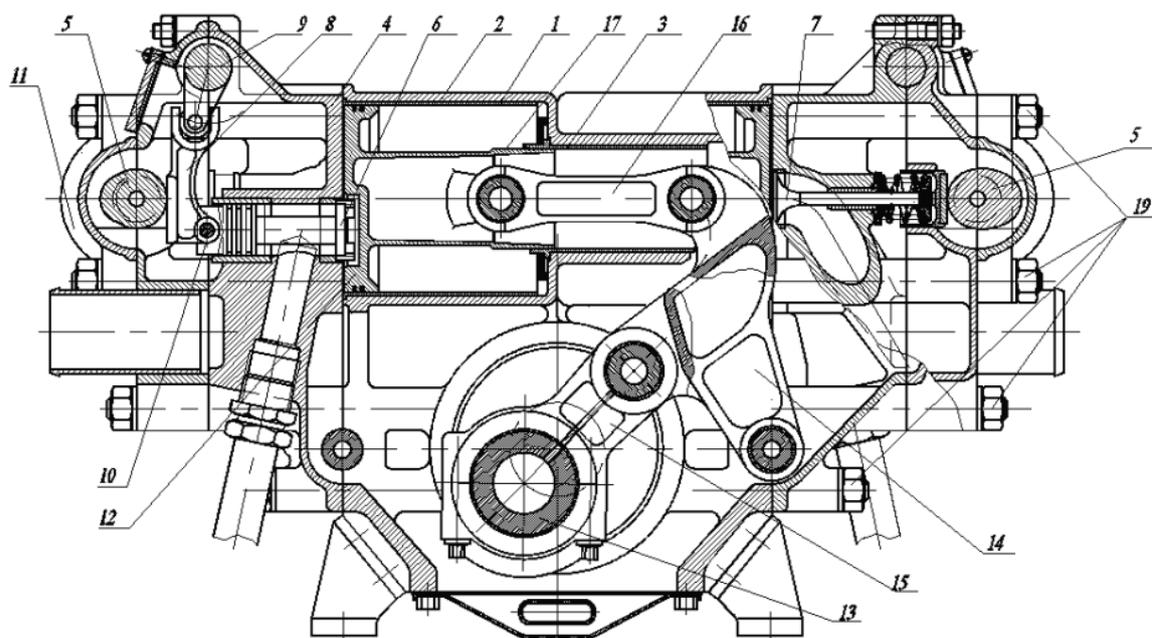


Рис.4. Поперечный разрез поршневого детандера.

На рис. 5 приведен продольный разрез базового модуля СПД, который в зависимости от назначения может работать в режимах СПДГН, СПДК, ГРТ, на привод линейного электрогенератора или в их комбинации.

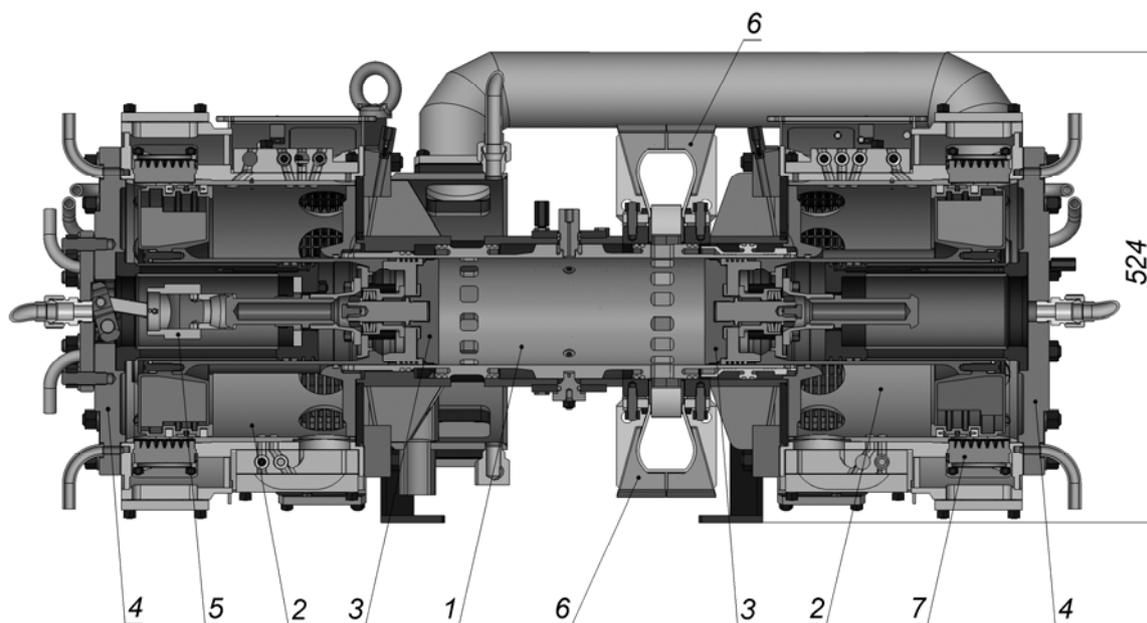


Рис.5. Свободнопоршневой двигатель 1МП120: 1-остов, 2-компрессоры, 3-поршни, 4-буферные крышки, 5-механизм пуска, 6-выхлопные патрубки, 7-клапаны.

Применение СПД позволяет убрать лишние передающие и преобразующие энергию или движение звенья, т.е. уменьшить диссипативные потери и снять ограничения, препятствующие росту КПД. Длительные режимы холостого хода либо исключаются (пусковые качества СПД это позволяют), либо средневзвешенная частота циклов доводится до уровня 10 в мин. Тепловой режим можно обеспечить рециркуляцией выхлопных газов или с помощью теплового аккумулятора. Поэтому эксплуатационный КПД КСПД может достигать 40 – 45%. За счет рекуперации энергии торможения эксплуатационный КПД можно довести до 50%.

Дальнейшее развитие эта схема получает, если воздушные аккумуляторы заряжают холодным (при температуре окружающей среды) сжатым воздухом при экипировке транспортного средства, а перед расширением в ОРМ воздух подогревают в регенераторе продуктами сгорания СПД или в тепловом аккумуляторе.

В этом случае не только обеспечивается кратковременный «зеленый» режим работы силовой установки, но и утилизируется энергия выхлопа, т.е. коэффициент эффективного использования теплоты топлива на транспорте можно довести до 65 – 75%. Получение сжатого воздуха в ночное время увеличивает загрузку электростанций, а выделяемое при сжатии тепло утилизируется на нужды отопления. Четыререгенерация (электроэнергия, тепло, холод и энергоноситель) особенно перспективна для мегаполисов и регионов с высокой долей генерирующих мощностей, работающих в базовом режиме.

Унифицированные СПД в составе генерирующих модулей при падении нагрузки менее 50% можно переводить в режим компрессора, тогда устраняются потери, связанные с преобразованием энергии продуктов сгорания в

электроэнергию, а затем в энергию сжатого воздуха. Этот воздух используется на ближайшей автозаправочной станции и для покрытия пиковых нагрузок. Следовательно на базе СПД можно создавать высокоманевренные энергоблоки, работающие в режимах ко-, три- и четыре генерации.

Таким образом, показана возможность осуществления однопаливного рабочего процесса газового дизеля с воспламенением от сжатия с высокими экологическими показателями на уровне международных стандартов. Существенное улучшение экологических показателей и эксплуатационной экономичности достигается в гибридных СУ.

Централизованное аккумулирование энергии путем сжатия воздуха и заправка им автотранспорта с гибридными СУ позволяет:

- утилизировать бросовое тепло автомобилей на нужды отопления,
- выровнять суточный график энергопотребления,
- использовать сжатый воздух для покрытия пиковых нагрузок,
- снизить эксплуатационный расход топлива автотранспортом и выбросы вредных веществ;
- снизить общий уровень загрязнений в мега- и экополисах.

Дальнейшее совершенствование показателей достигается в гибридных силовых установках на базе СПД.

1. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

К ВЫВОДУ ФОРМУЛЫ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВОГО ДВС

Агуреев И. Е. (Тульский государственный университет)

В работе [1] исследовалась формула для расчета коэффициента теплообмена в цилиндре поршневого ДВС с учетом нестационарных процессов. В настоящей статье приведен подробный вывод исследованной зависимости, обсуждаются возможности ее использования и уточнения.

Отметим, что основной целью этого вывода является получение такой формулы для коэффициента теплообмена, которая явно содержала бы кинематические параметры пограничного слоя (в данном случае – поперечную составляющую скорости v). Актуальность задачи вполне очевидна, т.к. в большинстве случаев в α -формулах используется либо средняя скорость поршня, либо искусственно вводимые кинематические параметры.

В рамках синергетического подхода, который был впервые применен для построения и исследования динамических моделей ДВС в работах [2, 3] и развит в последующем [4], двигатель является нелинейной, существенно неравновесной системой, в которой могут происходить процессы возникновения диссипативных структур и явления самоорганизации. С практической точки зрения важность этого подхода заключается в возможности подбора такого сочетания параметров и управления режимами работы ДВС, чтобы возникающие диссипативные структуры обеспечивали наиболее эффективную работу двигателя в как можно более широком диапазоне режимов. Примером использования самоорганизации может послужить, например, широко известная регулируемая система впуска, когда волновые процессы согласованы со скоростными режимами. Очевидно, что

при теплообмене в ДВС также могут наблюдаться нелинейные эффекты, например, адиабатизация теплообмена [5]. Образование вихревых структур в камере сгорания (КС) и управление ими позволяет искать оптимальные с точки зрения теплоиспользования режимы. Поэтому вывод α -формулы должен быть основан на подходе, когда динамика пограничного слоя, ядра заряда в КС и рабочий процесс представляют собой единую для формулировки математической модели систему.

Рассмотрим уравнение Фурье-Кирхгофа в следующем виде [6]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial x} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{c_p \rho} \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (1)$$

При этом использованы допущения:

- 1) слагаемое $v \frac{\partial T}{\partial x}$ учитывает нестационарность течения рабочего тела в цилиндре ДВС и ее влияние на теплообмен;
- 2) решение уравнения (1) рассматривается вначале без учета объемных источников тепловыделения (слагаемое $\frac{q_v}{c_p \rho}$); влияние внутренних источников учтем путем внесения в полученное решение соответствующих дополнительных членов;

- 3) следуя работе [6], примем $\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{k}{1-k} \frac{p}{T_\infty} \frac{\partial T_\infty}{\partial t}$.

В результате уравнение (1) преобразуется к виду:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - v \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{T}{T_\infty} \frac{\partial T_\infty}{\partial t}, \quad (2)$$

и задача дополняется условиями:

- при $t = 0$ $T(x) = T_\infty$;
- при $x = 0$ $T(t) = T_W$;
- при $x \rightarrow \infty$ T ограничена ($T \rightarrow T_\infty$).

Введем безразмерную температуру в соответствии с формулой

$$\tilde{T} = \frac{T - T_W}{T_\infty}. \quad (3)$$

Тогда задача (2), (2') может быть сформулирована с однородным граничным условием:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tau} &= \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial x^2} - w \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x}; \quad \tau = ta, \quad t > 0, \quad w = v/a; \\ \tau = 0; \quad \tilde{T}(x) &= 1 - \frac{T_W}{T_\infty}; \\ x = 0; \quad \tilde{T}(\tau) &= 0; \\ x \rightarrow \infty; \quad \tilde{T}(\tau) &\text{ ограничена } (\tilde{T} \rightarrow 1 - \frac{T_W}{T_\infty}). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Воспользуемся методом разделения переменных и будем искать решение задачи (4) в виде

$$\tilde{T}(x, \tau) = X(x) \cdot Y(\tau). \quad (5)$$

Разделяя переменные, находим:

$$X'' - wX' + \lambda X = 0, \quad (6)$$

$$Y' + \lambda Y = 0. \quad (7)$$

С учетом условий задачи (4), запишем:

$$X|_{x=0} = 0; \quad X|_{x \rightarrow \infty} - \text{ограничена}. \quad (8)$$

Таким образом, имеем задачу на отыскание собственных значений (6) и (8).

С помощью замены переменных $X(x) = \omega(x)/\sqrt{\rho(x)}$ [8] эта задача сводится к сингулярной задаче Штурма-Лиувилля [7]

$$\omega'' - \frac{1}{4}w^2\omega + \lambda\omega = 0 \quad (9)$$

с граничными условиями $\omega(0) = 0$; $\omega|_{x \rightarrow \infty}$ ограничена.

Решение уравнения (9) имеет вид

$$\omega(x) = A \sin\left(x\sqrt{\lambda - w^2/4}\right) + B \cos\left(x\sqrt{\lambda - w^2/4}\right). \quad (10)$$

Из первого граничного условия следует $B = 0$. Тогда

$$\omega|_{x \rightarrow \infty} = A \sin\left(x\sqrt{\lambda - w^2/4}\right).$$

Таким образом, из условия ограниченности следует $\lambda - w^2/4 > 0$, собственные значения $\lambda = w^2/4 + v^2$, $0 < v < \infty$, а собственные функции

$$\omega = \omega_v(x) = \sin(vx).$$

Спектр задачи непрерывный, $\lambda \in \left(\frac{1}{4}w^2, +\infty\right)$.

Находим собственные функции для уравнения (6):

$$X = X_v(x) = e^{wx/2} \sin(vx).$$

Уравнение (7) принимает вид:

$$Y' + (w^2/4 + v^2)Y = 0 \Rightarrow Y_v(\tau) = C_v e^{-(w^2/4 + v^2)\tau}.$$

Совокупность частных решений рассматриваемой задачи

$$\tilde{T}(x, \tau) = \tilde{T}_v(x, \tau) = C_v e^{-(w^2/4 + v^2)\tau} e^{wx/2} \sin(vx).$$

Применяя обобщенный принцип суперпозиции, составим интеграл

$$\tilde{T}(x, \tau) = \int_0^{\infty} C_v e^{-(w^2/4 + v^2)\tau} e^{wx/2} \sin(vx) dv. \quad (11)$$

Тогда начальное распределение температуры

$$\tilde{T}|_{\tau=0} = \varphi(x) = e^{wx/2} \int_0^{\infty} C_v \sin(vx) dv, \quad 0 < v < +\infty.$$

По теореме разложения имеем

$$C_v = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \varphi(x) e^{wx/2} \sin(vx) dx. \quad (12)$$

Таким образом, мы получили формальное решение задачи (4) в виде зависимостей (11) и (12). Объединяя эти формулы, можно записать:

$$\tilde{T}(x, \tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} e^{-(w^2/4 + v^2)\tau} e^{wx/2} \sin(vx) dv \int_0^{\infty} \varphi(\xi) e^{w\xi/2} \sin(v\xi) d\xi. \quad (13)$$

Изменяя порядок интегрирования, получаем:

$$\begin{aligned} \tilde{T}(x, \tau) &= \frac{2}{\pi} e^{wx/2} \int_0^{\infty} \varphi(\xi) e^{w\xi/2} d\xi \int_0^{\infty} e^{-(w^2/4 + v^2)\tau} \sin(v\xi) \sin(vx) dv = \\ &= \frac{1}{\pi} e^{wx/2} e^{-w^2/4\tau} \int_0^{\infty} \varphi(\xi) e^{w\xi/2} d\xi \int_0^{\infty} e^{-v^2\tau} [\cos(v(\xi - x)) - \cos(v(\xi + x))] dv. \end{aligned} \quad (14)$$

Воспользуемся формулой

$$\int_0^{\infty} e^{-a^2x^2} \cos(bx) dx = \frac{\sqrt{\pi}}{2a} e^{-\frac{b^2}{4a^2}}, \quad \text{где } a > 0, \quad -\infty < b < +\infty.$$

Тогда (14) можно переписать в виде

$$\tilde{T}(x, \tau) = \frac{1}{2\sqrt{\pi\tau}} e^{-w^2\tau/4+wx/2} \int_0^\infty \varphi(\xi) e^{w\xi/2} \left[e^{-\frac{(\xi-x)^2}{4\tau}} - e^{-\frac{(\xi+x)^2}{4\tau}} \right] d\xi. \quad (15)$$

Непосредственной проверкой убеждаемся, что функция

$$K(x, \tau, \xi) = \frac{1}{2\sqrt{\pi\tau}} e^{-w^2\tau/4+wx/2} e^{w\xi/2} \left[e^{-\frac{(\xi-x)^2}{4\tau}} - e^{-\frac{(\xi+x)^2}{4\tau}} \right]$$

удовлетворяет дифференциальному уравнению (4) при любом ξ .

Пусть в уравнении (15) $\varphi(x) \equiv \tilde{T}_0 = \text{const}$, тогда

$$\tilde{T}(x, \tau) = \frac{\tilde{T}_0}{2\sqrt{\pi\tau}} e^{-w^2\tau/4+wx/2} \int_0^\infty e^{w\xi/2} \left[e^{-\frac{(\xi-x)^2}{4\tau}} - e^{-\frac{(\xi+x)^2}{4\tau}} \right] d\xi.$$

Выполняя последовательно замены переменных $\frac{\xi-x}{2\sqrt{\tau}} = s$, $\frac{\xi+x}{2\sqrt{\tau}} = s$ и используя

формулу для интеграла $\int e^{-(ax^2+bx+c)} dx = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\pi}{a}} e^{\frac{b^2-4ac}{4a}} \text{erf}\left(\sqrt{a}x + \frac{b}{2\sqrt{a}}\right)$, где $\text{erf}(z)$ – интеграл вероятностей, получим окончательное решение задачи (4) в виде

$$\tilde{T}(x, \tau) = \frac{1}{2} \tilde{T}_0 \left[e^{wx} \text{erfc}\left(-\frac{x}{2\sqrt{\tau}} - \frac{w\sqrt{\tau}}{2}\right) - \text{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{\tau}} - \frac{w\sqrt{\tau}}{2}\right) \right], \quad (16)$$

где $\text{erfc}(z) = 1 - \text{erf}(z)$ – дополнительный интеграл вероятностей.

Возвращаясь к исходным переменным T и t , для задачи (2) и (2') можем записать решение:

$$T(x, t) = T_W + \frac{1}{2} (T_\infty - T_W) \left[e^{wx} \text{erfc}\left(-\frac{x}{2\sqrt{at}} - \frac{w\sqrt{at}}{2}\right) - \text{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}} - \frac{w\sqrt{at}}{2}\right) \right]. \quad (17)$$

Используем полученную зависимость для вывода α -формулы нестационарного конвективного теплообмена в камере сгорания поршневого ДВС. В соответствии с гипотезой Фурье

$$\alpha = \frac{q_W}{T_\infty - T_W} = \frac{\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} \right)}{T_\infty - T_W},$$

откуда, дифференцируя (17), получаем:

$$\alpha = \frac{b}{\sqrt{\Delta t}} \left[\frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-z^2} + z \cdot \text{erfc}(-z) \right], \quad (18)$$

где безразмерный комплекс $z = \frac{v}{2} \sqrt{\frac{\Delta t}{a}}$, а коэффициент $b = \sqrt{\lambda c_p \rho}$.

Найдем связь между комплексом z и критериями подобия. Очевидно, что число Фурье $Fo = \frac{a}{t l^2}$ связано с z формулой $z = \frac{1}{4z^2}$. Тогда можно записать вариант формулы (18) через число Fo :

$$\alpha = \frac{b}{\sqrt{\Delta t}} \left[\frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-\frac{1}{4Fo}} + 0,5Fo \frac{1}{2} \left(1 + \text{erf}\left(0,5Fo \frac{1}{2}\right) \right) \right]. \quad (19)$$

Таким образом, в настоящей работе в уравнении Кирхгофа было сохранено только одно слагаемое – $v \frac{\partial T}{\partial x}$. Для реализации поставленной задачи необходимо, во-первых, учесть наличие и другого, связанного с продольной составляющей скорости в пограничном слое, а, во-вторых, обеспечить установление связи величин u и v с параметрами рабочего процесса.

Литература:

1. Агуреев И. Е., Григорьева Н. В. Учет нестационарного теплообмена в динамических моделях многоцилиндровых ДВС // Изв. ТулГУ. Сер. «Автомобильный транспорт». Вып. 10. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. – С.68-73.
2. Агуреев И. Е. Синергетический подход к анализу динамики тепловых двигателей с произвольным механизмом преобразования движения // Вопросы проектирования и эксплуатации автотранспортных средств и систем: Изв. ТулГУ. – Тула, 1995. – С.163-171.
3. Агуреев И. Е. Принципы технической синергетики тепловых двигателей // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып.2. – Тула: Изд-во ТулГУ, 1998. – С.133-145.
4. Агуреев И. Е. Нелинейные динамические модели поршневых двигателей внутреннего сгорания. Синергетический подход к построению и анализу: Монография. – Тула: Изд-во Тул. гос. ун-та, 2001. – 228 с.
5. Кавтарадзе Р. З., Борисенков Е. Р., Бенидзе Д. Ш. Экспериментальное исследование теплового состояния быстроходного дизеля в зависимости от закрутки потока на впуске // Труды МАДИ. М., 1988. С. 56-58.
6. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 592 с.
7. Голоскоков Д. П. Уравнения математической физики. Решение задач в системе Maple. – СПб.: Питер, 2004 – 539 с.
8. Волков И. К., Канатников А. Н. Интегральные преобразования и операционное исчисление. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 228 с.

ПРОСТАЯ МОДЕЛЬ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС, УЧИТЫВАЮЩАЯ ХАРАКТЕР ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ

Гусаков С.В., Довольнов А.М.

(Российский университет дружбы народов);

Традиционно и в наше время изучение в высшей школе теории расчета действительного рабочего цикла поршневых ДВС начинается с освоения метода, предложенного столетие назад русским ученым, профессором Императорского московского технического училища В.И. Гриневецким, и развитого в дальнейшем профессорами МВТУ им. Н.Э. Баумана Н.Р. Брилингом и Е.К. Мазингом [1]. Это объясняется его простотой и наглядностью, физической обоснованностью исходных данных и достаточным количеством расчетных параметров для первичного анализа цикла. С момента создания В.И. Гриневецким теории ДВС расчетные методы получили существенное развитие, особенно после внедрения в инженерную практику электронных вычислительных машин. Однако использование в учебном процессе современного, сложного по своим алгоритмам программного обеспечения, так называемого «Hard Soft», на начальных стадиях обучения не целесообразно, т.к. в этом случае акцент смещается на освоение методов работы с программ-

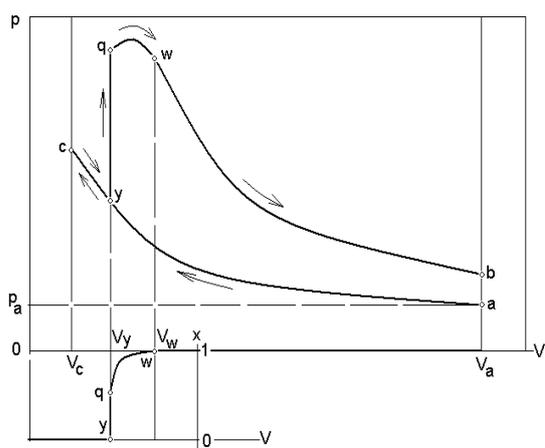
ным продуктом, вместо усвоения фундаментальных понятий и взаимосвязей, собственных ДВС. Применение простых математических моделей, в которых сохраняется прозрачность подхода В.И Гриневецкого, в сочетании с возможностью анализа дополнительных параметров, представляет собой, на наш взгляд, разумный компромисс при организации обучения студентов основам моделирования процессов в поршневых двигателях.

Анализ термодинамических циклов поршневых двигателей без наддува в курсах термодинамики традиционно сводится к рассмотрению циклов с подводом теплоты по изохоре, которым принято интерпретировать рабочий процесс в ДВС с искровым зажиганием, в связи с малой продолжительностью сгорания в этом типе двигателей, с подводом теплоты по изобаре, для анализа параметров низкооборотных дизелей и со смешанным подводом теплоты, который наиболее подходит для моделирования высокооборотных дизелей.

Академиком Б.С. Стечкиным в 50-е годы прошлого века был проведен анализ термодинамических циклов с целью установления количественных соотношений между динамикой тепловыделения и КПД рабочего цикла, аналитическим методом [2]. Не умаляя достоинств примененного подхода, позволившего выполнить математические преобразования для наглядного отображения результатов в виде конечных аналитических зависимостей, можно, используя современные возможности вычислительной техники, провести подобный анализ, не ограничивая себя рамками сделанных автором допущений.

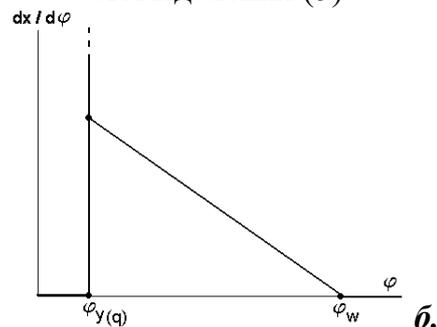
Предлагаемый подход отличается от известных методов тем, что задаются не элементарные термодинамические процессы, составляющие цикл работы поршневого двигателя, а динамика подвода теплоты к рабочему телу в функции текущего объема цилиндра, определяемого углом поворота коленчатого вала кривошипно-шатунного механизма. Принятые допущения вводятся не для упрощения модели, а для упрощения анализа.

Моделируемый термодинамический цикл (рис.1) является замкнутым, необратимым (теплообмен учитывается показателями n_1 и n_2 политроп сжатия и расширения, соответственно).



а.

Рис.1. Термодинамический цикл с произвольным законом подвода теплоты (а) и закон скорости тепловыделения (б)



б.

Закон тепловыделения в общем виде задается следующим образом. В произвольной точке цикла (y), угловое положение которой определяет смещение начала тепловыделения относительно ВМТ в реальном двигателе, подводится доля теплоты x_q при $v=const$, которая может меняться от нуля до единицы. Остальная теплота $x_q - 1$ подводится к рабочему телу на участке изменения объема от V_y до V_w , убывая по линейному закону в функции угла поворота коленчатого вала (рис.1).

Подвод теплоты при $v=const$ в дизеле имитирует первую стадию «быстрого сгорания» топлива воздушной смеси, образовавшейся за период задержки воспламенения, высокую динамику сгорания которой, определяет кинетика химических реакций. При этом доля теплоты, выделяющейся в этой стадии, может составлять в зависимости от типа двигателя и режима его работы от 10...15% до 50..60%. В двигателе с искровым зажиганием подвод теплоты при $v=const$ соответствует основной стадии сгорания (распространению фронта турбулентного пламени), и доля теплоты x_q , выделяющейся в этой стадии составляет 95...98%.

Подвод теплоты на участке $V_y - V_w$ для дизеля характеризует вторую, диффузионную стадию сгорания. Ниспадающий характер скорости тепловыделения в реальном двигателе связан со снижением скорости диффузионного сгорания по мере расходования компонентов реакции и снижения интенсивности турбулентности. В двигателе с искровым зажиганием продолженное реагирование незначительной доли смеси связано с догоранием заряда в зонах с повышенной теплоотдачей.

В качестве основных параметров рабочего цикла используются: значения давления (p_a), температуры (T_a) рабочего тела в начале сжатия; геометрическая степень сжатия (ε); количество подведенной теплоты (Q_1); угол начала подвода теплоты $\varphi_{y(q)}$ (его отрицательное значение соответствует началу активного тепловыделения до ВМТ, положительное - после достижения поршнем верхней мертвой точки); доля теплоты x_q , подводимая при $v=const$; общая продолжительность подвода теплоты к рабочему телу от сгорающего топлива $\Delta\varphi_w$ в градусах ПКВ.

Соответствие между текущим углом ПКВ и объемом рабочего тела определяется по известной зависимости

$$V = f(\varphi) = V_h \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}$$

где, V_h - рабочий объем цилиндра; λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; φ - текущий угол ПКВ.

При построении цикла использовались следующие зависимости.

Объем сжатия и полный объем цилиндра и масса рабочего тела

$$V_c = V_h / \varepsilon; \quad V_a = V_h + V_c; \quad m = V_a \cdot 0.00348 \cdot p_a / T_a.$$

Общее количество подведенной теплоты за цикл $Q_1 = m \cdot H_u / (1 + \alpha l_o)$.

Параметры рабочего тела на начало тепловыделения

$$p_y = p_a \cdot (V_a / V_q)^{n_1}; \quad T_y = T_a \cdot (V_a / V_q)^{n_1 - 1}; \quad V_y = f(\varphi_y).$$

Параметры рабочего тела после первой стадии сгорания ($v=const$)

$$T_q = T_y + (Q_1 \cdot x_q) / (m \cdot \bar{c}_v); \quad p_q = p_y \cdot (T_q / T_y); \quad V_q = V_y.$$

Объем рабочего тела на момент окончания активного сгорания

$$V_w = f(\varphi_q + \Delta\varphi_w).$$

Цикл расчета тепловыделения при переменном объеме состоит в рассмотрении термодинамических процессов на каждом расчетном шаге $\Delta\varphi_{1-2}$. Количество теплоты, подводимой на расчетном шаге, равно

$$\Delta Q_{1-2} = Q_1 \cdot (1 - x_q) \cdot (\varphi_w - \varphi) \cdot \Delta\varphi_{1-2} / \Delta\varphi_w.$$

Текущая температура на расчетном шаге определяется в две стадии:
1) изменение температуры за счет политропического расширения (сжатия),
2) повышение температуры за счет подвода теплоты на расчетном шаге:

$$T_2 = T_1 \cdot (V_1 / V_2)^{n-1} + \Delta Q_{1-2} / (m \cdot \bar{c}_v).$$

Давление на расчетном шаге рассчитывается из уравнения состояния при до-

пушении неизменности числа молей рабочего тела $p_2 = p_1 \cdot T_2/T_1 \cdot V_1/V_2$.

Работа на расчетном шаге $\Delta L_{1-2} = (p_2 + p_1)/2 \cdot (V_2 - V_1)$.

Давление и температура в конце сгорания $p_w = p_{2 \text{ кон}}; T_w = T_{2 \text{ кон}}$.

Параметры рабочего цикла в конце расширения

$$p_b = p_w \cdot (V_w/V_a)^{n_2}; \quad T_b = T_w \cdot (V_w/V_a)^{n_2-1}.$$

Работа на сжатии и расширении

$$L_{\text{сж}} = (p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y)/(n_1 - 1); \quad L_{\text{рас}} = (p_w \cdot V_w - p_b \cdot V_a)/(n_2 - 1).$$

Суммарная работа цикла и индикаторный КПД

$$L_{\Sigma} = L_{\text{сж}} + \sum L_{1-2} + L_{\text{рас}}; \quad \eta_i = L_{\Sigma}/Q_1.$$

В качестве оценочного показателя теплонапряженности рабочего процесса можно использовать среднюю температуру на участке от начала подвода теплоты к рабочему телу (V_q) до конца рабочего хода ($V_b \equiv V_a$, рис.2). При сгорании ($V_q - V_w$) средняя температура рассчитывается, как $T_{\text{sr1}} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N T_j$, где N число расчетных точек.

чек.

На участке расширения ($V_w - V_b$) средняя температура, равна

$$T_{\text{sr2}} = \frac{1}{V_a - V_w} \int_{V_w}^{V_a} T(V) dV = \frac{T_w V_w^{n_2-1}}{V_a - V_w} \int_{V_w}^{V_a} V^{n_2-1} dV = \frac{T_b V_a + T_w V_w}{(V_a - V_w) \cdot (2 - n_2)}.$$

Средневзвешенная температура на участке рабочего хода

$$T_{\text{sr}} = \frac{T_{\text{sr1}} \cdot (\varphi_w - \varphi_q) + T_{\text{sr2}} \cdot (\varphi_a - \varphi_w)}{(\varphi_a - \varphi_q)},$$

где φ_q , φ_w , и $\varphi_a = 180^\circ \text{ПКВ}$ – углы начала, окончания активного тепловыделения и окончания рабочего хода, соответственно.

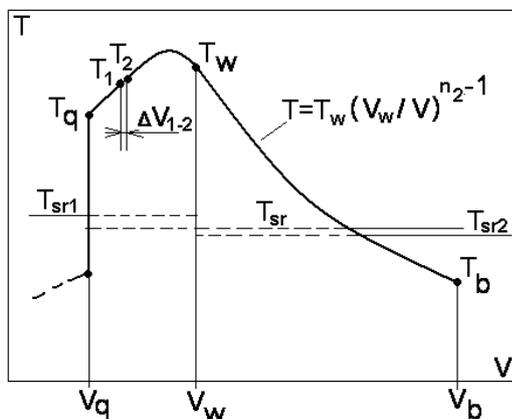


Рис.2. Определение средневзвешенной температуры на участке рабочего хода

В качестве примера рассмотрим влияние начала подвода теплоты к рабочему телу (рис.3) с использованием рассмотренной модели. При сохранении базовых параметров: $x_q = 0,3$ и $\Delta\varphi_w = 88^\circ \text{ПКВ}$ постоянными, угол начала тепловыделения при анализе, составил $\varphi_q = -30, -22, -14, -6, 2$ и 10 градусов ПКВ.

Отрицательные значения φ_q соответствуют началу тепловыделения до ВМТ, положительные – после ВМТ. В реальном двигателе параметру φ_q соответствует угол начала активного тепловыделения в камере сгорания, который может изменяться путем изменения угла опережения зажигания в двигателях с искровым зажиганием и угла опережения впрыскивания топлива в дизелях.

Как видно из приведенных графиков, существует угол φ_q , при котором достигается максимум индикаторного КПД цикла. Увеличение φ_q (увеличение опережения – рост его отрицательной величины) приводит к существенному росту максимальных значений давления и температуры рабочего цикла, поэтому в реальных конструкциях, например, дизелей, может существовать ограничение по величине

угла опережения впрыскивания топлива, со стороны предельной механической нагруженности деталей кривошипно-шатунного механизма (ограничения максимального давления цикла).

При увеличении опережения начала подвода теплоты также растет средневзвешенная температура цикла T_{sr} и, соответственно, теплонапряженность деталей камеры сгорания, преимущественно за счет роста средней температуры во время активного тепловыделения T_{sr1} .

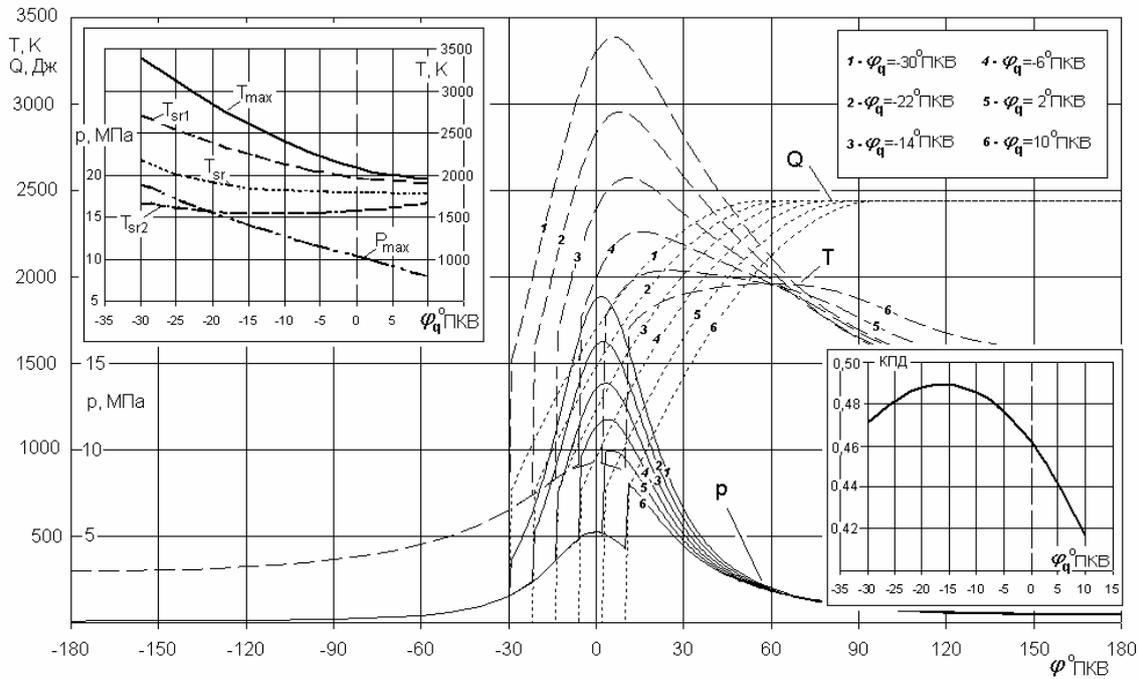


Рис.3. Моделирование рабочего цикла ДВС

Рассмотренная модель позволяет также исследовать влияние перераспределения топлива, сгорающего в кинетической и диффузионной стадиях в дизеле, общей продолжительности сгорания и ряда других параметров, оставаясь достаточно простой для самостоятельного использования студентами.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, А.С. Орлин, В.И. Ивин и др. – Под. ред. Орлина А.С. и Круглова М.Г. – М.: Машиностроение, 1983.
2. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстрого поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. – М.: Изд-во АН СССР, 1960.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЕ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ГОМОГЕННОЙ МЕТАНОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н.
(Волгоградский государственный технический университет)

В настоящее время одним из перспективных направлений совершенствования поршневых ДВС является переход к новому способу организации процесса сгорания, основанному на самовоспламенении гомогенного заряда в результате сжатия – процесса НССИ.

Для того чтобы избежать недопустимо больших градиентов давления при самовоспламенении топлива, в двигателях с таким рабочим процессом в основном используются бедные топливовоздушные смеси, что позволяет существенно повысить топливную экономичность и снизить выбросы оксидов азота, а также твердых частиц. Процесс НССИ представляется наиболее перспективным при использовании газовых топлив, в первую очередь природного газа.

Одной из основных проблем, возникающих при создании двигателей с процессом НССИ для транспортных машин, является управление моментом начала активного тепловыделения. Решению указанной проблемы могут способствовать математические модели рассматриваемого рабочего процесса, позволяющие исследовать влияние на указанные процессы конструктивных, режимных, регулировочных факторов, а также внешних условий.

В двигателях с НССИ-процессом топливовоздушная смесь гомогенна и практически однородна по составу во всем объеме камеры сгорания. С учетом этого для описания индикаторного процесса можно использовать однозонную модель, основными уравнениями которой являются уравнения сохранения энергии и состояния идеального газа:

$$\begin{cases} \frac{dQ}{d\phi} + \frac{\alpha_{\Sigma}(T_W - T)}{\pi n / 30} A = p \frac{dV}{d\phi} + c_v m \frac{dT}{d\phi}; \\ pV = mRT; \end{cases} \quad (1)$$

где p , V , T – соответственно давление, объем и температура в камере сгорания; ϕ – угол поворота коленчатого вала двигателя; n – частота вращения коленчатого вала двигателя; m , R – соответственно масса и газовая постоянная метановоздушной смеси в камере сгорания; c_v – теплоемкость смеси; Q – теплота, выделяющаяся при сгорании топливовоздушной смеси; α_{Σ} – суммарный коэффициент теплоотдачи; T_W – средняя температура стенок камеры сгорания; A – площадь поверхности камеры сгорания.

Основной особенностью модели является способ вычисления тепловыделения в камере сгорания. Для этого использована подмодель тепловыделения, основанная на вычислении кинетики горения топлива. Она представляет собой систему уравнений, которая включает уравнение закона действующих масс и уравнения закона Аррениуса для определения скоростей реакций различных типов:

$$\frac{dc_i}{d\tau} = \sum_j W_{ij}; \quad (2)$$

$$W_{ij} = \pm k_j c_{\beta}; \quad (3a)$$

$$W_{ij} = \pm k_j c_{\beta} c_{\gamma}; \quad (3б)$$

$$W_{ij} = \pm k_j c_{\beta} c_{\gamma} c_M; \quad (3в)$$

где i – номер компонента; j – номер реакции; β , γ – различные значения i ; τ – текущее время; c_i – мольные концентрации компонентов; c_M – мольная концентрация активных центров; W – скорость реакции; k_j – константа скорости j -ой реакции.

Уравнение (3а) используется для расчета скоростей мономолекулярных реакций, уравнение (3б) – бимолекулярных реакций и уравнение (3в) – тримолекулярных реакций. В результате анализа способов определения мольной концентрации активных центров, приведенных в различных источниках, была выбрана формула:

$$c_M = 0,4c_{N_2} + 0,4c_{O_2} + 0,75c_{CO} + 1,5c_{CO_2} + 6,5c_{H_2O} + 3c_{CH_4} + c_{H_2}; \quad (4)$$

где c_{N_2} , c_{O_2} , c_{CO} , c_{CO_2} , c_{H_2O} , c_{CH_4} , c_{H_2} – мольные концентрации соответственно азота, кислорода, монооксида углерода, диоксида углерода, воды, метана и водорода.

Теплота, выделившаяся на каждом расчетном шаге, вычисляется через энтальпии компонентов, участвующих в химических реакциях:

$$Q = \sum_{i=1}^s \left(\sum_{j=1}^m \Delta c_{ij} \Delta H_j - \sum_{k=1}^n \Delta c_{ik} \Delta H_k \right); \quad (5)$$

где Δc_{ij} и Δc_{ik} – соответственно количество j -го компонента, израсходованного в i -ой реакции, и количество k -го компонента, образовавшегося в i -ой реакции; ΔH_j и ΔH_k – энтальпии образования соответственно j -го и k -го компонентов; m и n – количество компонентов соответственно израсходованных и образовавшихся в i -ой реакции; s – количество реакций в кинетической схеме.

Предполагается, что в пределах расчетного шага по времени все реакции протекают независимо друг от друга. Решение системы ведется методом Эйлера с переменным шагом по времени. Это обусловлено тем, что скорости реакций в течение процесса горения значительно возрастают. Расчет завершается при выделении 95% от всей теплоты сгорания топлива.

Для расчета теплоотдачи использована формула Вошни, модифицированная с учетом результатов исследований теплоотдачи в двигателях с НСЦИ-процессом, приведенных в работе [1].

Верификация модели осуществлена на основе результатов, полученных рядом исследователей. На первом этапе верификации проведена проверка точности воспроизведения моделью момента начала активного тепловыделения, при этом одновременно была выбрана кинетическая схема, которая, на наш взгляд, лучше всего соответствует условиям двигателя. Для этого с помощью подмодели тепловыделения были проведены расчеты процессов горения метана в условиях адиабатной камеры сгорания постоянного объема при использовании нескольких известных кинетических схем. Условия адиабатной камеры позволили исключить на этом этапе проверки модели влияние таких факторов как переменный объем и теплоотдача в стенки.

Экспериментальной базой для сравнения послужили результаты ряда исследований, обобщенные в работе [2]. Приведенные там опытные данные были получены на машинах быстрого сжатия и ударных трубах, при условиях, близких к моделируемым. В качестве критерия оценки адекватности расчетов нами была выбрана длительность фазы предпламенных реакций τ_1 . Эта фаза завершается в тот момент, когда текущее давление становится больше первоначального на 5 %. На рис.1 в качестве примера показаны зависимости продолжительности фазы предпламенных реакций от начальной температуры смеси, построенные на основе экспериментальных данных (линии 1-5) и по результатам расчетов с использованием двух вариантов кинетических схем: схемы В.Я. Басевича (линия 6) и схемы университета Сан-Диего (линия 7). Последняя широко используется для описания процессов горения во фронте пламени метановоздушной смеси. Как экспериментальные данные, так и результаты расчетов получены для стехиометрической смеси ($\alpha=1,0$) при начальном давлении $p_n=15$ бар. Начальная температура смеси T_n изменялась в диапазоне от 800 до 2000 К, что соответствует условиям в камере сгорания ДВС при достижении поршнем ВМТ.

Как видно, зависимости длительности фазы предпламенных реакций от температуры, полученные с помощью названных кинетических схем горения метана, существенно различаются. Схема В.Я. Басевича дает хорошее совпадение с экспе-

риментом во всем диапазоне температур, в то время как схема Сан Диего – только в области высоких температур (1700–2000 К).

В целом первый этап верификации модели показал, что наилучшее воспроизведение момента начала активного тепловыделения обеспечивает кинетическая схема горения метана, предложенная В.Я. Басевичем. Эта схема принята для дальнейших исследований.

На втором этапе проверки модели проводилось сравнение результатов моделирования процесса HCCI, полученных с помощью нескольких известных моделей этого процесса [3] и с помощью предлагаемой модели. Кроме того, было проведено сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными.

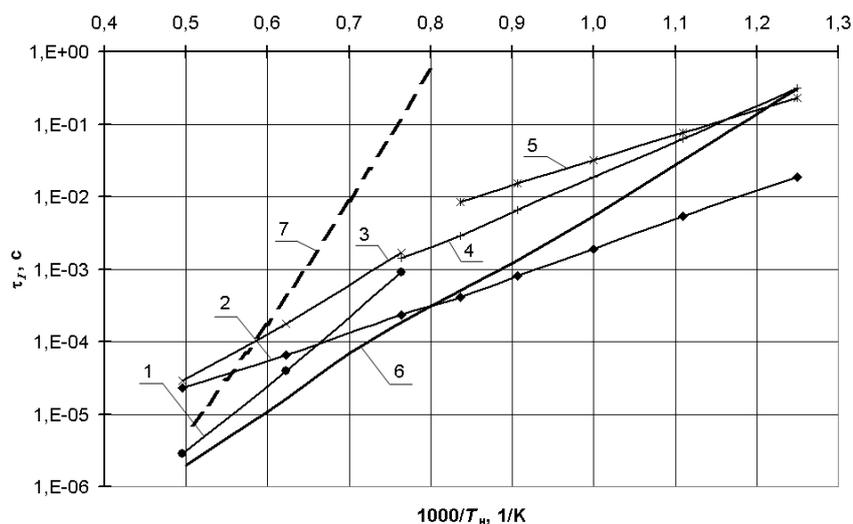


Рис. 1. К выбору кинетической схемы горения метана для моделирования процесса HCCI

Сравнение индикаторных диаграмм показало хорошее совпадение с результатами моделирования, проведенного другими исследователями. Вместе с тем, сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными приводит к выводу о том, что большинство моделей предсказывают более высокую динамику нарастания давления в основной фазе рабочего процесса, чем это наблюдается в экспериментах. Так, на рис.2 приведены в качестве примера индикаторные диаграммы, полученные с помощью предлагаемой модели и экспериментально на двигателе Volvo TD100 [4] при постоянной нагрузке ($n=1000 \text{ мин}^{-1}$). Исходные параметры метановоздушной смеси: коэффициент избытка воздуха $\alpha=3,12$; температура в конце впуска и начале сжатия $T=445 \text{ К}$.

Как показал проведенный нами анализ, различия в динамике нарастания давления не могут быть следствием неточного определения коэффициента теплоотдачи и связаны, по-видимому, с тем, что по мере выгорания топливовоздушной смеси изменяются скорости протекания реакций горения. Для учета особенностей протекания реакций горения в основной фазе процесса HCCI нами предложен способ коррекции кинетических коэффициентов в зависимости от концентрации конечных продуктов реакции в камере сгорания.

Литература:

1. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux [Электронный ресурс] / J. Chang [et al.]; University of Michigan.— Ann Arbor, 2004.— Режим доступа: http://me.engin.umich.edu/autolab/Publications/Adobe/P2004_11.pdf, свободный.

2. Correlation of ignition delay with fuel composition and state for application to gas turbine combustion [Электронный ресурс] / S. Samuelsen [et al]; University of California.– Irvine, 2003.– Режим доступа: <http://www.clemson.edu/scies/UTSR/FinalSR084.pdf>, свободный.
3. Maigaard P., Mauss F., Kraft M. Homogeneous charge compression ignition engine: a simulation study on the effects of inhomogeneities // Trans. ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power.– 2003.– Vol. 125, № 2.– P. 466-471.
4. Analysis of a natural gas fuelled HCCI engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model / A. Bhave, M. Balthasar, M. Kraft, F. Mauss // Ins. J. Engine Res.– 2004.– Vol. 5, № 1.– P. 83-104.

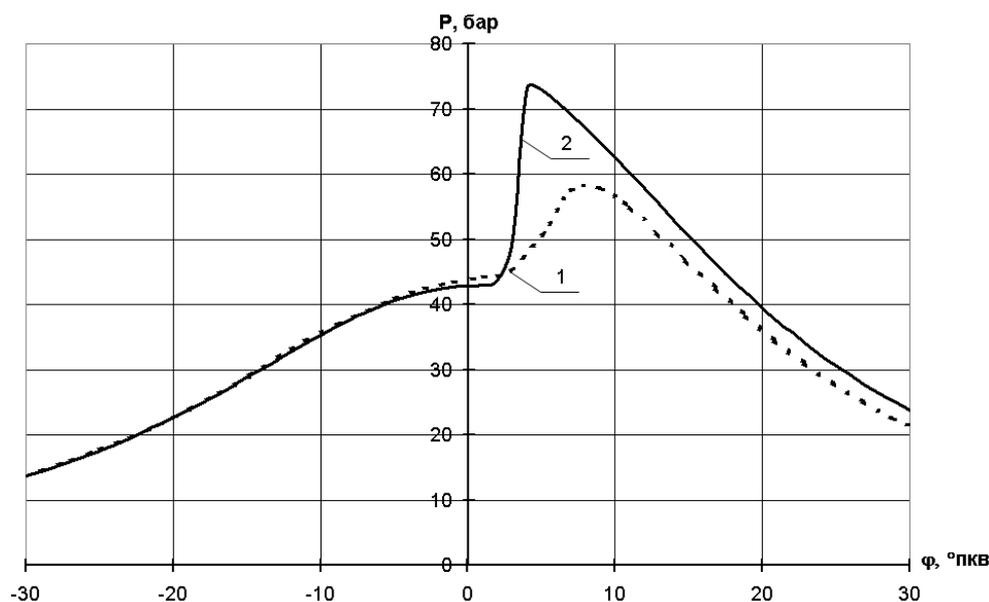


Рис. 2. Экспериментальная (1) и расчетная (2) индикаторные диаграммы двигателя Volvo TD100

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Зейнетдинов Р.А.

(Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

В поршневом двигателе процесс окисления моторного масла (ММ) можно характеризовать исходя из основных положений неравновесной термодинамики, согласно которым изменения в любой системе определяются возникновением энтропии. Тогда в соответствии с принципом неравновесной термодинамики, всю систему можно разбить на достаточно малые, но все еще макроскопические области, причем такие, что каждую из них можно рассматривать как равновесную (точнее, квазиравновесную) термодинамическую систему.

После таких предположений количество теплоты, подведенное от рабочих газов к какому-либо дифференциальному объему масляной пленки (МП) на стенках цилиндра можно представить в следующей форме:

$$Q(s, \mu) = \iiint_V \rho T \frac{dS}{dt} dV d\tau = \iiint_V \rho T \left(\frac{dS_{\text{en}}}{dt} + \frac{d_i S}{dt} \right) dV \cdot dt, \quad (1)$$

где $dS_{\text{вн}}/d\tau$ – скорость изменения удельной энтропии в элементарном термодинамическом процессе ММ только за счет теплообмена с внешней средой; $d_i S/d\tau$ – скорость изменения удельной энтропии в элементарном термодинамическом процессе только за счет внутренних процессов (процессы тепломассообмена с химическими реакциями в ММ).

С другой стороны, согласно первому закону термодинамики для открытых систем количество теплоты, участвующей в бесконечно малом процессе взаимодействия масляной пленки с рабочими газами, определяется выражением [1]:

$$\delta Q = dH - Vdp - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k dn_k, \quad \bar{H}_k = \left(\frac{\partial H}{\partial n_k} \right)_{p, T, n_j}, \quad (2)$$

где dn_k – бесконечно малое изменение числа молей k -го компонента ММ за счет массообмена с внешней средой.

С учетом уравнения $\delta Q/T = dS_{\text{вн}} + d_i S$ определение теплоты для процессов взаимодействия МП с высокотемпературным газом может быть представлено в виде

$$\rho T \left(\frac{ds_{\text{вн}}}{dt} + \frac{d_i s}{dt} \right) = \rho \frac{dh}{dt} - \frac{dp}{dt} - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k \frac{dc_k}{dt}. \quad (3)$$

На основании последнего выражения находим:

$$\rho T \frac{ds_{\text{вн}}}{dt} = \rho \frac{dh}{dt} - \sum_{k=1}^N H_k \frac{dc_k}{dk} - \rho T \frac{d_i s}{dt} - \frac{dp}{dt}. \quad (4)$$

Из фундаментального уравнения термодинамики – уравнения Гиббса для открытой термодинамической системы следует:

$$\rho T \frac{ds}{d\tau} = \rho \frac{dh}{d\tau} - \frac{dp}{d\tau} - \sum_{k=1}^N \mu_k \frac{dc_k}{d\tau}, \quad (5)$$

где $\mu_k = H_k - T S_k$ – химический потенциал k -го компонента системы.

Из уравнения Гиббса – Дюгема [2] также имеем:

$$\rho s \frac{dT}{d\tau} - \frac{dp}{d\tau} + \sum_{k=1}^N c_k \frac{d\mu_k}{d\tau} = 0. \quad (6)$$

Вычитая из уравнения (4) уравнение (5) и далее прибавляя к правой части полученного уравнения левую часть уравнения (6), получим искомое уравнение многокомпонентной открытой термодинамической макросистемы:

$$\rho T \frac{ds_{\text{вн}}}{d\tau} = \rho T \frac{ds}{d\tau} - \sum_{k=1}^N T \bar{s}_k \frac{dc_k}{d\tau} + \rho s \frac{dT}{d\tau} - \frac{dp}{d\tau} - \rho T \frac{d_i s}{d\tau} + \sum_{k=1}^N c_k \frac{d\mu_k}{d\tau}. \quad (7)$$

Полученное уравнение выражает количество теплоты, подводимое к данной термодинамической системе через ее фундаментальные характеристики.

Полная энтропия многокомпонентной открытой макросистемы является функцией независимых параметров состояния p , T и n :

$$S = S(p, T, n_k), \quad k = 1, 2, \dots, N. \quad (8)$$

Тогда полный дифференциал энтропии S можно записать в виде

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{p, n} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_{T, n} dp + \sum_{k=1}^N \bar{S}_k dn_k. \quad (9)$$

В двигателе процессы взаимосвязанного тепломассообмена ММ осуществляются при различных полях температур и концентрациях составляющих его компонентов.

Энтропию, входящую в выражение (9) и определяемую изменением только температуры, можно найти, используя фундаментальное уравнение термодинамики (2) для рассматриваемой системы, из которого следует

$$\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{p,n} = \frac{1}{T} \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_{p,n} = \frac{m}{T} \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{p,n} = \frac{m}{T} c_p. \quad (10)$$

При этом учтено, что условия, при которых определяется производная, делают термодинамическую систему закрытой. Поэтому для рассматриваемых условий масса системы постоянна.

Частную производную от энтропии системы по давлению можно определить из того же выражения (2):

$$\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_{T,n} = \frac{1}{T} \left[\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_{T,n} - V \right] = \frac{1}{T} \left[m \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T,n} - V \right]. \quad (11)$$

В данном соотношении учтено, что условия, при которых определяются искомые частные производные, делают термодинамическую систему закрытой ($n_k = \text{const}$), и масса системы тоже не изменяется.

Тогда выражение (9) с учетом (10) и (11) приводится к следующему виду:

$$dS = dS_{p,n} + \left[m \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T,n} - V \right] \frac{dp}{T} + \sum_{k=1}^N \bar{S}_k d_e n_k + \sum_{k=1}^N \bar{S}_k d_r n_k, \quad (12)$$

где $dn_k = d_e n_k + d_r n_k$, причем первое слагаемое $d_e n_k$ — бесконечно малое изменение числа частиц k -го компонента только за счет массообмена с внешней средой, а второе $d_r n_k$ — только за счет химических реакций; $dS_{p,n_k} = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{p,n_k} dT$ — темпера-

турная часть энтропии.

Последнее выражение для дифференциального объема непрерывной термодинамической системы в соответствии с одной из основных гипотез термодинамики необратимых процессов может быть записано в следующей форме:

$$\rho \frac{ds}{d\tau} = \rho \frac{ds_{p,n_k}}{d\tau} + \frac{1}{T} \left[\rho \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T,n_k} - 1 \right] \frac{dp}{dt} + \sum_{k=1}^N \bar{S}_k \frac{dc_k}{dt} + \sum_{k=1}^N \sum_{r=1}^R \bar{S}_k \cdot v_{kr} \cdot w_r, \quad (13)$$

где v_{kr} — стехиометрический коэффициент k -компонента ММ в химической реакции r ; w_r — скорость реакции r .

Значение молярного химического потенциала k -го компонента [2]:

$$\frac{d\mu_k}{d\tau} = \frac{d\mu_{k,p,T}}{d\tau} - \bar{S}_k \frac{dT}{d\tau} + \bar{V}_k \frac{dp}{d\tau}, \quad (14)$$

где $\mu_{k,p,T}$ — изобарно-изотермическое (молярное) значение химического потенциала k -го компонента ММ.

Для рассматриваемых взаимосвязанных процессов тепломассообмена производство энтропии определяется следующим соотношением из работы [2]:

$$\rho \frac{d_i s}{d\tau} = -I_q \frac{1}{T^2} \nabla T - \frac{1}{T} \sum_{k=1}^N \bar{I}_k \nabla \mu_{kT} + \frac{1}{T} \sum_{r=1}^R w_r A_r, \quad (15)$$

где I_q^P — плотности потоков, вызванных прямыми эффектами теплопроводности и диффузии k -го компонента; I_k^P — плотности потоков, вызванных перекрестными эффектами, т. е. процессами диффузионного термоэффекта и термодиффузии; A_r — сродство r -й реакции, протекающей в общем случае между компонентами, находящимися в разных фазах..

Линейные законы, выражающие связь между обобщенными потоками и обобщенными силами, входящими в выражение для производства энтропии (15), могут быть заданы в форме законов Фурье и Фика:

$$I_q^p = -\lambda \nabla T - \sum_{n=2}^N D_{kn}^c \nabla c_n; \quad I_k^p = - \sum_{m=2}^N D_{km} \nabla c_m - D_K^T \nabla T, \quad (16)$$

где D_{kn}^c – коэффициент, характеризующий диффузионный термоэффект; D_k^T – коэффициент, характеризующий термодиффузию.

Для определения последнего слагаемого уравнения (15) рассмотрим нашу макроскопическую систему как открытую, находящуюся в стационарном неравновесном состоянии. При этом она будет находиться в состоянии неустойчивости и не будет переходить в состояние термодинамического равновесия до тех пор, пока имеется подпитка системы извне потоком вещества и энергии. В этом случае внешние негэнтропийные потоки не только удерживают систему далеко от равновесия, но и обеспечивают ее самоорганизацию и развитие.

Если рассмотреть многокомпонентное ММ как открытую макросистему и каждый ее компонент как некоторое микросостояние, то число микросостояний данной системы при термоокислительной деструкции увеличивается, что обусловлено самоорганизацией многокомпонентной системы за счет потери компонентов с повышенной свободной энергией G и переходом на более высокие уровни развития. В этом случае продуцирование энтропии внутри системы определится изменением суммарного потенциала макросистемы, взятого с обратным знаком, и равно

$$T d_i \tilde{S} = -d(G_p + G_o - G_y) \approx -\Delta G_m, \quad (17)$$

где G_p – термодинамический потенциал работающего масла, G_o – термодинамический потенциал доливаемого масла, G_y – термодинамический потенциал масла, подверженного угару.

При таком подходе «работающее» ММ в двигателе является как бы стохастической многокомпонентной системой (МСС), состоящей из преобладающих доминирующих компонентов и компонентов-примесей. В качестве доминирующих компонентов принимается углеводородный состав базового масла, а в качестве компонентов-примесей – его групповой состав (асфальтены, смолы и т.д.).

Из работы [3] следует, что в изолированной системе в каждом фиксированном состоянии компоненты нефтепродуктов распределяются по нормальному закону в функции от какого-либо термодинамического потенциала системы, т.е.

$$P_N(M) = 1/(\sqrt{2\pi} \cdot \sigma^2) \cdot \exp[-(g - \bar{G})^2 / 2\sigma^2], \quad (18)$$

где \bar{G} – среднее значение термодинамического потенциала; g – термодинамический потенциал образования отдельного компонента; σ^2 – дисперсия термодинамического потенциала данного компонента в масле.

По отношению к открытой системе вид распределения, вероятнее всего, сохранится, хотя параметры будут искажаться в зависимости от режима работы двигателя и количества доливаемого ММ и вида присадки.

При описании данной динамической макросистемы со случайными флуктуациями термодинамических величин можно воспользоваться аппаратом теории случайных процессов. Процессы неравновесного фазового перехода в ММ будем рассматривать как цепочки состояний, отличающиеся термодинамическими потенциалами и характеризующиеся тем, что вероятностные свойства продуктов окисления МСС в моменты времени $t > t_1$ полностью определяются состоянием

процесса в момент времени t и не зависят от состояний процесса в моменты, предшествующие t_1 . Такая кинетика процессов в МСС образует цепочку марковских событий с определенной переходной вероятностью [4]:

$$P(t_1) \rightarrow P(t_2) \rightarrow \dots \rightarrow P(t_m). \quad (19)$$

И для случайного процесса марковского типа имеем:

$$p_n(t_1, x_1; \dots; t_m, x_m) = p_1(t_1, x_1) \cdot q(t_2, x_2 / t_1, x_1) \dots q(t_m, x_m / t_{m-1}, x_{m-1}). \quad (20)$$

Итак, если процесс деструкции ММ считать случайным процессом марковского типа, то для определения вероятности изменения какого-либо компонента масла в любой момент времени t достаточно знать начальную плотность распределения данного компонента $p_1(t_1, x_1)$ и его переходную плотность $q(t, x / t_1, x_1)$, характеризующую плотность вероятности перехода из состояния x_1 в момент времени t_1 в состояние x к моменту t .

Для последовательного описания происходящих в системе необратимых процессов можно использовать вариационный принцип минимума производства энтропии, минимальное значение которого достигается при приближении рассматриваемой системы к равновесию.

Для локально-равновесных состояний, достаточно близких к полному равновесию, основное кинетическое уравнение, описывающее необратимую эволюцию системы с учетом уравнение Паули, принимает следующий вид:

$$\frac{dp_n(t)}{dt} = \sum_m w_{nm} [p_m(t) - p_n(t)], \quad (23)$$

где w_{nm} – частота перехода из состояния x_n в состояние x_m в момент t_n .

Далее, вычисляя временную производную от больцмановской энтропии, и учитывая тождество $(\partial/\partial t) \sum_n p_n(t) = (\partial/\partial t) 1 = 0$, находим:

$$\begin{aligned} \frac{d_i \tilde{S}(t)}{dt} &= -k_s \sum_n \sum_m w_{nm} [p_m(t) - p_n(t)] \ln p_n(t) - k_B \sum_n \frac{p_n(t) \partial p_n(t)}{\partial t} = \\ &= \frac{1}{2} k_s \sum_n \sum_m w_{nm} [p_n(t) - p_m(t)] \cdot [\ln p_n(t) - \ln p_m(t)] \geq 0. \end{aligned} \quad (24)$$

Следовательно, если состояния, между которыми допускаются переходы, равновероятны, то $d_i \tilde{S}(t)/dt = 0$. Такому состоянию соответствует минимум производства энтропии, а сама система при этом будет обладать структурной устойчивостью. В противном случае, в МСС энтропия $d \tilde{S}_i(t)$ будет расти во времени с уменьшающейся скоростью ее производства.

Необратимые процессы термоокислительной полимеризации ММ, приводящие к рассеиванию энергии, являются причиной тепловой деградации свободной энергии системы, и вычисление скорости продуцирования энтропии может характеризовать энергетические затраты на протекание вышеназванных процессов. Следовательно, локальное производство энтропии $\tilde{\sigma}$, связанное с химическими процессами, равно

$$\tilde{\sigma} = \frac{d_i S}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot T} \sum_{r=1}^R w_r A_r. \quad (25)$$

Подставляя данное соотношение в уравнение (15), и далее используя выражения (1), можно определить теплоту, подводимую к многокомпонентной многофаз-

ной масляной пленке, при наличии в ней процессов тепломассообмена с химическими термоокислительными реакциями полимеризации.

Таким образом, на основе вышеизложенного следует отметить, что одно из перспективных направлений стратегии системного анализа процессов старения ММ в двигателе состоит в использовании энтропийного подхода к оценке его состояния в условиях эксплуатации и метода диссипативных структур и структурно-информационных критериев эволюции рассматриваемой сложной физико-химической термодинамической системы. Применение этих принципов открывает широкие возможности в решении задач прогнозирования свойств процессов систем, их оптимизации, когда применение традиционных методов встречает непреодолимые трудности.

Литература:

1. Карапетьянц М. Х. Химическая термодинамика.– М.: Химия, 1975.– 584 с.
2. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов.–М.: Изд-во Мир, 1967.–544 с.
3. Эйгенсон А.С. Закономерности компонентно-фракционного состава и химическая характеристика пластовой и резервуарной нефти. – Томск: ИХН СО АН СССР, 1986.– 66 с.
4. Дынкин Е.Б. Марковские процессы.– М.: Физматгиз, 1963. – 860 с.

СТРУКТУРА ОПТИМИЗАЦИИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Зейнетдинов Р. А.

(Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

Поршневые двигатели представляет сложную динамическую систему, в которой происходят разные переходные процессы и явлений, требующие управления на всех эксплуатационных режимах работы двигателя с целью оптимальной организации термодинамических процессов. Если учесть, что все термодинамические процессы, протекающие в ДВС, являются необратимыми, а системы, как правило, открытые, внутренне неравновесные и продолжительности процессов конечны, то данную задачу лучше всего решить на основе принципов термодинамики при конечном времени.

Тогда задача оптимальной в термодинамическом смысле организации физико-химических процессов систем ДВС состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем, а также коэффициентов в уравнениях кинетики добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потоков. Это позволяет также оценить степень термодинамического совершенства происходящих в системах ДВС технологических процессов с известными коэффициентами теплопереноса, заданными продолжительностями и количеством отводимого (подводимого) тепла.

Из термодинамики известно, что при описании открытых систем ведущую роль играет энтропия, так как это единственная функция, позволяющая различить неравновесные и равновесные процессы. А показателем необратимости термодинамических процессов систем является производство (возникновение) энтропии. Тогда задача оптимальной в термодинамическом смысле организации физико-химических процессов систем ДВС состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем, а также ко-

эффективных в уравнениях кинетики добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потоков.

Однако анализ результатов предыдущих исследований по данной тематике показал, что общая теоретическая база для решения вышеуказанной проблемы пока еще не сформирована. Это обусловлено тем, что имеется отставание в использовании методов неравновесной термодинамики, теории нелинейной термодинамики, теории информации и других смежных дисциплин при решении многих задач двигателестроения по сравнению с такими отраслями науки и технологии, как химия, биология и автоматика.

В данной работе описывается возможность использования при оценке эффективности систем двигателей энтропийного подхода и связанных с ним вариационных принципов неравновесной термодинамики и метода диссипативных структур. При этом анализ технологических процессов в системах тепловых двигателей применением принципа минимального производства энтропии позволяет оценить степень диссипации теплоты, а задача о предельном значении КПД двигателя будет эквивалентна задаче о минимальном производстве энтропии в системе.

Необратимые термодинамические процессы в двигателе происходят в интервале времени $(0, \tau)$ в системах, состоящих из конечного числа равновесных взаимодействующих подсистем. При этом состояние рабочего тела подсистемы в каждый момент времени t можно характеризовать набором экстенсивных величин: внутренней энергией U , составом N и энтропией S , которые изменяются в соответствии с дифференциальными уравнениями энергии, вещества и энтропии [1].

Изменение величины $U(t)$ подсистемы определяется потоками энергии, приносимой и уносимой вместе с конвективными потоками вещества, изменением энергии за счет диффузионного обмена веществом, потоками тепла и мощностью совершаемой работы. Так, относительно внутрицилиндровых процессов двигателя изменение внутренней энергии рабочего тела имеет следующий вид:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_{k=1}^k h_k \frac{dm_k}{dt} - \sum_{n=1}^n h_n \frac{dm_n}{dt} - \frac{dL_{\text{дисс}}}{dt} - \frac{dQ_w}{dt}, \quad (1)$$

где $\frac{dL_{\text{дисс}}}{dt}$ – мощность диссипативных сил; dQ_w / dt – скорость подвода теплоты к поверхности теплообмена.

Число молей i -го компонента N_i в системе определяется потоками вещества, поступающими конвективно и диффузионно, а также протеканием химических процессов:

$$\frac{dN_i}{dt} = \sum_j G_j x_{ij} + \sum_j G_{dj} + \sum_v \alpha_{iv} W_v, \quad (2)$$

где G_j , G_{dj} – расход вещества конвективным потоком и диффузионным обменом соответственно в рассматриваемых физико-химических процессах; α_{iv} – стехиометрический коэффициент, с которым i -й компонент входит в уравнение v -й реакции; x_{ij} – мольная доля i -го компонента в j -м потоке; W_v – скорость v -й химической реакции.

Изменение энтропии S во времени в термодинамических системах двигателя происходит вследствие притока энтропии вместе с веществами, поступающими конвективно и диффузионно, притока или отвода теплоты и производства энтропии σ_s вследствие неравновесных физико-химических процессов, происходящих внутри самой системы:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_j G_j s_j + \sum_j G_{dj} s_{dj} + \sum_j \frac{q_j}{T_j} + \sigma_s, \quad (3)$$

где s_{dj} – удельная энтропия j -го диффузионного потока; σ_s – производство энтропии вследствие неравновесности процессов, происходящих внутри самой системы.

Производство энтропии, характеризующее необратимость любого из этих процессов, равно среднему значению скалярного произведения вектора обобщенного потока J_j на вектор обобщенных сил X_j [2]:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{t} \int_0^t \sum_{j=1}^m J_j(u_1, u_2) \cdot X_j(u_{1j}, u_{2j}) dt, \quad (4)$$

где u_{ij} – параметры процесса.

В этом случае условие минимальной диссипации технологических процессов термодинамических систем сводится к форме:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{t} \int_0^t \sum_{j=1}^m J_j(u_1, u_2) \cdot X_j(u_{1j}, u_{2j}) dt \rightarrow \min. \quad (5)$$

В термодинамических системах тепловых двигателей основными необратимыми процессами, продуцирующими энтропию, являются физико-химические превращения в гетерогенных системах (горение смеси и фазовые переходы в моторных маслах), дросселирование газов и жидкостей, теплопроводность, тепло- и массообмен, и т.д.

К основным процессам, продуцирующим энтропию при дросселировании газов и жидкостей, можно отнести процессы газообмена и процессы впрыскивания топлива в цилиндр двигателя.

При прохождении газа через клапанное устройство механизма газораспределения давление газа изменяется, а расход его зависит от времени сечения и перепада давления. Предполагая процесс истечения изотермическим, производство энтропии при дросселировании газов в газораспределительном механизме двигателя равно

$$\sigma_{dp} = g(p_1, p_2) \frac{\mu_1(p_1, v_1, T) - \mu_2(p_2, v_2, T)}{T}, \quad (6)$$

где $g(p_1, p_2)$ – расход газа через клапанный механизм системы газообмена; p_1 – давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана; p_2 – давление газов в выпускном коллекторе за клапаном.

Скорость производства энтропии при топливоподаче определяется с допущением, что течение топлива в сопле распылителя происходит без его подогрева (изотермически), и потери энергии при истечении топлива характеризуются коэффициентом расхода. Производство энтропии при впрыскивании дизельного топлива можно записать в следующем виде:

$$\sigma_{enp} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} g_u(P_1, P_2) \frac{\mu_1(P_1, T) - \mu_2(P_2, T)}{T} dt, \quad (7)$$

где τ – продолжительность процесса впрыскивания; p_{cp1} – среднее давление топлива у штуцера форсунки после подъема иглы; p_{cp2} – среднее давление впрыскивания топлива в цилиндр; μ_1 – химический потенциал дизельного топлива в топливопроводе высокого давления; μ_2 – химический потенциал распыленного топлива.

Распыленное топливо и воздух, контактирующие друг с другом в цилиндре двигателя, имеют температуры соответственно T_1 и T_2 , химические потенциалы μ_1 и μ_2 с составляющими μ_{ji} ($j=1,2; i=1\dots n$). Эти различия вызывает поток тепла q и

векторный поток распыленного топлива $g_u = \{g_1, \dots, g_h\}$, при котором каждый из них зависит и от температуры T_j , и от химических потенциалов подсистем μ_j . Поток i -го компонента распыленного топлива из первой подсистемы во вторую равен $g_i(\mu_1, \mu_2)$. Производство энтропии σ_{mm} при тепломассообмене можно записать в следующем виде:

$$\sigma_{mm} = q(T_1, T_2, \mu_1, \mu_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) + \sum_i g_i(T_1, T_2, \mu_1, \mu_2) \left(\frac{\mu_{i2}}{T_2} - \frac{\mu_{i1}}{T_1} \right). \quad (8)$$

После испарения топлива происходит смешение компонентов горючей смеси благодаря молекулярной диффузии одного газа в другой через условную поверхность. Процесс смешения является необратимым, производство энтропии может быть найдено из выражения:

$$\sigma_{cmk} = -\frac{1}{T} \sum_k N_k (\mu_k - \mu_k^0), \quad (9)$$

где N_k – число молей распыленного в цилиндр k -го компонента топлива (мольный расход); μ_k и μ_k^0 – химические потенциалы k -го компонента топлива в рабочей смеси и начальном виде соответственно.

Основной задачей смесеобразования является достижение наибольшего тепловыделения в процессе горения в цилиндре дизеля, обеспечивающего получение максимально возможной экономичности. Если принять режим сгорания стационарным, то производство энтропии при горении топлива можно представить в следующем виде [3]:

$$\frac{dS_{cz}}{dt} = -\frac{1}{T_2} \frac{H_u}{l_0} \nu, \quad (10)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, l_0 – стехиометрический коэффициент; ν – скорость реакции; T_2 – текущая температура газа.

Кривую выгорания или молекулярную скорость сгорания топлива ν можно выразить следующим образом:

$$\nu = \frac{1}{V} \frac{g_u}{\mu_T} \frac{dx}{d\tau}, \quad (11)$$

где x – закон сгорания; g_u – количество топлива, впрыснутое в цилиндр за один цикл; μ_T – молекулярная масса топлива; V – текущий объем.

Производство энтропии в масляной пленке (МП) при переносе теплоты с учетом фазовых превращений в ней имеет вид:

$$\sigma_{mn} = \frac{dS}{dt} = q_{mn} \nabla \left(\frac{1}{T} \right) + \sum g_i(T_1, T_2, \mu_1, \mu_2) \left(\frac{\mu_{i2}}{T_2} - \frac{\mu_{i1}}{T_1} \right) = \frac{dS_{en}}{dt} + \frac{dS_i}{dt}, \quad (12)$$

где q_{mn} – удельная теплота, расходуемая на процессы тепломассообмена и фазового превращения масляных пленок на стенках цилиндра; g_i – векторный поток i -го компонента моторного масла, dS_{en} – изменение энтропии в элементарном термодинамическом процессе моторного масла (ММ) только за счет теплообмена с внешней средой; $d_i S$ – изменение энтропии в элементарном термодинамическом процессе только за счет внутренних процессов (процессы тепломассообмена с химическими реакциями в ММ).

Возникновение энтропии dS_{en} в элементарном слое пленки ММ происходит за счет потока теплоты от рабочих газов, входящих в слой масляной пленки при одной температуре T_2 и выходящей при другой – T_{c1} . При этом выражение локального производства энтропии dS_{en}/dt сведется к виду:

$$\sigma_{\text{вн}} = \frac{dS_{\text{вн}}}{dt} = q_{cm}(T_2, T_{c1}) \left(\frac{1}{T_{c1}} - \frac{1}{T_2} \right), \quad (13)$$

где q_{cm} – тепловой поток, подводимый к поверхности МП от рабочих газов.

Производство энтропии $d_i S/dt$ при неравновесных фазовых переходах в элементарном слое пленки ММ можно определить как скалярное произведение вектора обобщенного потока J_j на вектор обобщенных сил X_j . При этом движущую силу массоотдачи легколетучего компонента МП от поверхности раздела в пар можно выразить следующим образом:

$$X_{\sigma 2} = \left[\frac{\mu_2}{T_2} - \frac{\mu_1}{T_1} \right] + i_{\sigma} \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right] + \frac{1}{\rho_{\sigma} \cdot T_2} [P_2 - P_{2\sigma}]. \quad (14)$$

Третья составляющая обусловлена влиянием поверхностных сил. Известно [4], что в зонах вблизи фазовой границы $P_2 - P_{2\sigma} = \partial \Sigma / \partial \delta_{nl}$, где Σ – поверхностное натяжение.

Массовый поток компонентов моторных масел из жидкой фазы в паровую определяется соотношением:

$$J_{\text{исн}} = - \left(D_m \cdot \rho \cdot \frac{dC}{dx} \right) \cdot \frac{1}{1-C} \Big|_{x=\delta_{nl}}, \quad (15) \text{ где } D_m -$$

эффективный коэффициент диффузии смеси паров масляной пленки; C – суммарная концентрация парогазовой смеси на поверхности масляной пленки (МП); ρ – плотность парогазовой смеси.

Скорость продуцирования энтропии $\sigma_{\text{дес}}$, характеризующей степень тепловой деградации свободной энергии системы при термоокислительной полимеризации (деструкции) ММ, можно определить путем применения вероятностно-статистического подхода с использованием вариационного принципа минимума производства энтропии [5].

$$\sigma_{\text{дес}} = \frac{d_i \tilde{S}}{dt} = \frac{1}{2} k_{\text{в}} \sum_n \sum_m w_{nm} [p_n(t) - p_m(t)] \cdot [\ln p_n(t) - \ln p_m(t)] \geq 0, \quad (16)$$

где $p_n(t)$, $p_m(t)$ – распределение вероятностей компонентов ММ в состояниях n и m соответственно; w_{nm} – частота переходов.

Производство энтропии, возникающее вследствие теплопроводности стенки цилиндра двигателя, имеет форму:

$$\frac{d_i S_{cm}}{dt} = J_Q dV \frac{1}{T^2} \frac{dT}{dx}. \quad (17)$$

где J_Q – тепловой поток, определяемый законом Фурье.

Полное производство энтропии в процессах теплопереноса в систему охлаждения двигателя можно выразить следующим образом:

$$\sigma_w = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} q_w(T_{cm}, T_{жс}) \left(\frac{1}{T_{жс}} - \frac{1}{T_{cm2}} \right) dt, \quad (18)$$

где q_w – количество теплоты, отводимое теплоносителем; $T_{жс}$ – температура охлаждающей жидкости.

Таким образом, оценку степени совершенства тепло- и массообменных и физико-химических процессов термодинамических систем тепловых двигателей можно производить по характеру прироста энтропии, минимальное значение которого характеризует максимальные возможности двигателя, при котором необратимые потери работоспособной тепловой энергии будут наименьшими. Комплексная оптимизация технологических процессов систем двигателя с использованием

принципа минимизации энтропийного баланса позволяет подобрать рациональные значения термодинамических параметров рассматриваемых процессов и существенно улучшить топливно-экономические показатели двигателя.

Литература:

1. Розоноэр Л.И. и др. Оптимальное управление термодинамическими системами //Автоматика и телемеханика. –1981.– №1.– с.70–79.
2. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов.– М.: Мир, 1967.– 544 с.
3. Лернер М.С. Горение и экология. – М.: МГП «Контекст». 1992.– 331с.
4. Русанов А.И., Левичев С.А., Жаров В.Г. Поверхностное разделение вещества. – Л.: Химия, 1981. –184 с.
5. Зейнетдинов Р.А. Процессы тепломассобмена с химическими реакциями в моторных маслах в двигателе //Сб. трудов Международной научно-практической конференции «Новые топлива с присадками». – Спб.: Академия прикладных исследований, 2006.– с.101–103.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ СТЕНКИ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ ТЕПЛОВОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Куколев М. И., Петриченко М. Р.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Смешанная линейная задача одномерной теплопроводности выступает в разных жанрах как источник прямых и обратных решений. К сожалению, традиционный аппарат не всегда удобен.

Предлагается следующий алгоритм решения уравнения нестационарной теплопроводности:

$$\frac{\partial T}{\partial \bar{t}} = Fo \frac{\partial^2 T}{\partial \bar{x}^2}, \quad \bar{x} := \frac{x}{L}, \quad \bar{t} := \frac{t}{t_0},$$

со смешанными граничными условиями (третьего рода):

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \bar{x}} \right)_{\bar{x}=0} + B \left(T_s - T(\bar{t}, 0) \right) = 0,$$

$$T(\bar{t}, 1) = 0.$$

Здесь: $Fo = \alpha t_0 / L^2$, $B = \alpha L / \lambda$, T_s – температура «горячего» теплоносителя (газа в цилиндре ДВС, адиабатическая температура стенки), t_0 – период изменения температуры стенки, L – толщина стенки (Рис. 1). Остальные обозначения стандартные.

Пусть известны примитивные (минимальные) периоды функций T_s и B . Тогда t_0 совпадает с общим наименьшим кратным примитивных периодов функций T_s и B и их произведения $\Pi = T_s \cdot B$.

Начиная с этого места, безразмерные переменные x и t не подчеркиваются. Они находятся в пределах $0 < x < 1$ и $-\infty < t < \infty$. Распределение температуры в стенке задается в виде полинома по степеням x с коэффициентами функциями, зависящими от t . Полином:

$$T(x, t) = T_w(t) \left(1 + Bx - (B+1)x^2 \right) - Px(1-x), \quad (1)$$

удовлетворяет граничным условиям по координате x .

Уравнение Фурье равносильно интегральному соотношению:

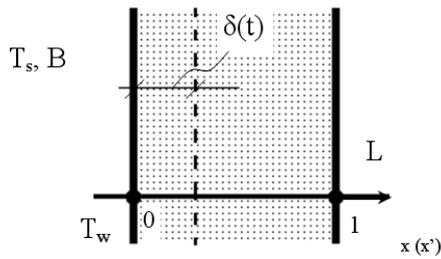


Рис. 1. Схема задачи.

$$\frac{d}{dt} \int_0^1 T(x,t) dx - Fo \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0}^{x=1} = 0, \quad \text{или:}$$

$$\left(\frac{2}{3} + \frac{B}{6} \right) \frac{dT_w}{dx} + \left(\frac{1}{6} \frac{dB}{dt} + 2Fo(B+1) \right) T_w = \frac{1}{6} \frac{d\Pi}{dt} + 2Fo\Pi,$$

причем условие периодичности на температуру $T_w(t)$, $T_w(t \pm 1) - T_w(t) = 0$, эквивалентно данным Коши:

$$T_w(-\infty) = 0. \quad (3)$$

Пусть $f(t) := \frac{\frac{B}{6} + 2Fo(B+1)}{\frac{2}{3} + \frac{B}{6}}, g(t) := \frac{\frac{\Pi}{6} + 2Fo\Pi}{\frac{2}{3} + \frac{B}{6}}, f(t \pm 1) - f(t) = g(t \pm 1) - g(t) = 0.$

Тогда периодическое решение задачи Коши (2,3) имеет вид:

$$T_w(t) = \int_{-\infty}^t g(\tau) \exp\left(-\int_{\tau}^t f(\omega) d\omega\right) dt. \quad (4)$$

Пусть известна функция $T_w(t)$. Тогда (1) можно рассматривать как дифференциальное уравнение:

- для $V(t)$ при известной функции $T_s(t)$;
- для $\Pi(t)$ или для $T_s(t)$ при известной $V(t)$.

Решение обратной некоэффициентной задачи принципиально не отличается от решения прямой задачи.

Пусть теперь все три переменные T_w, T_s и $V(t)$ представимы в виде суммы:

$$A = \bar{A} + A',$$

где $\bar{A} := \int_0^1 A dt$ - осредненное значение переменной, A' - пульсационная компонента

переменной, названная так по аналогии с турбулентностью. Очевидно, все моменты первого порядка равны нулю:

$$\int_0^1 A' dt = 0.$$

В силу (1) осредненная температура стенки:

$$\bar{T} = T_w \left(1 - x^2 \right) + \bar{T}_w \bar{B} x(1-x) + \overline{T_w' B'} x(1-x) - \bar{T}_s \bar{B} x(1-x) - \overline{T_s' B'} x(1-x). \quad (5)$$

Величина осредненного теплового потока на поверхности $x=0$, в силу (5), пропорциональна

$$-\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right)_{x=0} = \bar{B} \left(\bar{T}_s - \bar{T}_w \right) + \overline{T_s' B'} - \overline{T_w' B'}. \quad (6)$$

Пусть осредненные температуры совпадают:

$$\bar{T}_s - \bar{T}_w = 0.$$

Но тогда, в силу (6), осредненный тепловой поток отличен от нуля, поскольку крайние правые слагаемые в выражении (6) являются моментами второго порядка и не обязаны совпадать:

$$\left| \overline{T_s' B'} - \overline{T_w' B'} \right| > 0. \quad (7)$$

Каким образом вводятся «пульсационные» моменты в детерминированную задачу Фурье? Ответ очевиден – через граничные условия третьего рода на горячей поверхности, содержащей произведение числа В на разность нестационарных температур $T_s - T_w$.

Пусть поставлены граничные условия первого рода:

$$T(0, t) - T_w(t) = T(1, t) = 0.$$

Решение задачи Фурье, как и выше (пункт 1), можно представить в виде полинома второй степени:

$$T = T_w(1 - x^2) + a(t)x(1 - x).$$

Тогда для коэффициента-функции $a(t)$ получается уравнение:

$$\frac{da(t)}{dt} + 12Fo \cdot a(t) = -4 \frac{dT_w}{dt} - 12Fo T_w(t).$$

Периодическое решение этого уравнения есть:

$$a(t) = - \left(I + \frac{1}{12Fo} \frac{d}{dt} \right)^{-1} \left(I + \frac{1}{3Fo} \frac{d}{dt} \right) T_w(t),$$

а распределение температуры имеет вид:

$$T = T_w(1 - x^2) - \left(I + \frac{1}{12Fo} \frac{d}{dt} \right)^{-1} \left(I + \frac{1}{3Fo} \frac{d}{dt} \right) T_w x(1 - x).$$

Здесь I – операторная единица; $\left(I + \frac{1}{12Fo} \frac{d}{dt} \right)^{-1} T_w(t)$ – неограниченный оператор, действующий так:

$$\left(I + \frac{1}{12Fo} \frac{d}{dt} \right)^{-1} T_w(t) = \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{1}{(12Fo)^k} \frac{d^k T_w(t)}{dt^k}.$$

В силу закона Ньютона (смешанные условия):

$$-a(t) = B(T_s - T_w).$$

Значит, температура поверхности стенки $T_w(t)$ выражается через адиабатическую температуру $T_s(t)$ и число Био $B(t)$ следующим образом:

$$\left\{ \left(I + \frac{1}{12Fo} \frac{d}{dt} \right)^{-1} \left(I + \frac{1}{3Fo} \frac{d}{dt} \right) + B \right\} T_w = B T_s. \quad (8)$$

В стационарном процессе теплопередачи $\left(\overline{B+1} \right) \overline{T_w} = \overline{B T_s}$. При $Fo \rightarrow \infty$ решение (8) совпадает со стационарным решением. Получается, что пульсационный поток теплоты $\overline{T_s' B'} - \overline{T_w' B'} := \overline{Q^T}$ связан с разрывами температуры $T_w(t)$ и ее производных. Например, ограничиваясь слагаемыми $O(1/Fo^2)$:

$$-\frac{1}{4Fo} \frac{dT_w}{dt} + \frac{1}{48Fo^2} \frac{d^2 T_w}{dt^2} = \overline{Q^T}.$$

Или:
$$-\frac{1}{4Fo} \delta T_w + \frac{1}{48Fo^2} \delta \dot{T}_w = \overline{Q^T},$$

где $\delta T_w := T_w(1) - T_w(0)$. Здесь точкой обозначена производная по времени. Пусть температура стенки и первые m ее производных непрерывны. Тогда

$$\frac{O(1)}{Fo^{m+2}} \delta \left(\frac{d^{m+1} T_w}{dt^{m+1}} \right) = \overline{Q^T}.$$

Итак, происхождение «пульсационной» составляющей теплового потока состоит в существовании разрывов производных температуры поверхности. Происхождение этих «пульсаций» теплового потока, конечно, может трактоваться как стохастический процесс. Но лучше оставаться на традиционной точке зрения и считать, что среднее значение температуры «по количеству осциллограмм» температуры не совпадает со средним по времени значением температуры. Т.е. нужно принимать во внимание, что среднее по ансамблю температур не совпадает со средним по времени - эргодичности нет. Этот факт вполне очевиден.

Действительно, средняя по ансамблю (по числу осциллограмм) температура в фиксированный момент времени совпадает с температурой в фиксированный момент времени при любом числе осциллограмм. Осредненная по времени в пределах осциллограммы процесса температура будет иной. Кроме того, измерение температуры поверхности малоинерционной термпарой в дискретном числовом коде позволяет получить информацию в классе ступенчатых функций с периодом 1. Поскольку замыкание (или переход к пределу при возрастании ранга или тонкости дробления) в классе ступенчатых функций приводит к измеримым на промежутке $0 < t < 1$ функциям, то и температура $T_w(t)$, измеримая на промежутке $0 < t < 1$, с примитивным периодом 1, является функцией времени. Но, измеримая функция лишь на множестве нулевой меры отличается от непрерывной функции. Дифференцируемость же температур по времени ниоткуда не следует. Значит, вариация температуры $\delta T_w(t) = 0$. Однако вариации на периоде производной температуры по времени принципиально не равны нулю.

Для простых оценок пульсационного потока можно использовать такой прием. Возьмем приближенное равенство:

$$a = -T_w - \frac{1}{3Fo} \frac{dT_w}{dt}.$$

Тогда, естественно,

$$\overline{a} + \overline{T_w} = 0.$$

Для граничных условий третьего рода выполняется тождество:

$$a + B(T_s - T_w) = 0.$$

Значит, производя осреднение, получим:

$$\overline{Q^T} = \left(\overline{B+1} \right) \overline{T_w} - \overline{B} \overline{T_s}.$$

Итак, пульсационный тепловой поток обращается в 0 тогда и только тогда, когда температуры стенки (адиабатическая и поверхности) связаны тождеством:

$$T_w = \frac{B}{B+1} T_s.$$

Т.е. в том и только в том случае, если температура явно от времени не зависит. Кстати говоря, возможность связать момент второго порядка с моментами первого порядка $(\overline{Q^T}, \overline{B}, \overline{T_{s,w}})$ обеспечивает детерминированность температуры. В стохастической схеме этот результат едва ли может быть получен.

Среднее арифметическое значение мгновенной температуры стенки,

$$\int_0^1 T(x, t) dx,$$

в силу теоремы Бонне о среднем, представимо в виде [1]:

$$\int_0^1 T(x, t) dx = T_w(t) \delta(t).$$

Здесь $\delta(t)$ – толщина температурного пограничного слоя (глубина проникновения пульсаций температуры). В силу (1):

$$\delta(t) = \frac{2}{3} + \frac{B}{6} - \frac{\Pi}{6T_w}.$$

Или:
$$\bar{T}_w \bar{\delta} + \overline{T_w' \delta'} = \frac{2}{3} \bar{T}_w + \frac{1}{6} \bar{B} \bar{T}_w - \frac{1}{6} \bar{B} T_s + \frac{1}{6} \overline{B' T_w'} - \frac{1}{6} \overline{B' T_s'} = \bar{T}_w \bar{\delta} - \frac{1}{6} \overline{Q^T},$$

причем, здесь отражен вклад пульсаций температур ($T_{w,s}$), теплоотдачи от рабочего тела в стенку (B) и толщины δ в среднее значение глубины проникновения волны. Отсюда:

$$\overline{Q^T} = -6 \overline{T_w' \delta'}.$$

Удается, таким образом, сопоставить «пульсацию» теплового потока с моментом второго порядка, связанным с пульсацией глубины проникновения волны. Получается интересное наблюдение. Пусть

$$\overline{Q^T} > 0.$$

Тогда пульсации температуры и глубины проникновения волны являются величинами разных знаков. Например, пульсация температуры положительна. Тогда глубина проникновения волны утоняется. Если же наоборот, происходит отдача теплоты стенкой («пульсационный» поток теплоты отрицателен), то пульсации температуры и глубины проникновения волны совпадают по знаку. Например, если пульсация температуры положительна, то и пульсация глубина проникновения волны положительна – стенка «подкачивает» теплоту из слоев $x > \delta$.

Литература:

1. Уиттекер Е.Т., Ватсон Дж. Н. Современный анализ, ч.1. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 1962. – С. 94-95.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДАЧИ И РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА В БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЯХ В УСЛОВИЯХ ЗОНАЛЬНОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Мальчук В.И. (МАДИ (ГТУ))

Известно, что экологические и экономические характеристики дизеля (**D**) во многом определяются качеством смесеобразования, которое зависит от того, в какой степени достигнуто взаимное соответствие формы камеры сгорания (**КС**), характеристик впрыскивания, распыливания, параметров воздушного заряда. Проблемы смесеобразования усложняются рядом обстоятельств.

Так, во многих дизелях форсунка расположена асимметрично относительно оси **КС**. Это приводит к тому, что топливо, впрыскиваемое из различных распыливающих отверстий с практически одинаковыми или близкими характеристиками впрыскивания и распыливания, не может в равной степени эффективно сгорать в каждой зоне смешения его с воздухом.

Таким образом, дальнейшее совершенствование рабочего процесса **D** может быть достигнуто созданием оптимальных условий для смесеобразования в каждой конкретной зоне смешения топлива и окислителя с учетом отмеченных выше особенностей конструкции двигателя, т. е. путем реализации зонального смесеобразования (ЗС) [1]. При этом имеется в виду, что число зон в **КС** дизеля соответствует количеству распыливающих отверстий.

Зональное смесеобразование может быть осуществлено практически в любой модели **D** путем модернизации элементов топливной системы (**ТС**) и, в частности, распылителя. Например, более рациональное распределение топлива по зонам **КС** может быть обеспечено применением распылителей с различными по диаметру распыливающими отверстиями.

Работы МАДИ(ГТУ) показывают, что решение отмеченных задач возможно применением традиционных струйных форсунок, но при рациональном выборе конструкции распыляющего аппарата распылителя, в частности, места расположения входных кромок распыливающих отверстий [2] при одинаковых их диаметрах.

Ниже представлены некоторые результаты работ, выполненных в МАДИ(ГТУ) и направленных на улучшение эксплуатационных характеристик **D** путем совершенствования конструкции распылителя, обеспечивающего реализацию в двигателе ЗС.

На рис. 1 – опытные распылители 1 и 2, выполненные на базе серийных изделий НЗТА, и позволяющие корректировать подачу и распыливание топлива с учетом режима работы **D** и особенностей его конструкции.

Распылитель 1 имеет распыливающие отверстия двух групп — 3 и 4. Входные кромки отверстий первой группы расположены в подыгольном объеме 6, а второй — на запирающей конической поверхности 8 корпуса распылителя. Коэффициенты расхода $\mu_{сн}$ и $\mu_{св}$ отверстий 3 и 4 существенно отличаются и зависят от положения иглы y . Это следует из [2] и рис. 5 данной работы. При $y > 0,2$ мм $\mu_{сн} > \mu_{св}$ на 10...30%, при $y < 0,1$ мм $\mu_{сн} > \mu_{св}$ – в 2-4 раза. Это позволяет направленно корректировать подачу топлива по распыливающим отверстиям и, следовательно, по зонам **КС** дизеля.

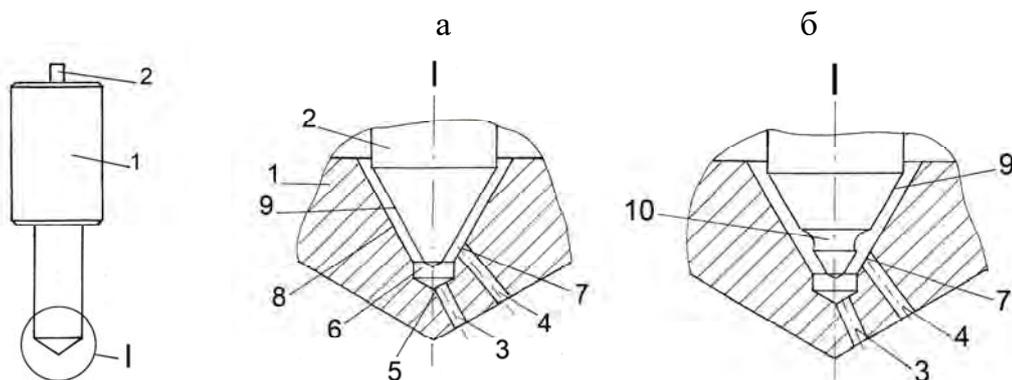


Рис. 1. Корректирующие распылители: а – № 1 (Патент № 2081342 РФ); б – № 2 (А.С. № 1444555 СССР): 1 – корпус; 2 – запирающая игла; 3, 4 – распыливающие отверстия; 6 – подыгольный объем; 8, 9 – запирающие конусы корпуса и иглы; 5, 7 – входные кромки распыливающих отверстий; 10 – кольцевая проточка на игле

Распылитель 2 отличается от распылителя 1 тем, что на запирающей поверхности иглы в области расположения входных кромок распыливающих отверстий второй группы выполнена кольцевая проточка. Она позволяет увеличивать пропускные

способности распыливающих отверстий второй группы на малых подъемах иглы и тем самым корректировать протекание скоростных характеристик топливоподачи. Кроме этого кольцевая проточка в условиях массового производства выравнивает давления, усилия, действующие на запирающий конус иглы и пропускные способности распыливающих отверстий второй группы на частный y .

Распылители были апробированы на моделирующих установках и двигателе. Программа работ включала в себя определение скоростных характеристик топливоподачи, характеристик впрыскивания, распыливания, экономических и экологических показателей дизеля.

Скоростные характеристики топливоподачи определяли по общепринятой методике. На рис. 2 представлены характеристики ТС дизеля 8Ч 11/11,5, укомплектованной последовательно опытными распылителями 1 и 2 с двумя распыливающими отверстиями одинакового диаметра (0,45 мм). Здесь n_k – частота вращения вала насоса, $q_{сн}$ и $q_{св}$ — подача топлива (в % от цикловой $q_{ц}$) через распыливающие отверстия первой и второй групп. Испытания показали, что конструкция распылителя позволяет корректировать подачу топлива по отверстиям с учетом частоты вращения вала насоса n_k . Так, распылитель 1 при $n_k = 100 \text{ мин}^{-1}$ (на пусковом режиме, когда впрыск топлива осуществляется при частичных y) обеспечивает $q_{сн} = 80\%$, $q_{св} = 20\%$, а при $n_k = 1400 \text{ мин}^{-1}$ (на режиме номинальной мощности) – $q_{сн} = 57\%$, $q_{св} = 43\%$. Распылитель 2 обеспечивает массовое перераспределение топлива по зонам КС, но при этом отношения $q_{сн} / q_{св}$ меньше зависят от n_k .

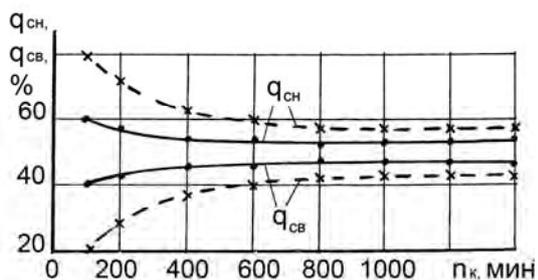


Рис. 2. Скоростные характеристики топливоподачи:

- - распылитель 2;
- - - - - распылитель 1

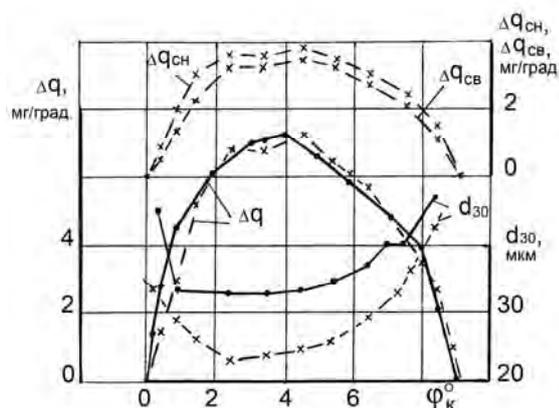


Рис. 3. Характеристики впрыскивания и распыливания топлива

- - исходная комплектация;
- - - - - опытная комплектация

Характеристики впрыскивания и мелкокости распыливания оценивались на механическом стробоскопе щелевого типа. Размер щели составлял 1° поворота вала насоса φ_k . Полученные результаты для ТС дизеля 8Ч 11/11,5 представлены на рис. 3. Здесь Δq , $\Delta q_{сн}$, $\Delta q_{св}$ – массовая подача топлива через форсунку и распыливающее отверстие первой и второй группы за время поворота вала насоса на 1° , d_{30} – среднеобъемный диаметр капель. Режим испытаний: $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 48 \text{ мг}$. Выявлено, что топливо распределяется по распыливающим отверстиям неравномерно. В начальной и конечной фазах впрыскивания, т.е. на частичных подъемах иглы распылителя, для каждого рассматриваемого момента времени через отверстие первой группы подается значительно большая часть топлива. В середине процесса распределение топлива по распыливающим отверстиям выравнивается. Характерно также, что опытная комплектация в сравнении с исходной (укомплекто-

ванной распылителем Bosch) обеспечивает уменьшение подачи топлива в КС за первые 2° поворота вала насоса \approx на 19%. Это объясняется отмеченными выше особенностями гидравлических характеристик распыливающих отверстий.

Исследование мелкости распыливания показало, что корректирующий распылитель позволяет получить более мелкое распыливание топлива. Относительное изменение d_{30} достигало 30...35% (рис. 3). Опыты проводились с отбором порций топлива через два отверстия каждого распылителя. Полученный результат объясняется следующим. Ранее было показано, что распыливающее отверстие второй группы 4 (см. рис. 1) при прочих равных условиях обеспечивает более мелкое распыливание топлива [2]. Кроме этого корректирующий распылитель 1 позволяет получить более высокие максимальные и средние давления впрыскивания (рис. 6).

Результаты исследований динамики струй распыленного топлива даны на рис. 4. Опыты проводили на моделирующей установке со статическими параметрами среды (азот) при давлении 1,5 МПа и температуре 20 °С. Для регистрации струй распыленного топлива применяли скоростную кинокамеру СКС-2М. На рис. 4 $L_{ст}$ – длина струй распыленного топлива, впрыскиваемого через отверстия первой и второй группы; τ – время с момента начала процесса, $C_{ст}$ – скорость переднего фронта струй. ТС и режимы испытаний были такими же как в предыдущих опытах.

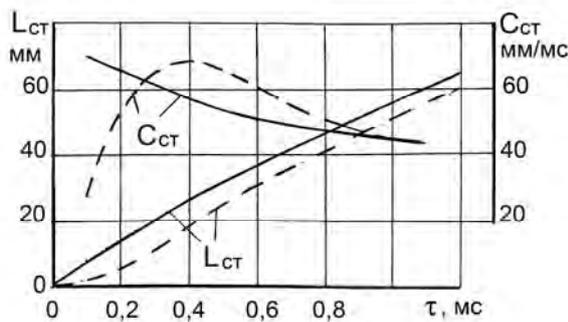


Рис. 4. Динамика струй распыленного топлива: ———— распыливающее отверстие первой группы ($L_{сн}$, $C_{сн}$); — — — распыливающее отверстие второй группы ($L_{св}$, $C_{св}$)

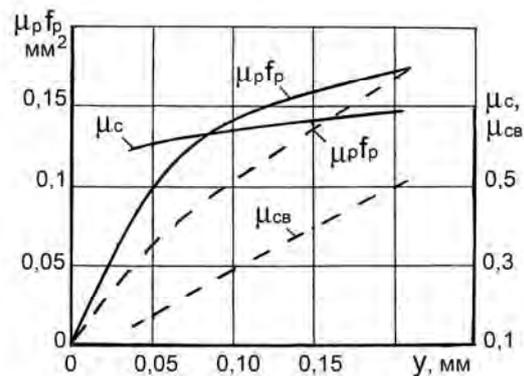


Рис. 5. Гидравлические характеристики распылителей: ———— - распылитель НЗТА; — — — - корректирующий распылитель 1

Как видно, струя $L_{сн}$ опережает струю $L_{св}$ во все периоды впрыскивания, при этом имеет место относительная коррекция $C_{ст}$ и $L_{ст}$ струй. Полученные результаты показывают, что с позиции совершенствования смесеобразования в **D** с асимметричным расположением форсунки относительно оси камеры сгорания целесообразно ориентировать распыливающие отверстия первой группы на дальние стенки **КС**, а второй группы – на ближние.

В частности, для дизеля 4Ч 10,5/12, укомплектованного трехструйным распылителем, можно рекомендовать одно отверстие первой группы и два отверстия – второй. Это создает условия для совершенствования рабочего процесса **D** путем более рационального распределения топлива как по зонам смешения его с воздухом, так и по пристеночным объемам **КС**. Последнее обеспечивается при условии, что за период задержки воспламенения все струи достигают стенок камеры сгорания примерно одновременно. Это возможно при использовании опытного распылителя.

На рис. 5 даны результаты расчетно-экспериментальной оценки исходного и корректирующего распылителя (1) подготовленных к моторным испытаниям на дизеле 4Ч 10,5/12. Комплектация распылителей осуществлялась из условия, что они должны обеспечить одинаковую пропускную способность $\mu_p f_p$ при $u = u_{\max}$. Это достигалось путем изменения диаметров распыливающих отверстий. Исследования и анализ гидравлических характеристик распылителей осуществлялся по методикам работ [3, 4].

Из рис. 5 следует, что пропускная способность опытного распылителя на частичных u меньше чем $\mu_p f_p$ исходного. Это объясняется тем, что $\mu_{св}$ у опытного распылителя всегда меньше, чем μ_c исходного – НЗТА.

В результате корректирующий распылитель обеспечивает более высокие максимальные $P'_{ф \max}$ и средние $P_{p \text{ ср}}$ давления впрыскивания (рис. 6). Параметры впрыскивания (см. рис. 6) определялись расчетным методом по программе гидродинамического расчета, созданной И.В. Астаховым и Л.Н. Голубковым, [5], которая была дополнена блоком расчета $q_{сн}$, $q_{св}$, $P_{p \text{ ср}}$, выполненным с учетом методики работы [3].

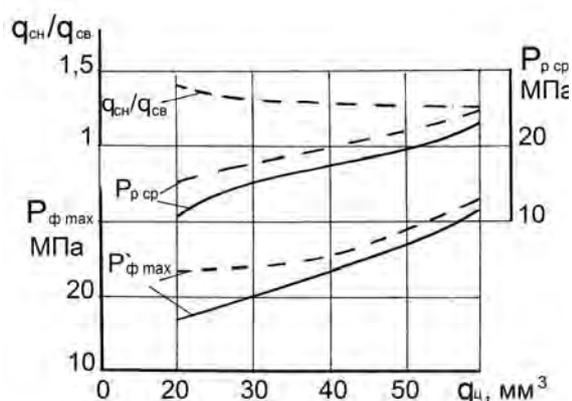


Рис. 6. Влияние цикловой подачи топлива на параметры впрыскивания: ——— исходная комплектация; — — — опытная комплектация

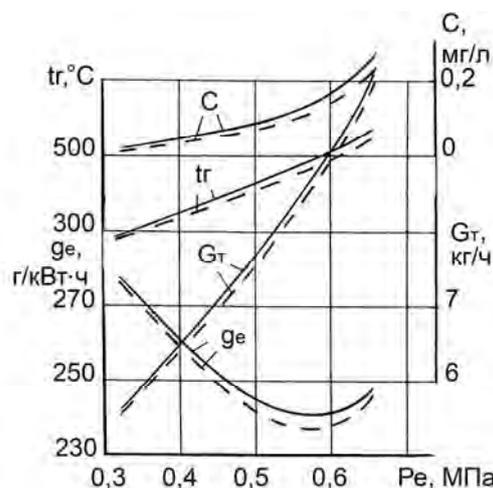


Рис. 7. Нагрузочная характеристика дизеля 4Ч 10,5/12: ——— - исходная комплектация; — — — - опытная комплектация

Об эффективности использования распылителя 1 на дизеле 4Ч 10,5/12 можно судить по рис. 7, где показана нагрузочная характеристика двигателя при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. Здесь g_e , G_T – удельный эффективный и часовой расходы топлива, t_r – температура отработавших газов, C – содержание твердых частиц в продуктах сгорания. В этих опытах ориентация распыливающих отверстий распылителей (серийных и экспериментальных) в КС дизеля и их эквивалентные проходные сечения при $u = u_{\max}$ были одинаковыми. Распыливающие отверстия второй группы у опытных распылителей обеспечивали по 30 % цикловой подачи при $P_e = 6,5 \text{ МПа}$. Серийные распылители имели равномерную подачу топлива по камере сгорания.

Испытания показали, что опытные распылители позволяют улучшить экологические характеристики D . При $P_e = 6,5 \text{ МПа}$ C уменьшилось на $\approx 25\%$, причем топливная экономичность D несколько улучшилась – на $2 \dots 3 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. Это объясняется более рациональным распределением топлива по зонам камеры сгорания и улучшением мелкости распыливания топлива, о чем говорилось выше.

Таким образом, полученные данные свидетельствуют о работоспособности и эффективности представленных разработок, позволяющих корректировать подачу и распыливание топлива в камере сгорания **D** с учетом особенностей его конструкции и режимных параметров. Это создает условия для улучшения эксплуатационных характеристик **D** путем реализации в нем зонального смесеобразования.

Литература:

1. Луканин В.Н., Мальчук В.И. Концепция зонального смесеобразования и методы ее реализации в многотопливном дизеле // Совершенствование рабочих процессов и конструкции автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1989. – С. 5-12.
2. Мальчук В.И., Трусов В.И. Методы совершенствования подачи и распыливания топлива в условиях ограничений на таксичность отработавших газов // Вестник МАДИ(ГТУ), вып. 3. – 2004. – С. 39-46.
3. Мальчук В.И. Метод расчета рабочего процесса аппаратуры коррекции подачи топлива по зонам камеры сгорания // Вестник МАДИ(ГТУ), вып. 2. – 2004. – С. 25-29.
4. Мальчук В.И., Ареф А.А., Сидина М.М. Метод экспериментальной оценки гидравлических параметров распылителей быстроходных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М. – 2000. – С. 132-140.
5. Топливные системы и экономичность дизелей / Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

АЛЬТЕРНАТИВА КОЭФФИЦИЕНТУ НАПОЛНЕНИЯ

Матюхин Л.М. (Московский Автомобильно-дорожный институт – ГТУ)

Являясь одними из основополагающих понятий теории ДВС, коэффициенты наполнения (η_v) и остаточных газов (γ_r) вместе с тем недостаточно удобны для оценки наполнения. Так, коэффициенту η_v присущи следующие недостатки:

1. его значения при одном и том же массовом наполнении могут быть различными в зависимости от параметров заряда на входе в цилиндр.
2. одной и той же величине η_v в случае одинакового рабочего объема и разных степеней сжатия соответствует рабочая смесь различного состава,
3. нецелесообразно оценивать наполнение, относя его лишь к рабочему объему – в конце такта впуска свежий заряд заполняет *полный объем* цилиндра V_a , а в конце такта сжатия занимает *объем камеры сгорания*. Очевидно, что мощность двигателя определяется степенью заполнения в конце процесса впуска свежим зарядом не рабочего, а полного объема цилиндра,
4. с помощью η_v не может быть установлено предельное, максимальное значение коэффициента, к которому следует стремиться для организации «идеального» наполнения и для достижения наивысших мощностных показателей двигателя.
5. среднее индикаторное давление цикла (p_i) при одинаковом рабочем объеме, а также одном и том же наполнении не может не зависеть от степени сжатия (в используемых ныне формулах для вычисления p_i с применением η_v степень сжатия присутствует лишь в неявном виде).
6. Отсутствует четкая и логически однозначная зависимость между η_v и γ_r .

Известно, что дозирование топлива должно осуществляться исходя из *состава рабочей смеси и количества поступающего в цилиндры двигателя окислителя*

[4]. Это дает основания утверждать, что оценивать наполнение удобнее величинами, характеризующими состав находящейся в цилиндре смеси и однозначно связанными с массовым наполнением, а не посредством (η_v).

Для оценки качества процесса наполнения целесообразно соотносить количество молей поступившего в цилиндр свежего заряда с количеством находящейся в нем молей рабочей смеси, то есть оценивать результаты газообмена составом образующейся в процессе впуска рабочей смеси. Это представляется тем более удобным, что мольные доли равны объемным, благодаря чему соответствующие теоретические построения и математические выкладки легко иллюстрируются графически, а потому оказываются весьма наглядными.

Традиционно используемая при расчетах формула [1]:

$$\eta_v = \varphi_1 \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r + \Delta T + \varphi \cdot \gamma_r \cdot T_r}$$

справедлива для двигателей, работающих на жидких топливах, но не может применяться в случае газовых двигателей, поскольку не учитывает «вытеснения» из цилиндра части воздуха газообразным топливом.

В соответствии с законом Дальтона объем смеси, равный полному объему цилиндра, может быть представлен (рис. 1) в виде парциальных объемов компонентов, т.е.

$$V_a = V_T^a + V_B^a + V_r^a,$$

где V_T^a , V_B^a и V_r^a – объемы газообразного топлива, воздуха и ОГ, приведенные к параметрам точки «а» индикаторной диаграммы. После деления данного равенства на V_a получаем:

$$1 = \sigma_T + \sigma_B + \sigma_r, \quad (1)$$

где под σ_i подразумеваются объемные доли топлива, воздуха и остаточных газов.

Сумма $V_T^a + V_B^a = V_{сз}^a$ объемов газового топлива и воздуха равна парциальному объему свежего заряда, и сумма долей $\sigma_B + \sigma_r = \sigma_{сз}$ – его объемной доле.

Выражение для определения коэффициента избытка воздуха может быть представлено следующим образом:

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot l_0} = \frac{N_B \cdot \mu_B}{N_T \cdot \mu_T \cdot l_0}, \quad \text{где под } N_i \text{ и } \mu_i \text{ подразумеваются количества и массы}$$

молей соответствующих компонентов. После деления числителя и знаменателя на суммарное количество молей смеси N получаем

$$\alpha = \frac{\frac{N_B}{N} \cdot \mu_B}{\frac{N_T}{N} \cdot \mu_T \cdot l_0} = \frac{\sigma_B \cdot \mu_B}{\sigma_T \cdot \mu_T \cdot l_0}, \quad \text{поскольку мольные доли } \sigma_i = \frac{N_i}{N} = \frac{V_i}{V} \text{ равны долям}$$

объемным.

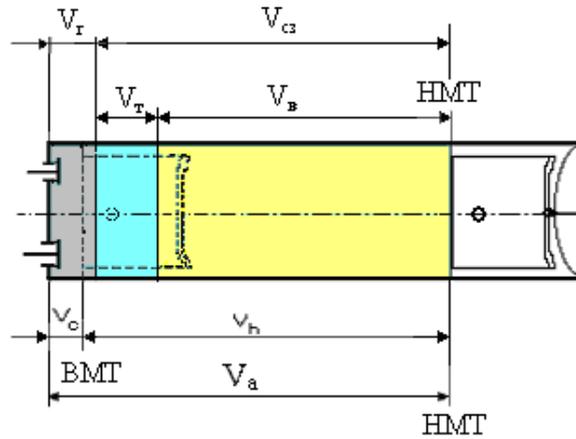


Рис. 1. Объем рабочей смеси как сумма парциальных объемов остаточных газов, топлива и воздуха

Из последнего выражения имеем:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_b \cdot \mu_b}{\alpha \cdot \mu_r \cdot l_0}. \quad (2)$$

Но в соответствии с (1) доля свежего заряда равна

$$\sigma_{cz} = \sigma_r + \sigma_b = 1 - \sigma_r, \quad (3)$$

где величина доли ОГ может быть определена через парциальный объем ОГ V_r^a

[2] с использованием уравнения приведения: $\frac{V_c \cdot p_r}{T_r} = \frac{V_r^a \cdot p_a}{T_a}$. Здесь p_r и T_r – па-

раметры ОГ в точке «r» индикаторной диаграммы, а p_a и T_a в правой части равенства соответствуют давлению и температуре в точке «a» индикаторной диаграммы. Таким образом, V_r^a есть приведенный к параметрам точки «a» объем остаточных газов.

Поскольку $V_r^a = V_c \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_r}$, после деления на полный объем цилиндра, равный объему рабочей смеси, получаем:

$$\sigma_r = \frac{V_r^a}{V_a} = \frac{p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r}. \quad (4)$$

После подстановки значений σ_r и σ_b в выражение (3) имеем:

$$\sigma_b \cdot \left(1 + \frac{\mu_b}{\alpha \cdot \mu_r \cdot l_0}\right) = 1 - \frac{p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \quad \text{или} \quad \sigma_b \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0}\right) = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r},$$

(так как $l_0 = L_0 \cdot \mu_b$). В результате простых преобразований получаем окончательно:

$$\sigma_b = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0}{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0 + 1}. \quad (5)$$

Или, с учетом дозарядки,

$$\sigma_b = \varphi_1 \cdot \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0}{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0 + 1} \quad (5a)$$

Принимая в расчет выражение (2), формулу для определения доли газообразного топлива можно записать следующим образом

$$\sigma_{\tau} = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \mu_{\tau} \cdot L_0 + 1} \quad (6)$$

$$\text{или } \sigma_{\tau} = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{\varphi_1}{\alpha \cdot \mu_{\tau} \cdot L_0 + 1}. \quad (6a)$$

При питании двигателя жидким топливом вторая дробь в формуле (5a) стремится к единице, и расчетная формула принимает вид ([2]):

$$\sigma_{\nu} = \varphi_1 \cdot \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r}.$$

Последняя дробь в формуле (6a) становится при этом пренебрежимо малой и доля топлива в рабочей смеси может не приниматься в расчет. Это означает, что $\sigma_{\varepsilon_3} = \sigma_{\nu}$.

Таким образом, доли отдельных компонентов рабочей смеси могут быть определены по формулам (4), (5) и (6), и – как это нетрудно проверить – их сумма равна единице

Величину среднего индикаторного давления p_i двигателя легко представить через долю свежего заряда σ_{ν} . Действительно:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{G_{\tau}^{\text{н}} \cdot H_u \cdot \eta_i}{V_h} = \frac{\sigma_{\nu} \cdot V_a \cdot \rho_a \cdot H_u \cdot \eta_i}{\alpha \cdot l_0 \cdot (V_a - V_c)}, \text{ где } G_{\tau}^{\text{н}} \text{ – цикловой заряд топлива, а } \rho_a$$

– плотность свежего заряда при параметрах точки диаграммы «а». В итоге формула принимает следующий вид:

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \sigma_{\nu} \cdot \rho_a. \quad (7)$$

Используя формулу приведения

$$\rho_a = \rho_k \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a},$$

получаем выражение

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \sigma_{\nu} \cdot \rho_k. \quad (7a)$$

позволяющее анализировать влияние на мощностные характеристики двигателя параметров заряда на входе в цилиндр.

В отличие от приводимого в учебниках [1] выражения для определения среднего индикаторного давления

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \rho_k, \quad (8)$$

формулы (7...7a) в явном виде показывают зависимость мощностных показателей двигателя от степени сжатия и от состава рабочей смеси. Этими формулами можно пользоваться и для газовых двигателей, поскольку «вытеснение» воздуха газообразным топливом учитывается величиной σ_{ν} . Кроме того, полученные выражения для определения как долей компонентов рабочей смеси, так и среднего индикаторного давления весьма удобны с дидактической точки зрения, поскольку упрощают анализ влияния различных факторов (через величины V_{τ} и V_r) на результаты процессов газообмена и индикаторные показатели двигателя.

Идеальное наполнение при отсутствии в цилиндрах ОГ ($\sigma_{\varepsilon_3} = 1$) означало бы давления и температуры заряда, равные таковым на входе в двигатель. Однако благо-

даря наличию гидравлических сопротивлений впускного тракта и его подогрева давление в точке «а» индикаторной диаграммы всегда ниже p_k , а температура – выше T_k . В общем случае совершенство впускного тракта и, соответственно, отличие реального наполнения от идеального можно оценить неким коэффициентом «ухудшения наполнения», представляющим собой отношение полного объема цилиндра (свежего заряда) к тому объему, который занимал бы свежий заряд при идеальном наполнении (при p_k и T_k), будучи приведенным к условиям точки «а» индикаторной диаграммы:

$$k = \frac{V_a}{V_a^{\text{теор}}}. \text{ Воспользуемся уравнением приведения: } \frac{V_a^{\text{теор}} \cdot p_a}{T_a} = \frac{V_a \cdot p_k}{T_k}, \text{ откуда}$$

$$V_a^{\text{теор}} = V_a \cdot \frac{p_k}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_k}. \text{ Тогда } k = \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a}. \quad (9)$$

Чем ближе к единице величина коэффициента «к», тем совершеннее впускной тракт.

Связь между σ_{c3} и γ_r находится из выражения

$$\eta_v = \frac{N_B}{N_B^{\text{теор}}} = \frac{V_B}{V_B^{\text{теор}}} = \frac{\sigma_B \cdot V_a}{V_h^{\text{теор}}}, \text{ где в знаменателе – приведенный к условиям точки «а»}$$

объем воздуха, заполняющего при p_k и T_k пространство между ВМТ и НМТ цилиндра.

$V_h^{\text{теор}} = V_h \cdot \frac{p_k}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_k}$, что после подстановки и несложных преобразований дает выражение:

$$\eta_v = \sigma_B \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \quad (10)$$

$$\text{или, с учетом (9) } \eta_v = \sigma_B \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot k. \quad (10a)$$

Подстановка η_v из (10) в (8) приводит к получению выражения (7a).

Расчет доли свежего заряда по результатам эксперимента можно проводить по выражению ([2]):

$$\sigma_{c3} = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot G_B \cdot 10^3}{30 \cdot n \cdot \varepsilon \cdot i V_h \cdot \rho_B}.$$

Немаловажным достоинством использования объемных долей является простая связь между ними: $\sigma_{c3} + \sigma_r = 1$, что позволяет применять для оценки качества газообмена, а также и в любых используемых в тепловом расчете математических зависимостях лишь долю в рабочей смеси свежего заряда σ_{c3} , поскольку $\sigma_r = 1 - \sigma_{c3}$.

При рециркуляции отработавших газов их введение в двигатель со свежим зарядом неизбежно сказывается на наполнении цилиндров и, соответственно, на соотношении в рабочей смеси количеств продуктов сгорания и свежего заряда. Как показано в [3], доля свежего заряда при этом уменьшается на величину $\Delta\sigma = \sigma_{c3} - \sigma'_{c3} = R_c \cdot \sigma_{c3}$, где R_c есть степень рециркуляции. В относительных единицах ухудшение наполнения численно равно степени рециркуляции продуктов сгорания, поскольку $\delta(\sigma) = \Delta\sigma / \sigma_{c3} = R_c$, то есть, ухудшение наполнения и снижение доли топливовоздушной смеси в рабочей смеси прямо пропорциональны степени рециркуляции продуктов сгорания.

Таким образом, можно констатировать:

- объемная доля свежего заряда $\sigma_{сз}$ ($\sigma_{в}$ в случае питания двигателя жидким топливом) однозначно связана с массовым наполнением цилиндров,
- оценка качества наполнения через доли свежего заряда и остаточных газов наглядна и методически удобна, поскольку между долями и, соответственно, количествами в цилиндре свежего заряда и остаточных газов существует однозначная зависимость (отсутствующая между η_v и γ_r): $\sigma_{сз} = 1 - \sigma_r$,
- отсутствует необходимость во введении каких-либо дополнительных показателей для определения содержания в рабочей смеси ОГ, поскольку $\sigma_r = 1 - \sigma_{сз}$, что упрощает формулы, используемые при тепловом расчете,
- объемные доли рабочей смеси позволяют не только адекватно оценивать результаты процессов газообмена, но характеризуют также и состав находящейся в цилиндре рабочей смеси, что также упрощает определение всех ее термодинамических параметров даже в случае использования рециркуляции ОГ ([3]).
- большинство безразмерных коэффициентов, включая коэффициенты полезного действия, представляют собой некие доли, максимальные величины которых ограничены единицей. Аналогично – значение доли свежего заряда $\sigma_{сз}^{max} = 1$ соответствует идеальному наполнению, при котором рабочая смесь не содержит ОГ и состоит исключительно из свежего заряда.
- использование объемных долей позволяет в явном виде представлять зависимость среднего индикаторного давления от степени сжатия и подсчитывать значение p_i в том числе для газовых двигателей и для двигателей с переменной степенью сжатия.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Кн. 1 / п/р В.Н.Луканина, М.: Высшая школа», 2005. – 345 с.
2. Матюхин Л.М. Альтернативный способ оценки качества газообмена в ПДВС. Вестник МАДИ (ГТУ), / МАДИ. Вып. 7, 2006, стр. 11-15.
3. Матюхин Л.М. Использование объемных долей компонентов рабочей смеси для проведения теплового расчета двигателя, М. Вестник МАДИ (ГТУ) / Вып. 1 (8), 2007, стр.46 -51.
4. Электронное управление автомобильными двигателями. М. Машиностроение, 1994 – 14, 15, 19, 21 с

КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ИЗЛУЧЕНИЯ ПЛАМЕНИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Руднев Б.И., Повалихина О.В. (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет)

Для обоснованного расчета локального радиационного теплового потока, передаваемого от пламени к стенкам камеры сгорания (КС) дизельного двигателя, необходимо располагать надежными данными по температуре пламени, его интегральной степени черноты, радиационным свойствам поверхностей и оптико-геометрическим характеристикам системы в целом.

В теории радиационного теплообмена показано, что частицы сажи в видимой области спектра являются основным излучателем, определяющим эмиссионную способность дизельного пламени. Кроме того, А.Г. Блох [1] выделяет следующие

пять участков в ближней инфракрасной области, излучение на которых также связано только с излучением твердых частиц сажистого углерода: $\Delta\lambda_1 = 0,99-1,03$ мкм; $\Delta\lambda_2 = 1,23-1,25$ мкм; $\Delta\lambda_3 = 1,07-1,70$ мкм; $\Delta\lambda_4 = 2,10 - 2,27$ мкм; $\Delta\lambda_5 = 3,57 - 4,00$ мкм. Эти положения в полной мере распространяются и на пламя в КС дизельного двигателя.

Основными факторами, влияющими на интенсивность излучения светящегося пламени, являются: температура, оптическая толщина излучающего слоя, размеры и концентрация излучающих частиц сажи.

Следует отметить, что дизельное топливо является весьма сложной смесью углеводородов. Разлагаясь в процессе сгорания на самые различные соединения (это определяется совокупностью факторов: локальными температурами, локальными значениями коэффициентов избытка воздуха, давлением в КС и т.п.), эти составляющие могут иметь целый набор температур сгорания.

В таблице приведены теоретические температуры сгорания некоторых составляющих дизельного топлива по данным [2].

Теоретические температуры сгорания составляющих дизельного топлива.

Составляющая дизельного топлива	Химическая формула составляющей	Теоретическая температура сгорания, К
Окись углерода	СО	2615
Водород	H ₂	2490
Пропан	C ₃ H ₈	2629
Этилен	C ₂ H ₄	2523
Ацетилен	C ₂ H ₂	2859

Процесс излучения дизельного пламени существенно зависит от вида КС, быстроходности двигателя, вида применяемого топлива, угла опережения впрыска и режима работы. Изменение этих параметров оказывает влияние на эмиссионные свойства пламени в основном через концентрацию частиц сажи в пламени и температуру. Отмеченное подтверждается и результатами экспериментальных исследований радиационного теплообмена в КС дизельных двигателей [3,4,5,6]. Опытные значения температуры пламени лежат в пределах 2100 – 2350 К, интегральная степень черноты пламени в зависимости от режима работы дизелей достигает значений 0,30 – 0,35. Рост частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению радиационного теплового потока, но это увеличение не было ей пропорционально. Это означает, что потери теплоты через излучение должно оказывать большее влияние на КПД двигателя при малых частотах вращения. Анализ результатов, полученных в [3] при переменном угле опережения подачи топлива (в пределах от 10 до 30° ПКВ до ВМТ) и повороте распылителя форсунки на 36° в плане относительно оси КС, позволяет сделать следующие выводы.

При увеличении опережения подачи топлива за пределы 20° ПКВ до ВМТ происходило возрастание задержки воспламенения с изменением характера сгорания. Сравнение наблюдаемых в опытах значений температуры пламени показывает, что с увеличением опережения впрыска ее максимум сильно возрастает. Для режимов с углами опережения впрыска 10 и 30° до ВМТ различие в максимумах температуры пламени составило примерно 480 градусов. Максимальное значение радиационного теплового потока для угла опережения впрыска топлива 30° было примерно в 1,65 раза больше, чем при угле опережения впрыска 10° до ВМТ. Сравнение

среднего за цикл радиационного теплового потока показало, что он возрос примерно в 1,34 раза при увеличении опережения впрыска с 10 до 30° .

В этой же работе зафиксировано отличие в величинах среднего по времени радиационного теплового потока при испытании на нормальном гептане и дизельном топливе в пределах 20%. Путем изменения пропорции при смешении различных объемов эталонных топлив в [3] было исследовано влияние цетанового числа (для цетановых чисел 30, 40 и 50) на излучение пламени. Испытание дизельного двигателя при этом проводилось как без наддува, так и при имитации турбонаддува. Данные для режимов без наддува показывают увеличение задержки воспламенения при снижении цетанового числа, при этом также наблюдалось значительное снижение максимума плотности радиационного теплового потока. Величина последнего для цетанового числа 50 составляла $1,47 \cdot 10^6$ Вт/м² против $1,25 \cdot 10^6$ Вт/м² для топлива с цетановым числом 40 и $1,09 \cdot 10^6$ Вт/м² для цетанового числа 30. Максимальные давления в цилиндре, которые наблюдались при этих испытаниях показывают снижение P_{\max} при увеличении цетанового числа. Значения средних по времени плотности радиационного теплового потока имели ту же тенденцию, что и его максимальная величина изменяясь от $0,449 \cdot 10^6$ Вт/м² для топлива с цетановым числом 30 до $0,611 \cdot 10^6$ Вт/м² для цетанового числа 50.

При имитации турбонаддува отмечалось более высокое значение максимальной плотности радиационного теплового потока как для топлива с цетановым числом 30, так и для цетанового числа 50, по сравнению с топливом, имеющим цетановое число 40 (соответственно $1,47 \cdot 10^6$ Вт/м², $1,49 \cdot 10^6$ Вт/м² и $1,35 \cdot 10^6$ Вт/м²). Таким образом, при изменении цетанового числа за счет вариации процентного состава вторичных эталонных топлив оказалось, что наименьшее излучение дает топливо со средним цетановым числом 40 (максимальное значение плотности радиационного теплового потока составляет $1,35 \cdot 10^6$ Вт/м²).

При испытаниях дизеля на топливе различных групп углеводородов с постоянным цетановым числом было установлено увеличение радиационного теплового потока для смеси толуен – нормальный гептан по сравнению с двумя другими топливами. Последнее объясняется значительным увеличением концентрации частиц сажи в зоне реакции в виду высокого отношения числа атомов углерода и водорода в этом топливе. В частности, величина максимальной плотности радиационного теплового потока для смеси толуен – нормальный гептан составила $1,65 \cdot 10^6$ Вт/м², для смеси изооктан – нормальный гептан - $1,51 \cdot 10^6$ Вт/м² и $1,25 \cdot 10^6$ Вт/м² для смеси изооктен – нормальный гептан, т.е. увеличение потока излучения между первой и последней смесью равно 30%.

Приведенные результаты подтверждают высокую степень влияния режима работы, частоты вращения коленчатого вала, вида применяемого топлива (как при смесях с постоянным цетановым числом, так и при его переменном значении) и угла опережения впрыска на процесс тепловыделения, сажеобразования и излучения пламени в КС дизельного двигателя.

Полученные в результате анализа особенностей излучения пламени в КС дизельных двигателей данные по его температурам, плотности радиационного теплового потока и влиянию на них режимов работы, частоты вращения коленчатого вала и вида применяемого топлива позволяет более обоснованно подходить к созданию математических моделей теплообмена излучением и отказаться от задания априори некоторых важных параметров, определяющих тепловую нагрузку деталей цилиндропоршневой группы.

Литература:

1. Блох А.Г. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 240с.
2. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. – М.: Мир, 1975. – 934с.
3. Flynn P., Mizusawa M., Uyehara O.A., Myere P.S. An experimental determination of the instantaneous potential radiant heat transfer within an operating Diesel engine //SAE Preprints, 1972, № 720022. – 32p.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592с.
5. Rudnev B.I., Bepalov V.M., Izrailsky Yu.G. Tsitsiashvili G.Sh. A simple model of convective heat transfer in combustion chamber of diesel engine //Fourth International Symposium on Small Diesel Engines. – Journal of Polish CIMAC. – Vol. 2. - № 1. – Warsaw, Poland, 1996. – P. 177 – 182.
6. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221с.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Вершина Г.А., Тамкович Е.С.

(Белорусский национальный технический университет)

Возрастающая энергонасыщенность сельскохозяйственных и транспортных средств требует повышения удельных мощностей существующих и разрабатываемых силовых установок.

Наиболее эффективным способом увеличения литровой мощности двигателя является повышение давления наддува, а также понижение температуры свежего заряда на впуске, путем применения промежуточных охладителей наддувочного воздуха (ПОНВ).

Для изучения влияния характеристик газотурбинного наддува и ПОНВ при их работе в системе силовой установки в условиях динамического нагружения на основе работ [1, 2] на кафедре «ДВС» БНТУ была разработана нелинейная математическая модель САРЧ высокофорсированного дизельного двигателя [3]. В общем виде она включает следующие дифференциальные уравнения элементов ДВС:

- уравнение двигателя;
- уравнение турбокомпрессора с регулируемым наддувом;
- уравнения промежуточного охладителя с регулятором температуры наддувочного воздуха;
- уравнение впускного коллектора;
- уравнение выпускного коллектора;
- уравнение автоматического регулятора частоты вращения.

где: Ω и Ω_k – частота вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора; n – обороты коленчатого вала двигателя; φ – угол поворота коленчатого вала двигателя; M_i – индикаторный крутящий момент двигателя; M_c – момент механических потерь; M_n – нагрузочный момент; J_m – момент инерции вращающихся и приведенных к коленчатому валу возвратно-поступательно движущихся масс КШМ; J_k – момент инерции ротора турбокомпрессора; M_T , $M_{T.k}$ – моменты, развиваемые турбиной и компрессором; ΔM_T – дополнительный момент,

противоположный моменту создаваемому турбиной, образующийся в результате перепуска излишков сжатого компрессором воздуха в случае достижения давления наддува P_k значений выше номинального $P_{к.ном.}$ и ограничивающий частоту вращения ротора турбокомпрессора [4]. G_a – расход сжатого воздуха через ПОНВ; G_e – расход воздуха через один цилиндр двигателя; G_w – расход теплоносителя (воздуха); G_k – расход воздуха через компрессор; g_a – масса воздуха в охлаждаемой части ПОНВ; g_w – масса теплоносителя (воздуха) в ПОНВ; P_s, T_s – давление и температура во впускном коллекторе; C_{pa}, C_{pw} – теплоемкости наддувочного воздуха и теплоносителя при $p=const$; F_w, F_a – площади поверхностей ПОНВ со стороны теплоносителя (наружная) и в самом охладителе (внутренняя); a_a, a_w – коэффициенты теплоотдачи от наддувочного воздуха – материалу ПОНВ и от материала ПОНВ – теплоносителю (воздуху); G_m, C_m – масса и теплоемкость материала охладителя; T_k, P_k – температура и давление воздуха после компрессора; P_{Tr} – давление отработавших газов перед турбиной; T_w – температура теплоносителя при его выходе из ПОНВ; T_θ – температура материала ПОНВ; T'_s – температура воздуха после ПОНВ; V_s – суммарный объем впускного коллектора и ПОНВ; $V_{вып.}$ – объем выпускного коллектора; ρ_s – плотность воздуха на входе во впускном коллекторе; ρ_k, ρ_T – плотность воздуха после компрессора и газов перед турбиной; $n_{вк}$ – показатель политропы сжатия для впускного коллектора и неохлаждаемого трубопровода; n_T – показатель политропы расширения газов в турбине.

Для топливных насосов класса УТН и Motorpal параметры регулятора следующие: h_1, W_1, h_2, W_2, h_3 и W_3 – перемещения и скорости промежуточного (ход рейки ТНВД), основного рычагов регулятора и штока пневмокорректора; E_1, E_2, E_3, E_4 – восстанавливающие силы регулятора; m_1, m_2, m_3 – приведенные массы рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД), рычага регулятора и пневмокорректора; ν_1, ν_2, ν_3 – факторы торможения трения муфты, основного рычага регулятора и рейки ТНВД; $P_{ц}$ – поддерживающая сила регулятора.

Модель учитывает процессы, происходящие в цилиндре ДВС, в том числе в процессе подачи, испарения и сгорания топлива в зависимости от угла поворота коленчатого вала [5]. Таким образом, в любой момент времени определяется давление газов в цилиндре, а, следовательно, и крутящий момент.

Данная модель позволяет исследовать влияние конструктивных параметров входящих в нее систем на технико-экономические показатели и, при необходимости, провести их оптимизацию.

Проведенные с помощью математической модели исследования показали, что одной из величин, позволяющих качественно воздействовать на процессы, происходящие в цилиндре двигателя, может стать температура воздуха на выходе из ПОНВ. Это подтверждается также результатами работ [6, 7, 8], в которых проведен анализ влияния изменения температуры воздуха на выходе из охладителя $T_{вых}$ на основные показатели и характеристики работы дизельного двигателя 6ЧН18/22. Авторами статей сделан вывод, что оптимальная степень понижения температуры наддувочного воздуха зависит от нагрузки дизеля. При работе двигателя в условиях неустановившихся режимов необходимо предусматривать возможность регулирования степени охлаждения воздуха в зависимости от нагрузки. На холостом ходу и малых нагрузках в условиях отрицательных температур целесообразно подогревать, а не охлаждать наддувочный воздух.

На основании теоретических исследований на кафедре «ДВС» был разработан и изготовлен опытный образец промежуточного охладителя наддувочного воздуха

(ПОНВ) с устройством автоматического регулирования температуры воздуха по давлению наддува на входе в двигатель [9] Рис.1. Регулятор температуры проектируется таким образом, что бы на выходе из ПОНВ обеспечивалась близкая к постоянному значению температура наддувочного воздуха.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{(M_i - M_c - M_H)}{J_M \cdot 6n} \\
 \frac{d\omega_k}{d\varphi} = \frac{M_T - \Delta M_T - M_{T,k}}{J_k \cdot 6n} \\
 \frac{dT'_s}{d\varphi} = \frac{G_a C_{pa} (T_k - T'_s) - \alpha_a F_a (T_s - T_\theta)}{g_a C_{pa} \cdot 6n} \\
 \frac{dT_w}{d\varphi} = \frac{\alpha_w F_w (T_\theta - T_w) - G_w C_{pw} (T_w - T_\theta)}{g_w C_{pw} \cdot 6n} \\
 \frac{dT_\theta}{d\varphi} = \frac{\alpha_a F_a (T'_s - T_\theta) - \alpha_w F_w (T_\theta - T_w)}{G_M C_M \cdot 6n} \\
 \frac{dP_k}{d\varphi} = 10^{-3} P_k n_{BK} \left(G_k - \sum_{i=1}^n \frac{dG_B}{d\varphi} \cdot 6n \right) / V_s \rho_k \cdot 6n \\
 \frac{dP_{Tr}}{d\varphi} = 10^{-3} P_{Tr} n_T (G_r - G_{r,T}) / V_{вып.} \rho_T \cdot 6n \\
 \frac{dW_1}{d\varphi} = (-E_1 - E_2 + P_{ц} - v_1 W_1) / m_1 \cdot 6n \\
 \frac{dh_1}{d\varphi} = W_1 / 6n \\
 \frac{dW_2}{d\varphi} = (E_2 - E_3 + E_4 - v_2 W_2) / m_2 \cdot 6n \\
 \frac{dh_2}{d\varphi} = W_2 / 6n \\
 \frac{dW_3}{d\varphi} = (E_5 - E_4 - v_3 W_3) / m_3 \cdot 6n \\
 \frac{dh_3}{d\varphi} = W_3 / 6n
 \end{array} \right. \quad (1)$$

Температура воздуха после турбокомпрессора определяется по формуле

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (2)$$

где T_0 , P_0 – температура и давление окружающей среды; T_k , P_k – температура и давление наддувочного воздуха после компрессора; n – показатель политропы сжатия в компрессоре.

Из формулы видно, что температура наддувочного воздуха зависит от давление наддува P_k и условий окружающей среды T_0 и P_0 .

Конструктивной особенностью разработанного охладителя является наличие в его верхней части обводного канала 1, в котором вмонтирован регулятор температуры наддувочного воздуха 2. Составной частью регулятора является заслонка 3, соединенная штоком с пневмокорректором 4. Пневмокорректор отрегулирован на

давление наддува $0,65...0,7$ кгс/см². При давлении наддувочного воздуха выше этой величины заслонка находится в закрытом состоянии (перепускной канал закрыт) и воздух проходит через трубки охлаждения. При избыточном давлении $0,65...0,7$ кгс/см² и ниже (на режимах средних и низких нагрузок) под действием штока пневмокорректора открывается заслонка и воздух, минуя трубки охлаждения, через обводной канал частично поступает во всасывающий коллектор двигателя.

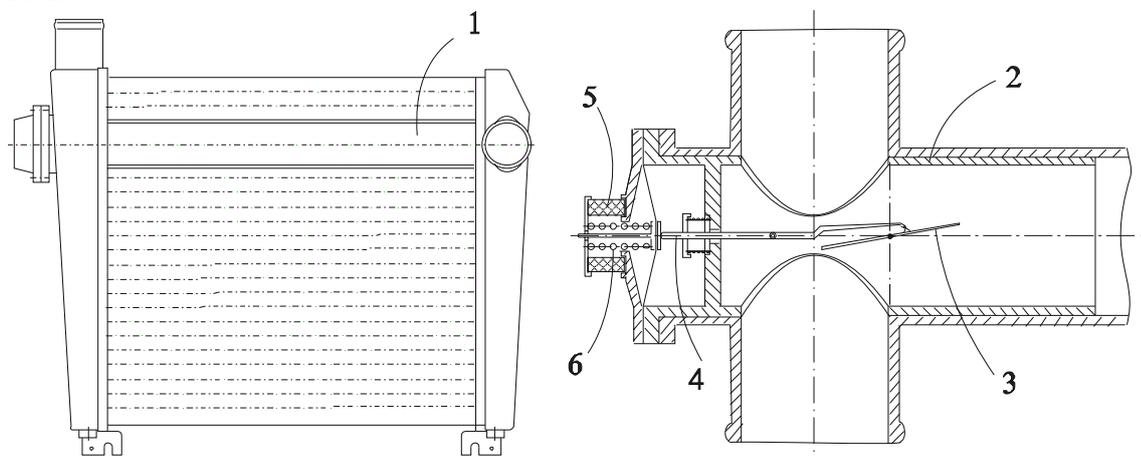


Рис. 1. Схема ПОНВ и автоматического регулятора

Температурный компенсатор 5 позволяет вносить поправку в зависимости от температуры окружающей среды T_0 , на более точное определение температуры T_k . Жесткость пружины 6 подбирается таким образом, чтобы температура на выходе из ПОНВ была близкой к температуре на выходе из ПОНВ в условиях номинального режима работы двигателя.

В рамках программы «Белавтотракторостроение» были проведены сравнительные испытания разработанной конструкции, которые проходили в два этапа.

Первым этапом совместно с УП «Минский моторный завод» проводились стендовые испытания высокофорсированного дизельного двигателя Д-245.12 оснащенного штатным и экспериментальным ПОНВ.

Сравнительная оценка полученных результатов и теоретические исследования позволила сделать следующие выводы:

1. При коэффициентах избытка воздуха менее 3,2 экономические показатели двигателя при его работе с серийным и экспериментальным ПОНВ на установившихся режимах являются практически равнозначными.

2. При уменьшении нагрузки и работе дизеля на холостом ходу наблюдается тенденция к снижению расхода топлива, а также улучшаются показатели прогрева охлаждающей жидкости.

Для более глубокой оценки результатов испытаний было принято решение о проведении полевых испытаниях силового агрегата при отрицательных температурах.

Испытания проводились совместно с экспериментальным центром РУП «Минский тракторный завод». Их целью было определение эффективности влияния перепуска воздуха мимо ПОНВ на режиме пуска и прогрева двигателя до рабочей температуры охлаждающей жидкости на присутствие «белого дыма» в отработавших газах двигателя в условиях низких температур окружающей среды. В качестве базовой модели для испытаний был выбран трактор Беларус-923.3, оснащенный дизельным двигателем Д-245.5С2 ($N_e = 95,2$ л.с., $n = 1800$ об/мин) и входящими в штатную комплектацию турбокомпрессором ТКР-6 и ПОНВ.

Испытания трактора проводились в полевых условиях при максимально возможной, на момент их проведения, одинаковой отрицательной температуре окружающей среды $t_0 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Перед проведением испытаний апробировался запуск двигателя в штатной комплектации. Затем монтировался опытный ПОНВ и апробировался запуск двигателя в штатном и опытном режимах.

После 12-ти часового охлаждения на открытом воздухе производился запуск двигателя в штатном режиме и дальнейший его прогрев в режиме холостого хода при 1200 мин^{-1} в течении 20 минут. При этом, с интервалом в 1 минуту, фиксировались следующие параметры:

- температура охлаждающей жидкости;
- давление масла;
- выхлоп отработавших газов.

Через 24 часа после остановки двигателя ПОНВ переключался в опытный режим, и испытания проводились повторно при $t_0 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Замер параметров температуры и давления осуществляется штатной комплектацией трактора. Визуальное наблюдение белого дыма фиксировалось на видеокамеру.

Анализ полученных при сравнительных испытаниях данных показал, что перепуск части воздуха мимо решетки ПОНВ на режиме прогрева позволяет сократить время достижения рабочей температуры охлаждающей жидкости с 20 до 14 минут, что в 1,43 раза меньше времени прогрева в условиях отрицательной температуры окружающей среды при штатной комплектации.

Интенсивность прогрева охлаждающей жидкости составляет:

- при использовании опытного охладителя – $0,1048\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{сек}$;
- при использовании штатного охладителя – $0,0733\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{сек}$;

Визуальное наблюдение выхлопных газов показало, что «белый дым» при штатной комплектации трактора пропадает через 6 минут 40 секунд. При комплектации трактора ПОНВ с автоматическим регулятором температуры «белый дым» исчезает через 3 минуты 40 секунд. Таким образом, применение частичного перепуска воздуха мимо решетки ПОНВ на режимах пуска и прогрева привело к сокращению выделения «белого дыма» на 3 минуты или в 1,8 раза.

Данный показатель свидетельствует об уменьшении токсичности отработавших газов и в частности выбросов СН.

Наиболее эффективное использование таких ПОНВ возможно в условиях, где наиболее вероятно отрицательная температура окружающей среды.

Литература:

1. Основы теории автоматического регулирования: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ В.И. Крутов, Ф.М. Данилов, П.К. Кузьмик и др.; Под ред. В.И. Крутова. –М.: Машиностроение, 1984. –368 с.

2. Хрипун Ю.Н. «Расчет динамических характеристик воздухоохладителя как объекта с сосредоточенными параметрами». «Двигателестроение» №3, 1988 г., с 31-32.

3. Математическая модель САРЧ дизеля с наддувом» Материалы 2-ой международной научно-технической конференции 21-23 мая 2003 г., Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств, Ч.2. – Пенза: ПГАСА 2003 г., 500 стр.

4. Патент РБ № 7914, МКИ F 02 В 29/04, 33/44 «Турбокомпрессор с регулируемым давлением наддува» Вершина Г.А., Тамкович Е.С., Соловей Ю.В., Рудковский А.А., Информационный бюллетень «Изобретения, полезные модели и промышленные образцы» №4, Минск, 2005 г.

5. Разлейцев Н.С. «Моделирование и оптимизация процессов сгорания в дизелях». Харьков, 1980 г., 165 с.
6. Слотин Е. И. Подогрев наддувочного воздуха турбопоршневого двигателя при низких температурах, Ниинформтяжмаш, «Двигатели внутреннего сгорания», 1978 г., №4, с. 13-15.
7. Слотин Е. И. О влиянии условий окружающей среды на показатели работы транспортного дизеля с турбонаддувом. Труды МАДИ, «Автотракторные двигатели внутреннего сгорания», Вып. 178, М., 1978 г., с. 33-36.
8. Молодцов Н. И. Охлаждение наддувочного воздуха дизелей. Ниинформтяжмаш, М., 1966 г
9. Заявка РБ № а20050223, МКИ F 02 В 29/04, 33/44 Двигатель внутреннего сгорания /Вершина Г.А., Тамкович Е.С., Жарнов В.М., Информационный бюллетень Изобретения, полезные модели и промышленные образцы №3, Минск, 2005 г.

ВЛИЯНИЕ УТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ КОЛЬЦА НА ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС

Загайко С.А., Иноземцева Е.С.

(Уфимский государственный авиационный технический университет)

Основной проблемой в двигателестроении было и остается повышение КПД, мощности и экологичности двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Наиболее часто встречаемой причиной снижения эксплуатационных характеристик двигателя являются неплотности в сопряжении деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в частности, уплотнения поршневыми компрессионными кольцами.

Уплотнения, образуемые поршневыми кольцами, по существу являются лабиринтными уплотнениями особой конструкции – их можно назвать «лабиринтными уплотнениями с пружинящими промежуточными звеньями». Как таковые, они никогда не могут обеспечить идеальное уплотнение. Как и во всяком лабиринтном уплотнении, здесь всегда имеет место некоторая утечка газов. Следует стремиться свести утечки через поршневые компрессионные кольца к минимуму, так как применить кольцевое уплотнение без утечек невозможно.

В связи с вышесказанным, в данной работе сделана попытка проанализировать возможные пути утечек через поршневые компрессионные кольца в двигателях и оценить их влияние на интегральные показатели ДВС. Затронутая проблема является актуальной не только в процессе доводки существующих двигателей, но и при проектировании новых, поскольку величина утечек зависит от конструкции применяемого уплотнения. Кроме того, уплотнения необходимо конструировать таким образом, чтобы механические потери в ЦПГ не были высокими [1].

Причины того, что проходные сечения, допускающие прорыв свежего заряда и отработавших газов, в эксплуатации больше, чем они должны быть при идеальных предположениях, многообразны. Прежде всего, ни цилиндр, ни поршень и кольца в эксплуатации не остаются фактически круглыми, даже если они в холодном состоянии первоначально имели такую форму. Цилиндр теряет свою круглую цилиндрическую форму вследствие разности температур и износа. Из-за различных температур стенки цилиндра и поршневого кольца отчасти теряется полное касание по окружности кольца (вначале возможно имевшееся), так как номинальные диаметры кольца и цилиндра уже не соответствуют друг другу из-за температурных деформаций. Кроме того, вследствие движения поршня, перемены стороны

прилегания поршня в цилиндре (особенно тронковых поршней), движения поршневых колец в канавках и вследствие других причин, обусловленных нагрузкой и напряжением колец, оказываются открытыми еще и другие пути утечек газов.

Величина прорыва газов при прочих равных условиях эксплуатации зависят от конструкции кольцевого уплотнения, от качества изготовления колец, поршня и цилиндра, от выбранных допусков, от класса точности изготовления двигателя в целом, от смазки и охлаждения двигателя и, наконец, от его состояния в смысле приработки и износа.

Однако взгляды на допустимую величину утечек газов весьма значительно расходятся, и это нашло отражение во всевозможных разногласиях между предложенными различными исследователями и практиками эмпирических формул для расчета этой величины. Во всяком случае, следует придерживаться того мнения, что всякая утечка газов через компрессионные кольца нежелательна, и что она должна удерживаться в тем более узких пределах, чем меньше вязкость применяемых топлив и смазочных масел, чем труднее выполнить смазку цилиндров и колец и управлять температурой поршня.

Для бензиновых многоцилиндровых двигателей без наддува величину утечки газов через поршневые компрессионные кольца можно приближенно рассчитать по следующей формуле [2]

$$V = ic \frac{D^{1,5} \cdot P}{\sqrt[3]{k}},$$

где $P = \frac{1}{c} \left(\frac{P_b + P_a}{2} + p_i \right)$; i – количество цилиндров двигателя; k – количество компрессионных колец в ЦПГ; D – диаметр цилиндра; P_a – давление впуска; P_b – давление в конце сжатия; P_i – среднее индикаторное давление; c – коэффициент тактности двигателя (4 или 2).

С целью определения зависимости утечек газов через уплотнения от различных конструктивных факторов, а также для оценки влияния утечек на интегральные показатели ДВС, были проведено численные имитационное математическое моделирование в системе имитационного моделирования "Альбея" [3], разработанной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" УГАТУ. В качестве опытного двигателя был выбран микролитражный поршневой ДВС с противоположно движущимися поршнями ЭМ-100 рабочим объемом 100 см³.

Сначала были определены зависимости утечек газов через ЦПГ от различных факторов, показанные на рис. 1-4. При анализе графиков видно, что утечка газов за цикл резко падает с увеличением числа оборотов коленчатого вала двигателя (рис. 1). Соответственно этому для определенного случая условия уплотнения улучшаются с увеличением частоты вращения коленчатого вала, если только не появляются нарушения в работе поршневых колец, обусловленные этими оборотами. Поэтому при высоких оборотах и малом числе уплотнительных колец получают столь же хорошие условия уплотнения, что и при низких оборотах и большем числе колец. Кроме того, достигается то преимущество, что давления за нижерасположенными кольцами имеют и сравнительно более низкие значения. Однако при высоких числах оборотов необходимое число колец определяется часто не столько требующимся уплотнением, сколько осуществляемой кольцами теплоотдачей и еще тем соображением, что после пригорания первого компрессионного кольца его функции должно перенять расположенное ниже компрессионное кольцо.

Количество компрессионных поршневых колец также оказывает влияние на величину утечек (рис. 2). Логично, что с увеличением количества колец, уплотнительный эффект повышается. Но интересен тот факт, что наиболее эффективно работают первые два кольца – с добавлением каждого последующего кольца уплотнительный эффект снижается, а потери на трение увеличиваются. Поэтому при конструировании ЦПГ необходимо учитывать этот факт.

При увеличении нагрузки на двигатель (рис. 3) утечки через кольца возрастают в прямо пропорциональной зависимости, что связано с перепадом давлений на кольцах. Практически прямая зависимость также наблюдается и при увеличении диаметра цилиндра (рис. 4), поскольку площади сечения в замке колец и междукольцевые зазоры возрастают пропорционально диаметру цилиндра.

В качестве интегральных показателей двигателя для анализа были выбраны эффективная мощность N_e и удельный эффективный расход топлива g_e .

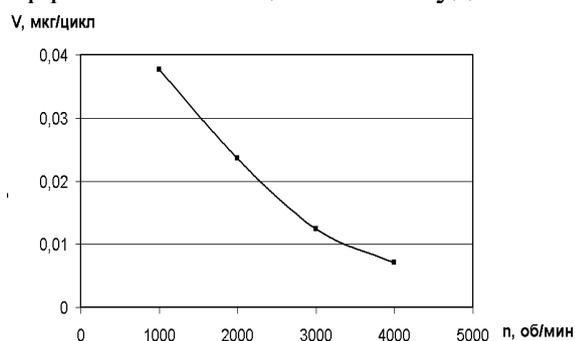


Рис. 1. Зависимость цикловых утечек газов V от частоты вращения коленчатого вала n

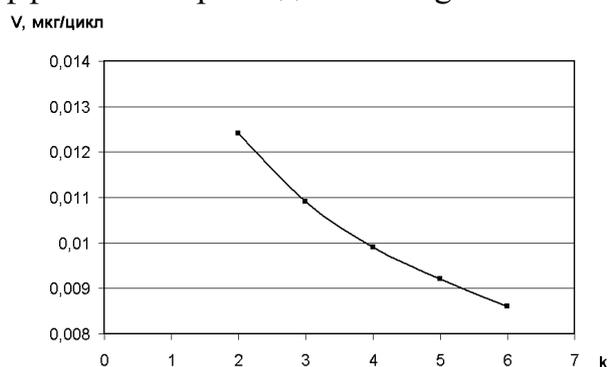


Рис. 2. Зависимость цикловых утечек газов V от количества колец k в ЦПГ (конструктивный параметр)

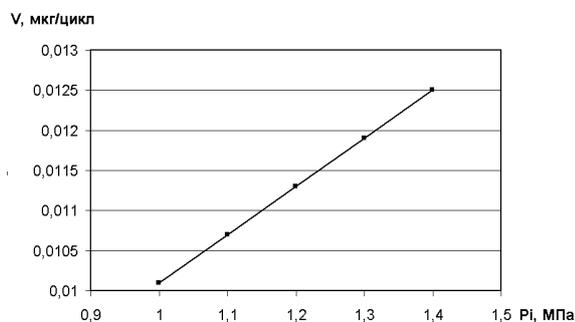


Рис. 3. Зависимость цикловых утечек газов V от нагрузки на двигатель (среднеиндикаторное давление P_i)

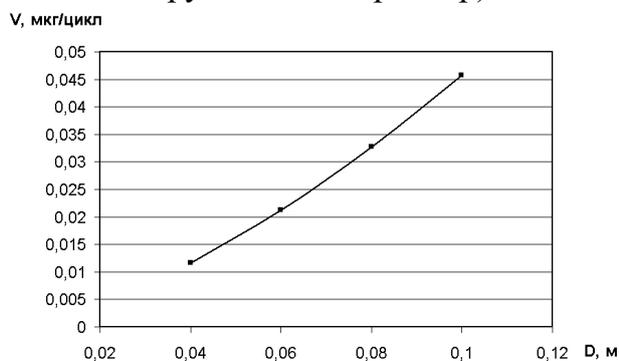


Рис. 4. Зависимость цикловых утечек газов V от диаметра цилиндра D (конструктивный параметр)

На рис. 5-6 показаны зависимости этих показателей от величины утечек газов через поршневые компрессионные кольца на различных оборотах коленчатого вала ДВС.

Как и следовало ожидать, с увеличением количества цикловых утечек газов снижается эффективная мощность двигателя (рис. 5) и повышается удельный эффективный расход топлива (рис. 6), причем характер зависимостей практически линейный, сохраняющийся на различных частотах вращения коленчатого вала.

В результате проведенного исследования были установлены зависимости утечек газов через поршневые компрессионные кольца от различных конструктивных и физических факторов, что позволяет проводить оценку их влияния на интегральные эффективные показатели ДВС.

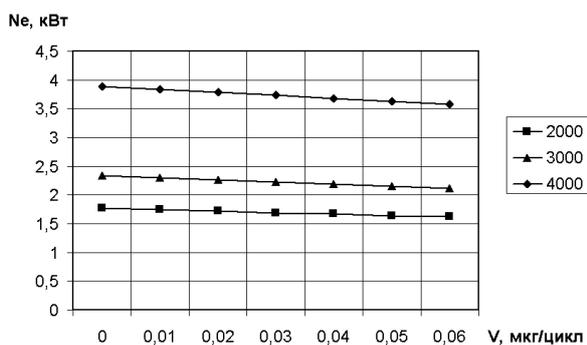


Рис. 5. Зависимость эффективной мощности N_e двигателя ЭМ-100 от величины цикловых утечек газов V через ЦПГ при частоте вращения коленчатого вала 2000, 3000 и 4000 об/мин

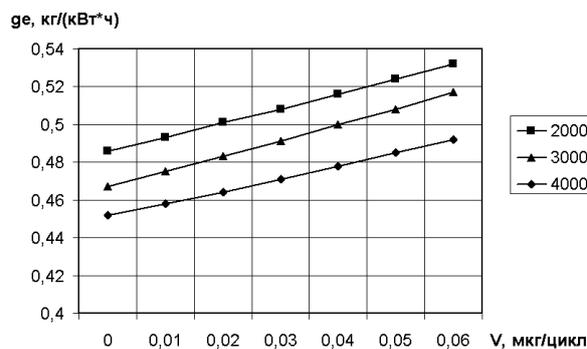


Рис. 5. Зависимость эффективного удельного расхода g_e двигателя ЭМ-100 от величины цикловых утечек газов V через ЦПГ при частоте вращения коленчатого вала 2000, 3000 и 4000 мин⁻¹

Литература:

1. Загайко, С.А. Расчет механических потерь в двигателях внутреннего сгорания: Учебное пособие / С. А. Загайко; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2006. – 123 с.
2. Энглиш, К. Поршневые кольца. Том 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет / Пер. с нем С.К. Личака. – М.: Машгис, 1962. – 583 с.
3. Система имитационного моделирования "Альбея" (ядро): руководство пользователя, руководство программиста: учебное пособие / В.Г. Горбачев [и др.]; Уфимск. госуд. авиац. техн. ун-т. – Уфа, 1995. – 112 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШТАНГОВОГО ДИЗЕЛЬ-МОЛОТА

Рудой И.Б. (Уфимский государственный авиационный технический университет)

В настоящее время, несмотря на активное внедрение гидравлических молотов на российский рынок сваебойных машин, штанговый дизель-молот (ШДМ) остается наиболее распространенным сваебойным агрегатом.

К сожалению, серьезные работы по совершенствованию рабочего процесса ШДМ прекратились более десятилетия назад. Однако, подробный сравнительный анализ возможностей дизель- и гидромолотов показывает необходимость совершенствования рабочего процесса и конструкций дизель-молотов по следующим основным причинам:

- КПД дизель-молота значительно выше, чем у гидромолота, поскольку происходит прямое преобразование энергии топлива в энергию удара, минуя приводной двигатель и гидростанцию;
- стоимость дизель-молота на порядок меньше стоимости гидромолота;
- имеются хорошие предпосылки для качественного управления и сервиса на уровне современных гидромолотов, а также улучшения экологических и эргономических показателей.

Для правильного выбора направления работ по совершенствованию ШДМ нужно иметь надежную физическую и математическую модель реально существующего объекта. Такая модель объекта вкупе с возможностями современной компьютерной техники и удобным программным сервисом помогает понять многие

физические процессы, которые при достаточно дорогих экспериментальных исследованиях могут быть не замечены или неправильно интерпретированы.

Кроме того, необходимость компьютерного моделирования работы дизель-молота обуславливается сложностью экспериментального воспроизведения и большим объемом изменяемых параметров (в т.ч. геометрических) для проведения исследований.

Исследование рабочего процесса ШДМ проводилось с помощью системы имитационного моделирования (СИМ) двигателей внутреннего сгорания «Альбея-ДВС» v.5.01, разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Уфимского государственного авиационного технического университета [1, 2, 3].

Объектом моделирования являлся штанговый дизель-молот СП-6В.

Для СИМ «Альбея-ДВС» разработана математическая модель рабочего процесса дизель-молота, включающая

- сжатие, горение и расширение;
- процессы выпуска и наполнения во время движения цилиндра, являющегося одновременно ударной массой;
- динамику движения цилиндра с учетом ограничения подъема по высоте;
- учет механических потерь на трение колец и штанг.

Все моделирование велось с учетом вертикальной неподвижности поршня (имитация стендовых испытаний дизель-молота).

Расчетная схема штангового дизель-молота показана на рис. 1. Моделирование велось методом установления, т.е. имитировался выход дизель-молота на установившийся режим при фиксированных начальных и граничных условиях.

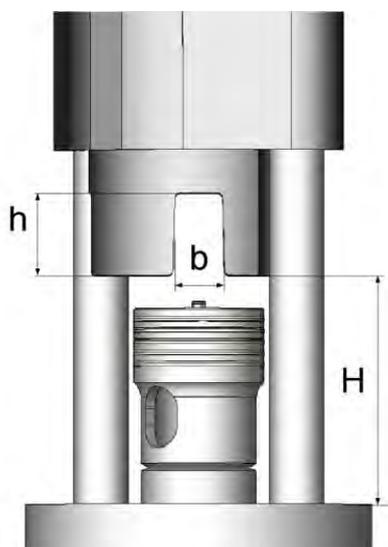


Рис.1. Расчетная схема штангового дизель-молота

Если значение заранее выбранного контролируемого параметра, в частности максимального давления цикла и скорости вылета цилиндра, в двух соседних циклах отличаются друг от друга менее чем на 1%, считается, что установление произошло и полученные в результате моделирования расчетные значения соответствуют заданным начальным и граничным условиям.

Особенностями конструкции штангового дизель-молота является отсутствие принудительной продувки цилиндра для обеспечения смены заряда и наличие четырех опор на цилиндре, между которыми располагаются пазы «окна», высотой h и шириной b (рис.1),

изначально не предназначенные для продувки, но оказывающие серьезное влияние на процесс смены заряда. В дальнейшем, цилиндрический объем, заключенный между опорами, будет называться «оконная зона».

При анализе процесса смены заряда было установлено, что масса воздуха, необходимая для устойчивой работы дизель-молота, поступает в цилиндр за счет внутрицилиндровых волновых процессов, возникающих в оконной зоне при сходе цилиндра с поршня, а также за счет движения поршня в оконной зоне в момент посадки цилиндра на поршень.

При сходе цилиндра с поршня при движении вверх происходит истечение газа через открывающиеся окна с возникновением волны разрежения, движущейся в направлении днища цилиндра, которая отражается от днища также волной разрежения, возвращающейся к открытой части цилиндра и способствующей подсасыванию определенного количества воздуха в цилиндр.

При определении реального и максимального коэффициентов наполнения учитывались следующие факторы, влияющие на рабочий процесс дизель-молота:

- масса цилиндра;
- момент начала топливоподачи (высота топливоподачи);
- начальная высота подъема цилиндра;
- цикловая подача топлива;
- ширина и высота «окон»-пазов;
- наличие ограничения на подъем ударной части 2,5 м.

Вначале был определен коэффициент наполнения цилиндра массой 2500 кг при начальной высоте подъема 2,5 м и высоте начала топливоподачи 0,13 м при продувке только за счет волновых процессов. Его величина составила 0,088 и соответствующая ему высота подъема цилиндра 1,316 м. По результатам проведенных стендовых испытаний было определено, что при тех же исходных данных высота подъема составила 2,2 м. Из чего был сделан вывод, что имеются дополнительные источники свежего заряда.

Рассматривалось влияние вертикальной составляющей скорости атмосферного ветра, однако это влияние оказалось незначительным.

Была выдвинута гипотеза, что воздух забирается из оконной зоны при движении цилиндра вниз. Относительное движение поршня в оконной зоне приводит к захвату части воздуха, попавшего в оконную зону при опускании цилиндра. Требовалось определить, какая часть этого воздуха может попасть в цилиндр. Был введен параметр «коэффициент удержания воздуха», равный отношению массы воздуха, поступившего в цилиндр из оконной зоны к полной массе воздуха в оконной зоне, и построена зависимость от него высоты подъема цилиндра при отсутствии верхнего ограничения на высоту. При этом учитывалось частичное истечение смеси отработавших газов и воздуха в атмосферу при движении поршня в оконной зоне.

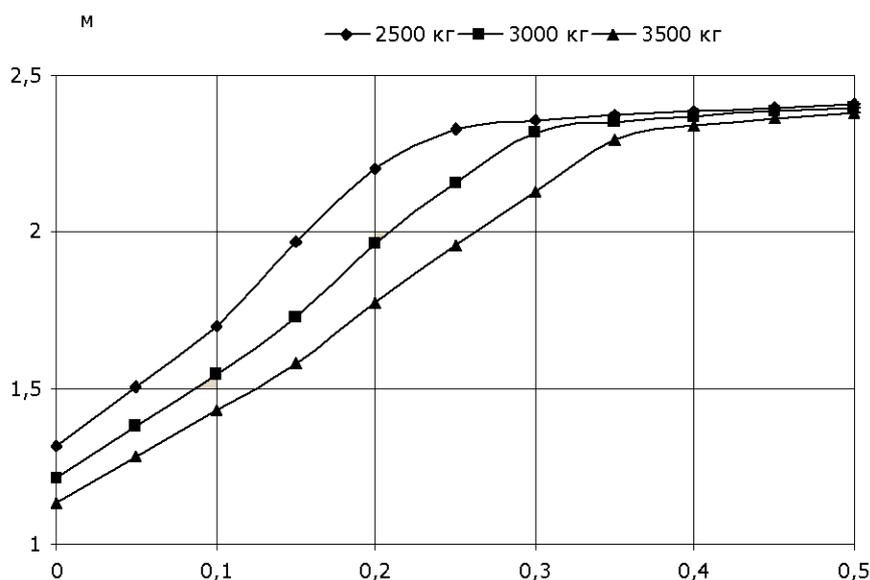


Рис. 2. Зависимость высоты подъема от коэффициента удержания воздуха при различной массе цилиндра

Точке с высотой 2,2 м соответствует коэффициент удержания воздуха 0,2 (рис. 2), а соответствующий ему коэффициент наполнения 0,17 (рис. 3) для массы цилиндра 2500 кг.

Для определения предельного (максимального) значения коэффициента наполнения необходимо было поставить условие, что истечения смеси отработавших газов и воздуха в атмосферу при движении поршня в оконной зоне не должно происходить, т.е. в период относительного движения поршня вверх в оконной зоне «окна» должны быть закрыты. При этом условии величина максимального коэффициента наполнения составила 0,54.

На рис. 4. показана зависимость коэффициента наполнения от ширины «окон»-пазов и массы цилиндра

Далее был проведен анализ реального количества топлива, участвующего в рабочем процессе. Значения определялись при реальном и максимальном коэффициентах наполнения (рис. 5.)

Из технических условий на дизель-молот известно, что величина цикловой подачи топлива находится в диапазоне 3000...5000 мг. Таким образом из результатов расчетов следует, что не все впрыснутое топливо участвует в рабочем процессе.

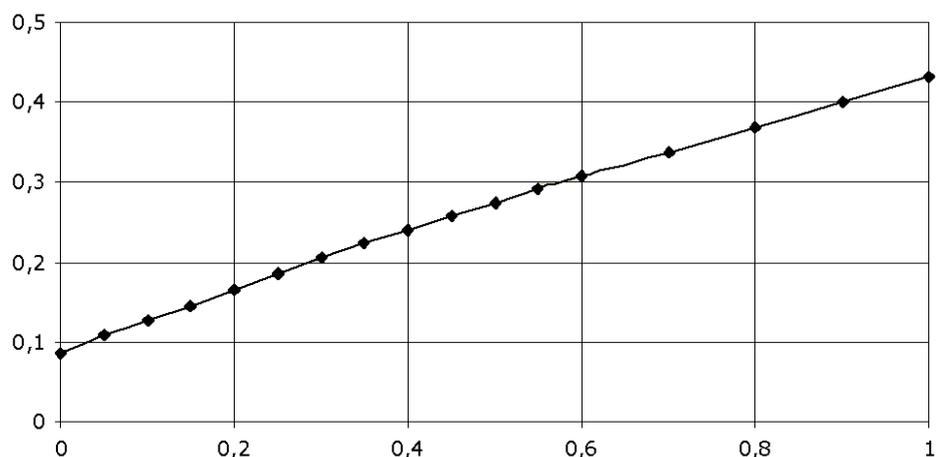


Рис. 3. Зависимость коэффициента наполнения от коэффициента удержания воздуха

Анализ показал, что смесеобразование в камере сгорания не является оптимальным из-за:

- наличия крупных капель в распыливаемом топливе;
- направления струй к днищу цилиндра.

По этой причине возможно присутствие в камере сгорания свежего заряда, не вступившего в реакцию с топливом. Для проверки влияния качества смесеобразования на показатели дизель-молота была предложена модифицированная форсунка с уменьшенным диаметром отверстий и горизонтальным направлением струй для более эффективного образования горючей смеси.

Использование модифицированной форсунки при стендовых испытаниях показало существенное улучшение качества смесеобразования по сравнению с серийной форсункой за счет правильного распределения топлива по камере сгорания и более тонкого распыла. Поэтому можно утверждать, что в при использовании модифицированной форсунки воздух, попавший в цилиндр, используется практически полностью

Дальнейшие расчеты и стендовые испытания показали, что полученные при коэффициенте наполнения 0,17 расчетные результаты для цилиндров массой 3000

кг и 3500 кг хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными при использовании модифицированной форсунки.

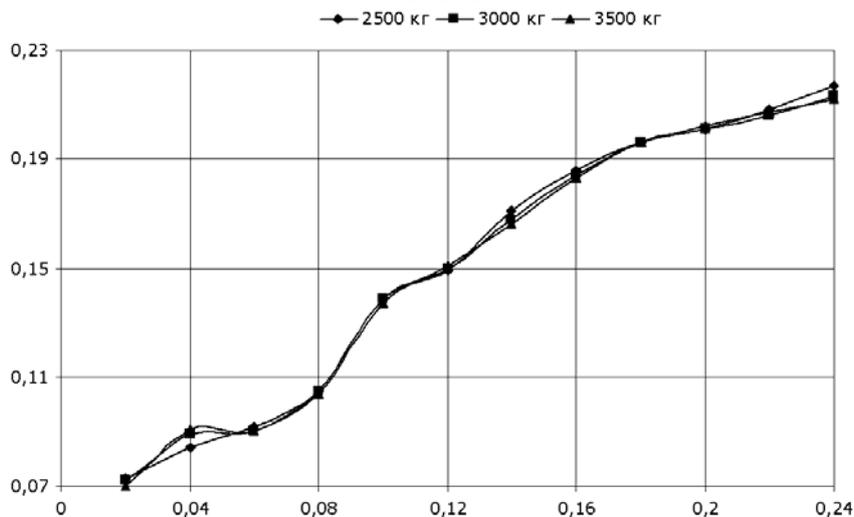


Рис. 4. Зависимость коэффициента наполнения от ширины «окна» и массы цилиндра

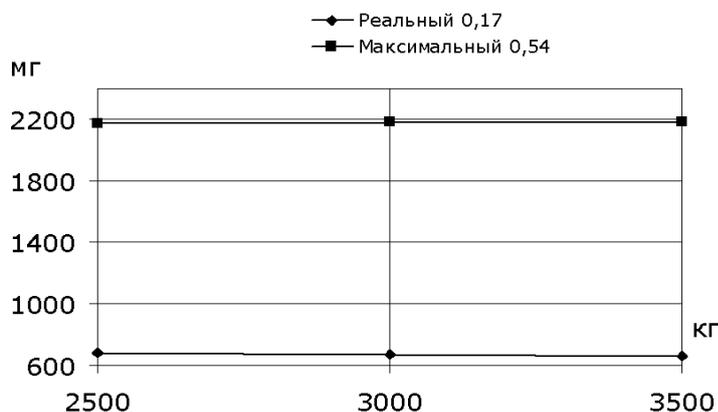


Рис. 5. Зависимость массы топлива, участвующей в рабочем процессе от реального и максимального коэффициентов наполнения и массы цилиндра

Масса	Максимальная высота подъема	
	Расчет	Эксперимент
2500	2,24	2,2
3000	1,96	1,9
3500	1,77	1,7

Выводы:

1. По результатам моделирования и анализа экспериментальных данных действующих штанговых дизель-молотов определен коэффициент наполнения, который составляет 0,17. Ошибка определения не более 5%.

2. Без дополнительных внешних источников продувки цилиндра дизель-молота мероприятия по удержанию дополнительного количества воздуха в цилиндре могут обеспечить максимальное значение коэффициента наполнения 0,54.

3. Анализ процесса впрыска и смесеобразования в цилиндре показал, что, вероятно, более 50% подачи топлива не участвует в рабочем процессе цикла.

4. Коэффициент наполнения соответствует количеству воздуха в цилиндре, достаточному для сгорания количества топлива, которое обеспечивает на стенде подъем цилиндра массой 3500 кг на высоту, соответствующую скорости посадки ударной части на сваю 5 м/с.

Литература:

1. Загайко, С.А. Расчет механических потерь в двигателях внутреннего сгорания: Учебное пособие / С. А. Загайко; УГАТУ. – Уфа: УГАТУ, 2006. – 123 с.
2. Рудой И.Б. Моделирование гидродинамических процессов в системе имитационного моделирования «Альбея» // Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. - Уфа, 1998. 28 с.
3. Система имитационного моделирования "Альбея" (ядро): руководство пользователя, руководство программиста: учебное пособие / В.Г. Горбачев [и др.]; УГАТУ. – Уфа, 1995. – 112 с.

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ИНЖЕНЕРНОГО АНАЛИЗА ПРОЦЕССОВ В ОБЪЕКТАХ ЭНЕРГОМАШИНОСТРОЕНИЯ

Черноусов А.А.

(Уфимский государственный авиационный технический университет)

В практике компьютерного моделирования рабочих процессов ДВС, как и в других предметных областях, просматривается иерархичность моделей, привлекаемых для описания процессов. Так, рабочий процесс ДВС наиболее детально (а значит и достоверно) может быть описан системой законов сохранения для нестационарного пространственного течения многокомпонентной вязкой и реагирующей смеси (для газовой фазы), а также аналогичными уравнениями для жидкости, описывающими динамику жидкой фазы, начиная с явлений в системах топливоподачи и заканчивая гидродинамикой капли распыленного топлива.

Для постановки более достоверных граничных условий на твердых стенках следует решать сопряженную задачу о нестационарном тепловом и напряженно-деформированном состоянии в элементах газоздушного тракта (ГВТ) и т.д. Модель такого высокого в иерархии уровня является примером фундаментальной модели в том смысле, что не нуждается в эмпирических данных «инженерного» уровня.

Такое детальное описание процессов газообмена, смесеобразования и сгорания в ДВС требует нереальных в настоящее время вычислительных мощностей и первоклассного программного обеспечения. Так что *все* применяемые на практике модели являются в той или иной степени «огрубленными» по сравнению с указанной. Во-первых, огрубление происходит при переходе к континуальному описанию двухфазных течений. Во-вторых, на *расчетной сетке* с «реальным» размером ячеек выделяется лишь крупновихревая составляющая потока, так что для явлений «подсеточного» масштаба (мелкомасштабный турбулентный перенос, выходы реакций, межфазные явления) для «замыкания» основных уравнений нужны вспомогательные модели, основанные на полуэмпирических теориях.

Еще на ступень ниже стоит модель процессов в ГВТ ДВС, направленная на получение осредненной по ансамблю (пусть даже пространственной и зависящей от времени) картины течения рабочего тела. Но на таком уровне уже *в принципе невозможно* предсказание, например, межциклового неравномерности, и в целом проблематично вполне адекватно рассчитать процессы горения.

Замыкает иерархию моделей, полезных для инженерного анализа, базовая модель «термогазодинамического» уровня, обсуждаемая ниже. Здесь под таковой понимается комбинация (а) модели неустановившегося течения смеси с одной продольной координатой для гладких участков трубопровода (каналов) и (б) модели открытой термодинамической системы – для элементов ГВТ, как емкостей.

Применение столь низкоуровневых моделей для анализа газообмена и внутрицилиндровых процессов оправдано, с одной стороны, их экономичностью. Кроме того, модели элементов ГВТ, корректно выведенные из базовой системы уравнений с учетом рационального вида эмпирических характеристик, во многих случаях обеспечивают приемлемую достоверность предсказания характеристик ДВС.

Проводимая в системе инженерного анализа (системе имитационного моделирования – СИМ) декомпозиция объекта (в данном случае – ГВТ) на элементы обеспечивает гибкость создания желаемой структуры модели из predetermined элементов. При этом существенно, что получаемая компьютерная модель по «ядру» применяемого численного метода представляет собой лишь solver (решатель) уравнений в частных производных (англ. *solver of partial differential equations*), для обсуждаемой здесь модели – систем уравнений гиперболического типа. Именно поэтому для корректного вывода частных моделей узловых элементов трубопровода (стыки каналов между собой и с емкостями) требуется учесть специфические свойства этих уравнений; поэтому в основе моделей местных сопротивлений в нестационарном потоке так или иначе лежит решение *обобщенной задачи о распаде разрыва* (РПР, рис. 1).



Рис.1. Течение при РПР на скачке сечения: (а) модель Диафрагма; модель Клапан; (б) истечение из емкости и (в) втекание в емкость

В моделях, вычисляющих газодинамические потоки на узловых элементах (местных сопротивлениях) должны учитываться соотношения на простых волнах (Римана) а также зависимости для потерь полного давления в теплоизолированном течении. Последние (получаемые на продувочном стенде или вычислительным экспериментом) представляются в обобщенном виде как зависимости коэффициента восстановления полного давления от числа M в характерном сечении канала. Тот же подход применяется для описания более сложных узловых элементов ГВТ – разветвлений трубопровода, компрессоров и турбин.

Для элементов-емкостей базовым описанием является система законов сохранения для открытой термодинамической системы. Но такая модель (емкость мгновенного перемешивания) существенно не адекватна для описания, например, продувки цилиндра двухтактного ДВС. Корректное решение – «декомпозиция» объема цилиндра хотя бы на две зоны и привлечение для «замыкания» модели его продувочной характеристики, что позволяет уже реалистично вычислять текущий состав отходящих газов в зависимости хотя бы от наличного соотношения объемов этих зон. Продувочная характеристика, в свою очередь, может быть получена вычислительным экспериментом в той или иной постановке.

Двух- и многозонное представление для учета неоднородности состава и параметров рабочего тела внутри цилиндра ДВС оказывается полезным и для расчета

процесса горения. Оно позволяет применять более или менее непосредственные способы вычисления массовой скорости горения, а также учитывать состояние рабочего тела в зонах, привлекая действительные зависимости внутренней энергии от температуры компонентов, рассчитывать равновесное состояние (диссоциация), учитывать отклонение от равновесного состава и приближенно моделировать образование токсичных компонентов в продуктах сгорания.

Рациональная численная реализация моделей предполагает применение разностных методов, аппроксимирующих исходные уравнения моделей, а потому дающих решения, сходящиеся к точным решениям поставленных задач. Так, для расчета течения на участке канала высокую вычислительную эффективность обеспечивают методы повышенного порядка типа С.К. Годунова. Для обновления параметров решения по времени во всех элементах декомпозированного объекта по времени (ячейка-«конечный объем» в канале, емкость или зона емкости) хорошо работает двухэтапная схема («предиктор-корректор»), обеспечивая глобально второй порядок аппроксимации по времени в численном расчете.

На этих принципах на кафедре ДВС УГАТУ созданы расчетные модели и прототип перспективной системы имитационного моделирования (инженерного анализа), как «термогазодинамического» уровня, так и для численного анализа пространственных потоков. Прототип «трехмерного» солвера применяется для расчетов продувочных характеристик и процессов вдува и перемешивания топливовоздушной смеси в поток. «Термогазодинамические» модели проходят экспериментальное тестирование как на безмоторных установках, так и на полноразмерных двигателях.

Поставлены и решены, по крайней мере в принципе, задачи выбора конструктивных параметров газоздушных трактов, в наиболее полной мере использующих нестационарные газодинамические эффекты в ГВТ. Используется программное обеспечение для автоматизированного отыскания глобальных максимумов по быстросчетным «термогазодинамическим» моделям.

Так, для схемы двухтактного ДВС с ПДП, в которой задавались весьма реалистичного вида зависимости для потерь полного давления и продувочная характеристика, подбором получены оптимальные частоты вращения вала ДВС, параметры фаз газообмена и профиль ГВТ, обеспечивающие (по расчетным данным) величину коэффициента наполнения выше 1. Аналогичные работы ведутся по оптимизации «настроенного» ГВТ четырехтактного ДВС, тракта ПуВРД с волновым наддувом.

Степень достоверности результатов расчетов интегральных характеристик газообмена по указанным подходам и моделям еще не оценена в нужной мере применительно к процессам в «реальных» и «оптимальных» ГВТ. Нужно подчеркнуть, что оценка погрешностей, даваемых расчетами по используемым моделям, является одной из приоритетных задач проводимых и планируемых исследований.

Применение СИМ, использующей декомпозицию моделируемого объекта на элементы, не означает включения в ее состав лишь «быстросчетных» моделей элементов. Напротив, конечным результатом может быть создание достаточно развитой СИМ, предоставляющей возможность выбора инженером-исследователем моделей требуемого уровня. В этом направлении планируется включить в стандартный набор модулей перспективной СИМ модуль для численного расчета пространственного течения реагирующей газовой смеси в сложной и переменной во времени области.

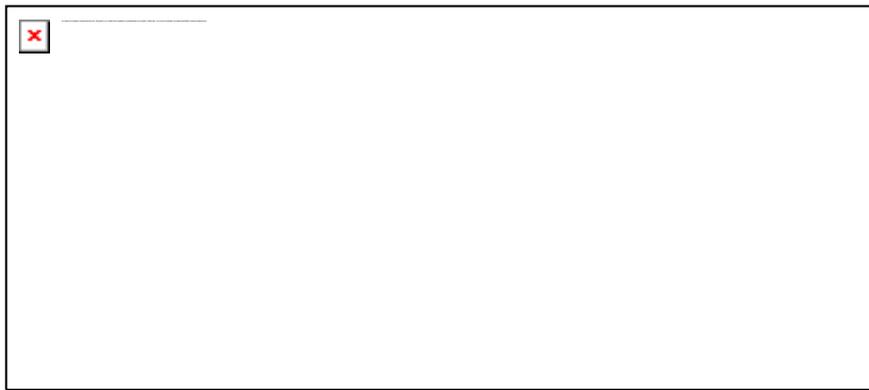


Рис.2. Архитектура СИМ, содержащей параллельный солвер;
МЭ – модель элемента, МС – модель связи

В принципе такой «тяжеловесный» расчетный модуль должен исполняться на удаленной многопроцессорной вычислительной системе, «прозрачно» для пользователя, имеющего развитые возможности манипулирования исходными данными и ходом расчета со своего рабочего места. В пределе, весь рабочий процесс двигателя может быть рассчитан лишь данным модулем по заложенной в него детальной модели, включающей модели «подсеточных» эффектов; наличие такого модуля, таким образом, означает полную реализацию в составе СИМ солвера общего назначения, содержащего явный метод расчета произвольных течений сжимаемого газа методами вычислительной гидрогазодинамики.

Не следует исключать возможности «собирать» и изучать в такой СИМ модели исследуемых систем из моделей разного иерархического уровня одной или нескольких предметных областей. Кроме моделей пространственного реагирующего течения и термогазодинамики трубопроводных систем, полезно добавить и модели из таких предметных областей, как динамика абсолютно твердого и упругого тела, акустика, нестационарная теплопроводность, электромагнетизм, системы автоматического управления. К возможности работы в режиме решения нестационарных по времени задач полезно добавить режим расчета стационарных состояний.

Система инженерного анализа, построенная на рациональных принципах и моделях, могла бы со временем стать достаточно развитой СИМ, чтобы успешно применяться в различных областях энергомашиностроения, где уже в настоящее время используются специализированные, проблемно-ориентированные и общего назначения пакеты CAE (вычислительная газодинамика, моделирование динамики деформируемых тел, теплопроводности, динамики систем и др.).

В этом смысле имеется общественная потребность в существовании пакета CAE, способного интегрироваться в общепринятую технологическую цепочку CAD/CAE/CAM. Задаваясь целью развития подобной системы, нужно осознавать, что, начиная с некоторого уровня эта задача непосильна для выполнения малым коллективом. В то же время известны примеры попыток создания «платформ» для решения задач CAE (и не только), основанных на принципе открытости и открытых исходных текстов; ясно также, что на современном этапе развития попытки создания развитых программных пакетов для CAE «малыми силами» обречены, поэтому работая в этом направлении, нужно искать пути интеграции с существующими разработками (как закрытыми, так и открытыми), а также варианты финансирования, сообразуясь с выбранной целью и принятой (открытая/закрытая/...) моделью разработки.

ДВИГАТЕЛЬ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ – ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ

Дьяченко В.Г. (Национальный технический университет «ХПИ», Украина)

Первые попытки создания двигателя внутреннего сгорания с продолженным расширением предпринимались и Н. Отто и Р. Дизелем на базе трехцилиндрового дизеля [1]. В двух крайних рабочих цилиндрах осуществлялись четырехтактные циклы, а средний цилиндр большего диаметра использовался для дополнительного расширения продуктов сгорания, поступающих из крайних цилиндров. Повышение коэффициента полезного действия (КПД) двигателя вследствие увеличения механических потерь, гидравлических потерь при перетекании продуктов сгорания из рабочих цилиндров в средний расширительный, тепловых потерь было незначительным при значительном усложнении конструкции. Поэтому в течение нескольких последующих десятилетий разработчики двигателей внутреннего сгорания к этой идеи не возвращались. Практически идея использования продолжительного расширения продуктов сгорания была реализована в системах газотурбинного наддува, а затем и в комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной.

В двигателях с газотурбинным наддувом использование расширения продуктов сгорания до давления окружающей среды при прочих равных условиях (идентичных камерах сгорания, одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха, идентичных характеристиках топливоподачи и т.д.) не влияет на термический и индикаторный КПД. Некоторое (до 5 %) повышение эффективного КПД двигателя с наддувом возможно за счет снижения насосных потерь, повышения механического КПД.

В комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной и турбокомпрессором расширение продуктов сгорания до давления окружающей среды позволяет повысить эффективный КПД на режиме номинальной мощности на 5–7 % [2].

Применительно к двигателям с искровым зажиганием перспективным направлением повышения эксплуатационной экономичности является использование продолжительного расширения продуктов сгорания непосредственно в надпоршневой полости. Предпочтительней при этом использовать двухтактный цикл (рис. 1), непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, клапанный механизм газораспределения [3,4]. Один ход поршня в этом двигателе используется на осуществление процессов сгорания и расширения продуктов сгорания, второй – на осуществление процессов газообмена и сжатия. Соотношение между степенью расширения продуктов сгорания ($\delta_p = V_e/V_z$) и действительной степенью сжатия воздуха ($\epsilon_d = V_e'/V_c$) в зависимости от нагрузки целесообразно поддерживать в пределах 1,5–2,5.

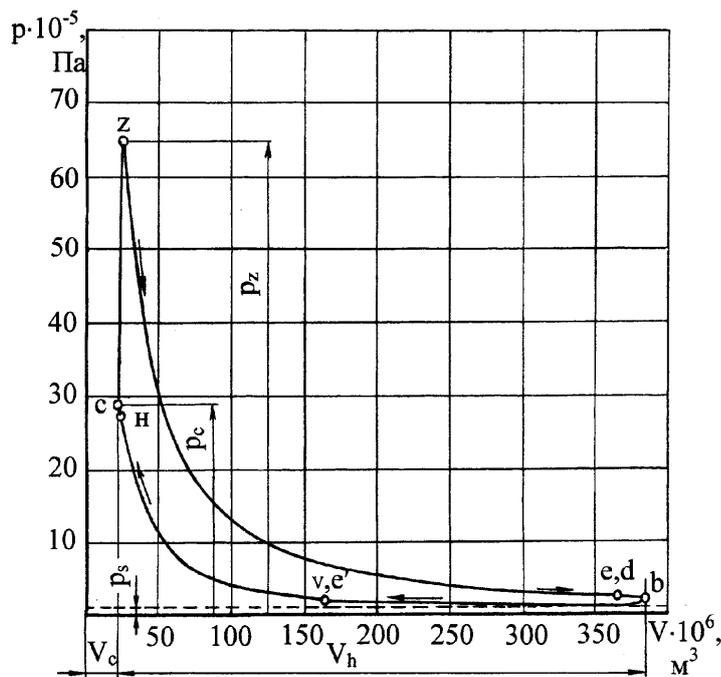


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием и продолженным расширением: $S/D = 80/76$; $n = 5000$ об/мин; $\varepsilon_d = 7,36$; $\delta_p = 17$; $p_s = 0,15$ МПа; $T_s = 329$ К; $p_T = 0,104$ МПа

К основным проблемам создания подобного двигателя следует отнести:

- организацию эффективной продувки надпоршневой полости;
- регулирование параметров воздуха на впуске в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала;
- стабильность характери-

стик топливоподачи на режимах холостого хода и частичных нагрузок;

- расслоение топливовоздушной смеси в надпоршневой полости, обеспечивающее возможность стабильного воспламенения топливовоздушной смеси на частичных нагрузках и режимах холостого хода при среднем значении коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$.

Схема продувки в двухтактном двигателе с продолженным расширением – клапанная петлевая. Эффективность продувки в надпоршневой полости при данной схеме продувки обеспечивается формированием потока воздуха на выходе из впускных клапанов параллельно оси цилиндра в направлении днища поршня, подбором необходимых соотношений площадей проходных сечений клапанов $f_{кл}$ и площади поршня $F_{п}$ ($f_{кл}/F_{п} > 0,20$), фаз газораспределения, параметров воздуха на впуске и продуктов сгорания на выпуске.

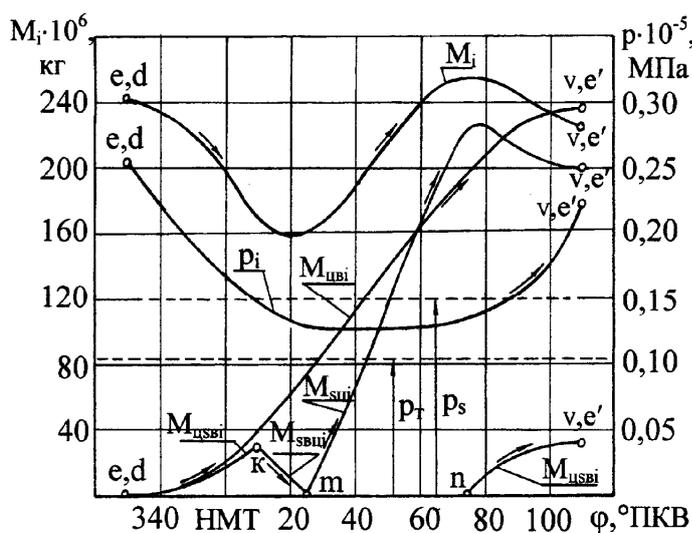


Рис. 2. Изменение давления и массы рабочего тела в надпоршневой полости двигателя на участке газообмена: $S/D = 80/76$; $n = 5000$ об/мин; $\varepsilon_d = 7,36$; $\delta_p = 17$; $p_s = 0,15$ МПа; $T_s = 329$ К; $p_T = 0,104$ МПа; p_i , M_i – давление и масса рабочего тела в надпоршневой полости; $M_{цвi}$ – масса газов, уходящих через выпускные клапаны; $M_{свii}$ – масса продуктов сгорания, поступающих во впускной канал;

$M_{свii}$ – масса продуктов сгорания, возвращающихся из впускного канала в цилиндр; $M_{свii}$ – масса воздуха, поступающего в цилиндр; $M_{цвi}$ – масса воздуха, уходящего из цилиндра через выпускные клапаны (утечка воздуха при продувке)

В качестве примера, подтверждающего реальность организации эффективной клапанной петлевой продувки в надпоршневой полости и в автомобильных двигателях с высокой частотой вращения коленчатого вала. На рис. 2 представлены данные расчета газообмена в надпоршневой полости при частоте вращения коленчатого вала $n = 5000$ об/мин.

В момент открытия клапанов ($\varphi_{e,d} = 330$ °ПКВ) давление продуктов сгорания в надпоршневой полости ($p_e \approx 2,5 \cdot 10^5$ Па) выше давления наддува ($p_s = 1,5 \cdot 10^5$ Па). Продукты сгорания уходят из надпоршневой полости и в выпускной канал ($p_T = 0,104$ МПа) и во впускной канал ($p_s = 0,15$ МПа). Давление газов в надпоршневой полости снижается как вследствие выхода рабочего тела из надпоршневой полости, так и вследствие увеличения ее объема, и к углу поворота кривошипа $\varphi = 10$ °ПКВ достигает значения, равного давлению наддува. К этому моменту (точка к) заканчивается и заброс продуктов сгорания во впускной канал. Продукты сгорания из впускного канала полностью возвращаются в надпоршневую полость к углу поворота кривошипа $\varphi \approx 25$ °ПКВ (точка m). Затем в надпоршневую полость начинает поступать воздух, оттесняя продукты сгорания к выпускным клапанам. В начале продувки (до 80 °ПКВ), расчет продувки выполняется в предположении «чистого» вытеснения продуктов сгорания, а затем – в предположении полного смешивания в конце расчетного участка поступившего воздуха с газами в надпоршневой полости. Расчет продувки продолжается до момента закрытия впускных и выпускных клапанов – точки v и e' ($\varphi_{v,e'} = 110$ °ПКВ).

При принятых значениях давление наддува ($p_s = 0,15$ МПа) и противодавлении на выпуске ($p_T = 0,104$ МПа): коэффициент наполнения, отнесенный к условия окружающей среды ($p_0 = 0,1013$ МПа, $t_0 = 20^\circ\text{C}$), $\eta_v \approx 0,46$; коэффициент остаточных газов $\gamma \approx 0,15$; коэффициент утечки продувочного воздуха $\nu \approx 0,14$.

Подача топлива в камеру сгорания осуществляется в начале такта сжатия. После закрытия клапанов.

Поскольку давление сгорания в надпоршневой полости на частичных нагрузках и режимах холостого хода в данном двигателе снижается до атмосферного и ниже возможно использование только системы наддува с приводом нагнетателя от коленчатого вала через повышающий редуктор с изменяемым в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала передаточным числом. Возможно использование для привода нагнетателя и электромотора с питанием от аккумуляторной батареи и микропроцессорной системой регулирования давления воздуха перед впускными клапанами. Приемлемая стабильность характеристик топливоподачи при минимальных цикловых подачах 3–5 мм³/цикл и давлениях начала подачи топлива 5–10 МПа может быть достигнута, при соответствующей доводке, как при использовании механических систем топливоподачи с манжетным уплотнением плунжера и клапанными форсунками, так и аккумуляторных систем с микропроцессорной системой управления.

Надежность воспламенения топливовоздушной смеси от искры свечи зажигания на частичных режимах и холостого хода, когда среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$, возможно только при расслоении топливовоздушной смеси. Наиболее реальный путь решения этой задачи – использование полуразделенных или разделенных камер сгорания, пленочного смесеобразования и организации потока воздуха над поверхностью пленки на стенках камеры сгорания в направлении электродов свечи зажигания.

Таким образом, задачи, которые предстоит решить при создании двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости достаточно сложны и трудоемки. Потребуются годы и значительные ресурсы для его создания и постановки на производство, сопоставимые с затратами времени и средств на разработку двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и искровым зажиганием Р. Сарича [5] или двигателя, работающего по двухтактному и четырехтактному циклам [6], создаваемого автомобильными корпорациями и исследовательскими центрами Западной Европы. Однако и преимущества двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости более чем существенны. Реально ожидать повышения эксплуатационной экономичности до уровня дизеля с непосредственным впрыском при снижении уровня шума и выбросов вредных веществ с отработавшими газами, расширения ресурсов моторного топлива вследствие снижения требований к детонационной стойкости моторных топлив.

Литература:

1. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование //Перевод с нем. Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – Т.2. – М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.
2. Дьяченко В.Г. О возможности повышения быстроходности двигателя 16 ЧН 24/27 при сохранении номинальной мощности. – Труды ХПИ, серия «Энергомашиностроение», Т. XLIII, вып. 3. – Харьков: ХГУ, 1963. – С. 170–177.
3. Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С.27–29.
4. Дьяченко В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С.25–29.
5. Scott D. Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival. – Automotive Engineering, vol. 94, № 8, P. 74–79.
6. Игры с тактами. – За рулем. – 2004. – № 7. – С. 130.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ЧЕРЕЗ ПОВЫШЕНИЕ ЕГО КПД

Червяков В. И. (г. Тольятти)

Современный расчет ДВС осуществляется только через тепловой расчет двигателя, без учета особенностей кинематических связей между поршнем и кривошипно-шатунным механизмом. Так, например, в теоретическом термодинамическом цикле ДВС, процесс происходит адиабатный (без теплообмена с окружающей средой), и подразумевается, что усилие от поршня к валу передается постоянно ($p = \text{const}$). Этот способ наиболее близкий по передаче крутящего момента с помощью реечного механизма, что позволяет рассматривать расчет ДВС как чисто тепловой двигатель без учета кинематических связей.

Современная теория рассматривает только тепловой расчёт ДВС, хотя любой двигатель это не только тепловая машина, но и механизм со своими методами преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращение вала. Существует множество способов преобразования тепловой энергии в механическую.

Рассмотрим наиболее распространённый тип преобразования - это кривошипно-шатунный механизм.

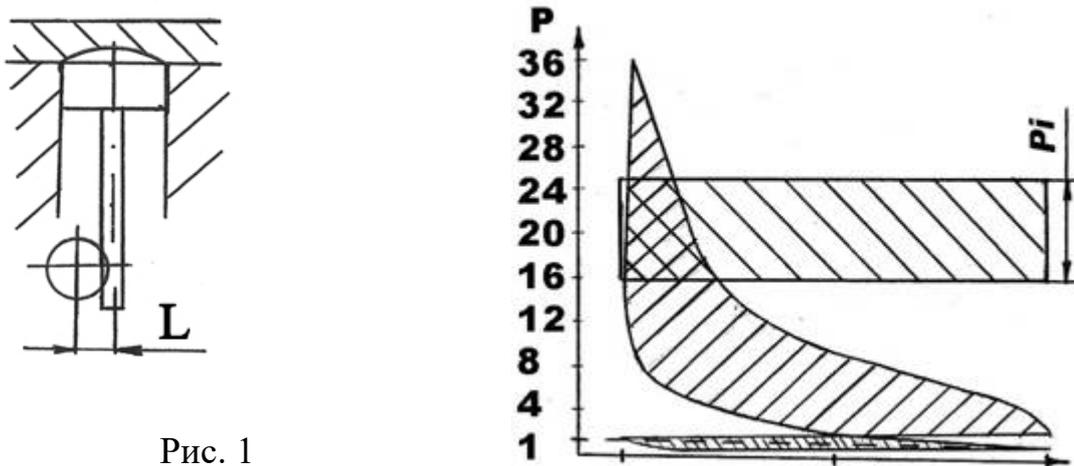


Рис. 1

Работа ДВС рассматривается как изобарный процесс (об этом говорит нахождение среднего индикаторного давления P_i при расчетах), т.е. это цилиндр с подвижным поршнем, на который действует неизменная сила.

Индикаторная диаграмма, реального изменения давления в поршневом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом, очень наглядно изображается в так называемой P, V - диаграмме (Рис. 2). Для упрощения расчета диаграмма давления в цилиндре реального двигателя (в реальном двигателе давление переменное) преобразовывается в среднее индикаторное давление P_i , т.е. рассматривается как для двигателя с реечной передачей крутящего момента (Рис. 1). Процесс $p = \text{const}$ можно трактовать как процесс перемещения поршня под действием постоянной силы, т.е. при постоянном сопротивлении.

Наиболее близкое к теоретическому процессу, преобразование тепловой энергии в механическую, происходило бы в паровых двигателях с реечной передачей крутящего момента на вал (если бы такие двигатели существовали). В этом случае пар в цилиндр подается при постоянном давлении (постоянная сила, действующая на поршень), и постоянная длина плеча обеспечивает постоянное сопротивление, образующееся от вращения вала.

Для поршневого двигателя внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом, такая методика не совсем точно отображает процессы, происходящие в реальном двигателе, т.к. давление в цилиндре меняется с момента удаления поршня от ВМТ, и происходит изменение длины плеча, через которое сила приложена к валу. Получается так, есть максимальное давление – плечо минимальное, есть максимальное плечо – давление минимальное. Так же надо учитывать при расчетах, что в двигателе внутреннего сгорания предполагается вращение коленчатого вала с постоянной угловой скоростью. Это значит, что скорость изменения объема в цилиндре (скорость перемещения поршня) будет не постоянная (в ВМТ и НМТ вообще равна нулю), соответственно строить индикаторную диаграмму в P, V координатах является не правомерно для реального двигателя. Лучше всего для отображения реальных процессов рассматривать индикаторную диаграмму в P, α координатах (зависимость давления от угла поворота коленчатого вала при изменении удельного объема).

Определяющей характеристикой любого двигателя является крутящий момент. Он характеризуется действующей силой на поршень образованной газами, и длиной плеча, через которое эта сила передает крутящий момент на вал двигателя. Если бы для преобразования тепловой энергии в механическую можно было бы

использовать реечный механизм (Рис. 1) жестко соединенный с поршнем, то при неизменной длине плеча, на величину крутящего момента влияло бы только переменная величина силы, возникающая от давления газов на поршень. В этом случае, плечо через которое передается крутящий момент остается неизменное. Т.е. между осью вала и силой приложенной к поршню образовавшимися при сгорании газами, образуется плечо L (Рис. 1), которое остается неизменное в любой точке нахождения поршня. Этот вариант наиболее близко подходит к современному расчету двигателя с учетом среднего индикаторного давления (в этом случае не надо учитывать изменение плеча - оно постоянное). Тогда крутящий момент зависит только от силы приложенной к поршню, которая в свою очередь зависит от изменения давления в цилиндре, и от площади поршня. К сожалению, в этом случае, рейка, как и поршень, движется по возвратно-поступательному принципу (вверх-вниз), и связать её с вращением вала двигателя пока никому не удалось, а для непрерывности цикла необходимо обеспечить кинематическую связь между поршнем и валом. Решив эту задачу можно резко поднять механическое КПД двигателя.

На данном этапе развития двигателестроения мы используем в двигателе внутреннего сгорания кривошипно-шатунный механизм, который обеспечивает кинематическую связь между поршнем и коленвалом. Но в кривошипно-шатунном механизме есть свои особенности - плечо между осью коленвала и силой приложенной к плечу величина переменная, и меняется от нуля в ВМТ (верхняя мертвая точка) до прямого угла (максимальное удаление от оси коленвала) и затем опять до нуля в НМТ (нижней мертвой точке). Кстати, если рассматривать само название ВМТ (верхняя мертвая точка), то она и называется “мертвая” потому, что в этой точке не совершается никакая работа, т.е. нахождение в этом месте поршня не имеет смысла с точки зрения полезности, хотя в этот момент в двигателе и создается максимальное давление (Рис. 2). Из-за того, что в ВМТ сила, приложенная к коленвалу, не совершает работу, то вся нагрузка от приложенной силы передается на опорные шейки коленвала, что приводит к перегрузке кривошипно-шатунного механизма, и резкому снижению ресурса двигателя. Так же в ВМТ самые максимальные тепловые потери, т.к. тепловая энергия не преобразовывается в механическую, то вся теплота передается интенсивно в окружающую среду через систему охлаждения.

Современный расчет ДВС совершается через нахождение среднего индикаторного давления.

Среднее индикаторное давление называют такое условное постоянное по величине давление P_i (Рис. 2), которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ до НМТ равную полезной работе газов за рабочий цикл. Как видим из определения среднего индикаторного давления, в расчете ДВС не учитывается неравномерность давления по ходу поршня. Наоборот происходит усреднение давления, что в корне не верно, и приводит к ошибке в расчетах ДВС.

Основной характеристикой у двигателя является крутящий момент. Для нахождения его построим диаграмму индикаторного давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала (Рис. 3), и диаграмму изменения длины плеча в зависимости от угла поворота кривошипа (Рис. 5). Нахождение максимальной длины плеча по углу поворота коленвала зависит от отношения длины шатуна к кривошипу, и чем длиннее шатун, тем ближе максимальное плечо к 90° после ВМТ, чем короче шатун, тем ближе максимальное плечо к ВМТ. В реальном двигателе максимальное плечо лежит в диапазоне от 70° до 85° . Чем ближе максимальное давление и максимальное плечо друг к другу по углу поворота коленвала, тем больше

крутящий момент. Пунктирной линией (Рис. 5) показано как изменяется длина плеча от угла поворота кривошипа реального двигателя ВАЗ-2106.

С учетом этих двух диаграмм, построим индикаторную диаграмму крутящего момента (Рис. 4). Как видим из диаграммы, максимальный крутящий момент находится около 35° градусов от ВМТ по ходу вращения коленчатого вала при рабочем такте в двигателе с внешним смесеобразованием, и в 35° до ВМТ в момент сжатия рабочей смеси. Индикаторную диаграмму крутящего момента удобней всего строить без учета площади поршней. Все постоянные величины (площадь поршня, количество поршней и т.д.) удобней всего подставлять уже при окончательных расчетах. Полезный крутящий момент за один цикл, совершаемый газами, определяется разностью площадей F_1 и F_2 (Рис. 4).

Все расчеты современного ДВС ведутся для ВМТ. Считается, что она оптимальная, хотя как мы уже выяснили, что она “мертвая” на самом деле. Исходя из выше сказанного, максимальный крутящий момент для каждого двигателя будет индивидуальным, и зависит он от геометрического расположения (по углу поворота коленвала от ВМТ) степени сжатия, длинны шатуна, и длинны кривошипа, и ряда других параметров. Степень сжатия (в дальнейшем расчетная степень сжатия) должна находиться не в верхней мёртвой точке, как общепринято, а в наиболее оптимальной. И она будет расположена за пределами ВМТ по ходу вращения коленчатого вала.

Теперь, когда степень сжатия мы не привязываем к одной точке (ВМТ), необходимо ввести такое понятие как расчетная степень сжатия.

Вообще стоит рассмотреть определение степени сжатия. Степень сжатия это отношение полного объема цилиндра к камере сгорания. Если полный объем цилиндра всегда неизменный, то камерой сгорания является место, где сгорает топливо, и соответственно этот объем не является постоянным. Все зависит от начала воспламенения воздушно-топливной смеси. Так, например, Этьен Ленуар (первый изобретатель ДВС) воспламенение производил в середине хода поршня.

Расчетная степень сжатия - это степень сжатия, при которой происходит бездетонационное воспламенение и сгорание воздушно-топливной смеси, с максимальным эффектом для данного двигателя.

В современных двигателях повышение степени сжатия приводит к резкому повышению давления в камере сгорания, а т.к. в этой точке тепловая энергия не преобразовывается в механическую энергию, то происходит тепловой удар по поршню и головке блока. В этом случае тепло интенсивно отводится на охлаждение через систему охлаждения, и способствует не рациональному использованию топлива.

Отличительные особенности дизельного двигателя, заключается в том, что впрыск топлива растянут по времени (по углу поворота), и процесс сгорания находится в наиболее благоприятном положении по длине плеча, тем самым и создается высокий крутящий момент в дизельном двигателе. Т.е. чем дальше максимальное давление от ВМТ по ходу вращения коленвала, тем выше КПД двигателя. Отсюда вывод, у любого современного двигателя есть резервы по повышению мощности, и по уменьшению расхода топлива. Показательным в этом случае является заметное отличие КПД у бензинового и дизельного двигателя.

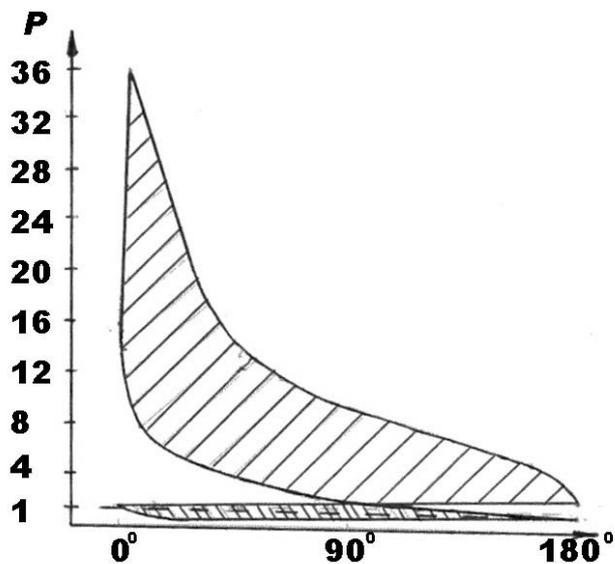


Рис. 3. Диаграмма изменения.

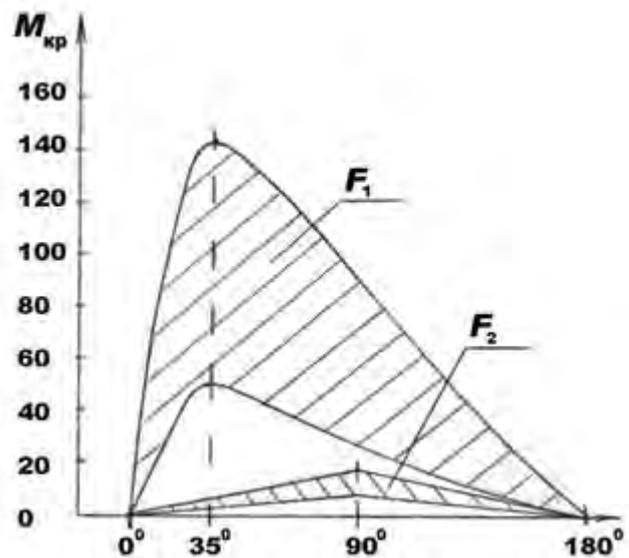


Рис. 4. Диаграмма крутящего момента.

давление.

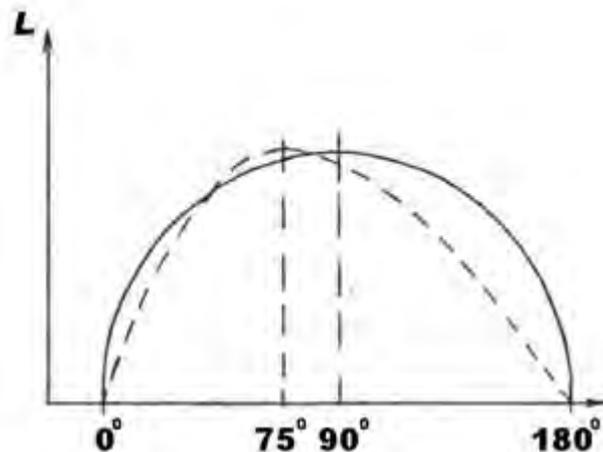


Рис.5. Диаграмма изменения длины плеча от угла поворота.

Теперь, построив индикаторную диаграмму крутящего момента (Рис. 4), мы можем определить наилучшие параметры для бензинового двигателя, и выбрать оптимальное место для расчетной степени сжатия.

РАСЧЕТ ДВС НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ-2106.

Как можно повысить максимальный крутящий момент (через повышение КПД двигателя) мы можем проследить на перерасчете реального двигателя внутреннего сгорания ВАЗ-2106 с объемом 1600 см^3 и степенью сжатия 8,5 единиц. Построим сравнительные индикаторные диаграммы крутящего момента для такта сжатия (нижняя кривая) и такта расширения (верхняя кривая). Расчетная степень сжатия для базового двигателя расположена в ВМТ (Рис. 6), соответственно получим, что площадь ограниченная двумя кривыми (полезный крутящий момент) составляет 31 единицу. Если вынести расчетную степень сжатия за ВМТ на 20° (Рис. 7), то площадь диаграммы будет составлять 38 единиц, или прирост крутящего момента составит 25%. Если расчетную степень сжатия вынести за ВМТ на 34° (Рис. 8), то площадь диаграммы будет составлять 44 единицы, или прирост крутящего момента составит 40% по отношению к базовому расчету. Нахождение оптимального крутящего момента для двигателя рассматривается при одних и тех же параметрах по давлению, и по длине плеча, т.е. для одного двигателя. Прирост мощности получился за счет оптимизации снятия крутящего момента коленвалом, тем самым мы обеспечили повышение КПД двигателя по сравнению с базовой моделью.

Для проверки этого метода расчета был выбран второй вариант увеличения мощности. Расчетная степень сжатия 8,5 была установлена в 20 градусах от ВМТ

на двигателе ВАЗ-2106. Это дало в верхней мертвой точки степень сжатия 13 единиц. Мощность двигателя возросла до 98 л.с. вместо 75 л.с. по паспорту, прирост составил более чем 30%. Расход топлива снизился на 24% и составляет 5,5 литров на 100 км.

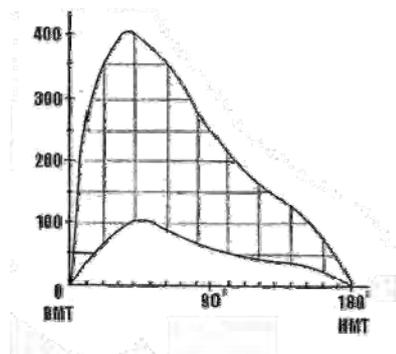


Рис. 6

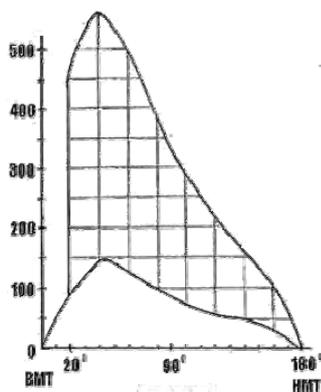


Рис. 7

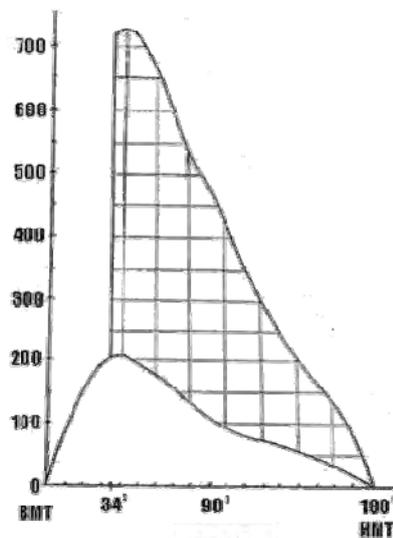


Рис. 8

Литература:

1. Автомобильные и тракторные двигатели: В 2 ч. Конструкция и расчет двигателей. Под ред. И.М. Ленина. Учебник для вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Высш. шк., 1976.
2. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 1971.
3. Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. М.: Высш. шк., 1985.

ИЕРАРХИЧЕСКАЯ СИСТЕМА МОДЕЛЕЙ ДВС

Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н. (Тульский государственный университет)

Современный этап теоретических исследований ДВС характеризуется большим разнообразием используемых математических моделей, сложность которых постоянно возрастает. При этом математическое описание ДВС непосредственно связано с тем аспектом, в котором рассматривается двигатель и который интересует исследователя.

Блочно-иерархический подход к двигателю и процессу его проектирования является перспективным и широко распространенным [1]. Здесь на каждом уровне проектирования имеется совокупность математических моделей определенной сложности. Сложность математических моделей увеличивается с переходом на низшие уровни и подуровни проектирования. При этом в используемых в настоящее время моделях значительное внимание уделяется отдельным элементам, второго и более низших уровней без детального учета их взаимодействия с другими элементами и ДВС в целом.

Ключевым моментом в разработке иерархической системы моделей, которая должна определить место уже существующих моделей, установить перечень вновь создаваемых и сформулировать их взаимодействия с существующими является аспект рассмотрения ДВС как динамической системы, функционирующей во времени.

Известны два типа динамических моделей [2] – «фазовые» и «функциональные». ДВС в соответствии с известной из кибернетики классификацией [3] относится к диффузным системам, для которых характерна тесная взаимосвязь протекающих в них процессов различной физической природы. К построению математических моделей диффузных систем существуют два различных подхода: детерминированный и вероятностный. Причем модель, построенная в рамках первого подхода, является фазовой, а второго – функциональной. Для ДВС значительный интерес представляет комбинация детерминированного и вероятностного подходов обеспечивающая построение не только фазовых и функциональных, но и комбинированных моделей.

Для построения системы моделей требуемого качества необходима классификация ДВС по их динамическим особенностям, которая позволит выделить основное ядро, определяющее важнейшие свойства двигателя как энергодинамической установки, и вспомогательные звенья, уточняющие и детализирующие эти свойства. В основу такой классификации может быть положена структурная схема ДВС, представленная на рис. 1.

Структура каждого из векторов и операторов схемы приведена в табл. 1 и 2 на примере дизельного двигателя ТМЗ-450Д.

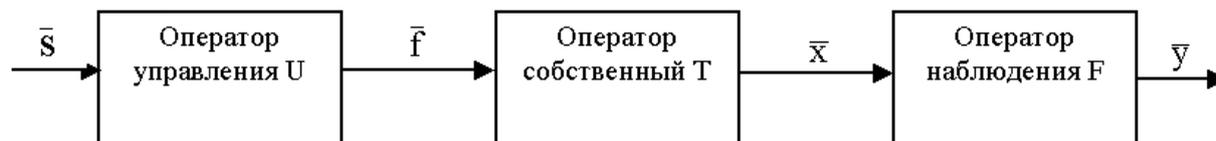


Рис. 1. Структурная схема ДВС

Таблица 1. Характеристика векторов схемы

Вектор	Описание вектора	Компоненты вектора
\bar{s}	Вектор управляющих воздействий (регулируемых и нерегулируемых); включает внешние воздействия со стороны окружающей среды или управляющие воздействия со стороны оператора.	– давление и температура окружающей среды; – положение рейки топливного насоса; – угол опережения впрыска топлива; – нагрузка (момент сопротивления) на валу.
\bar{f}	Вектор входных параметров и характеристик; включает конструктивные и эксплуатационные параметры, зависящие от управляющих воздействий.	– масса топлива; – масса воздуха; – закрутка потока; – закон выгорания топлива в цилиндре двигателя; – тепловой поток, отводимый при теплообмене; – сила сопротивления движению твердых звеньев; – колебания носителя.
\bar{x}	Вектор собственный; включает фазовые координаты, описывающие	– давление в цилиндре; – температура в цилиндре; – угловая скорость;

	изменение состояния ДВС как динамической системы.	– угол поворота коленчатого вала; – координата корпуса двигателя; – скорость движения корпуса двигателя.
\bar{y}	Вектор выходных параметров; включает параметры, характеризующие результат процесса функционирования двигателя.	– эффективная мощность; – эффективный крутящий момент; – удельный эффективный расход топлива; – состав продуктов сгорания; – интенсивность колебаний корпуса.

Первым уровнем иерархической системы моделей является фазово-функциональная модель основного ядра, т.е. собственный оператор T . Эта модель отражает основные особенности двигателя как системы преобразующей энергию во времени и может быть использована для анализа как переходных, так и установившихся режимов при исследовании работы двигателя, а также для определения основных конструктивных параметров при его проектировании.

Фазовая составляющая модели отражает термодинамические преобразования, происходящие в двигателе и использует для этого аппарат тепломеханики [4]. Функциональная составляющая отражает трудноформализуемые явления, такие как газодинамические процессы наполнения и опорожнения цилиндра, процесс подачи и горения топлива и ряд других с помощью показателей, полученных на основе статистической обработки расчетных или экспериментальных данных.

Таблица 2. Характеристика операторов схемы

Оператор	Функции оператора	Структура оператора (компоненты математического описания ДВС)
Управления U	Устанавливает связь управляющих и возмущающих воздействий \bar{s} с входными параметрами двигателя \bar{f} . Отражает процесс функционирования систем ДВС	– система топливоподачи (регулирования); – система впуска; – система выпуска; – система смазки; – система охлаждения.
Собственный T	Устанавливает связь входных параметров \bar{f} с фазовыми координатами двигателя \bar{x} . Отражает процесс функционирования ДВС (изменение его состояния во времени)	– собственно поршневой двигатель.
Наблюдения F	Используется для определения выходных характеристик двигателя	– определение состава продуктов сгорания.

Примером модели первого уровня может являться математическое описание [5] одноцилиндрового дизельного двигателя ТМЗ-450Д. Дифференциальные уравнения модели отражают процессы преобразования энергии в газовом звене (производные $\frac{dp}{dt}$ и $\frac{dT}{dt}$) и законы движения твердых звеньев (производные $\frac{d\omega}{dt}$ и $\frac{d\varphi}{dt}$). При этом газодинамические процессы отражены коэффициентами расхода μ_{en} , $\mu_{вып}$, процессы горения показателями Вибре m , φ_z , функционирование топливоподающей системы определено массой подаваемого топлива m_x .

Решения уравнений модели определяют изменение фазовых координат – температуры (T) и плотности (ρ) рабочего тела в цилиндре, угловой скорости (ω) и угла поворота коленчатого вала (φ) во времени (t). С их помощью можно определить условия существования устойчивого автоколебательного режима работы ДВС, определить его параметры, а также найти количественные показатели переходных процессов, возникающих в двигателе при воздействии различных возмущений.

Изменение во времени основных фазовых координат приведено на рис. 2. Модель первого уровня, являясь интегральной и решающей важнейшую задачу о поведении двигателя «в целом», не дает ответов на ряд актуальных вопросов, связанных с частными, но кардинально влияющими на работу двигателя процессами и системами.

Математические модели этих процессов и систем должны быть введены в модель двигателя в результате пристыковки к собственному оператору T операторов управления U и наблюдения F . Следствием указанного действия являются более детализированные модели второго уровня.

Для их получения необходим метод, позволяющий безошибочно и оперативно формулировать условия на границах взаимодействующих систем.

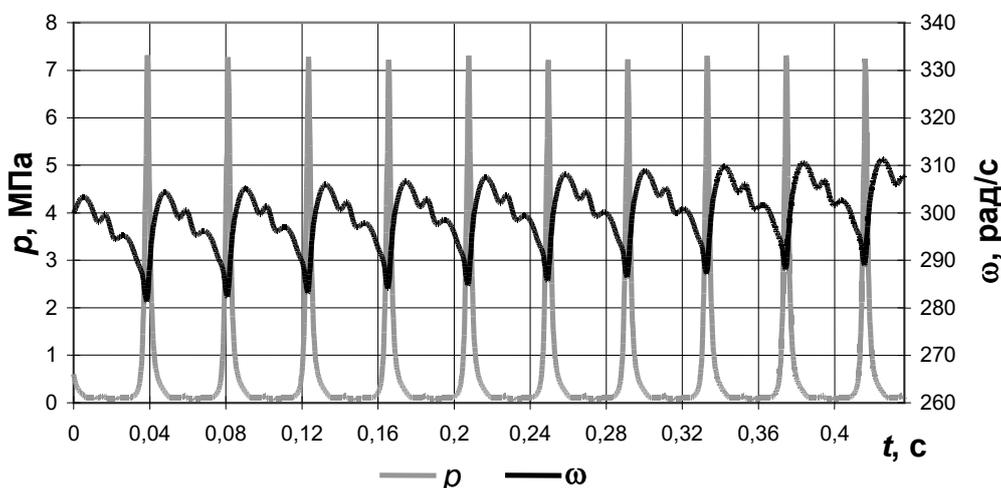


Рис. 2. Изменение давления и угловой скорости во времени

Такой метод известен. Это теория графов связей [6], важнейшим положением которой является тезис о ведущей роли в любом процессе (за исключением информационного) энергетического воздействия, величина которого определяется свойствами обеих взаимодействующих систем. При этом передаваемый поток энергии всегда определен произведением двух модельных величин, называемых фундаментальными (ток и напряжение для электрических, сила и скорость для механических, давление и объемный расход для гидравлических, удельная энергия и массовый расход для газовых систем), одна из которых определена первой системой, а оставшаяся другая – второй.

Примером моделей второго уровня может являться модель двигателя ТМЗ-450Д детализированная фазовыми моделями:

- а) системы впуска и выпуска;
- б) системы топливоподачи с центробежным регулятором частоты вращения.

Модель двигателя, детализированная по системам впуска и выпуска, дополняется уравнениями, описывающими нестационарное движение газа (в общем случае трехмерное) [7]: результат решения – переходные процессы во впускной системе (расчет выпускной системы производится аналогично) приведен на рис. 3.

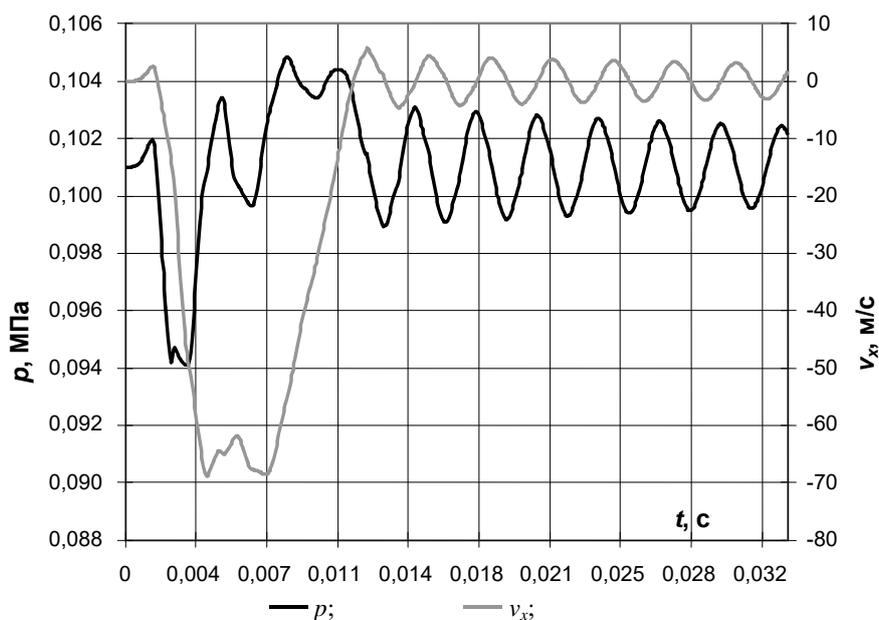


Рис. 3. Переходные процессы во впускной системе

При построении модели двигателя второго уровня модели впускной и выпускной системы определяли приход (расход) рабочего тела для основного ядра, а модель основного ядра определяла давление на входах в модели систем впуска (выпуска).

Модель двигателя, детализированная по системе топливоподачи с механическим регулятором, дополняется уравнениями модели регулятора [5].

В данной модели фазовое представление разработано лишь для центробежного регулятора числа оборотов. Топливный насос, магистрали и форсунка отражены функциональными моделями.

Результат решения – переходные процессы в двигателе при запуске и набросе нагрузки с 5 до 20 Н·м приведен на рис. 4.

При построении модели второго уровня модель системы топливоподачи определяла расход топлива для модели основного ядра, а модель основного ядра задавала скорость вращения вала регулятора.

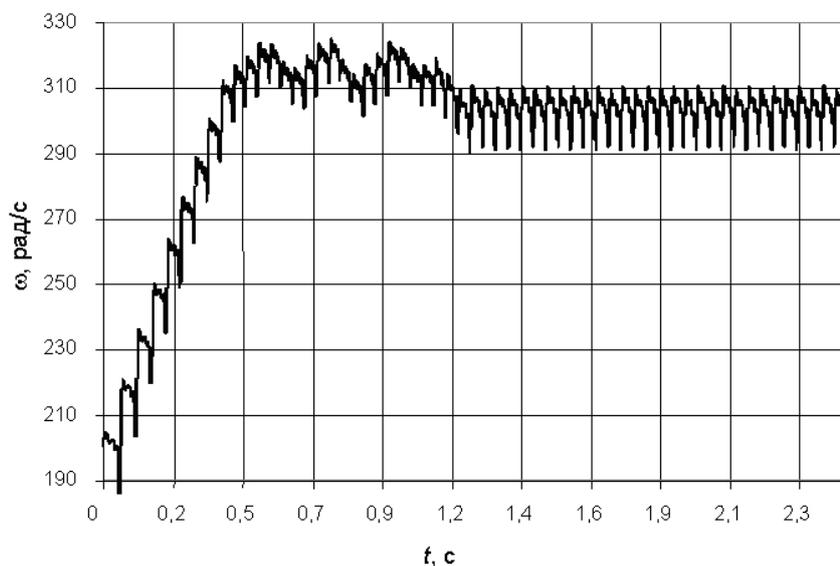


Рис. 4. Переходные процессы в двигателе при запуске и набросе нагрузки с 5 до 20 Н·м

Практическое использование предложенной иерархической системы моделей позволяет:

1). По модели первого уровня с малыми затратами времени и средств в результате многократно повторяемого машинного анализа осуществить определение основных параметров двигателя и получить значения показателей, определяющих работу систем, сопряженных с основным ядром (газообмена, топливоподачи и других.).

2). По частным моделям подсистем определить их параметры, обеспечивающие нужные значения показателей, входящих в модель первого уровня.

3). По модели второго уровня, учитывающей взаимодействие моделей основного ядра и систем ДВС, осуществить поверочный расчет правильности выбранных значений всех параметров.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984, – 384 с., ил.

2. Неймарк Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1972. – 471 с.

3. Вычислительные машины и мышление. – М.: Мир, 1967. – 246 с.

4. Малиованов М.В. Тепломеханика как теоретическая база исследования ДВС // Вопросы проектирования и создания автотранспортных средств и систем: Изв. ТулГУ – Тула: ТулГУ, 1995.– С. 154 – 162.

5. Малиованов М.В., Плешанов А.А., Темнов Э.С., Хмелёв Р.Н. Разработка математической модели двигатель-генераторной установки на базе дизеля ТМЗ-450Д // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. №1. – С. 51 – 56.

6. Малиованов М.В. Применение графов связей для математического описания открытых термодинамических систем // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1989. – Вып. 14. – С. 309 – 317.

7. Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н. Разработка комплекса математических моделей для описания газодинамических процессов в ДВС // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. №1(4). – С. 43 – 45.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В *НСС* ДВИГАТЕЛЕ ДО МОМЕНТА САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Гусаков С.В., Епифанов И.В. (Российский университет дружбы народов)

Как и в двигателе с искровым зажиганием, топливовоздушная смесь в *НСС* двигателе находится в состоянии, близком гомогенному. При ее сжатии температура в камере сгорания достигает таких значений, при которых происходит самовоспламенение топлива. При этом наблюдается объемное сгорание без турбулентного распространения пламени. Скорость перемешивания капель топлива с воздухом на рабочий процесс в *НСС* двигателе не оказывает влияния. Преимуществом такого горения без образования высокотемпературных локальных зон является низкая средняя температура цикла, благодаря чему выбросы оксидов азота весьма малы.

Для разных сортов топлив организация *HCCI* процесса возможна в двигателях со степенями сжатия большими, чем в двигателях с искровым зажиганием аналогичной размерности. Поскольку тепловыделение в *HCCI* процессе происходит при постоянном объёме, при степенях сжатия как у дизеля, термический КПД цикла *HCCI* процесса выше, чем в двигателе с принудительным воспламенением. Кроме того, в *HCCI* двигателе при работе на частичных нагрузках на установившихся режимах удельный эффективный расход топлива ниже, чем у двигателей с искровым зажиганием (до 30%) [6].

Для реализации *HCCI* процесса известен ряд препятствий. Одно из них - трудность управления рабочим процессом в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Это и отсутствие принудительного зажигания топливовоздушной смеси на оптимальном угле поворота коленчатого вала, как в двигателе с искровым зажиганием, так и отсутствие регулирования угла опережения впрыска топлива, как в дизеле. Склонность к неустойчивой работе *HCCI* двигателя результат его высокой чувствительности к начальным условиям: химическому составу топлива, температуре смеси на впуске и др. В работе предпринята попытка дать характеристику состояния топливовоздушной смеси в цилиндре на момент, предшествующий самовоспламенению. Кроме того, целесообразно выявить влияние частоты вращения коленчатого вала n на картину распределения концентрации топлива в камере сгорания и температуры внутри цилиндра с учетом тепломассообмена и турбулентности.

Для исследований начальных условий в камере сгорания при организации *HCCI* процесса выбран современный дизель *VW TDI* автомобильного класса, пригодный для обычных и гибридных силовых установок. Двигатель *VW TDI* 4-х цилиндровый, с газотурбинным наддувом и с непосредственным впрыском топлива, рабочим объёмом 1,9 л, степенью сжатия 19.

Таблица 1. Технические данные дизель *VW TDI*

Диаметр цилиндра, мм	79,5	Углы опережения открытия,	
Ход поршня, мм	95,5	град.:	
Степень сжатия	19	впускного клапана	16
Рабочий диапазон частот вращения коленвала, мин ⁻¹	800...3600	выпускного клапана	28
		Углы запаздывания	
		закрытия, град.:	
		впускного клапана	25
		выпускного клапана	19

Двигатель реконструирован для работы в *HCCI* процессе: форсунки заменили на охлаждаемые датчики давления, снят турбокомпрессор, установлен подогреватель воздуха на впуске. В табл. 1 даны основные характеристики *HCCI* двигателя *VW TDI*. В качестве топлива использован хорошо перемешивающийся с воздухом пропан (октановое число около 105), благодаря чему достигнут высокий КПД [4].

Для описания характеристик турбулентного потока применена стандартная полуэмпирическая двухпараметрическая диссипативная k - ε модель, основанная на двух уравнениях переноса (транспортных уравнениях) для кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации этой энергии ε . Система уравнений позволяет рассчитать поля значений турбулентной вязкости μ_t в камере сгорания [3]. Она имеет две эмпирические константы. Эти константы определены экспериментально для турбулентных струй и подходят для большинства инженерных задач [5].

Для учёта тепломассообмена в дополнение к уравнениям неразрывности и количества движения решаются дополнительные уравнения сохранения энергии с использованием аналогичной концепции Рейнольдса о переносе турбулентного количества движения. При этом решение уравнений энергии можно рассматривать как уточнение поля температур в задаче газодинамики. В первую очередь, это уточнение необходимо не для газодинамической задачи, а для описания кинетики химических реакций между компонентами, поскольку константы скорости реакции сильно зависят от температуры [3].

Двумерный расчёт носит оценочный характер и позволяет определить характеристики потока рабочей смеси в диаметральной плоскости цилиндра *НСС1* двигателя.

При моделировании давление на впуске (на границе *1* всасывания топливовоздушной смеси, рис.1) равно 0,1 МПа, $k=0$, $\varepsilon=0$. Поверхность внутренних стенок впускного коллектора гладкая, пульсации скорости потока у поверхности стенок отсутствуют. Температура смеси достигает 435°K за счет подогрева воздуха перед впускным коллектором. Для предотвращения детонации при сгорании смесь у границы *1* бедная ($\alpha \approx 2,8$). Во впускном коллекторе применен 30% перепуск отработавших газов, повышающий общую температуру смеси (см. табл. 2) и замедляющий процесс горения. В начале расчета принято равенство температур по всему объему камеры сгорания (КС) и во впускном патрубке (см. рис 1). Кроме того, для зон 4, 5 (рис.1) в начальный момент времени считаем смесь гомогенной и однородной.

На рис. 1 представлены результаты расчёта температур в центре камеры сгорания в процессе сжатия рабочей смеси (за 10° ПКВ до ВМТ).

Расчет показал, что с увеличением частоты вращения температура в КС растёт. Что является результатом снижения потерь теплоты за счёт сокращения времени на тактах впуска и сжатия.

Таблица 2. Начальные и граничные условия

Граница/Зона	1 (г.у.)	2 (г.у.)	3 (г.у.)	4 (н.у.)	5 (н.у.)
Температура, град. К	435	435	450	435	760
O ₂	0.178	—	—	0.178	0.123
H ₂ O	0.022	—	—	0.022	0.064
CO ₂	0.016	—	—	0.016	0.048
N ₂	0.771	—	—	0.771	0.763
C ₃ H ₈	0.013	—	—	0.013	0.002

Считаем, что смесь гомогенна, но неоднородна по концентрации топлива, т.е. её химический состав во всех частях изменяется непрерывно (без скачка) от одной точки расчета к другой [1]. Кроме того считаем, что смесь однофазная, внутри которой нет поверхностей фазовых или иных разделов, которые отделяли бы друг от друга части системы с разными свойствами [2]. Учитывается также неоднородность пространственного распределения по температуре. Результаты расчёта коэффициента α в средней части КС для разных частот вращения показан на рис. 3

Расчет показал, зависимости коэффициента α имеют характерную выпуклость. Обогащение смеси (уменьшение коэффициента α) ближе к стенкам цилиндра объясняется траекториями движения топливовоздушной смеси (вдоль стенок) в процессе впуска, а также склонностью тяжёлых молекул топлива накапливаться в областях КС с низшими температурами.

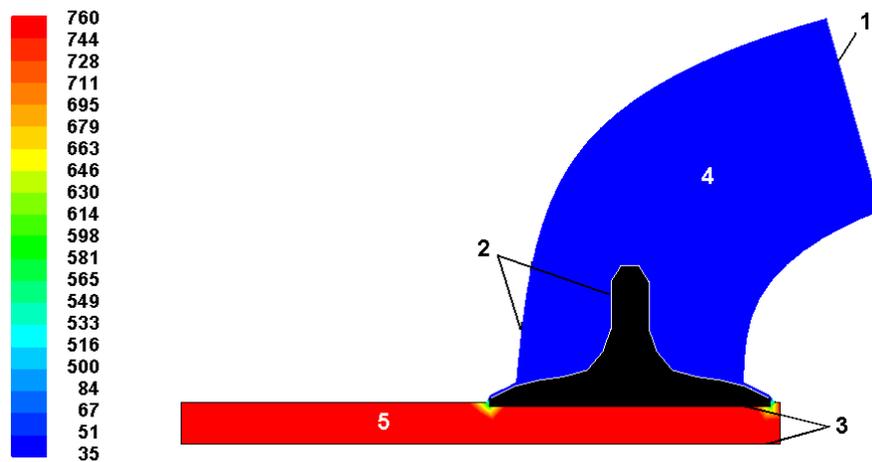


Рис.1. Контур температур в КС (начальные условия - н.у.)

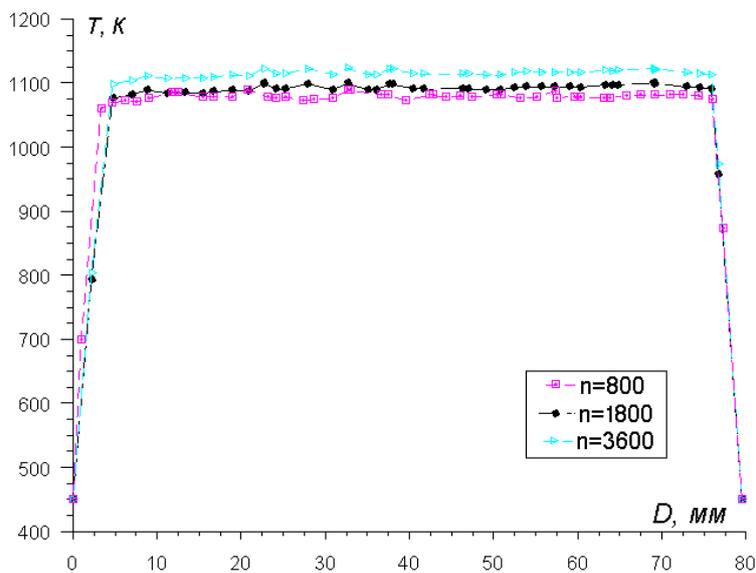


Рис.2 Распределение температуры вдоль поршня

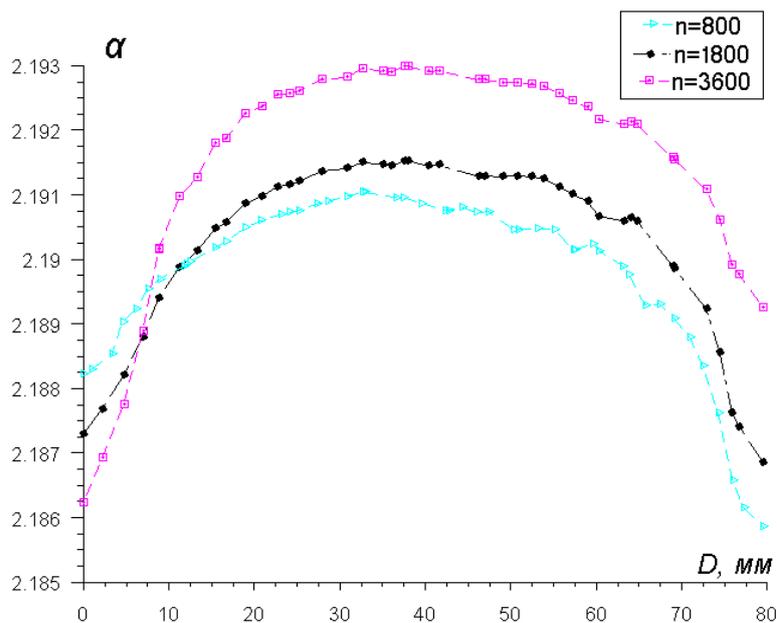


Рис.3 Распределение коэффициента избытка воздуха вдоль поверхности поршня

Как видно из расчетной схемы (рис. 1), проходное сечение клапана в его открытом положении с левой и правой сторон различно, что и привело к несимметричности графиков с показателями α относительно оси симметрии цилиндра. С ростом n смесь становится богаче в левой половине КС (см. рис. 3) и беднее в правой. Это следствие увеличения гидравлического сопротивления в проходном сечении клапана для узкой его части (на рис. 1, справа). Отметим также, что с ростом n падение α более круто со стороны противоположной клапану благодаря возрастанию скорости движения топливоздушнoй смеси на такте впуска, а за счет большей инерционности тяжёлых фракций и наблюдается их накопление у стенки в левой части КС. По мере приближения топливоздушнoй смеси к другой стенке её кинетическая энергия уменьшается, поэтому аналогичной картины справа не наблюдается.

С ростом n доля кислорода в цилиндре к началу поступления топливоздушнoй смеси в КС и поля распределения α и T в зоне 4 (рис. 1), не изменяются. Таким образом, отношение количества кислорода, вошедшего в цилиндр, к теоретически необходимому его количеству для полного сгорания 1 кг топлива с ростом n увеличивается, что следует из рис. 3.

Выводы:

1. Применение модели турбулентного теплообмена позволяет выполнить параметрический расчёт с анализом начальных данных для *HCCI* процесса.
2. В *HCCI* процессе имеет место неоднородность как по температуре, так и по составу смеси, растущая с увеличением n .
3. С ростом n коэффициент наполнения понижается, но увеличивается температура топливоздушнoй смеси в цилиндре, что следует учитывать в высокочувствительном к температуре и склонном к неустойчивой работе *HCCI* двигателе.
4. Результаты газодинамического расчёта могут быть использованы как начальные условия для расчёта процесса горения в многозонной химико-кинетической модели.

Литература:

1. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика // Наука, 1979 г., 512 с.
2. Лосев С. А., Осипов А. И., Уваров А. В., и др. Физико-химические процессы в газовой динамике. Справочник // МГУ, 2002. 368 с.
3. Чесноков С. А. Химический турбулентный теплообмен в ДВС // ТулГУ, 2005. 466 с.
4. Gong X., The effects of DTBP on the oxidation of SI PRF-a study in an *HCCI* engine and in a pressurized flow reactor // Thesis, Drexel Univ., US, 05
5. Launder B. E., Spalding D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence // Academic Press, London, 1972.
6. Ogink R., Computer Modeling of *HCCI* Combustion // Thesis, Chalmers Univ., Sweden, 2004., 140 с.

РАСЧЕТ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ

Кулешов А.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В связи с ужесточением нормативов на выбросы вредных веществ двигателями внутреннего сгорания, особую актуальность приобретают вопросы организации рабочих процессов дизелей таким образом, чтобы снизить выбросы оксидов азота

и сажевых частиц. Одним из методов решения этой задачи является использование многократного впрыска на частичных режимах работы ДВС. Актуальной, является задача математического моделирования работы дизеля с многократным впрыском с целью дальнейшей компьютерной оптимизации стратегии впрыска, т.е. выбора доли топлива в каждой порции и временной задержки между ними. Для решения подобного рода задач в МГТУ им. Н.Э.Баумана была разработана математическая модель процесса сгорания в дизеле на основе многозонной модели топливной струи предложенной профессором Разлейцевым Н.Ф. [1]. В настоящее время разработано несколько многозонных моделей дизельной струи, наиболее распространенной является модель профессора Хироюасу (Hiroyasu) [2]. Однако, существующие модели не уделяют достаточного внимания взаимодействию струи со стенками камеры сгорания, хотя известно, что большую часть периода своего развития на режимах большой мощности струя находится в контакте со стенками, и распределение топлива в пристеночных зонах играет существенную роль в процессе сгорания. Особо следует выделить такие эффекты, как влияние температуры стенок, в район которых попадает топливо, попадание топлива на стенки зеркала цилиндра, на крышку цилиндра, а также пересечение пристеночных потоков образованных соседними струями на поверхности поршня. Модель Разлейцева хорошо согласуется с представлениями других авторов и позволяет учесть особенности взаимодействия струи со стенками камеры сгорания. В настоящей работе модель Разлейцева была дополнена подмоделями развития тангенциального воздушного вихря и взаимодействия струй и пристеночных потоков с этим вихрем, возможностью учета движения поршня и произвольной формы камеры сгорания, а также уточненной методикой расчета периода задержки самовоспламенения которая используется с целью оценки последнего для каждой порции многократного впрыска [3, 4]. Разработанная методика внедрена в программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, предназначенный для исследований и оптимизации рабочих процессов двух- и четырехтактных ДВС с разными системами наддува, который в настоящее время используется как в учебных целях, так и для профессиональных исследований (<http://www.diesel-rk.bmstu.ru>).

Согласно этой модели, струя в своем развитии проходит три стадии:

- 1) Начальное образование плотного осевого потока воздуха и капель.
- 2) Основная стадия развития кумулятивной струи с торможением и разрушением осевого потока в переднем фронте.
- 3) Период взаимодействия струи со стенками камеры сгорания и распределение уплотненного топливогазового слоя вдоль стенок. Форма пристеночного пятна и скорость его растекания в различных направлениях зависят от угла встречи струи со стенкой и влияния воздушного вихря.

Рассчитывая движение каждой элементарной порции топлива от распылителя к вершине струи (с учетом переноса и деформации струи вихрем), методика позволяет определить распределение топлива в каждой из характерных зон, на которые разбивается струя (рис. 1).

Если в процессе развития струи, топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то, наряду с упомянутыми, выделяются соответствующие дополнительные зоны.

Расчет тепловыделения в камере сгорания дизеля строится, основываясь на предположении, что во время впрыска и развития струй скорость сгорания лимитируется в основном скоростью испарения. Зная распределение топлива по характерным зонам топливной струи, а также условия в этих зонах, можно рассчитать

скорость испарения, и далее, скорость сгорания с учетом основных влияющих факторов.

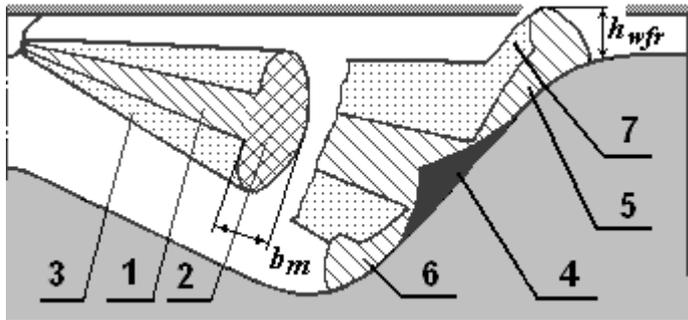


Рис. 1. Схема характерных зон дизельной струи: 1 – уплотненное осевое ядро, 2 – уплотненный передний фронт, 3 – разреженная оболочка свободной струи, 4 – осевое коническое ядро пристеночного потока (ПП), 5 – уплотненное ядро ПП на поверхности поршня, 6 – уплотненный передний фронт ПП, 7 – разреженная оболочка ПП.

При расчете скорости сгорания в двигателе с многократным впрыском, сгорание каждой впрыскиваемой порции рассчитывается отдельно, учитывая массу впрыскиваемого топлива и текущий коэффициент избытка воздуха α для каждой порции.

Период задержки самовоспламенения при многократном впрыске рассчитывается для каждой порции впрыскиваемого топлива. Топливо второй, третьей и последующих порций может быть подано в цилиндр после ВМТ с большой задержкой и в газовый заряд, содержащий значительную долю продуктов сгорания предыдущих порций. Эти специфические условия не позволяют использовать для расчета периода задержки классические формулы в исходном виде. Для решения этой проблемы, в настоящей работе на основании анализа экспериментальных данных для разных двигателей, были получены соотношения, позволяющие рассчитывать период задержки для каждой порции топлива при многократном впрыске. Период задержки самовоспламенения для каждой j -порции определяется из уравнения: $\tau_{ij} = C_t C_c \tau_{ih}$; где: C_t – коэффициент учитывающий рост температуры во время периода задержки для j -порции; C_c – коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания в цилиндре в момент воспламенения j -порции; τ_{ih} – период задержки самовоспламенения j -порции, полученный традиционным образом [5], путем интегрирования выражения:

$$\int_0^{\tau_{ih}} \frac{d\tau}{\tau_i} = 1; \quad \tau_i = 3.8 \cdot 10^{-6} (1 - 1.6 \cdot 10^{-4} n) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8.318 T} \cdot \frac{70}{CN + 25}\right);$$

где: τ_i – период задержки самовоспламенения, рассчитанный по модифицированной формуле Толстова; $E_a = 23000 \dots 28000$ [кДж/кмоль] – условная энергия активации предпламенных реакций; CN – цетановое число топлива, T и p – текущие температура и давление [МПа] в цилиндре, n частота вращения коленчатого вала.

Для расчета коэффициента учитывающего рост температуры предложено уравнение, полученное из обработки экспериментальных данных:

$$C_t = \begin{cases} 1 & \text{if } x_t \geq 30; \\ -4 \cdot 10^{-7} x_t^3 + 5 \cdot 10^{-5} x_t^2 - 0.0032 x_t + 1.0832 & \text{if } x_t < 30 \end{cases}; \quad x_t = \frac{T_\tau - T_i}{1000 \tau_{ih}} 6n;$$

При расчете скорости тепловыделения, используется распространенное допущение о разделении процесса сгорания на 4 основных стадии, которые отличаются своими физическими и химическими особенностями, лимитирующими скорость процесса.

- Период задержки самовоспламенения.
- Выгорание топлива, испарившегося за период задержки.
- Выгорание впрыскиваемого топлива.
- Догорание после впрыска.

При расчете сгорания в дви-

где: T_i и T_τ - средние значения температуры в цилиндре в момент начала впрыска j -порции и в конце периода задержки τ_{ih} этой порции, соответственно. Зависимость $C_t = f(x_t)$ представлена на рис. 2. Соответствующие экспериментальные данные для дизеля Caterpillar D/S = 137/165 мм были опубликованы Бакенхусом (Bakenhus) и Рэйцем (Reitz) [6]; данные для тепловозного дизеля Д49 (D/S = 260/260 мм) с двухразовым впрыском были предоставлены Коломенским заводом.

Коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания C_c рассчитывается как функция от доли стехиометрических продуктов сгорания C в объеме цилиндра в период задержки самовоспламенения. Зависимость $C_c = f(C)$ полученная путем обработки экспериментальных данных опубликованных разными авторами [6, 7, 8] представлена на рис. 3.

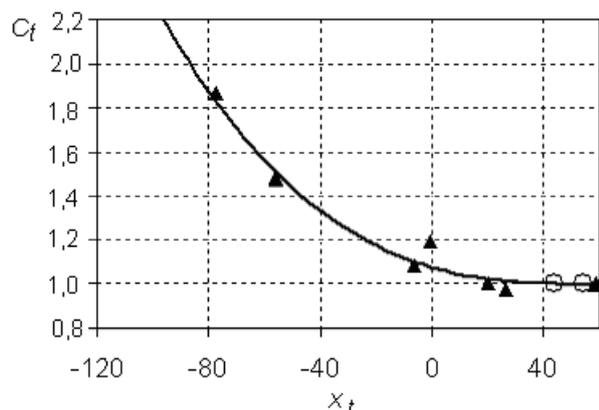


Рис. 2. Поправочный множитель C_t учитывающий изменение температуры во время периода задержки самовоспламенения. Обозначения: ▲ – данные Bakenhus, Reitz [6]; ○ – данные Коломенского завода.

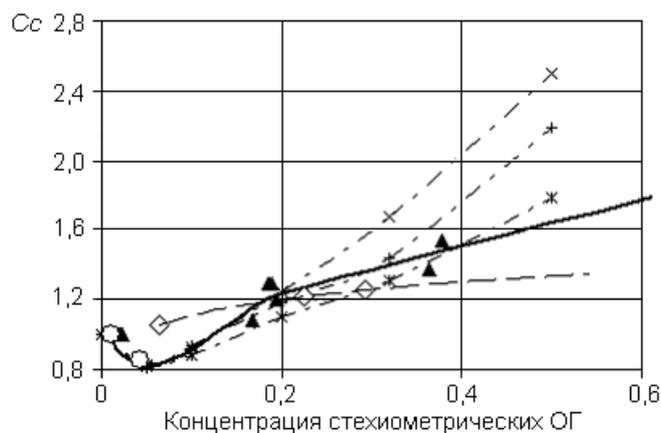


Рис. 3. Поправочный множитель C_c учитывающий концентрацию продуктов сгорания во время периода задержки самовоспламенения. Обозначения: ▲ – по данным [6]; ◇ – по данным [8]; ○ – данные Коломенского завода; по данным [7] полученным в бомбе при температурах: * $T=700$ К; × $T=773$ К; + $T=823$ К

Оба поправочных коэффициента равны 1 для обычных дизелей с обычными значениями опережения впрыска. Однако если впрыск начинается после ВМТ, или последующие порции топлива подаются в заряд, где уже имело место сгорание предыдущих порций, представленные зависимости позволяют рассчитывать период задержки самовоспламенения с учетом этих факторов.

. Для проверки возможностей расчетной методики были произведены расчеты рабочих процессов различных двигателей, в которых реализован многократный впрыск. На рис. 4 представлены результаты расчета смесеобразования и сгорания в тепловозном дизеле Д49 при реализации двухразового впрыска. На долю пилотной порции приходится около 11% цикловой подачи. Видно, что вспышка пилотной порции происходит после завершения ее подачи, основной впрыск начинается уже при догорании пилотной порции. Получено хорошее согласование расчетной и экспериментальной кривых скорости тепловыделения dx/dx .

Еще одной возможностью представленной модели смесеобразования и сгорания в дизеле является возможность анализа развития пристеночных потоков топливных струй в различных камерах сгорания, например на рис. 4 представлено изображение струй топлива и пристеночных потоков в камере сгорания типа «мелкий Гессельман» дизеля Д49. Струя, встречаясь с поверхностью поршня под ост-

рым углом, образует относительно узкий и вытянутый в радиальном направлении пристеночный поток.

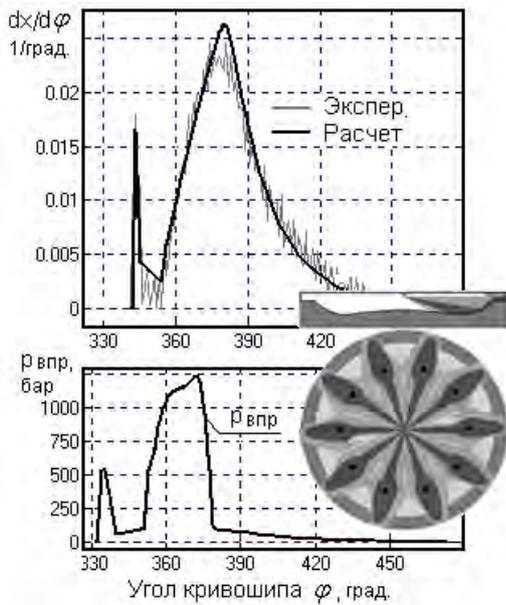


Рис. 4. Скорость тепловыделения в дизеле Д49 с мелкой камерой в поршне и двухразовым впрыском.

0,269. На этом двигателе исследовались различные стратегии многократного впрыска, различающиеся как по количеству порций: от 1 до 3, так и разными значениями угла опережения впрыска. Жирными линиями выделены линии характеристик впрыска, взятые из эксперимента. Эксперимент проведен в университете Висконсин-Мэдисон (США), параметры экспериментальной установки и результаты измерений опубликованы в работе [6]. Расчетная модель была воссоздана на основании опубликованных материалов.

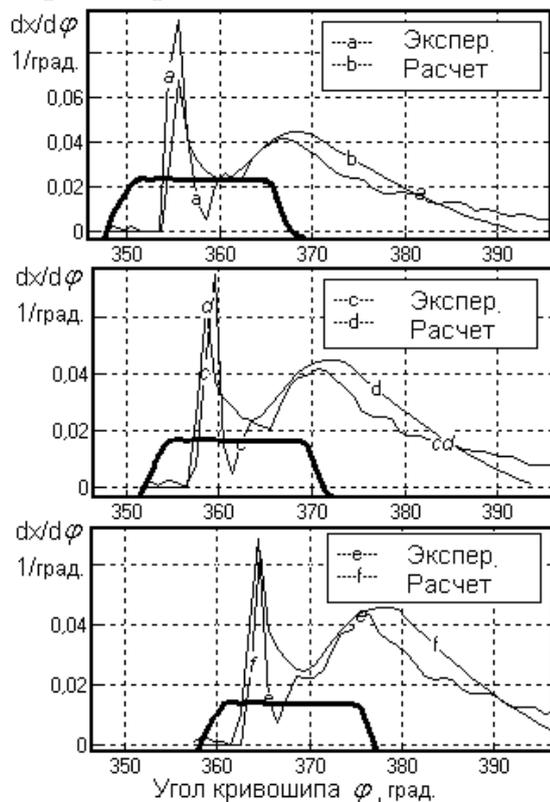


Рис. 5. Скорость тепловыделения в дизеле Caterpillar при одноразовом впрыске ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$).

Такая форма пятен позволяет увеличить количество сопловых отверстий и сократить продолжительность впрыска. Тогда как в обычной глубокой КС, это мероприятие привело бы к избыточному перекрытию пристеночных потоков с вытекающими отсюда негативными последствиями. С другой стороны – с применением мелкой КС ужесточаются требования к точности ориентации сопловых отверстий дабы избежать попадания топлива на зеркало цилиндра. Эти выводы подтверждаются как экспериментальными данными самого Коломенского завода, так и аналитическими материалами зарубежных компаний, например фирмы Зульцер.

На рис. 5-6 представлены результаты тестовых расчетов для двигателя Caterpillar: $S/D = 165/137 \text{ мм}$, номинальная частота вращения $n=1800 \text{ мин}^{-1}$, с распылителем $6 \times 0,269$.

Сравнение расчетных и экспериментальных кривых скорости тепловыделения показывает их хорошее согласование. Все результаты получены при идентичных значениях эмпирических коэффициентов. Последнее обстоятельство позволяет сделать вывод об универсальности представленной модели сгорания и возможности ее использования для проведения расчетных исследований процессов смесеобразования и сгорания в дизелях, связанных с оптимизацией стратегии многократного впрыска на разных режимах работы двигателя.

Литература:

1. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф.Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. - 352 с.

2. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai: "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions," paper 214-12, Bull. JSME, vol. 26, No. 214, pp. 576-583, 1983.
3. A.S. Kuleshov: "Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range", SAE Paper No 2005-01-2119, 2005.
4. A.S. Kuleshov: "Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection", SAE Paper No 2006-01-1385, 2006.
5. Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
6. Marco Bakenhus and Rolf D. Reitz: "Two-Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single-Cylinder Heavy-Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope-Based Imaging System", SAE Paper No. 1999-01-1112, 1999.
7. Soon-Ik Kwon, Masataka Arai, Hiroyuki Hiroyasu: "Ignition Delay of a Diesel Spray Injected Into a Residual Gas Mixture", SAE Paper No. 911841, 1991.
8. Schneider W., Stockli M., Lutz T., Eberle M. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ. N 11, 1993. S. 588-599.

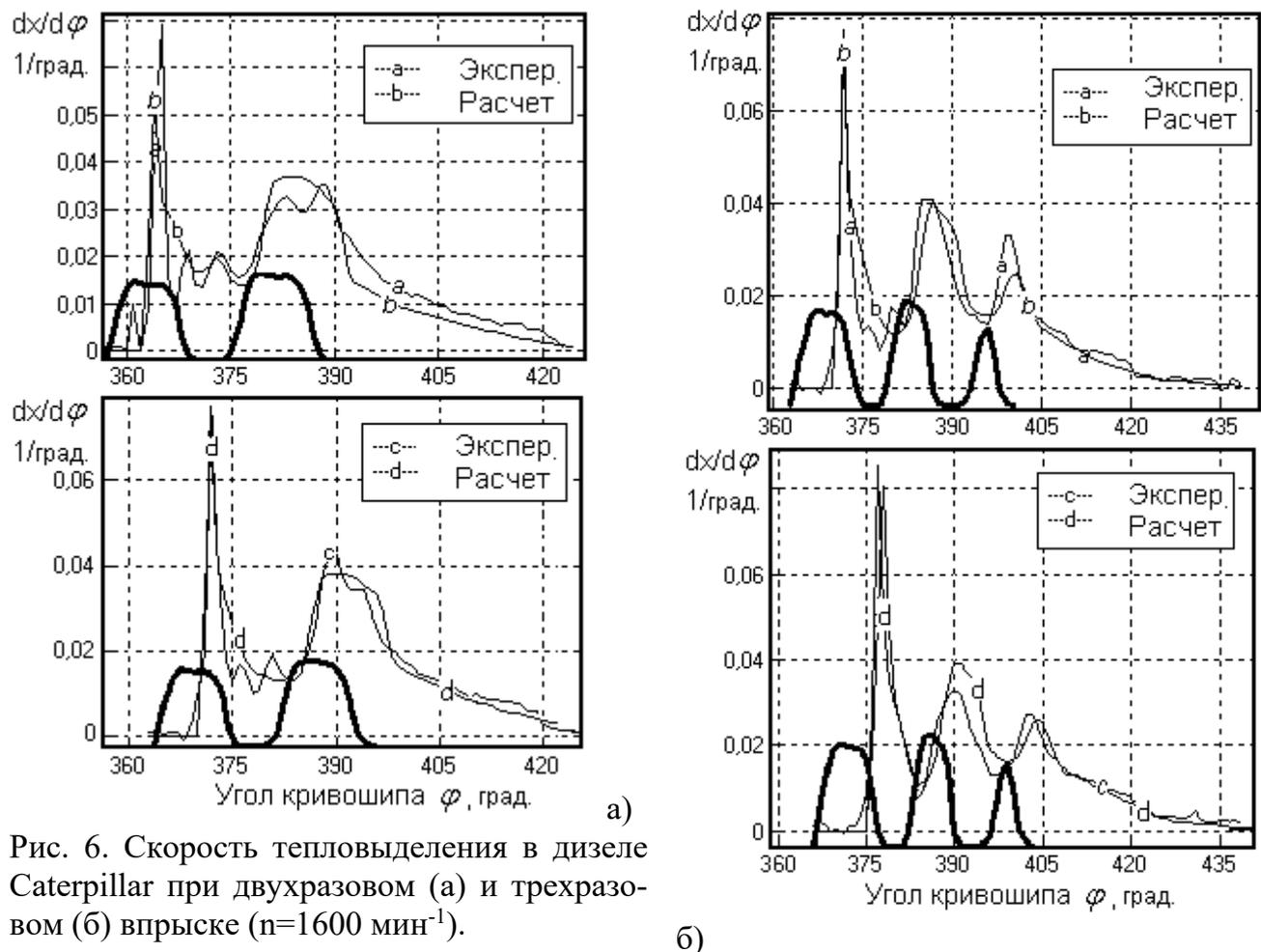


Рис. 6. Скорость тепловыделения в дизеле Caterpillar при двухразовом (а) и трехразовом (б) впрыске ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$).

АНАЛИЗ НЕИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЭТАЛОННОМ ЦИКЛЕ ДВС

Свистула А.Е., Матиевский Д.Д.

(Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова)

Постановка проблемы

В работе [1] анализ индикаторного КПД η_i осуществляется по уравнению, представляющему собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной $\Delta X_{\text{нп}}$ и неиспользуемой δ_i теплоты в цикле (1).

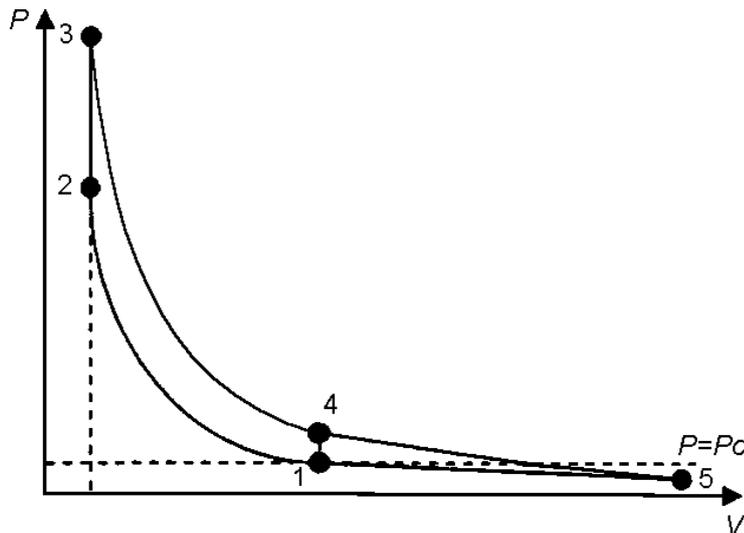
$$\eta_i = 1 - \Delta X_{\text{нп}} - \sum \delta_i. \quad (1)$$

В качестве эталонного выбран цикл с мгновенным подводом теплоты в ВМТ и мгновенным отводом в НМТ и адиабатными процессами сжатия и расширения. Этот цикл имеет наибольший КПД по условию подвода теплоты в ВМТ, но при замыкании цикла по изохоре не позволяет получить максимальные работу и КПД по условию отвода теплоты.

Метод и результаты исследования

Введем в рассмотрение идеализированный цикл с подводом теплоты по изохоре и отводом по изотерме и дифференцируем неиспользование теплоты δ_s в эталонном цикле, введенном в работе [1] при анализе КПД действительного цикла.

Идеализированный цикл по аналогии с работой [2] (рис. 1) состоит из двух адиабат 1-2 и 3-5, изохоры 2-3 и изотермы 5-1, в котором мгновенно в ВМТ (процесс 1-2) осуществляется ввод такого же количества теплоты $1 - \Delta X_{\text{нп}}$, что и в реальном цикле. Рабочим телом в цикле является воздух в идеальном состоянии с показателем адиабаты $k = 1,4$. Отвод теплоты для получения максимально возможного значения работы осуществляется в изотермическом процессе 5-1 при минимально возможной температуре окружающей среды T_0 . Этот цикл имеет



наибольший КПД, так как вся теплота вводится мгновенно в наиболее выгодном месте цикла, где степень сжатия имеет максимальное значение ε_0 , и максимально возможную работу.

Рис. 1. Идеализированный цикл

Можно показать, что для такого цикла с мгновенным подводом теплоты, изотермическим замыканием, сжатием и расширением по адиабате термический КПД имеет вид:

$$\eta_{\text{ти}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}, \quad (2)$$

где ε_0 – степень сжатия,
 k – показатель адиабаты,

$$\lambda_z = \frac{H_u}{\alpha C_v T_a \varepsilon_0^{k-1} L_0} - \text{степень повышения давления,}$$

H_u – низшая теплота сгорания,
 α – коэффициент избытка воздуха,
 C_v – изохорная теплоемкость,

T_a – температура в точке «а»,

L_0 - теоретически необходимое количество воздуха.

Тогда неиспользование теплоты в названном цикле составит

$$\delta_{\text{ти}} = \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}. \quad (3)$$

Выражение (2) отличается от выражения термического КПД цикла Отто с мгновенным подводом и отводом теплоты в мертвых точках наличием второго сомножителя во втором члене. Цикл (рис. 1) имеет больший КПД, чем цикл Отто, т.к. сомножитель $\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ меньше единицы и зависит от λ_z (рис. 2).

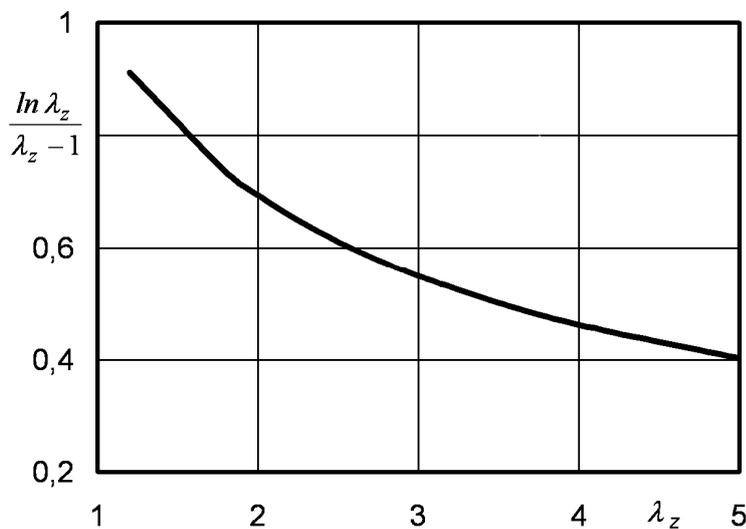
Неиспользование теплоты в идеализированном цикле $\delta_{\text{ти}}$ будет зависеть от степени сжатия ε_0 и (в отличие от неиспользования теплоты в эталонном цикле $\delta_{\text{э}}$) от степени повышения давления λ_z .

Величина $\delta_{\text{ти}}$ имеет тенденцию к уменьшению с ростом соответственно ε_0 и λ_z , характеризующих геометрические параметры и нагрузку (рис. 3).

Анализируя КПД во взаимосвязи с характеристиками подвода и отвода теплоты, необходимо ввести долю выгоревшего топлива X_n (по аналогии с работой [1]). Тогда коэффициент использования теплоты в развитии цикла, названного идеализированным, по мере подвода доли теплоты X_n будет иметь вид:

$$\eta_{\text{ин}} = X_n - \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}, \quad (4)$$

где $\lambda_n = X_n(\lambda_z - 1) + 1$ – текущая степень повышения давления.



Коэффициент неиспользования теплоты идеализированного цикла в его развитии в произвольной точке

$$\delta_{\text{ин}} = \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}. \quad (5)$$

Рис. 2. Зависимость $\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ от λ_z

Далее запишем разницу неиспользования теплоты в эталонном (введенном в работе [1]) и предложенном идеализированном цикле и обозначим ее коэффициентом $\delta_{\text{э-и}}$. За эталонный цикл в [1] принят цикл, отличающийся от идеализированного тем, что отвод теплоты осуществляется мгновенно в НМТ по изохоре 4-1 (рис. 1). Разность неиспользования теплоты в эталонном и идеализированном цикле

$$\delta_{\text{э-и}} = \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \left(1 - \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1} \right). \quad (6)$$

Согласно рис. 3 коэффициент $\delta_{\text{э-и}}$ по завершении цикла уменьшается с ростом степени сжатия ε_0 и увеличивается с ростом степени повышения давления λ_z , т.е. нагрузки. Величина коэффициента $\delta_{\text{э-и}}$ (по данным работы [1]) уменьшается с уве-

личением неполноты сгорания (как функции коэффициента избытка воздуха α) и степени сжатия ε_0 .

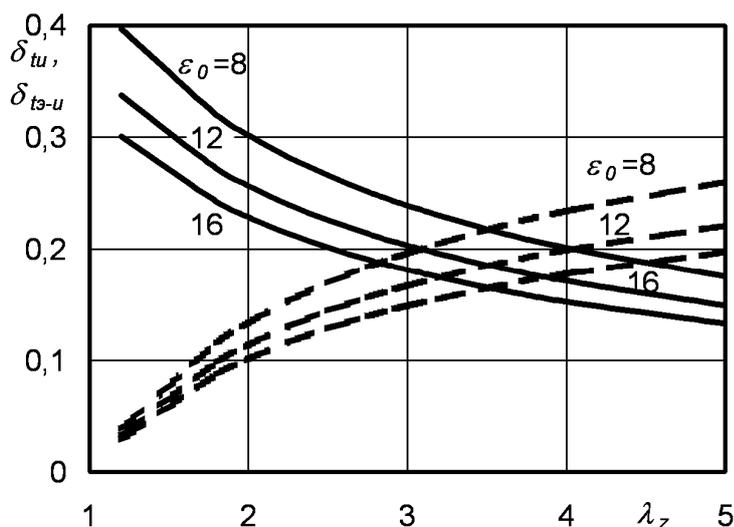


Рис. 3. Зависимость δ_{tu} (—) и δ_{t3-i} (- -) от ε_0 и λ_z

Таким образом, неиспользование теплоты в эталонном цикле $\delta_{э\ n}$ можно представить в виде суммы двух коэффициентов $\delta_{и\ n} + \delta_{э-и\ n}$. При анализе индикаторного КПД дизеля 1Ч13/14, при $n=1750 \text{ мин}^{-1}$ и $P_i=0,98 \text{ МПа}$ получено $\eta_i=0,48$ и $\delta_3=0,32$.

Ранее известный коэффициент δ_3 [1] удалось дифференцировать на две составляющие $\delta_3 = \delta_{и} + \delta_{э-и} = 0,15 + 0,17 = 0,32$. Величина $\delta_{и}$ определяет предельное неиспользование теплоты, соответствующее идеализированному циклу, уменьшить которое не представляется возможным для принятых условий. Значение $\delta_{и}$ будет определяться геометрическими характеристиками двигателя (степенью сжатия) и нагрузочным режимом (через степень повышения давления).

Предложенная методика позволит дополнить известный метод [1] при анализе резервов повышения индикаторного КПД перспективных циклов ДВС.

Заключение

Предложено при анализе индикаторного КПД ввести в рассмотрение идеализированный цикл с изохорным подводом и изотермическим отводом теплоты. Неиспользование теплоты в ранее известном [1] эталонном цикле дифференцировано, и выделена составляющая неиспользования теплоты в идеализированном цикле. Разность в неиспользовании теплоты между эталонным и идеализированным циклом связана с изменением закона отвода теплоты, т.е. с заменой продолженного расширения по адиабате с замыканием цикла по изохоре на замыкание по изотерме.

Неиспользование теплоты в идеализированном цикле является предельным, уменьшить которое в тепловом двигателе не представляется возможным, что определяет теоретически максимальное значение термического КПД теплового двигателя.

Предлагаемая методика совместно с методом анализа индикаторного КПД позволяет дифференцировать влияние на η_i различных процессов с учетом особенностей их развития и может быть успешно использована в исследовании и реализации мероприятий по повышению топливной экономичности двигателя.

Литература:

1. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. - 1984. - №6. - С. 7 - 11.
2. Марченко А.П. Термодинамическая оценка резервов повышения КПД двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания: научно-техн. журнал. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2004. - №2(5). - С.3-5.

ОПЫТ СОЗДАНИЯ ОПТОВОЛОКОННЫХ ДАТЧИКОВ ДЛЯ ИНДИЦИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Белоусов Е.В., Савчук В.П., Штанько А.Д. (Херсонский факультет Харьковско-го национального автомобильно-дорожного университета)

Актуальность проблемы. В настоящее время в измерительных комплексах для индицирования рабочих процессов ДВС доминирующее положение продолжают занимать электронные измерительные технологии, которые предполагают преобразование измеряемого параметра в электрический сигнал с последующим его усилением и обработкой. В то же время, за последнее десятилетие развитие оптоволоконных технологий привело к созданию целого семейства оптоволоконных датчиков с преобразованием измеряемого сигнала в оптический. Эти датчики по целому ряду параметров превосходят традиционные и во многих отраслях техники успешно с ними конкурируют. В этой связи целесообразно рассмотреть возможность использования оптоволоконных технологий для исследования рабочих процессов в ДВС, в частности, при разработке датчиков для индицирования рабочего процесса.

Анализ литературных источников. Для исследования различных процессов в ДВС наибольшее распространение получили диафрагменные датчики, применяющиеся при измерениях как статических, так и динамических давлений. Теоретическая база этих датчиков достаточно хорошо разработана [1, 2]. Для преобразования измерительного сигнала в электрический традиционно используются тензометрические, индуктивные, емкостные и пьезоэлектрические преобразователи [2]. Альтернативой подобному подходу является использование оптоволоконных преобразователей, в которых измеряемый параметр преобразуется сначала в оптический, а за тем в электрический сигнал [3, 4].

Последние годы оптоволоконные методы обработки сигналов получили широкое распространение. Существует большое количество оптоволоконных датчиков, в которых используются различные принципы преобразования сигнала, отличающиеся высокой помехоустойчивостью, безопасностью измерений, высокой точностью и пр. [4]. Некоторые иностранные фирмы приступили к выпуску оптоволоконных датчиков для индицирования ДВС, однако стоимость этих приборов остается высокой, а их использование требует сложной аппаратуры для обработки сигнала [5]. Наиболее простую конструкцию имеют амплитудные датчики, в которых перемещение диафрагмы модулирует интенсивность отраженной световой волны [3]. Такие датчики многими лабораториями могут быть изготовлены самостоятельно.

Решение проблемы. На основе принципа амплитудной модуляции оптического сигнала в лаборатории ДВС Херсонского факультета ХНАДУ был разработан оптоволоконный датчик для индицирования рабочего процесса. Поскольку от других типов диафрагменных датчиков оптоволоконные отличаются только способом преобразования сигнала, отдельные вопросы, такие как определение собственной частоты датчика, способы передачи и обработки сигнала и др., в данной статье рассматриваться не будут. Эти вопросы достаточно подробно освещены в специальной литературе [1-5].

Принципиальная схема датчика показана на рис. 1а.

Чувствительным элементом является плоская диафрагма 6, заземленная между двух половин корпуса 1. Для снятия и преобразования измерительного сигнала используется оптоволоконная головка, состоящая из корпуса 2 и раздвоенного оптоволоконного жгута 5. На торцах раздвоенной части жгута располагаются светоизлучатель 3 и фотоприемник 4.

Противоположный конец жгута устанавливается на некотором удалении от диафрагмы.

Волокна, по которым подводится свет и отводится отраженный сигнал, по торцевой поверхности жгута распределяются равномерно. На рис. 1б, в показан принцип работы датчика.

При прогибе диафрагмы угол отражения света от ее поверхности изменяется, в результате чего часть света рассеивается, не попадая в фотоприемные волокна. В результате мощность светового потока, воздействующего на светочувствительный элемент, уменьшается пропорционально величине прогиба диафрагмы.

Для стабилизации температурного режима диафрагмы между нижней частью корпуса и стаканом выполнена полость для принудительной циркуляции охлаждающей воды (рис 2.). Диафрагма от нижней охлаждающей поверхности отделена зазором в 0,2 мм. Таким образом, нижняя часть корпуса выполняет роль теплового экрана, отводящего теплоту от незаземленной части диафрагмы и соединительного канала.

Диафрагма изготовлена из нержавеющей стали 18 ХГСА толщиной 0,39 мм. Для оптической головки использовалось полимерное волокно диаметром 0,5 мм. В жгуте размещено по 30 подводящих и отводящих волокон, залитых эпоксидной смолой. Это сделано с целью стабилизации модового сопротивления, которое при изгибе оптоволоконного волокна может изменяться. В качестве фотоприемника использовался фототранзистор ФТ-3. Как источник света пробовались различные излучатели, однако наилучший результат был получен при использовании светодиода TLCR5100 с красным спектром свечения. В корпусе датчика оптическая головка крепится с помощью резьбы М10×0,75 и контргайки, что позволяет изменять оптический зазор между торцом головки и диафрагмой.

На рис. 3 показан характер изменения сопротивления фототранзистора при статической тарировке датчика в диапазоне давлений 0...120 кг/см² для различных величин начального оптического зазора. С уменьшением зазора чувствительность датчика возрастает, что хорошо видно из рис. 4, на котором показано изменение соотношения между конечным и начальным сопротивлением фототранзистора для различных величин оптического зазора. С ростом чувствительности датчика возрастает и гистерезис сигнала (рис 3).

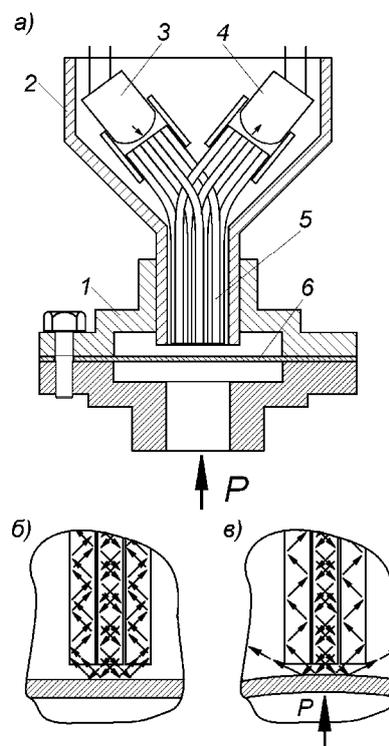


Рис. 1 – Общая схема и принцип работы оптоволоконного датчика давления: а – конструкция датчика; б – распределение светового потока при отсутствии давления; в – распределение светового потока при наличии давления на диафрагму.

Так как характеристика диафрагмы не зависит от зазора, можно предположить, что гистерезисом обладает сам процесс оптического снятия сигнала. Причиной этого может быть интерференция света в оптическом зазоре, на поверхности диафрагмы и на срезе оптоволокна. При увеличении зазора оптический гистерезис накладывается на гистерезис диафрагмы.

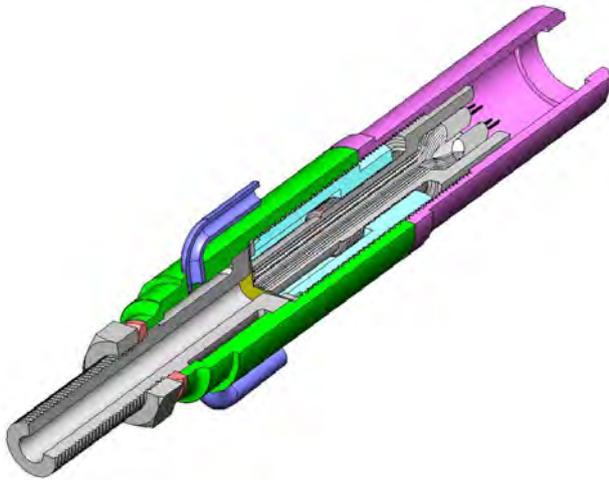


Рис. 2 – Общий вид оптоволоконного датчика для индицирования ДВС.

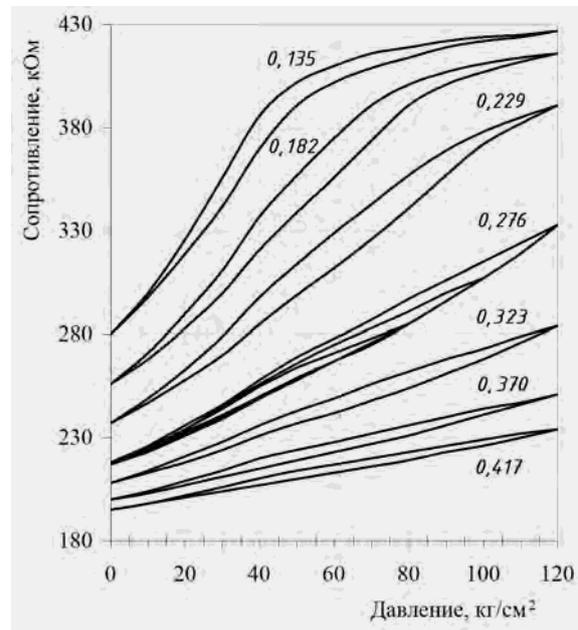


Рис. 3 – Изменение сопротивления фототранзистора при различных величинах зазора между обрезом оптической головки и диафрагмой.

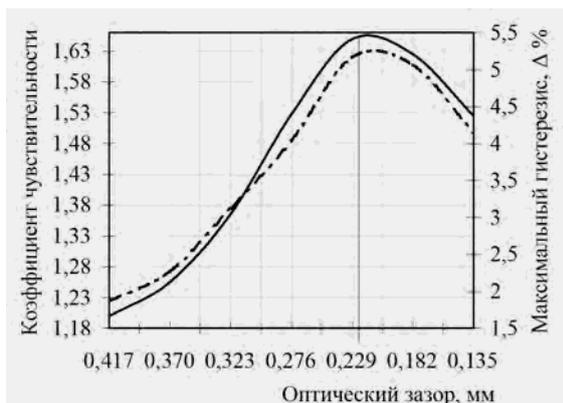


Рис. 4 – Влияние величины зазора на чувствительность датчика и гистерезис выходного сигнала.

Изменение максимальной разности между прямым и обратным сигналом (Δ) показано на рис. 4. Следует отметить еще одну тенденцию: в диапазоне зазоров 0,417...0,276 мм среднее значение параметра изменяется практически линейно, а также линейно возрастает чувствительность датчика и величина гистерезиса.

При величинах зазора менее 0,229 мм наблюдается касание диафрагмой торца оптоволоконной головки, в результате чего кривая сопротивления загибается и идет более полого (рис. 3), а величина гистерезиса и чувствительность датчика начинают уменьшаться (рис. 4). Очевидно, что оптимальная величина зазора для рассматриваемого случая лежит в диапазоне от 0,4 до 0,25 мм. При этом верхнее значение параметра соответствует минимальной погрешности, а нижнее максимальной чувствительности.

При уменьшении диапазона тарирования давления гистерезис уменьшается, что хорошо видно на рис. 3, где для зазора 0,276 мм показано три случая – диапазоны 80, 100 и 120 кг/см². Таким образом, при уменьшении диапазона точность измерения возрастает.

Большая амплитуда изменения выходного параметра датчика позволяет значительно снизить коэффициент последующего усиления сигнала. Даже при исполь-

зовании обычного делителя напряжения, амплитуда выходного сигнала может достигать нескольких вольт.

На рис. 5 показано изменение напряжения на делителе, после которого сигнал непосредственно, без усиления, поступал на аналогово-цифровой преобразователь и далее заносился в память компьютера.

Величина напряжения, приложенного к делителю, составляла 12 В. При отсутствии давления, с помощью переменного резистора, на средней точке делителя было установлено напряжение 6,1 В. В течение полного цикла фиксировалось 1440 временных точек (2 точки на градус п.к.в.). По дополнительному каналу записывался сигнал с индукционного отметчика ВМТ, показанный на графике в виде прямых линий. Представленный на рис. 5 график получен по результатам обработки 25 последовательных циклов. Максимальная величина сигнала на средней точке делителя составила 2,28 В, что соответствовало давлению 24,6 кг/см².

Большая амплитуда выходного сигнала, отсутствие необходимости значительного усиления, возможность статической тарировки, простота конструкции, отсутствие прямого контакта между диафрагмой и чувствительным элементом и ряд других преимуществ дают основания предполагать, что оптические датчики амплитудного типа могут успешно использоваться в системах для исследования различных процессов, связанных с изменением давления.

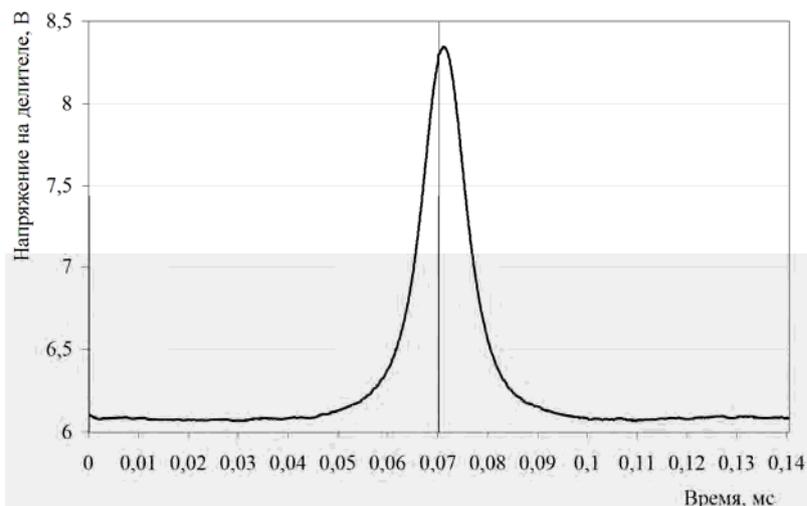


Рис. 5 – Изменение напряжения на делителе при индицировании рабочего процесса (двигатель работает без нагрузки).

В настоящее время на данную конструкцию датчика авторами подана заявка на получение патента.

Выводы:

– оптоволоконные датчики амплитудного типа обладают достаточной чувствительностью, быстродействием и стабильностью, что позволяет использовать их для исследования различных процессов связанных с изменением давления, в том числе и для индицирования ДВС;

– чувствительность амплитудного датчика зависит от величины оптического зазора и возрастает с его уменьшением, однако при этом возрастает и гистерезис процесса измерения;

– амплитуда сигнала, снимаемого с оптического датчика, может достигать нескольких вольт, в результате этого отпадает необходимость в значительном усилении сигнала и повышается точность его обработки.

Литература:

1. Розенблит Г.Б., Виленский П.И., Горелик Я.И. Датчики с проволочными преобразователями для исследования двигателей внутреннего сгорания. М.: «Машиностроение» – 1966. – С. 30-38.

2. Испытание двигателей внутреннего сгорания. / Стефановский Б.С., Доколин Ю.М., Сорокин В.П. и др. – М.; Машиностроение, 1972. – 357 с.
3. www.bluerr.com/papers/Overview_of_FOS2.pdf
4. Соколов А. Н., Яцеев В. А. Волоконно-оптические датчики и системы: принципы построения, возможности и перспективы. – LIGHTWAVE Russian Edition №4 2006. – С. 42-44.
5. www.optrand.com

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПО РАЗМЕРАМ КАПЕЛЬ РАСПЫЛИВАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Антонюк П. Н. (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Аннотация. Представлен теоретический вывод распределения по размерам осколков, полученных в результате распада сплошной среды. Такое же распределение появляется в процессе распыливания жидкости на капли.

1. Статистическое описание осколков сплошной среды. Рассмотрим задачу о быстром распаде однородной и изотропной трехмерной сплошной среды на большое число осколков. Так как распад происходит практически мгновенно, то можно говорить о взрыве сплошной среды.

Примером такого распада является процесс распыливания жидкости форсункой. На выходе из форсунки образуются осколки жидкости, которые под действием сил поверхностного натяжения очень быстро превращаются в капли. Распределение капель по размерам хорошо описывается эмпирической формулой Розина-Раммлера

$$F(R) = 1 - \exp\left[-(R/\alpha)^\beta\right],$$

где $F(R)$ – функция распределения, то есть вероятность того, что капля имеет радиус, меньший R (эта вероятность пропорциональна числу молекул, образующих такие капли); α , β – положительные параметры распределения; $f(R) = F'(R)$ – плотность распределения.

Другим примером такого распада является взрыв твердого тела. Распределение полученных осколков по массам (или по размерам) принято описывать эмпирической формулой Вейбулла

$$\tilde{F}(m) = 1 - \exp\left[-(m/\mu)^\gamma\right],$$

где $\tilde{F}(m)$ – функция распределения, то есть вероятность того, что осколок имеет массу меньшую m ; μ , γ – положительные параметры распределения;

$\tilde{f}(m) = \tilde{F}'(m)$ – плотность распределения. Если $m = \frac{4}{3}\pi\rho R^3$, $\mu = \frac{4}{3}\pi\rho\alpha^3$, $\beta = 3\gamma$, то $F(R) = \tilde{F}(m)$. Здесь ρ – массовая плотность.

Указанные эмпирические формулы предложили в 1933 году Пауль Отто Розин (1890-1967) и Эрих Раммлер (1901-1986), а в 1939 году – Эрнст Яльмар Валлодди Вейбулл (1887-1979).

Математическая эквивалентность формул Розина-Раммлера и Вейбулла указывает на универсальный характер процесса быстрого распада сплошной среды:

распределение осколков по размерам не зависит от физико-химических свойств среды. Другими словами, предполагается существование универсальной функции распределения по размерам осколков сплошной среды. Приведенный ниже теоретический вывод такого распределения основан на наиболее общих предположениях.

2. Распределение радиус-векторов молекул. Будем считать, что сплошная среда (жидкость или твердое тело) в реальности состоит из одинаковых молекул, равномерно распределенных в трехмерном пространстве. Представление о молекулах совсем не обязательно для дальнейших рассуждений, но, кажется, что оно упрощает эти рассуждения. После распада сплошной среды образуются осколки произвольной формы. Сопоставим каждой молекуле радиус-вектор $\mathbf{r} = (x, y, z)$. Начало вектора совпадает с центром масс осколка, содержащего данную молекулу. Конец вектора указывает пространственное положение молекулы. Пусть функция $h(x, y, z)$ характеризует вероятность сопоставления произвольной молекуле вектора (x, y, z) . Функцию $h(x, y, z)$ будем называть плотностью распределения вероятностей радиус-векторов молекул. Задача нахождения этой функции эквивалентна задаче нахождения плотности распределения вероятностей скоростей молекул идеального газа. Последнюю задачу сформулировал и решил в 1859 году Джеймс Клерк Максвелл (1831-1879) [1]. Эквивалентность задач понимается в том смысле, что взаимная замена радиус-вектора молекулы (в нашей задаче) на вектор скорости молекулы (в задаче Максвелла) приводит ко взаимной замене всех формул нашей задачи и задачи Максвелла. Это позволяет автоматически представить формулы задачи Максвелла как формулы нашей задачи. Следуя Максвеллу предположим, что существуют такие функции p и q , для которых

$$h(x, y, z) = p(x)p(y)p(z) = q\left(x^2 + y^2 + z^2\right).$$

Здесь второе равенство задает функциональное уравнение, решив которое находим функцию

$$h(x, y, z) = \frac{1}{(\sqrt{\pi}\alpha)^3} \exp\left[-\frac{x^2 + y^2 + z^2}{\alpha^2}\right], \quad (1)$$

где α – положительная константа. Правая часть равенства (1) определяет так называемое трехмерное нормальное распределение.

3. Распределение радиус-векторов характеризуется максимальной энтропией. Математическое ожидание радиус-векторов молекул определяется нулевым радиус-вектором. Важно отметить, что если выполнены два условия

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} h(x, y, z) dx dy dz = 1 \quad (\text{условие нормировки}),$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(x^2 + y^2 + z^2\right) h(x, y, z) dx dy dz = const \quad (\text{задана дисперсия радиус-векторов молекул или задан средний размер осколков}),$$

то функция $h(x, y, z)$ обеспечивает максимальное значение информационной энтропии Шеннона

$$H(h) = - \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} h(x, y, z) \ln h(x, y, z) dx dy dz$$

тогда, и только тогда, когда выполняется равенство (1), то есть в случае нормального распределения. Последнее утверждение о максимуме энтропии для нормального распределения, впервые сформулировал (в терминах идеального газа) Людвиг Больцман (1844-1906) [2]. То, что Больцман называл мерой перестановочности, сегодня называется энтропией Шеннона. Максимальность энтропии является важнейшим основанием для представления распределения радиус-векторов в виде нормального распределения.

4. Распределение смещений молекул. Модуль радиус-вектора молекулы назовем смещением молекулы и обозначим буквой R . Очевидно, что $R^2 = x^2 + y^2 + z^2$. Пусть функция $g(R)$ характеризует вероятность сопоставления произвольной молекуле смещения R . Распределение смещений молекул в осколках эквивалентно распределению модулей скоростей молекул идеального газа в задаче Максвелла. Эта эквивалентность позволяет сразу написать плотность распределения вероятностей смещений молекул

$$g(R) = \frac{4}{\sqrt{\pi} \alpha^3} R^2 e^{-R^2 / \alpha^2} . \quad (2)$$

Заметим, что в задаче о распределении смещений молекул все осколки имеют произвольную, часто достаточно сложную, форму. При этом взаимное расположение большого числа молекул характеризуется высоко симметричным распределением их смещений.

5. Преобразование распределения смещений молекул в распределение размеров осколков. Предположим теперь для простоты, что все осколки имеют форму шара, как в случае распада жидкости на капли. Пусть буква R одновременно обозначает смещение молекулы и радиус шарового осколка. Без ограничения общности сплошную среду теперь будем называть жидкостью, а осколки – каплями. Пусть плотность распределения вероятностей радиусов капель задается функцией $f(R)$. Вероятность того, что радиус капель лежит между R и $R + dR$ пропорциональна числу молекул, образующих такие капли. Установим связь смещений молекул, определяемых функцией $g(R)$, с радиусами капель, определяемых функцией $f(R)$. Из геометрических соображений вытекает интегральное соотношение

$$\int_0^{R_0} g(R) dR = \int_0^{R_0} f(R) dR + \int_{R_0}^{+\infty} f(R) \frac{R_0^3}{R^3} dR ,$$

связывающее функции $g(R)$ и $f(R)$ для любого неотрицательного значения R_0 . Перепишем соотношение в виде

$$\int_0^{R_0} g(R) dR = \int_0^{R_0} f(R) dR + R_0^3 \int_0^{+\infty} \frac{f(R)}{R^3} dR - R_0^3 \int_0^{R_0} \frac{f(R)}{R^3} dR .$$

Дифференцируя последнее выражение дважды по R_0 , получаем два равенства

$$g(R_0) = 3R_0^2 \int_0^{+\infty} \frac{f(R)}{R^3} dR - 3R_0^2 \int_0^{R_0} \frac{f(R)}{R^3} dR ,$$

$$g'(R_0) = 6R_0 \int_0^{+\infty} \frac{f(R)}{R^3} dR - 6R_0 \int_0^{R_0} \frac{f(R)}{R^3} dR - \frac{3f(R_0)}{R_0} .$$

Исключая интегралы из этих равенств, находим формулу преобразования функции $g(R)$ в функцию $f(R)$:

$$f(R) = \frac{1}{3} [2g(R) - g'(R) \cdot R] . \quad (3)$$

Согласно этой формуле

$$\int_0^{\infty} g(R) dR = \int_0^{\infty} f(R) dR ,$$

то есть $\int_0^{\infty} g(R) dR = 1$ тогда, и только тогда, когда $\int_0^{\infty} f(R) dR = 1$. Формулы (2) и

(3) сразу дают плотность распределения вероятностей радиусов капель

$$f(R) = \frac{8}{3\sqrt{\pi}\alpha^5} R^4 e^{-R^2/\alpha^2} . \quad (4)$$

Среднее значение радиуса капель (математическое ожидание радиуса) равно

$$\frac{8}{3\sqrt{\pi}} \alpha ,$$

а мода радиуса капель (точка максимума плотности распределения) равна $\sqrt{2}\alpha$. Следовательно, среднее значение радиуса больше моды радиуса.

6. Замечания и выводы. Проблема распада сплошной среды на осколки рассматривалась раньше в ряде работ автора [3–8]. Формулы (3) и (4) являются главным результатом данной работы. Несмотря на то, что формула (4) отличается от формул Розина-Раммлера и Вейбулла, графики функций для всех этих формул имеют один и тот же вид. Формула (4) задает однопараметрическое семейство функций, для которого параметр α можно трактовать как характерный радиус. Формула (3) остается верной для произвольного механизма распада сплошной среды (медленный распад или влияние на распад внешних возмущений). Хотя формула (3) получена для случая шаровых осколков, применять эту формулу, с некоторыми ограничениями, можно и для осколков произвольной формы.

Литература.

1. Максвелл Д. К. Пояснения к динамической теории газов // Основатели кинетической теории материи. Максвелл Д., Клаузиус Р., Джоуль Д.П., Ломоносов М.В., Бернулли Д., Кар Л. Сб. ст. под ред. А. К. Тимирязева.- М.; Л.: ОНТИ, 1937.- С. 185 – 215.

2. Больцман Л. Избранные труды. Молекулярно-кинетическая теория газов. Термодинамика. Статистическая механика. Теория излучения. Общие вопросы физики.- М.: Наука, 1984.- 590 с.

3. Антонюк П.Н. Колебания капли топлива // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. Всес. научн.-техн. конф., посвящ. 150-летию МВТУ им. Н. Э. Баумана.- М.: МВТУ, 1980.- С. 50 - 51.

4. Антонюк П.Н. Дисперсионное уравнение для плоской капиллярно-гравитационной волны на свободной поверхности вязкой несжимаемой жидкости // Доклады АН СССР.- 1986.- Т. 286, № 6.- С. 1324 – 1328.

5. Антонюк П.Н. Проблемы распыливания жидкого топлива // Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тез. докл. VI Всес. школы-сем., посв. 70-летию Великого Октября. - М.: МВТУ, 1987.- С. 117.

6. Антонюк П.Н. Физико-математический анализ процесса распыливания жидкого топлива // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тез. докл. Всес. научн.-техн. конф., посвящ. 70-летию Великого Октября. - М.: МВТУ, 1987.- С. 75-76.

7. Антонюк П.Н. Проблемы теории распыливания жидкого топлива // Двигатель-97: Материалы Международной научн.-техн. конф., посвящ. 90-летию начала подготовки в МГТУ специалистов по двигателям внутреннего сгорания. - М.: МГТУ, 1997.- С. 99 - 100.

8. Антонюк П.Н. О распределении по размерам капель распыливаемой жидкости // Образование через науку: Тезисы докладов Международной конф., посв. 175-ю МГТУ им. Н.Э. Баумана.- М.: МГТУ, 2005. С. 418 - 419.

СНИЖЕНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ОКСИДОВ АЗОТА В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

**Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р. (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Блинов А.Д. (ОАО «ЗМЗ»)**

В качестве основной концепции при разработке математической модели рабочего процесса используется представление объема цилиндра двигателя в виде конечного числа отдельных зон. Алгоритм и программа расчета образования оксидов азота в рабочем процессе учитывают распределение топлива по зонам, его испарение и сгорание в зонах, а также тепло- и массообмен между зонами и позволяют определить локальные (зональные) значения $[NO_x]=f(\varphi)$, где φ угол поворота коленчатого вала. Программа состоит из последовательно подключающихся блоков, предназначенных для расчета распределения впрыскиваемого в цилиндр топлива по отдельным зонам (контрольным объемам), нестационарных локальных (зональных) температур рабочего тела, концентраций оксидов азота по отдельным зонам камеры сгорания на основе принятого кинетического механизма.

Распределение впрыскиваемого топлива по отдельным, предварительно зафиксированным зонам цилиндра, объем которых изменяется в зависимости от перемещения поршня, моделируется с учетом интенсивности вихревого движения воздуха [1, 2]. Расчет зонального распределения цикловой подачи топлива осуществляется с применением зависимостей, полученных опытным путем на фирме Cummins. Они позволяют определить форму поперечного сечения и дальность факела, а также изменение концентрации топлива в его продольных и поперечных сечениях. В результате вычисляется масса топлива, попавшая в i -том контрольном объеме (зоне) в зависимости от кинетической энергии впускного воздуха и струи впрыскиваемого топлива. 3

По результатам расчета процессов испарения и сгорания доли от цикловой подачи топлива, попавшую в i -тую зону, определяется локальная нестационарная температура $T_i(\varphi)$ рабочего тела в этой зоне (рис.1). При этом используется уравнение первого закона термодинамики, записанное в развернутом виде для каждой i -той зоны (в данной работе $i=40$) [1, 2]:

$$\begin{aligned} & \sum_k u_{ik} \cdot \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} \cdot c_{v_k} \right) \cdot \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{ucn} \cdot \frac{dm_{ucn_i}}{d\tau} + \Delta u_{cz} \cdot \frac{dm_{cz_i}}{d\tau} = \\ & = \sum_{j=1}^{n_v} \lambda_{ij} \cdot \frac{T_i - T_j}{S_{ij}} \cdot F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_w} \alpha_{ij} \cdot (T_i - T_j) \cdot F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_v + n_{ww}} \psi_{ij} \cdot \sigma_0 \cdot (T_j^4 - T_i^4) - \\ & - \frac{m_i \cdot R_i \cdot T_i}{V_i} \cdot \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_{j=1}^{n_v} \left[\sum_k \left(c_{p_k} \cdot T_j \cdot \frac{dm_{+k}}{d\tau} - c_{p_k} \cdot T_i \cdot \frac{dm_{-k}}{d\tau} \right) \right]_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$

где m – масса, c_v и c_p – удельные теплоемкости при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно, F – площадь теплообмена (между отдельными объемными зонами или объемной зоной и участками поверхности камеры сгорания), S - расстояние между центрами соседних зон, λ – коэффициент теплопроводности рабочего тела; α - коэффициент теплоотдачи, ψ - взаимная поверхность обмена излучением, σ_0 - постоянная Стефана-Больцмана, n_v – число контрольных объемов, примыкающих к i -тому контрольному объему; n_w – число участков поверхности, примыкающих к i -тому контрольному объему; n_{vv} – число контрольных объемов в пространстве камеры сгорания; n_{ww} – число участков поверхности камеры сгорания; k – переменная, указывающая компоненты рабочего тела.

Расчет скоростей испарения $dm_{ucn_i}/d\tau$ и сгорания $dm_{cz_i}/d\tau$, входящих в (1), осуществляется на основе метода, предложенного проф. Д.Н. Вырубовым. Согласно этому методу вначале рассматривается испарение отдельной капли топлива, а затем вычисляется масса топлива, испарившегося в факеле, который представлен как статистический ансамбль капель различных размеров на основе закона распределения Розина-Рамлера. Изотермическое испарение массы капли происходит после ее разогрева до температуры равновесного испарения. Скорость сгорания вычисляется на основе модельной химической реакции между газообразным топливом (паровая фаза) и кислородом, начальные концентрации которых известны для каждой зоны. Многозонная модель не рассматривает турбулентное движение внутри зон и учитывает только перетекание газа между зонами в зависимости от перепада давления. Поэтому вполне допустимо, что рас-

считанные для отдельных зон скорости сгорания в сумме не дают значение скорости сгорания для всего объема камеры. Для устранения возможного дисбаланса на каждом временном шаге $\Delta\tau$ требуется выполнение условия

$$\sum_i \frac{\Delta m_{cz,i}}{\Delta\tau} = \frac{\Delta x}{\Delta\tau} m_u, \text{ где } m_u - \text{цикловая подача, } \Delta x - \text{доля сгоревшего топлива.}$$

Значения последней в целях повышения достоверности расчетных скоростей сгорания определяется из характеристики тепловыделения, полученной в результате обработки экспериментальной индикаторной диаграммы.

Система дифференциальных уравнений (1) решается относительно T_i численным методом. Полученные значения локальных нестационарных температур рабочего тела используются для расчета образований оксидов азота в каждой отдельной зоне. Первый этап расчета предусматривает исследование кинетики реакции на основе условий химического равновесия. При расчете учитываются изменения концентраций следующих 9 компонентов - веществ H_2O , O_2 , H_2 , CO_2 , CO , N_2 , OH , O , H , образованных в результате химической реакции горения. Из них O , O_2 , H , N_2 , OH приводят к образованию NO . Образование этих промежуточных продуктов происходит гораздо быстрее, чем образование самого NO . Если принять, что для каждого момента реакции имеет место химическое равновесие, то концентрации этих веществ могут быть определены на основе закона действующих масс. Подчеркнем, что значения этих концентраций нужны для определения концентрации NO . Расчет основан на 3-х химических реакциях окисления и на 2-х реакциях диссоциации

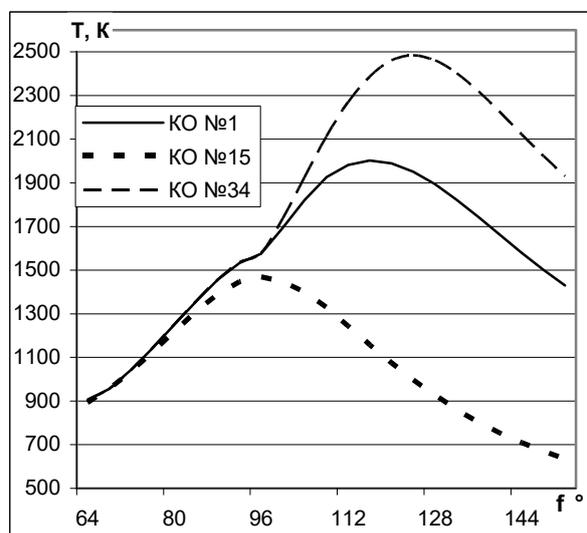


Рис.1

Изменение локальных (зональных) температур в цилиндре дизеля ЗМЗ-5145.10 ($N_e=85\text{кВт}$, $n=4000\text{ мин}^{-1}$)

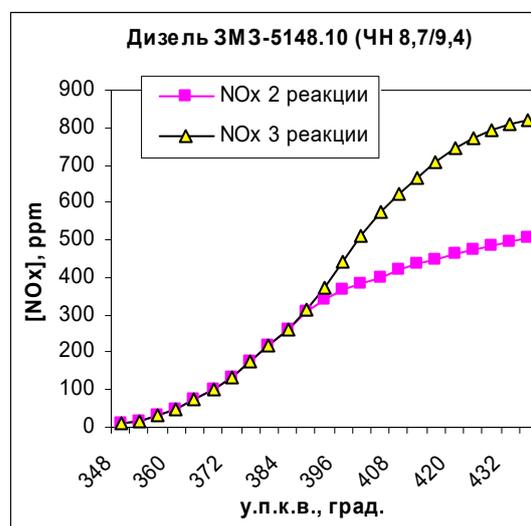
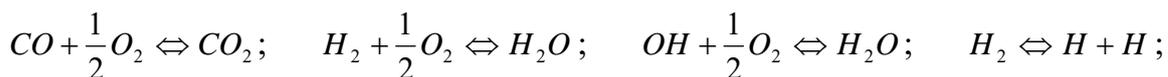


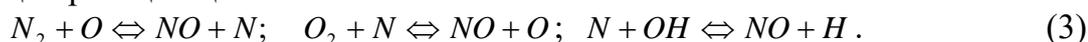
Рис.2

Изменение $[NO_x]$ в цилиндре дизеля в зависимости от различных механизмов



$O_2 \Leftrightarrow O + O$, (2) на учете атомарных давлений $\frac{P_O}{P_N}, \frac{P_H}{P_C}, \frac{P_O}{P_C}$ и на балансе давлений

согласно закону Дальтона. Тогда, согласно закону действующих масс, определяются константы реакции сгорания для приведенных реакций. При этом зависимость констант равновесия от температуры определяется на основе закона Аррениуса. На втором этапе расчета из парциальных давлений (концентраций) 9 компонентов – веществ, участвующих в химических реакциях – вычисляются концентрации NO. При этом используется так называемый расширенный механизм Зельдовича, согласно которому образование NO происходит в результате следующих реакций цепного механизма:



По закону действующих масс для этих реакций уравнение для скорости образования NO получим в виде:

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{1V} [N_2][O] - K_{1R} [NO][N] + K_{2V} [O_2][N] - K_{2R} [NO][O] + K_{3V} [N][OH] - K_{3R} [NO][H], \quad (4)$$

где индексы при константах скоростей реакций кроме номера самой реакции указывают еще на ее направление: V – прямая реакция, R – обратная, а выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих продуктов реакций. Концентрации O, N, O₂, N₂, OH и H, как уже было отмечено, определены на первом этапе решения задачи, и решением дифференциального уравнения (4) получается зависимость [NO]=f(φ). Однако для этого, прежде всего, требуется задание констант химической кинетики, рассчитанных по формуле Аррениуса. Коэффициенты в формуле Аррениуса, а также энергии активации, необходимые для расчета констант химической кинетики, определяются на основании эмпирических данных, приводящих к хорошему согласованию расчетных и опытных значений [NO_x] для дизелей ЗМЗ, ЯМЗ, КамАЗ [1]. Важнейшее значение имеет выбор механизма образования NO. В теории поршневых двигателей по этому вопросу не существует единого мнения. Ряд исследователей используют классический механизм Зельдовича (первые две реакции из (3)), так как считают, что третья реакция из (3) вносит дополнительный вклад только для двигателей с электрическим зажиганием, а в ряде случаев применяют и бимолекулярный механизм, несостоятельность которого показал еще акад. Я.Б. Зельдович. Исследования, проведенные в данной работе, показали, что применение классического механизма образования оксидов азота по сравнению с расширенным механизмом Зельдовича может привести к заниженным значениям [NO_x], при этом разница может составить от 2-3 % (КамАЗ) до 50% (ЯМЗ, ЗМЗ), что хорошо видно из рис 2. Кроме того, установлено, что пренебрежение теплообменом между отдельными зонами, что характерно практически для всех известных многозонных моделей, может привести к многократному (в зависимости от значений абсолютных температур) изменению скорости образования NO. Погрешность в определении [NO_x], вызванная пренебрежением теплообменом

между рабочим телом и стенками камеры сгорания, для исследуемого двигателя не превышает 5-10%.

Результаты численных экспериментов показывают, что разработанные метод и программа расчета правильно отражают влияние на $[NO_x]$ конструктивных (степень сжатия, число и диаметр сопловых отверстий форсунки) и регулировочных (начало, продолжительность и давление впрыскивания, форма закона впрыскивания, интенсивность закрутки заряда) параметров, и, что важно, позволяют определить приемлемое сочетание между $[NO_x]$ и удельным расходом топлива.

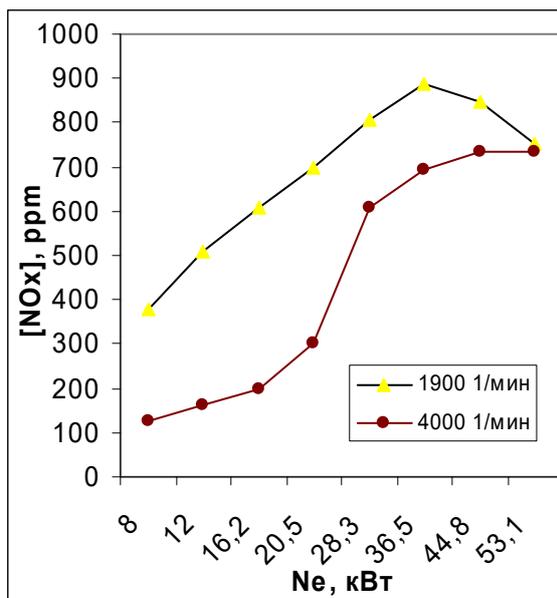


Рис.3

Зависимость $[NO_x]=f(N_e)$ для дизеля ЗМЗ-5145.10 (эксперимент ЗМЗ)

Таблица 1

Влияние закона впрыскивания на $[NO_x]$

$\epsilon=19.5, n=4000 \text{ мин}^{-1},$ $N_e=85 \text{ кВт}, c_u=15,67 \text{ м/с}$				
ϕ град	Var1 ppm	Var2 ppm	Var3 ppm	Var4 ppm
64	9	9	9	9
72	36	36	36	36
80	82	82	82	82
88	154	154	154	154
96	248	248	249	249
104	353	353	355	355
112	455	454	461	464
120	548	545	561	576
128	638	617	649	671
136	689	670	712	737
144	727	707	755	780
152	749	731	790	810
По опытным данным $[NO_x]=732 \text{ ppm}$ (рис.4)				

Экспериментальные исследования, проведенные в стендовых условиях на дизелях 2Ч 8,5/11 (в МГТУ им. Н.Э. Баумана), ЗМЗ-5145.10 и ЗМЗ-5148.10 (на ЗМЗ), подтвердили достоверность расчетных результатов: результаты натурных и численных экспериментов по определению $[NO_x]$, полученные на дизеле ЗМЗ-5145.10, выполняющем нормы Евро 2, показывают, что разница между ними на режиме $N_e=53,1 \text{ кВт}$ и $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ составляет 2,5-6,3 %, а на режиме $N_e=85 \text{ кВт}$ и $n=4000 \text{ мин}^{-1}$ – 7,0 – 10,6 % в зависимости от вида закона топливоподачи. Это подтверждает адекватность разработанной математической модели.

Усовершенствование рабочего процесса путем определения оптимального сочетания конструктивных (степень сжатия, диаметр и количество сопловых отверстий, конструкция впускных трубопроводов) и регулировочных (начало, продолжительность и давление впрыскивания, закон топливоподачи, интенсивность закрутки воздуха) позволяет минимизировать концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания. Установлено, что при неуправляемом законе впрыскивания для дизеля ЗМЗ-5145.10 наиболее приемлемым является симметричный треугольный закон впрыскивания [3, 4].

При увеличении угла опережения впрыскивания ($\epsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) $[NO_x]$ монотонно возрастает: с 881 до 1115 ppm (на 21 %) на режиме $Ne_{ном}$; с 704 до 764 ppm (на 7,9 %) на режиме $Ne_{к.мах}$. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ влияние угла опережения впрыскивания на уровень $[NO_x]$ снижается. При увеличении интенсивности вихревого движения воздуха с 40 до 100 рад/сек ($\epsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) содержание NO_x на режиме $Ne_{ном}$ монотонно уменьшается с 925 до 778 ppm (15,9 %). С уменьшением степени сжатия ϵ с 21 до 17 ($d_c=0,225$ мм, $z=5$) содержание NO_x монотонно снижается: с 913 до 837 ppm (8,3 %) на режиме номинальной мощности $N_{ном} = 85$ кВт / 4000 мин⁻¹; с 817 до 532 ppm (34,9 %) на режиме максимального крутящего момента $N_{к.мах} = 53,1$ кВт / 1900 мин⁻¹. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала (по внешней скоростной характеристике) от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ уровень $[NO_x]$ снижается тем сильнее, чем ниже степень сжатия.

Система Common Rail в условиях работы на дизеле ЗМЗ-5148.10 без применения двукратного впрыскивания и установления оптимальных долей предварительного и основного впрыскивания, а также без установления оптимальной продолжительности между ними, не имеет явных преимуществ с точки зрения компромисса между g_e и $[NO_x]$ перед системой с ТНВД VE, применяемой на двигателе ЗМЗ-5145.10.

Оптимальным для дизеля ЗМЗ-5148.10 при $p_{впр} = 1500$ бар (на номинальном режиме $Ne=96$ кВт/н=4000 мин⁻¹) является осуществление двукратного впрыскивания, при котором массовая доля предварительного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания с интервалом между ними, равном 8° по углу поворота коленчатого вала.

Установленный оптимальный закон впрыскивания при базовом варианте форсунки ($d_c=0,17$ мм) с интенсивностями закрутки воздуха при впуске и давлениями впрыскивания $\omega=60$ с⁻¹ / $p_{впр}=1500$ ppm и $\omega=16$ с⁻¹ / $p_{впр}=1000$ ppm соответственно, приводит к следующим суммарным значениям $[NO_x]$ в продуктах сгорания двигателя ЗМЗ-5148.10: $[NO_x] = 470$ ppm на номинальном режиме, и $[NO_x] = 697$ ppm – на режиме максимального крутящего момента, что соответствует норм Euro-3.

Литература:

1. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели//Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2004. №1. С.43-59.
2. Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О., Скрипник А.А. Расчетно - экспериментальное исследование локальных температур и локальных концентраций оксидов азота в камере сгорания дизеля// Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ. 2002. Т.8. С. 114-117.
3. Иващенко Н.А., Миронычев М.А., Блинов А.Д., Кавтарадзе З.Р. Расчетно-экспериментальное исследование концентраций оксидов азота в выпускных

газах дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10// Известия ВГТУ. Серия «Транспортные наземные системы». 2004. Вып.1 №3. С. 3-7.

4. Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. Применение двукратного впрыскивания топлива для улучшения экологических характеристик дизельного двигателя ЗМЗ-5145. 10// Тезисы докладов международного симпозиума «Образование через науку», посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2005. С.389.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХМЕР- НОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Система уравнений трехмерного нестационарного переноса в цилиндре поршневого двигателя записывается в общем виде для произвольного зависимого параметра Φ :

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \text{div}\left(\rho \overset{p}{W}\Phi\right) = \text{div}(\Gamma_{\Phi} \text{grad}\Phi) + S_{\Phi} \quad (1)$$

$\overset{p}{W}$ - вектор скорости газа; ρ - плотность газа; Γ - представляет собой коэффициент обмена (диффузии); S_{Φ} - источниковый член.

В случае $\Phi = W_i$, $\Gamma_{\Phi} = \mu$, $S_{\Phi} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + V_{\mu}$, из (1) получим уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье-Стокса), в случае $\Phi = h$, $\Gamma_{\Phi} = \frac{\lambda}{c_p}$,

$S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij}W_j) + \rho G_j W_j - w_r Q_r - \nabla q_R$, - уравнение сохранения энергии, в случае $\Phi = 1$, $\Gamma_{\Phi} = 0$, $S_{\Phi} = 0$ - уравнение неразрывности, а в случае $\Phi = \frac{C_l}{\rho}$, $\Gamma_{\Phi} = D_l \rho$, $S_{\Phi} = \dot{m}_l$ - уравнение диффузии (концентрации).

Осреднение полученных уравнений по Рейнольдсу или по Фавру [1,2] дает систему уравнений переноса в форме Рейнольдса, для замыкания которой в данной работе используется стандартная $k - \varepsilon$ модель турбулентности [2, 3].

Численная реализация модели осуществляется программным комплексом FIRE, разработанным фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE [2, 4].

В расчете используется модель сгорания, предложенная Магнусенном и Хьертгером, согласно которой средняя скорость реакции записывается в следующем виде [5]:

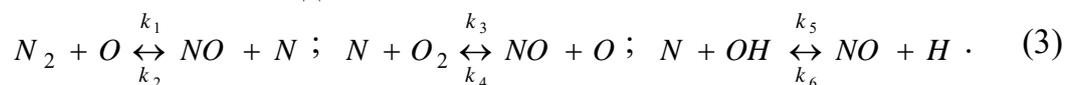
$$\overline{w_r} = \frac{B}{\tau_t} \overline{\rho} \min\left(\overline{m_T}, \frac{\overline{m_{O_2}}}{L_0}, C \frac{\overline{m_{np.c2.}}}{1 + L_0}\right), \quad (2)$$

где $\bar{m}_T, \bar{m}_{O_2}, \bar{m}_{пр.сг.}$ - средние значения масс реагентов (топлива и кислорода) и продуктов сгорания соответственно, L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха; $\tau_t = \frac{\bar{k}}{\varepsilon}$ - масштаб времени турбулентного перемешивания; B и C -

эмпирические коэффициенты, учитывающее влияние турбулентности и параметров топлива на скорость химической реакции.

Значение коэффициента B оказывает существенное влияние на турбулентность и параметры рабочего тела. В данной работе его значение выбирается на основе согласования расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм (рис 1).

Образование оксидов азота в цилиндре двигателя рассматривается на основе расширенного механизма Зельдовича:



Константы для прямых (k_1, k_3, k_5) и обратных (k_2, k_4, k_6) реакций задаются на основе известных результатов [6].

Проведено детальное исследование локальных параметров рабочего процесса газового двигателя с четырьмя различными конструктивными вариантами камеры сгорания (рис.2), расположенного в поршне, и проанализировано влияние формы камеры сгорания на экологические характеристики двигателя.

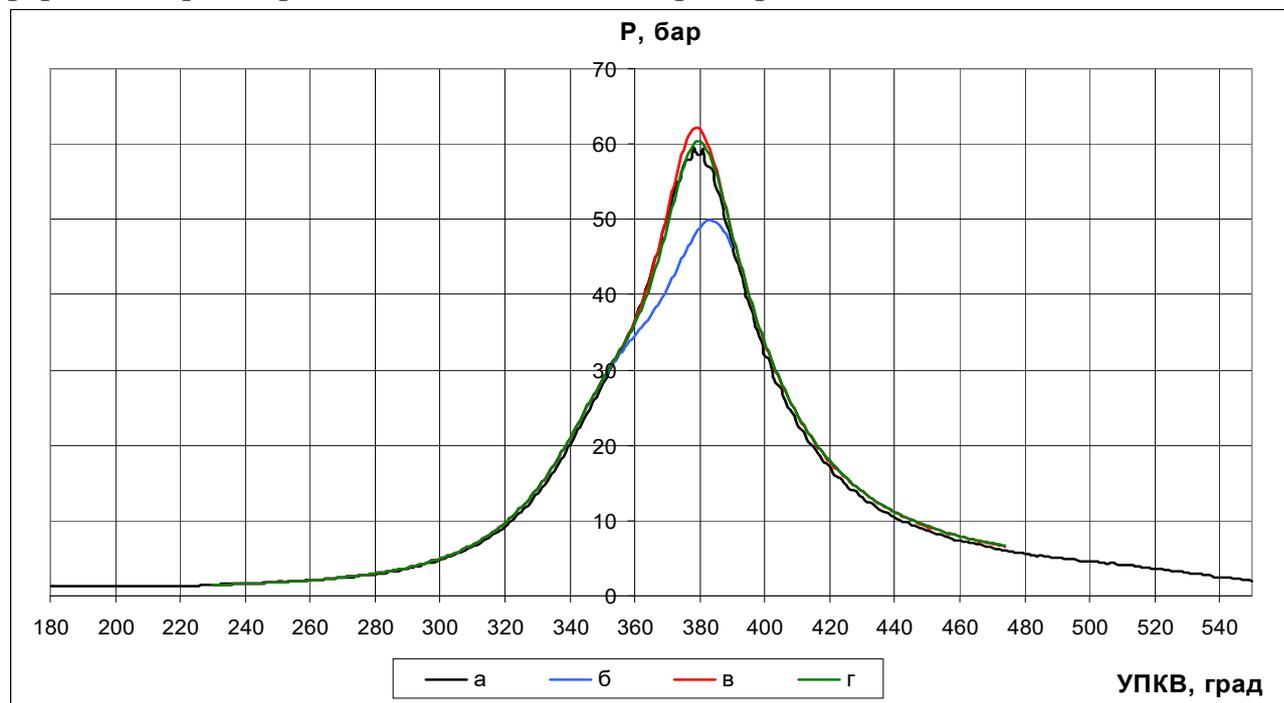


Рис. 1. Изменение давления в цилиндре в зависимости от коэффициента B : а) эксперимент; б) $B = 16$; в) $B = 18$; г) $B = 17,7$. ($C = 0,5 = \text{const}$) (КамАЗ-740.13 .Г-260 с искровым зажиганием, работающий на природном газе. Режим максимального крутящего момента $M_k = 864 \text{ Нм}$, $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$)

Камеры отличались друг от друга только по форме и по расположению относительно оси цилиндра, при этом для всех камер степень сжатия $\varepsilon = 11,25 - 11,27 \approx \text{const}$, что в $\sim 1,5$ раза меньше по сравнению с базовым дизелем КамАЗ. Численные эксперименты подтвердили, что форма камеры сгорания газового двигателя оказывает существенное влияние на его экологические показатели [7]. Например, на номинальном режиме количество образовавшихся NO_x за цикл в случае ω -образной камеры сгорания равно 0,0035 гр, что в $\sim 3,5$ раза больше, чем в случае использования конической камеры. На рис. 2 приведены результаты расчета локальных образований $[\text{NO}_x]$. Хорошо видно, что ω -образная форма камеры в поршне, по сравнению с другими камерами сгорания, больше соответствует образованию оксидов азота.

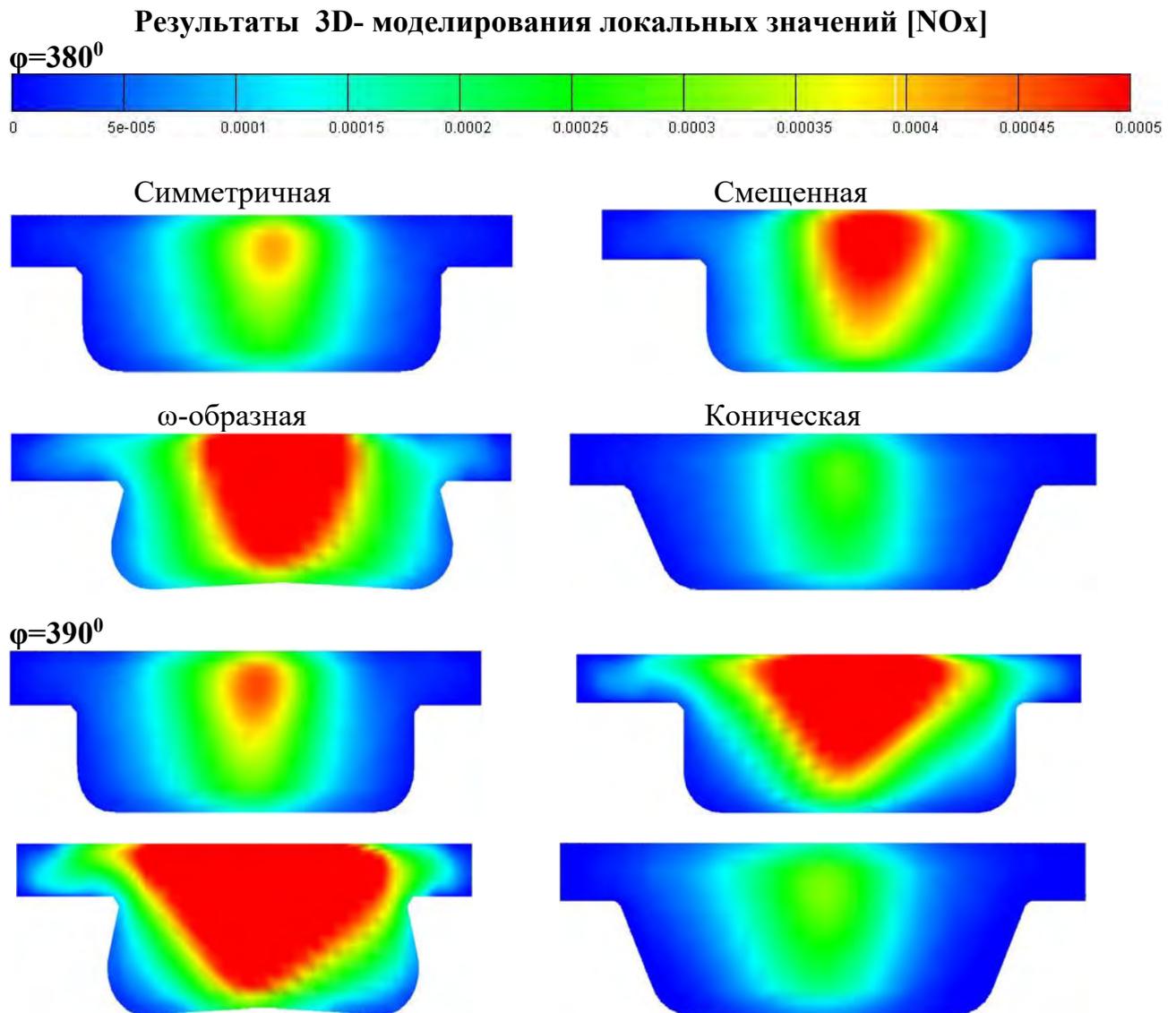


Рис. 2. Локальные концентрации оксидов азота в различных моментах рабочего цикла в зависимости от формы камеры сгорания (КамАЗ-740.13 .Г-260 с искровым зажиганием, работающий на природном газе. Режим номинальной мощности $N_e=176$ кВт, $n=2200$ мин $^{-1}$)

Очевидно, что здесь определяющую роль играет высокий уровень турбулентности, обусловленный конструкцией камеры, и как результат интенсивное тепловыделение за относительно короткий промежуток времени, приводящее к повышению локальных температур в зонах горения.

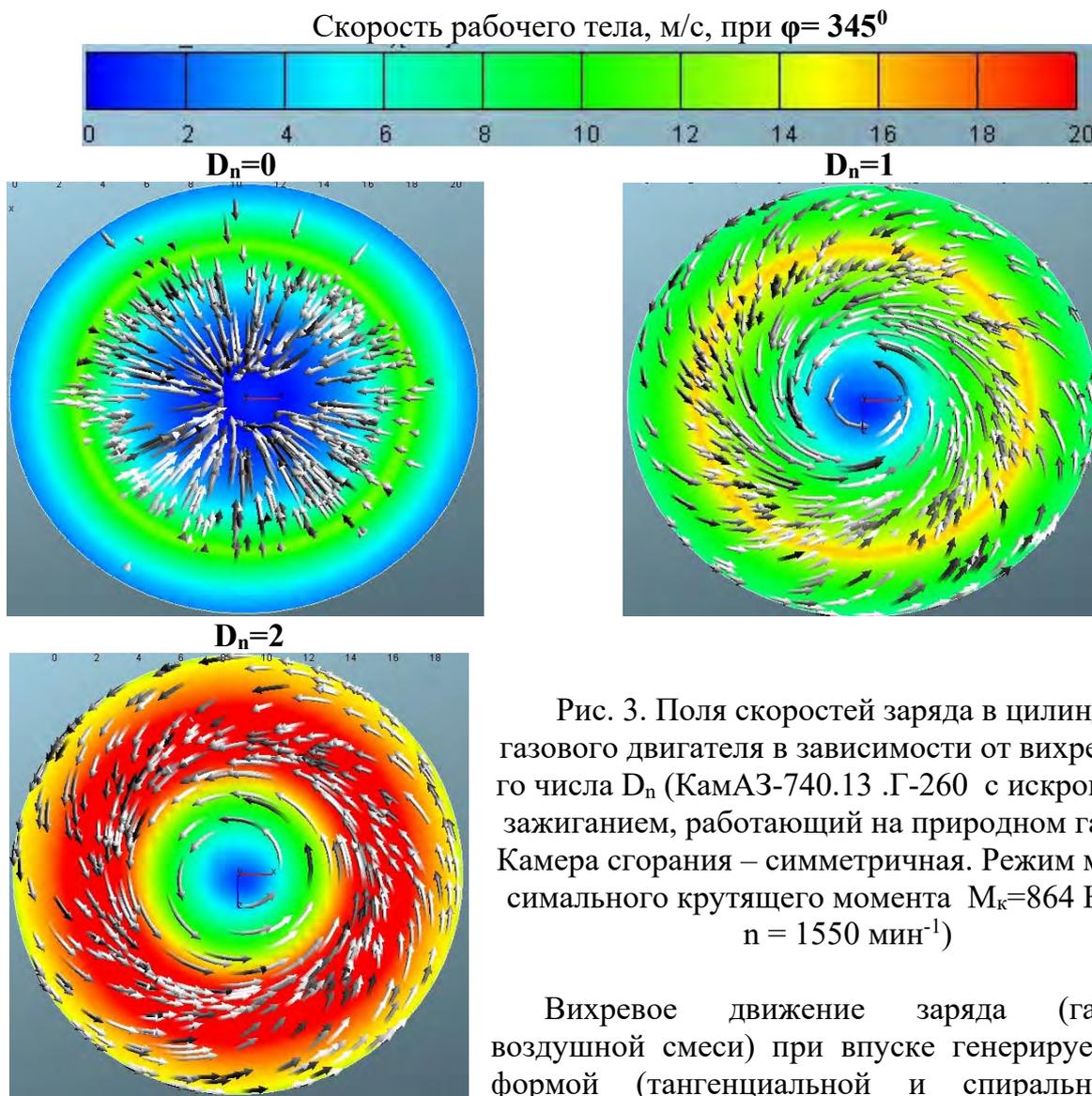


Рис. 3. Поля скоростей заряда в цилиндре газового двигателя в зависимости от вихревого числа D_n (КамАЗ-740.13 .Г-260 с искровым зажиганием, работающий на природном газе. Камера сгорания – симметричная. Режим максимального крутящего момента $M_k=864$ Нм, $n = 1550$ мин⁻¹)

Вихревое движение заряда (газовоздушной смеси) при впуске генерируется формой (тангенциальной и спиральной)

впускного канала и его интенсивность оценивается вихревым числом $D_n = \frac{n_z}{n}$, представляющим собой отношение частот вращения заряда n_z в цилиндре и коленчатого вала двигателя n . Расчеты были проведены для $D_n = 1$ и $D_n = 2$, а также для предельного случая $D_n = 0$, когда нет закрутки заряда, а его движение вызвано перемещением поршня. На рис. 3 приведены поля скоростей рабочего тела в конце такта сжатия в зависимости от вихревого числа. Исследование интегральной концентрации NO_x в рабочем цикле газового двигателя при различных интенсивностях закрутки заряда показало, что к моменту открытия выпускного клапана суммарное количество NO_x для двигателя с вихревым числом 2 почти в два раза больше, чем для вариантов с вихревыми числами 0 и 1.

Существенную роль в формировании как интегральных, так и локальных параметров газового двигателя играет угол опережения зажигания (УОЗ), что подтверждается результатами 3D-моделирования. Расчеты, выполненные для различных значений УОЗ в случае варианта с ω – образной камерой сгорания показали, что количество образованных NO_x уменьшается примерно на 28% с приближением угла начала зажигания к ВМТ. Количество NO_x , образовавшихся при $\text{УОЗ} = -5^\circ$ составляет лишь 3,6% от количества оксидов азота, выделившихся при $\text{УОЗ} = -35^\circ$.

Таким образом, при удачном сочетании исследуемых факторов (форма камеры сгорания, форма впускного канала, генерирующего вихревое движение в цилиндре, и УОЗ) можно существенно улучшить экологические показатели газовых двигателей с искровым зажиганием.

Проведенные исследования позволяют заключить:

1. Выявлено заметное влияние формы камеры сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и работающего с искровым зажиганием, на концентрацию образованных в рабочем цикле оксидов азота. При прочих одинаковых условиях наилучшей из исследованных четырех форм камеры сгорания с точки зрения токсичности является камера конической формы, для которой, количество образованных NO_x в 3,5 (на номинальном режиме работы) и в 6 раз (на режиме максимального крутящего момента) меньше, чем для ω -образной камеры.

2. Регулированием угла опережения зажигания можно существенно снизить концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания газового двигателя. В частности, для ω -образной камеры сгорания приближением момента зажигания к верхней мертвой точке значение $[\text{NO}_x]$ можно уменьшить примерно на 28%.

3. Влияние вихревого числа на образование NO_x в газовом двигателе с искровым зажиганием в исследуемом диапазоне, относительно менее заметно, чем влияние конструкции камеры сгорания и угла опережения зажигания. Однако, стоит отметить, что зависимость $[\text{NO}_x]=f(D_n)$ носит отнюдь не линейный характер. Так, разница в количестве образованных оксидов азота между вариантами с вихревым числом 0 и 1 составляет лишь 14%, в то время как, между вариантами с вихревым числом 1 и 2 – 44%.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 05-08-01311а).

Литература:

1. FIRE. Users Manual Version 8. AVL LIST GmbH Graz, Austria, 2002. (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU70203 между МГТУ им. Н. Э. Баумана и АВЛ ЛИСТ ГмбХ).

2. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с.

3. Byun D., Baek S.W. Numerical investigation of combustion with non-gray thermal radiation and soot formation effect in a liquid rocket engine// Int. J. Heat and Mass Transfer. 2007. № 50. P. 412-422.

4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

5. Merker G., Schwarz Ch., Stiesch G., Otto F. Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Stuuugart, Leipzig, Wiesbaden. Teubner-Verlag. 2004. 410 S.

6. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2004. №1. С.43-59.

7. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Шибанов А.В., Онищенко Д.О., Федоров В.А.. Численный анализ влияния формы камеры на турбулентное движение и сгорание газа в цилиндре дизеля//Труды четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. 2006. Т.3. С.246-249.

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ФОРМИРОВАНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДВС

Васильев А.В., Сидоров Д.В.

(Волгоградский государственный технический университет)

Численный пошаговый метод синтеза закона движения толкателя и профиля кулачка [1,2] позволяет на основе единого подхода формировать характеристики кулачкового механизма в соответствии с теми или иными предъявляемыми требованиями. При этом вместо аналитического закона движения используется численное его представление, а алгоритм формирования участков положительного и отрицательного ускорения обеспечивает получение характеристик предельной эффективности, оцениваемой полнотой диаграммы перемещения толкателя и связанной с ней величиной время-сечения клапана. В данной статье приведены некоторые результаты дальнейшего развития численного метода в направлении модернизации алгоритма с целью расширения области применения метода.

Ранее в рассматриваемом численном методе не была предусмотрена возможность ограничения максимальной скорости перемещения поступательно движущегося толкателя с плоской тарелкой. Известно, что от величины этой скорости зависит максимальное смещения точки контакта кулачка с толкателем от оси последнего [3], то есть требуемый размера его тарелки. Это имеет существенное значение в случае предъявления требований к габаритным размерам клапанного привода.

Кроме того, при профилировании кулачков механизма газораспределения (МГР) с цилиндрическим или рычажным толкателем важной задачей является ограничение угла давления в сопряжении кулачок-толкатель. При его увеличении снижается коэффициент полезного действия кулачковой пары, растут затраты мощности на привод клапанов и, в предельном случае, возможно заклинивание. Характеристика изменения угла давления по углу поворота кулачка также в значительной степени зависит от закона движения толкателя, в особенности, от скорости его перемещения [3].

В связи с этим в данной работе предлагается усовершенствовать численный метод путем введения ограничения на первую производную перемещения толкателя по углу поворота кулачка, то есть на аналог скорости толкателя. Данное ограничение позволяет получить кулачок с участком постоянной максимальной скорости толкателя, где ограничивается размер его тарелки или значение угла давления.

Усовершенствованный метод профилирования кулачков с участком постоянной максимальной скорости толкателя может быть использован также в кулачковых механизмах топливных насосов высокого давления (ТНВД). Здесь важной задачей является обеспечение интенсивного впрыскивания топлива. Эта задача может быть решена путем увеличения скорости плунжера за счет изменения профиля кулачка при неизменной скорости вращения вала насоса. При этом повышается давление впрыскивания при постоянной цикловой подаче [4]. В ТНВД кулачок с участком постоянной максимальной скорости позволяет получить такой закон движения толкателя, при котором скорость перемещения плунжера максимальна на участке нагнетания от геометрического начала (ГНН) до геометрического конца (ГКН). Это позволяет повысить максимальное давление впрыскивания топлива.

Важно отметить, что наряду с введением ограничения на первую производную перемещения толкателя в усовершенствованном численном методе по-прежнему присутствует комплекс ограничений, связанных с обеспечением работоспособности и надежности механизма, например, ограничения на контактные напряжения в паре кулачок-толкатель и трибологические характеристики сопряжения. Предусмотрен также расчёт данных, необходимых для изготовления и контроля профиля кулачка с использованием различных кинематических схем.

Рассмотрим алгоритм формирования закона движения толкателя с учетом введения ограничения на первую производную перемещения толкателя. Участки АВ₊ положительных и СВ₋ отрицательных значений второй производной образуются начиная соответственно от точек А и С (рис 1 а, б), в которых заданы начальные условия. Участки формируются одновременно пошагово при равенстве значений S' в текущих точках В₊ и В₋ с требуемой степенью точности, определяемой величиной шага Δφ, который может быть выбран достаточно малым. Значение S'' на каждом шаге выбираются максимальными по модулю, допускаемыми ограничениями на производные третьего и более высоких порядков, вычисляемые по формуле

$$S_i^{(k)} = \frac{S_i^{(k-1)} - S_{i-1}^{(k-1)}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}}, \quad (1)$$

где $S_i^{(k)}$ – производная k-го порядка ($k > 2$) в i-й точке стыка отрезков; $S_i^{(k-1)}$ и $S_{i-1}^{(k-1)}$ – производные (k-1)-го порядка соответственно в i-й и (i-1)-й точках стыка отрезков; φ_i и φ_{i-1} – углы поворота кулачка соответственно в i-й и (i-1)-й точках стыка отрезков.

Величины S' и S в текущей точке определяются на основе численного интегрирования

$$S'_i = S'_{i-1} + \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} \cdot (S''_i + S''_{i-1}); \quad (2)$$

$$S_i = S_{i-1} + \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} \cdot (S'_i + S'_{i-1}), \quad (3)$$

где S''_i , S''_{i-1} — значения второй производной в i-й и (i-1)-й точке; S_i , S_{i-1} - значения перемещения толкателя в i-й и (i-1)-й точках. Таким образом, зная на каждом шаге

значения ускорения, скорости и перемещения толкателя, определяем по известным зависимостям [3] текущие значения ограничиваемых параметров, связанных с работоспособностью и надёжностью МГР.

Если на текущем шаге невозможно удовлетворить комплексу задаваемых ограничений, осуществляется уменьшение модуля значения S'' на одном из предшествующих шагов, ближайшем к текущему, причем это уменьшение должно допускаться имеющимися ограничениями (1) на производные. Затем снова проверяется возможность формирования текущего шага, и эта процедура повторяется до тех пор, пока на текущем шаге не будет выбрано значение S'' , удовлетворяющее ограничениям.

На рис. 1 в, видно, что при активном ограничении на первую производную перемещения толкателя на определенном этапе формирования закона движения толкателя производится уменьшение до нуля модулей значений S'' в точках B_+ и B_- .

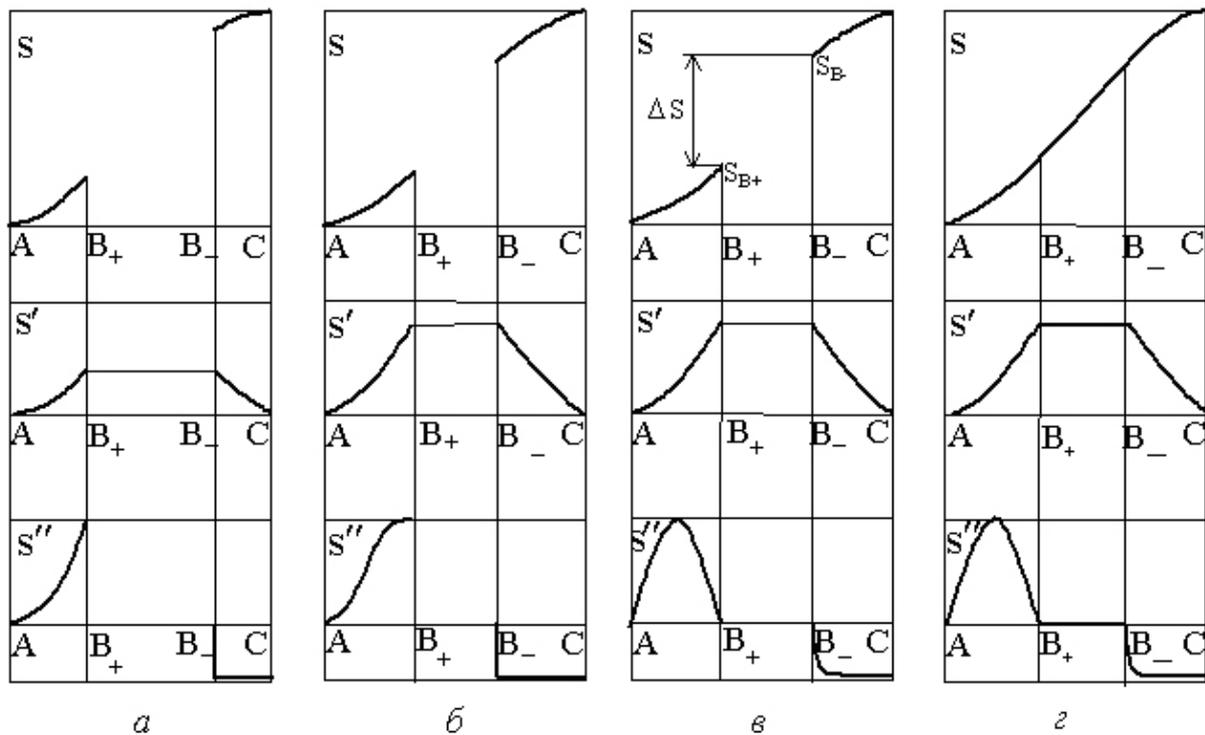


Рис. 1. Схема усовершенствованного алгоритма формирования закона движения толкателя

При этом величины S' в точках B_+ и B_- равны максимально допустимому значению S'_{\max} с требуемой точностью, определяемой значениями $\Delta\varphi$ и шагом коррекции $\Delta S''$, а величина S отличается на величину ΔS разности между значениями перемещения толкателя в точках B_- и B_+ , т.е.

$$\Delta S = S_{B-} - S_{B+}, \quad (4)$$

где S_{B-} , S_{B+} – значения перемещения толкателя в точках B_- и B_+ (рис 1 в), определяемые по формуле (3).

Далее образуется участок постоянной максимальной скорости, где первая производная перемещения толкателя по углу поворота кулачка имеет максимально допустимое значение, а значение перемещения толкателя изменяется линейно (рис 1 г). Протяженность этого участка постоянной максимальной скорости определяется по формуле

$$\varphi_0 = \frac{\Delta S}{S'_{\max}}. \quad (5)$$

В том случае, если ограничение на первую производную перемещения толкателя не является активным, то формирование профиля кулачка выполняется согласно реализованному ранее (до усовершенствования) алгоритму [1, 2]. Таким образом, реализованный метод формирования закона движения толкателя отличается тем, что между участками положительных и отрицательных значений ускорения толкателя может располагаться участок постоянной максимальной скорости и нулевого ускорения, причём угловая протяженность этого участка φ_0 которого определяется по формуле (5).

Рассмотрим некоторые результаты, полученные при формировании закона движения толкателя усовершенствованным численным методом. Максимальное перемещение толкателя задавалось равным 10 мм, а заданная угловая протяженность участка подъема составляла 100° угла поворота кулачка с верхним выстоем толкателя. Величина ограничения выбрана исходя из требования по габаритным размерам тарелки плоского толкателя и составила $S'_{\max}=12,8$ мм/рад.

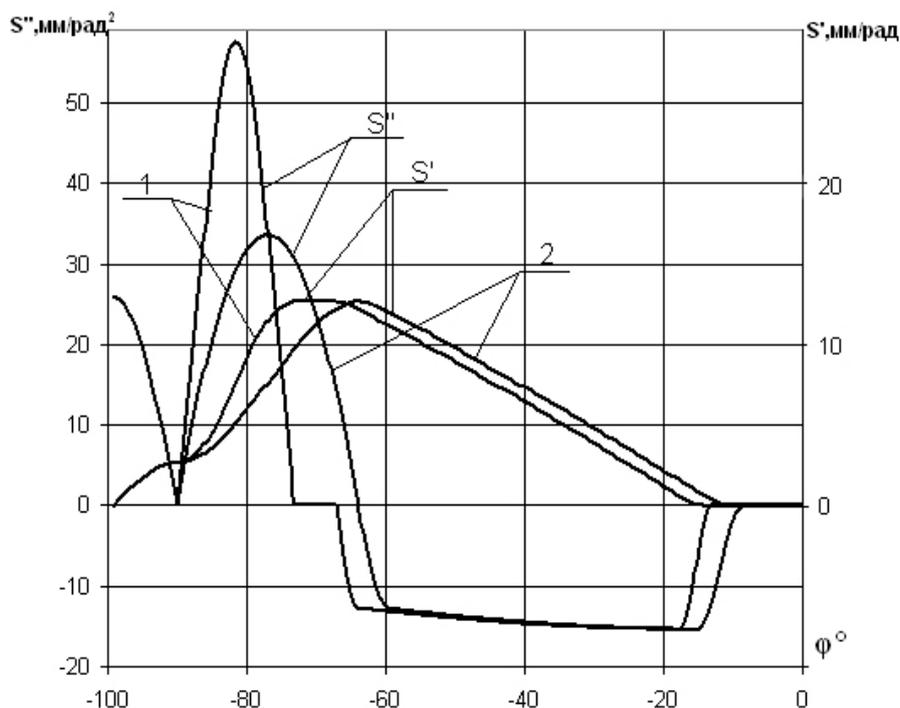


Рис. 2. Первая и вторая производная перемещения толкателя с плоской тарелкой в зависимости от угла поворота кулачка: 1 – кулачок с участком постоянной максимальной скорости; 2 – кулачок без такого участка

На рис. 2 приведены сравнительные характеристики двух законов движения толкателя. У кулачка с участком постоянной скорости максимальное смещение точки контакта от оси толкателя достигается ограничением на первую производную перемещения толкателя (кривые 1). У другого кулачка (кривые 2) той же самой угловой протяженности выполнение данного условия может быть достигнуто путем ужесточения ограничений на производные второго и более высоких. Однако это приводит к снижению площади под кривой перемещения толкателя. Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что увеличение этой площади при использовании усовершенствованного метода составляет 5%.

Аналогичные результаты были получены при ограничении первой производной для схемы с цилиндрическим толкателем с целью получения заданных значений угла давления в сопряжении. Кроме того, выполнено формирование закона движения толкателя плунжера ТНВД с ограничением на первую производную от его перемещения так, чтобы точки ГНН и ГКН находились на участке его постоянной максимальной скорости.

Таким образом, анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что кулачок с участком постоянной максимальной скорости, спрофилированный усовершенствованным численным методом, может дать ряд преимуществ. Удовлетворение требований по габаритным размерам тарелки поступательно движущегося плоского толкателя может быть достигнуто путем ограничения на первую производную его перемещения. С ужесточением этого ограничения уменьшается максимальное значение угла давления в сопряжении кулачок-толкатель при использовании толкателя с цилиндрической поверхностью контакта. Следует отметить, что использование получаемого кулачка с участком постоянной максимальной скорости в ТНВД будет способствовать повышению максимального давления впрыскивания вследствие того, что скорость перемещения плунжера будет максимальна на участке нагнетания. По результатам выполненной работы подана заявка на изобретение.

Литература:

1. Васильев А.В., Григорьев Е.А. Численный метод профилирования кулачка // Инженерный журнал. Справочник. – 2001. - № 10. – С. 26 – 30.
2. Патент Российской Федерации № 1740711, 5F 01 L 1/08. - Кулачок привода клапана / Е.А. Григорьев, А.В. Васильев. - № 4795185/06; Заявлено 23.02.90; Оpubл. 15.06.92, Бюл. № 22. - С. 128.
3. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
4. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1990. – 352 с.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НДС КРЫШКИ ЦИЛИНДРА ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.

(Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана)

Рыжов В.А.

(ОАО «Коломенский завод»)

Крышка цилиндра – ответственная деталь двигателя, которая часто определяет его ресурс. При работе двигателя на крышку одновременно действуют циклические – температурные и механические нагрузки, а также статические – монтажные и технологические нагрузки. На долговечность конструкции решающее воздействие оказывают рабочие температурные напряжения, которые значительно превышают напряжения от сил давления газов и выходят за предел упругости применяемого материала.

Разрушения в виде трещин происходят чаще всего в огневом днище между отверстиями под клапаны и форсунку и имеют термоусталостный (малоцикловый) характер, отличающийся от механической малоциклового усталости ослабляющим

действием повышенной температуры на свойства материала. Наиболее нагруженными элементами крышки являются межклапанные перемычки огневого днища, которые имеют повышенный уровень температур вследствие невыгодного соотношения площадей нагрева и охлаждения и меньшую жесткость по сравнению со смежными участками. Работа межклапанных перемычек крышки цилиндра происходит в условиях неупругого деформирования материала, что обусловлено высокими напряжениями сжатия от действия рабочих температур в условиях их несвободного теплового расширения. Свободному температурному расширению межклапанных перемычек препятствуют смежные, более жесткие участки огневого днища (периферийная и центральная зона). Степень стеснения межклапанных перемычек определяется коэффициентом жесткости заземления, определяемым соотношением (1). Значения коэффициента для межклапанных перемычек крышек цилиндров лежат в диапазоне 0,7...0,85, а иногда превышают единицу. Дополнительное стеснение межклапанных перемычек происходит за счет собственного теплового расширения смежных участков.

$$k = \frac{l_t - l_\phi}{l_t} \quad (1)$$

где l_t – свободное температурное удлинение

l_ϕ – фактическое температурное удлинение элемента в конструкции

Коэффициент жесткости заземления и рабочая температура на поверхности детали определяют в конечном итоге уровень температурных напряжений. При остывании конструкции в элементах огневого днища появляются остаточные напряжения обратного знака (растяжение), вследствие необратимости процесса неупругого деформирования. Изменение температурной нагрузки, обусловленное сменностью режимов работы двигателя, ведет к постепенному накоплению остаточных напряжений. Возможны два механизма накопления остаточных напряжений в перемычках крышки цилиндра (рис. 1)

В начальный период работы двигателя температурные напряжения при температуре t_1 превышают предел упругости материала ($\sigma_{0,05}$), что при разгрузке двигателя приводит к появлению остаточных напряжений. Темп роста остаточных напряжений в крышке в этот период максимален. В последующих циклах интенсивный рост остаточных напряжений происходит за счет эффекта релаксации напряжений. Эффект релаксации заключается в уменьшении напряжений при временной высокотемпературной выдержке материала конструкции в условиях высоких нагрузок и характеризуется снижением предела текучести материала, что приводит к дополнительному росту остаточных напряжений. Зависимость $\sigma_t(\varepsilon)$ – предельная кривая релаксации. С течением времени интенсивность релаксации замедляется, наступает процесс приспособляемости, который характеризуется квазиупругой работой конструкции.

Во втором случае темп накопления остаточных напряжений при температуре t_2 не замедляется со временем. Напряжения при разгрузке превосходят предел текучести материала (рис. 1). Материал конструкции в этом случае работает в области двухстороннего упруго-пластического деформирования. Этот механизм характеризуется быстрым исчерпанием прочностных свойств материала и последующим быстрым разрушением конструкции. При таком механизме накопления остаточных напряжений приспособляемость материала невозможна, требуемая долговечность конструкции в этом случае недостижима.

Работоспособность крышки цилиндра оценивается её долговечностью. Для оценки долговечности крышки в условиях повышения уровня форсирования необ-

ходим комплексный расчетно-экспериментальный подход. В этой связи предлагается использовать методы математического моделирования НДС одновременно с экспериментальными данными.

Решение задачи можно условно разделить на два этапа:

На первом этапе после подготовки твердотельной модели крышки средствами трехмерного моделирования Solid Edge и конечно-элементной модели в среде MSC Patran решается задача стационарной теплопроводности (с помощью нелинейного решателя Marc 2005). В качестве граничных условий по теплообмену используются граничные условия третьего рода – средний за цикл коэффициент теплоотдачи и средняя за цикл температура окружающей среды. Расчет тепловых граничных условий производится по методике, описанной в [1].

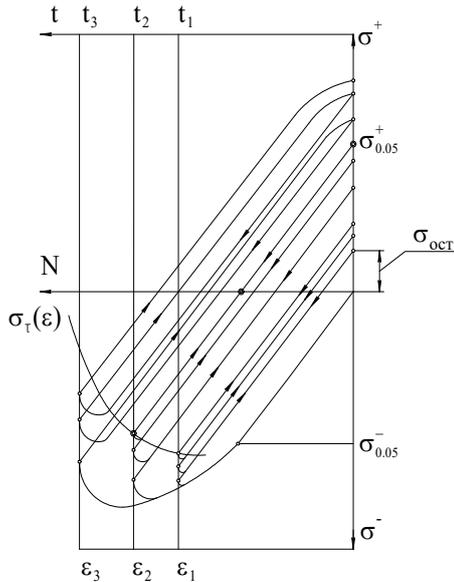


Рис 1. Механизм накопления остаточных напряжений в межклапанных перемычках крышки цилиндра

Полученное температурное поле прикладывается в качестве нагрузочного фактора к крышке с целью оценки уровня температурных напряжений и деформаций в огневом днище. Анализ НДС крышки на данной стадии расчета производится в упругой постановке. После получения данных «упругого» расчета производится

выделение наиболее нагруженного элемента крышки – перемычки между выпускными клапанами для изучения механизма накопления остаточных напряжений в нем. В качестве кинематических граничных условий (КГУ) используются данные, полученные в ходе выполнения «упругого» расчета. КГУ в виде коэффициентов жесткости относятся к границам выделения межклапанной перемычки. Для выделенного элемента производится упруго-пластический расчет от действия рабочей температурной нагрузки. В ходе проведения расчета учитывается циклическое изменение температурной нагрузки в процессе работы двигателя.

Для определения НДС в упруго-пластической области и оценки остаточных напряжений, возникающих в крышке цилиндра в условиях теплосмен применяется следующая схема анализа, которая близка к предложенной в работе [2], но имеет ряд существенных отличий. Приращение полной деформации определяется суммой приращений упругой деформации $\Delta\varepsilon_{ij}^e$, пластической деформации $\Delta\varepsilon_{ij}^p$, деформации пластического последействия (ползучести) $\Delta\varepsilon_{ij}^c$, термических деформаций $\Delta\varepsilon_{ij}^T$ и выражается уравнением:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p + d\varepsilon_{ij}^c + d\varepsilon_{ij}^T, \quad (2)$$

где ε_{ij} - компоненты тензора деформаций.

С феноменологической точки зрения, указанная схема лучше всего описывается моделью вязкоупругой среды Кельвина-Фойгта [3].

Каждая составляющая тензора деформаций определяется соответственно уравнениями:

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{1+\mu}{E} ds_{ij} + \frac{1-2\mu}{E} d\sigma_{ij}^0, \quad (3)$$

где $s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0$ - компоненты девиатора напряжений;

$\sigma_{ij}^0 = 1/3\delta_{ij}\sigma_{kk}$ - компоненты шарового тензора;

δ_{ij} - символ Кронекера.

Здесь и далее используется принятое в тензорном исчислении правило суммирования по « немому» (повторяющемуся) индексу.

При решении пластической задачи используется теория течений, в частности, пластические деформации определяются исходя из ассоциированного закона течения [4]:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{\partial F}{\partial s_{ij}} d\lambda, \quad (4)$$

где F - функция текучести;

$d\lambda$ - некоторый скалярный множитель.

При выборе функции течения используется условие пластичности Мизеса. Эффект Баушингера при циклическом нагружении и деформационное упрочнение материала крышки учитывается на основе теории трансляционного упрочнения Москвитина [5]. В результате, функция текучести принимается в виде:

$$F = (s_{ij} - \alpha_{ij})(s_{ij} - \alpha_{ij}) - 2/3 \overline{\sigma}^2(\lambda) = 0, \quad (5)$$

где α_{ij} - компоненты девиатора, отражающего эффект Баушингера;

$\overline{\sigma}$ - интенсивность напряжений;

λ - скалярный параметр, характеризующий изотропное изменение поверхности текучести.

В зависимости от связей $\alpha_{ij} = \alpha_{ij}(\varepsilon_{ij}^p)$ и $\overline{\sigma} = \overline{\sigma}(\lambda)$ имеют место различные варианты трансляционного упрочнения. В частности, если принять $d\overline{\sigma}/d\lambda = 0$, $\alpha_{ij} = H\varepsilon_{ij}^p$, $H = \text{const}$, будем иметь кинематический закон упрочнения. В общем случае, $\overline{\sigma} = \overline{\sigma}(\lambda)$ и $H = H(I_2)$, где I_2 - второй инвариант девиатора напряжений S , функции $\overline{\sigma}$ и H - определяются экспериментально.

При выборе функции ползучести используется гипотеза упрочнения [6], которая достаточно хорошо согласуется с экспериментом и сохраняет инвариантность относительно изменения начала отсчета времени. В результате деформации пластического последствия равны:

$$d\varepsilon_{ij}^c = A \frac{\partial G}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (6)$$

где A - некоторая константа материала;

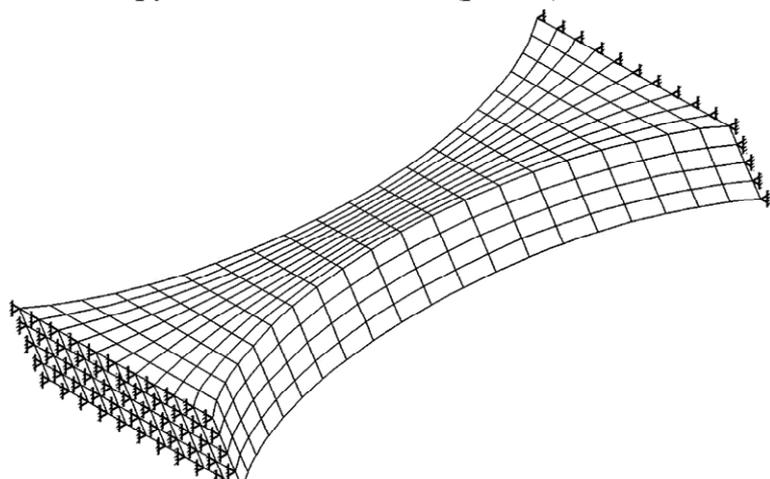
$G = G(\varepsilon_{ij}^c, \varepsilon_{ij}^c, \sigma_{ij})$ - функция ползучести.

Термические деформации определяются из следующей зависимости:

$$d\varepsilon_{ij}^T = \delta_{ij} \alpha dT. \quad (7)$$

Для отработки изложенной методики упруго-пластического расчета рассмотрена упрощенная модель межклапанной перемычки представленная на (рис. 2). Кинематическими граничными условиями, приложенными к торцам перемычки, выступают жесткие закрепления. Фактическая жесткость соединения может быть смоделирована специальными упругими элементами (типа пружин). Перемычка нагревается постоянной в узлах температурой (300°C). Модуль упругости материала, коэффициент линейного расширения и т.д. задаются в зависимости от температуры, кроме того, задается кривая деформирования материала, в частности её пластическая составляющая.

В расчете учитывается циклическое изменение температурной нагрузки (от 20° до 300°) и выдержка на максимальной температуре цикла (300°) в течение одного часа. Результат расчета в виде зависимости σ - ε после двух полных циклов теплового нагружения показан на (рис. 3). По оси абсцисс здесь откладывается полная деформация (температурная + механическая). По оси ординат – главные напряжения в $\text{кг}/\text{мм}^2$ (10 МПа). Выполненный анализ показал, что средства расчетного комплекса позволяют в полной мере реализовать изложенную методику расчета.



деформация (температурная + механическая). По оси ординат – главные напряжения в $\text{кг}/\text{мм}^2$ (10 МПа). Выполненный анализ показал, что средства расчетного комплекса позволяют в полной мере реализовать изложенную методику расчета.

Рис 2. Конечно-элементная модель упрощенной межклапанной перемычки

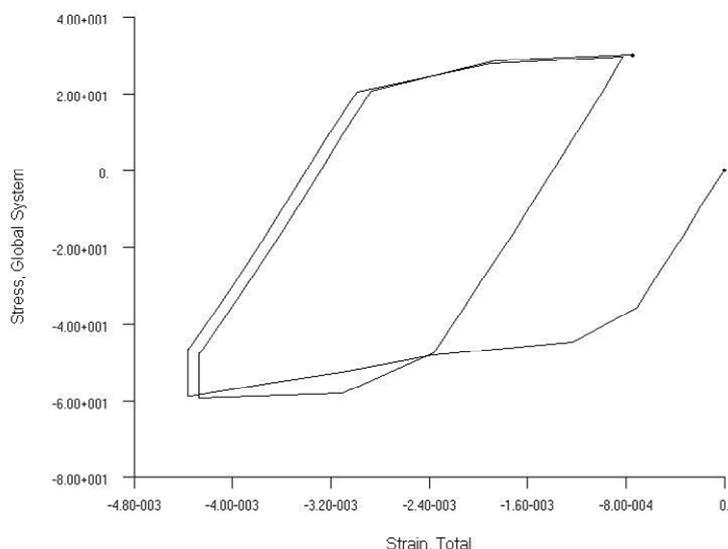


Рис 3. Результаты расчета перемычки в упруго-пластической постановке

На втором этапе полученные значения остаточных напряжений сопоставляются с предельно допустимыми величинами, исходя из чего, производится анализ работоспособности конструкции. В настоящее время для оценки остаточного ресурса крышек цилиндров на Коломенском заводе используется методика, в основе которой лежит проверка уровня остаточных напряжений в крышке после определенной наработки (порядка 25% моторесурса) методом выделения элементов огневого днища, с предварительно наклеенными на них тензодатчиками. Уровень остаточных напряжений, полученный в ходе контроля, сравнивается с допустимым уровнем напряжений. Уровень в $200 - 250 \text{ МПа}$ для крышки цилиндра дизеля типа ЧН26/26 считается предельно допустимым.

Если уровень не превышен или превышен незначительно, с достаточной степенью уверенности можно говорить о безотказной работе конструкции в течение всего срока эксплуатации. Допустимый отказ части крышек в этот период, связанный с различием температурного состояния, рассеянием исходных прочностных свойств материала и другими факторами, по ТУ не превышает 7%. Недостатками методики являются практическая ее неприменимость для проектируемых конструкций ввиду отсутствия данных по остаточной напряженности. Также следует отметить относительную сложность и дороговизну метода контроля остаточных напряжений, который связан с демонтажем партии деталей с дизеля и последующим их разрушением.

Таким образом, применение методов математического моделирования ТНДС крышки совместно со статистическими данными по сменности режимов работы дизелей в эксплуатации может быть использовано для оценки долговечности (работоспособности) крышек цилиндров двигателей с различными уровнями форсирования. Кроме того, расчетная методика позволяет предварительно оценить долговечность проектируемых конструкций, оценить эффект от применения новых материалов и введения технологических улучшений, а также оценить степень совершенства конструкции с точки зрения влияния на долговечность.

Литература

1. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П. Особенности напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. - Двигателестроение №4 2006, с. 8-11
2. С. Тайра, Р. Отани. Теория высокотемпературной прочности материалов. М., Металлургия, 1986.
3. П.А. Павлов. Механические состояния и прочность материалов. Л., изд-во ЛГУ, 1980.
4. Л.И. Седов. Механика сплошной среды, т. II, М., изд-во «Наука», Главная редакция физико-математической литературы. 1976.
5. Москвитин В.В. Пластичность при переменных нагружениях. М., изд-во МГУ, 1965.
6. Н.Н. Малинин Прикладная теория пластичности и ползучести. М., Машиностроение, 1968.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА ЦИРКУЛЯЦИИ ЖИДКОСТИ В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА

Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Основным направлением снижения тепловой напряженности крышек цилиндров является повышение эффективности их охлаждения. Конструирование систем охлаждения ДВС развивается по пути повышения интенсивности теплоотдачи в охлаждающую среду за счет увеличения скорости циркуляции или увеличения площади теплоотдающей поверхности изменением ее конфигурации. Проточная часть при этом приобретает сложную конфигурацию, образуются зоны с различными скоростями движения охлаждающей жидкости, а также застойные зоны.

Наличие застойных зон и зон локального перегрева приводят к образованию трещин при большом количестве циклов и достаточно высоких температурах огневого днища со стороны газа.

Решению данной проблемы посвящено большое количество работ. Традиционно для определения граничных условий использовались эмпирические зависимости [1,2,3], которые рассматривают одномерные течения. Такой подход влечет плохой учет геометрии полости охлаждения и как следствие недостаточная точность расчета теплового состояния [4].

Математическая модель.

Для расчетов использовалась двухслойная $\kappa - \varpi$ модель Менгера [5,6]:

– Уравнение Неразрывности:

$$\nabla \cdot (\bar{u}) = 0$$

– Уравнение Рейнольдса:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \bar{u}) = -\nabla \bar{p} + [\mu + \mu_t] \cdot \nabla^2 \bar{v}$$

– Уравнение Тепловой энергии:

$$\nabla \cdot \left(\rho \cdot \bar{u} \cdot h_{\Sigma} - \frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla h - \lambda \cdot \nabla T \right) = 0$$

– Уравнение турбулентной кинетической энергии:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot k_t) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{t3}} \right) \nabla k_t \right] + \mu_t \cdot \Phi - \beta_1 \cdot \rho \cdot k \cdot \varpi$$

– Уравнение для частоты диссипации турбулентных вихрей:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \varpi) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varpi 3}} \right) \nabla \varpi \right] + (1 - F_1) \cdot 2\rho \frac{1}{\sigma_{\varpi 2} \cdot \varpi} \nabla k \cdot \nabla \varpi + \alpha_3 \cdot \frac{\varpi}{k} \mu_t \cdot \Phi - \beta_3 \cdot \rho \cdot \varpi^2$$

Для констант модели используется следующее соотношение, которое позволяет объединить $\kappa - \varpi$ Вилкокса и $\kappa - \varepsilon$ модель:

$$g_3 = F_1 \cdot g_1 + (1 - F_1) \cdot g_2$$

где F_1 связующая функция, которая у стенки принимает значение равное единице, а при приближении к границе пограничного слоя стремится к нулю.

Уравнение тепловой энергии, решаемое для твердого тела:

$$\nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) = 0$$

Записанные уравнения образуют систему, замыкание которой, происходит уравнением:

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{\kappa}{\varpi}$$

Исследование движения жидкости.

В работе рассматривается два варианта подвода жидкости в полость охлаждения.

В базовом жидкость, сталкиваясь с горизонтальной перегородкой, либо теряет большую часть кинетической энергии, включаясь в вихревое движение (рис.1), либо в ядре потока уходит в верхнюю полость. Это уменьшает приток жидкости к перемычкам, образуя застойные зоны.

Из рисунка (рис.2, а.) видно в районе пускового клапана наблюдается застой жидкости, вызывающий местный перегрев крышки цилиндра.

Наиболее благоприятные условия работы создаются в районе верхнего впускного канала, который по всей высоте активно омывается потоком жидкости. В неблагоприятных условиях находятся нижний выпускной и нижний впускной каналы. Течение вокруг них незначительно до высоты порядка половины высоты нижней полости. Образовавшиеся вторичные вихри блокируют теплообмен, ведя к необоснованному перегреву крышки.

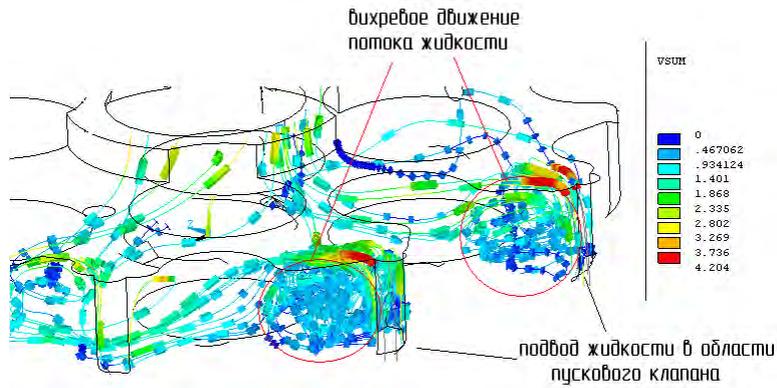


Рис.1. Траектория движения и скорости (м/с) жидкости вблизи пускового клапана.

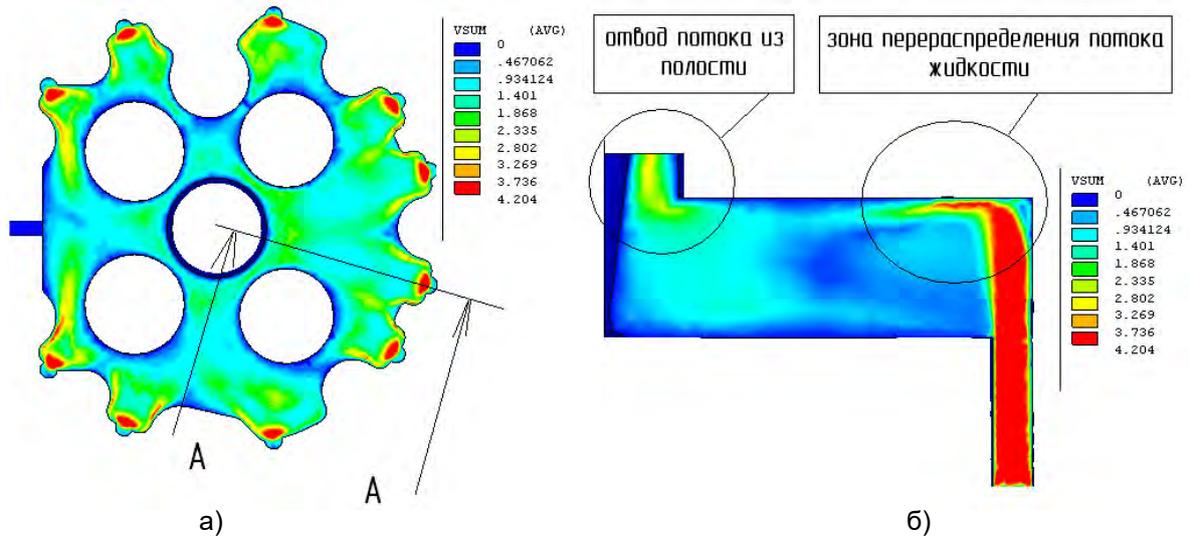


Рис.2. Распределение скорости (м/с) жидкости: а – на высоте 40 мм от теплоотдающей поверхности дна крышки; б – в сечении А–А.

В неблагоприятных условиях находятся нижний выпускной и нижний впускной каналы. Течение вокруг них незначительно до высоты порядка половины высоты нижней полости. Образовавшиеся вторичные вихри блокируют теплообмен, ведя к необоснованному перегреву крышки.

Модификация заключается в изменении направления подвода охлаждающей жидкости в полость крышки цилиндра.

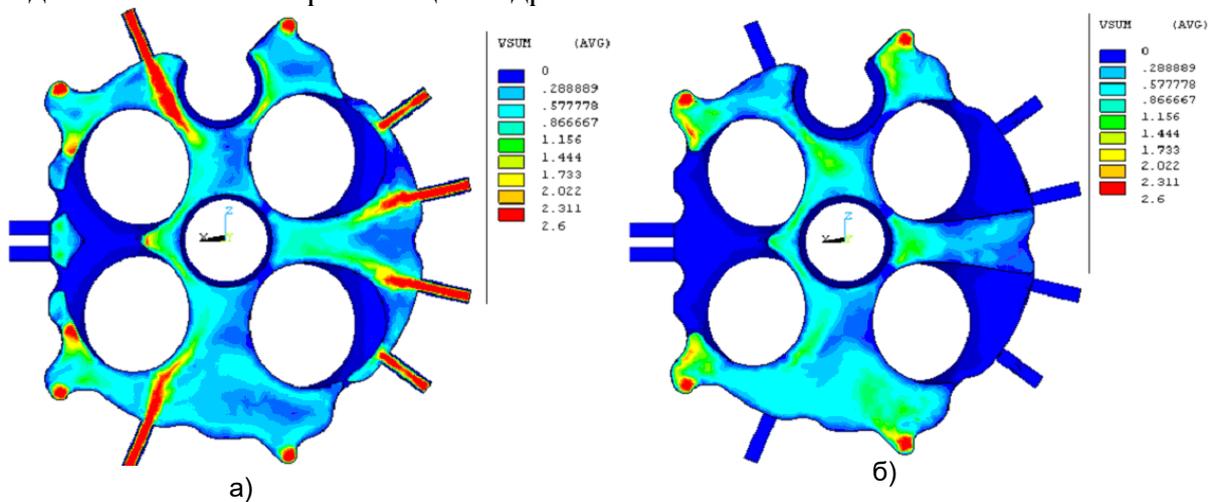


Рис. 3. Распределение скорости (м/с) жидкости по высоте от теплоотдающей поверхности дна крышки: а – 30мм; б – 40мм.

Расчет показал изменение в движении жидкости в полости (рис.3, а). Заметно улучшение в омывании каналов, что способствует интенсификации теплоотвода.

Модификация позволила увеличить скорость жидкости и уменьшить количество застойных зон, снижая завихренность потока в районах подвода жидкости (рис.3, б.). Сравнение характера течения приведено на *рисунке 4*.

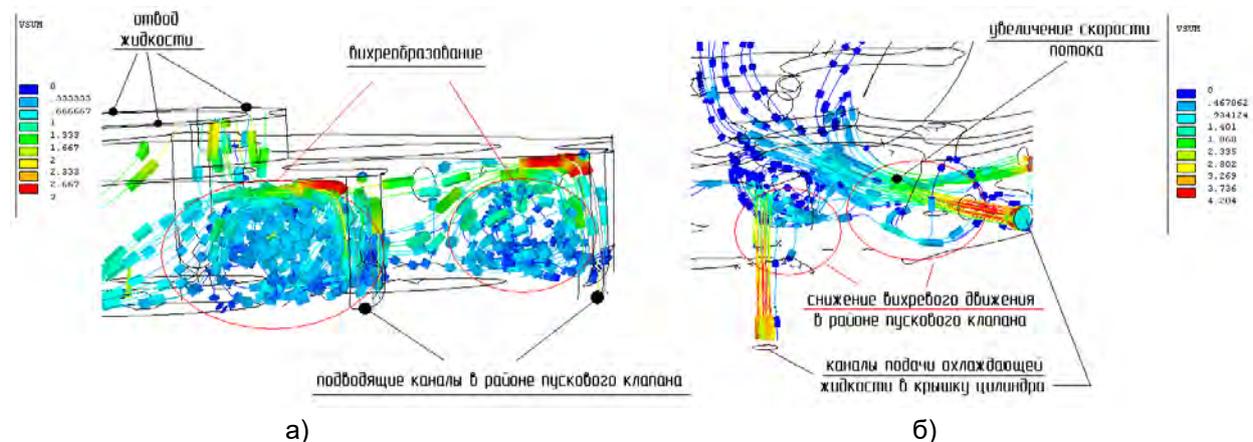


Рис. 4. Сравнение движения жидкости:
а – базовый вариант; б – после модификации.

Модификация позволила избавиться от нежелательных вторичных вихрей в зонах подвода, как следствие в полости возросла скорость циркуляции охлаждающей жидкости. При этом удалось избежать изменения проточной части что могло бы привести к росту потерь на преодоление гидравлического сопротивления охлаждающего контура.

Сопряженный расчет теплового состояния крышки цилиндра.

Расчет теплового поля базовой модификации крышки цилиндра показал, что в области перемычки между выпускными каналами температура достигает 610 [K] (рис.8) Высокая температура может вызывать пластические деформации, которые, накапливаясь при большом количестве циклов, приводят к образованию трещин.

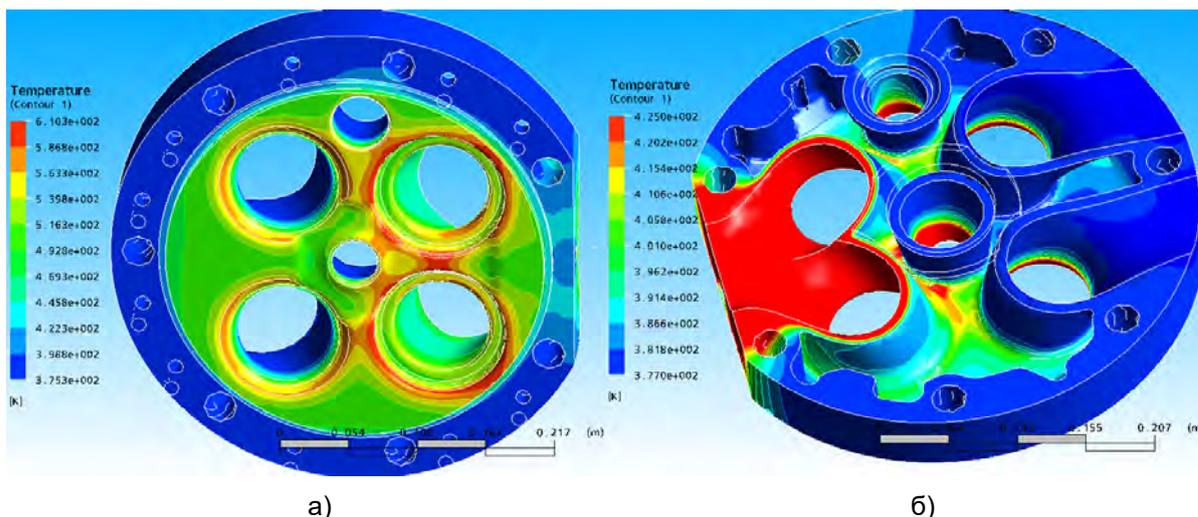


Рис.5. Распределение температур (K) по огневому днущу крышки цилиндра: а – со стороны тепловоспринимающей поверхности, б – с теплоотдающей стороны.

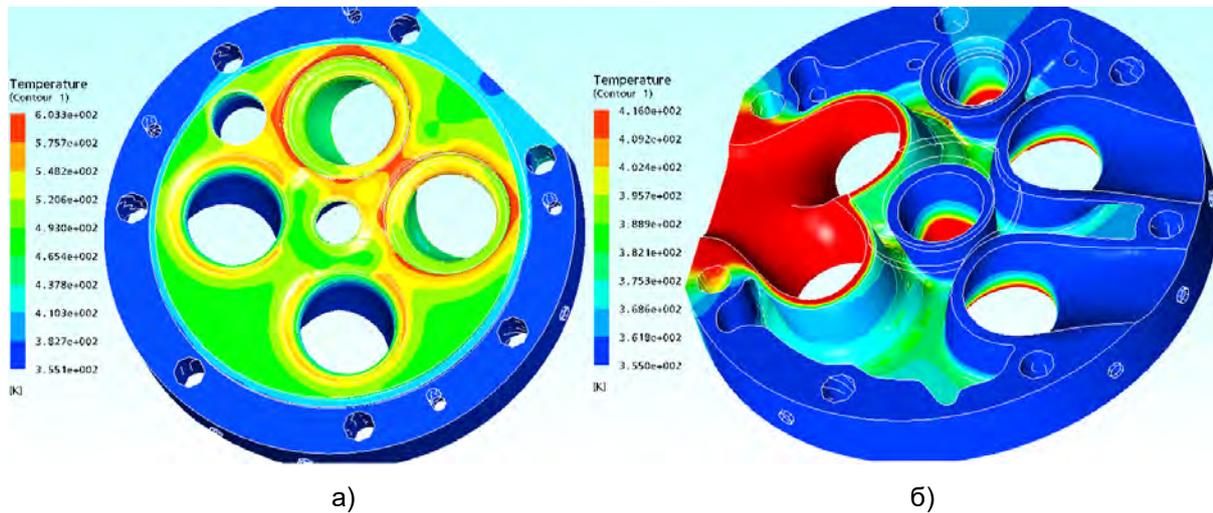


Рис.6. Распределение температур (К) по огневому днищу крышки цилиндра, а – со стороны тепловоспринимающей поверхности, б – со стороны теплоотдающей стороны.

Расчета теплового состояния модифицированной крышки цилиндра показал уменьшение температуры во всех контролируемых точках (рис.6), что говорит об эффективности проведенной модификации.

Таблица 1. Характерные температуры [К].

Номер контрольной точки		1	2	3	4
Базовая модель	Огневое днище	586	501	573	596
	Теплоотдающая поверхность	420	384	413	403
Модифицированная модель	Огневое днище	575	479	548	586
	Теплоотдающая поверхность	406	363	376	421

Результаты сравнения представлены в *таблице 1*. Значительное снижение температуры по теплоотдающей поверхности обусловлено изменением характера течения и снижением завихренности потока.

На рис. 7 представлено сравнение температурного состояния межклапанной перемычки.

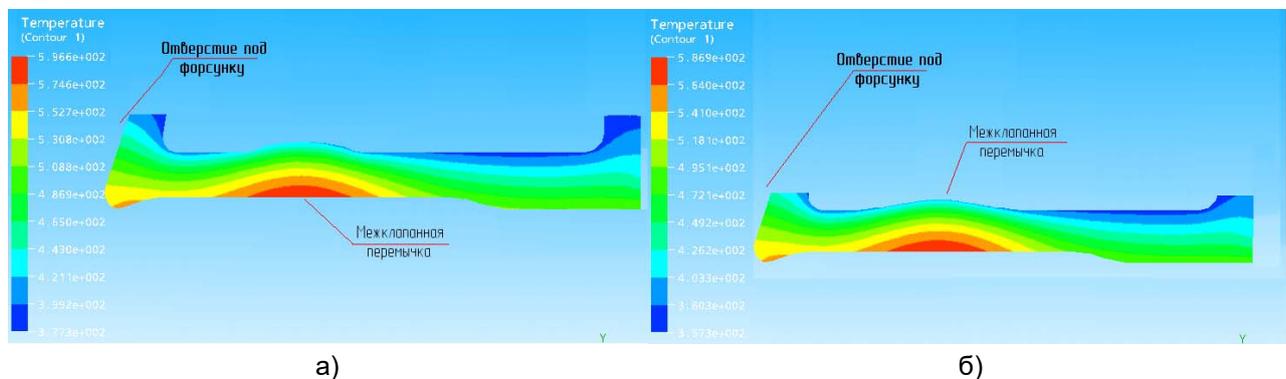


Рис.11. Распределение температур (К) в межклапанной перемычке: а – базовый вариант, б – после модификации.

Наиболее благоприятные условия работы создаются в районе верхнего впускного канала, который по всей высоте активно омывается потоком жидкости. В не-

благоприятных условиях находятся нижний выпускной и нижний впускной каналы. Течение вокруг них незначительно до высоты порядка половины высоты нижней полости. Образовавшиеся вторичные вихри блокируют теплообмен, ведя к необоснованному перегреву крышки.

Получены следующие результаты:

- в базовом варианте крышки определены застойные зоны, приводящие к перегреву днища крышки;
- решена сопряженная задача определения температурного поля крышки цилиндра;
- учет процессов переноса в охлаждающей жидкости позволил подтвердить эффективность проведенной модификации, это говорит о целесообразности дальнейшего использования сопряженных расчетов при проектировании.

Литература:

1. Стефановский Б.С. Исследования локальных граничных условий теплонапряженных деталей поршневых двигателей. – Ярославль: Дис... д.т.н., 1974. – 300с.
2. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Машиностроение, 1975. – 224с.
3. Лабунцов Д.А. Теплоэнергетика, 1960, №5, с.79 – 81, №7, с. 76 – 80.
4. Мягков Л.Л., Стрижов Е.Е., Маластовский Н.С. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля с учетом течения жидкости в полости охлаждения. Труды 16 Школы – семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» – М.: Издательский дом МЭИ, 2007г.-С.
5. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. – Балт. гос. техн. ун – т. СПб., 2001. 108 с.
6. Лаундер Б.Э. Сполдинг Д.Б. Лекции по математическим моделям турбулентности. – М.: Технический перевод, 1976. – 175с.

ДВС КАК ЗЕРКАЛО И СТИМУЛЯТОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА

Эфрос В.В. (Владимирский государственный университет)

Первый ДВС, пригодный для практической эксплуатации, построен Этьеном Лемуаром в 1860 г. Это был двигатель, работавший на светильном газе с воспламенением от электрической искры при КПД близком к КПД паровой машины (4,0 – 4,5%). Патент на него содержал принцип всасывания в цилиндр воздуха и газа, а также прообраз испарительного карбюратора. Двигатель Лемуара естественно был создан на базе предшествующих теоретических и практических достижений (Ньютон, Торичелли, Паскаль, Геррике, Гюйгенс, Ползунов, Севери, Уатт, Мердок, Карно).

Революционным шагом к массовому использованию ДВС, явился изготовленный в 1876 г. четырехтактный двигатель Н. Отто (КПД 9-12 %, удельные мощности в 10 раз более высокие, чем у двигателя Лемуара). В двигателях Отто впервые реализовано воспламенение сжатой в цилиндре рабочей смеси. Развитие бензиновых двигателей было стремительным – в 1880-1890 г.г. их мощность достигла 400 кВт, что привело к активному расширению использования ДВС в машинах раз-

личного назначения. 1886 год принято считать началом автомобилестроения (Даймлер, Бенц, Майбах).

Рост производства ДВС породил проблемы, требующие новых знаний и решений. Приведем в качестве примера только одну, не самую сложную задачу – систему зажигания (Даймлер – нагреваемая снаружи калильная трубка, Бенц – катушка Румкорфа, в 1894 г. механический прерыватель электрической цепи, в 1902 г. фарфоровый изолятор свечи). Работы шли широким фронтом. К их результатам специалисты часто обращаются до сих пор (в 1884 г. было успешно осуществлено впрыскивание бензина на тарелку впускного клапана). В 1900 г. на Всемирной выставке представлено более 200 моделей автомобилей с различными двигателями.

На начальном этапе наиболее важно было решение двух основных задач – повышения экономичности и увеличения агрегатной мощности. Последнее, прежде всего, для повсеместного замещения паровой машины. Однако, на базе бензинового двигателя эта задача решения не имела.

В 1893 г. Р. Дизель изложил основы рабочего процесса ДВС с самовоспламенением топлива от сжатого воздуха, более приближенного к циклу Карно, чем процесс, протекающий в двигателе Отто. В 1894 г. такой двигатель, названный впоследствии “дизелем” был построен, а вслед за этим также началось их стремительное распространение. Например, Россия в 1903 г. уже производила дизели мощностью 600-1200 кВт, в том числе способные работать на керосине, мазуте, сырой нефти.

Расширяющиеся применение ДВС обоих типов привело к созданию научно-технических школ, работающих в направлениях совершенствования двигателей в целом, их деталей, узлов, агрегатов и систем, а также производства и эксплуатации. Появились теории рабочих процессов в ДВС и созданные на их базе методы расчета (В.И. Гриневецкий и др.), возникла реальная потребность в инженерах-двигателестроителях.

К началу первой мировой войны уже производились двух- и четырехтактные бензиновые двигатели и дизели, с жидкостным и воздушным охлаждением, двух- и четырех-клапанные, с одним и двумя распределительными валами, с двумя уравновешивающими валами, с различными камерами сгорания. Трубчатые и змеевиковые радиаторы уступили место сотовым, широко применялось гильзо-золотниковое распределение, изготавливались компактные предкамерные дизели с системами впрыска высокого давления, немного позднее начали устанавливать электростартеры и термостаты. В 1915 г. Форд выпустил 1 млн. автомобилей.

В первой мировой войне ДВС уже широко применялись, хотя решающая роль им не принадлежала. Однако стало очевидным, что следующая война обязательно будет войной моторов.

В период между первой и второй мировыми войнами требования к ДВС резко усложнились, началось активное соперничество между бензиновыми ДВС и дизелями, между 2-х и 4-х-тактными двигателями (особенно среди тяжелых дизелей), между жидкостным и воздушным охлаждением и т.п. Все это привело к бурному развитию научных, конструкторских, технологических и производственных школ. Важнейшими показателями на этом этапе стали экономичность, удельная и максимальная мощности, масса, габариты, универсальность применения, ресурс, удовлетворение требований военной техники. Все это привело к созданию новых методов расчетов, материалов, методологий исследований, конструирования и испытаний, технологий обработки. Вклад российских ученых и конструкторов в эту гигантскую работу переоценить невозможно (Н.Р. Бриллинг, Е.К. Мазинг, Б.С. Стеч-

кин, А.К. Мартенс, Е.Д. Львов, Н.Ш. Нейман, С.В. Серенсен, Р.С. Кинасошвили, А.И. Толстов, Н.В. Иноземцев, конструкторы авиационных, танковых и судовых двигателей). Многое из сделанного в этот период в дальнейшем послужило основой для развития реактивных, ракетных, газотурбинных двигателей и плазменных энергоустановок.

Используя достижения науки конструкторы начали смелее повышать максимальные и средние давления цикла и соответственно улучшать экономические показатели и увеличивать мощности ДВС, применять алюминиевые поршни, блоки и головки цилиндров, новые стали и бронзы, лужение и анодирование поршней, азотирование коленчатых валов, принудительные системы смазывания и фильтрации моторного масла, топлива и всасываемого воздуха, устанавливать демпферы крутильных колебаний. Были сделаны первые шаги в снижении шумности работы. Появились бензины с присадкой ТЭС и шкала октановых чисел (1926 г.). Началось применение наддува, дизелей со встречно-движущимися поршнями, двигателей со сложными компоновками, газогенераторных автомобилей.

Во второй мировой войне, названной войной моторов, победа была обеспечена тем, у кого лучшие моторы. С этой точки зрения СССР был общепризнанным лидером.

В послевоенный период развитие поршневого моторостроения пошло еще более бурными темпами, прежде всего в связи с увеличением выпуска автомобильной техники. Оно превратилось в сферу деятельности многих миллионов работников, гигантского потребителя материальных ресурсов и в мощный фактор воздействия на жизнь всего человеческого сообщества. Этот процесс происходил и в СССР, где были построены крупные моторные (и дизелей и бензиновых двигателей) и специализированные производства. Отдельные достижения периода 1955-1970 г.г. следует отметить особо (полная дизелизация тяжелых грузовых автомобилей, сельскохозяйственной и строительной техники, развитие тепловозных и судовых дизелей, организация крупнейшего в мире производства дизелей с воздушным охлаждением, массовое применение на дизелях турбонаддува и непосредственного впрыска топлива). Пути к этим достижениям прокладывались в том числе российскими учеными, работающими в послевоенный период в высшей школе (А.С. Орлин, М.Г. Круглов, М.С. Ховах, Г.Г. Калиш, Д.Н. Вырубов, И.Н. Ленин, Н.Х. Дьяченко, В.Н. Луканин и многие другие), в институтах АН СССР, в отраслевых НИИ и КБ. В период 1960-1970 г.г. в мире был сделан еще один определяющий шаг – созрело консолидированное понимание определяющей важности, высокой надежности работы двигателя как основы обеспечения достигнутых конструктором показателей, определяющих его технический уровень. Это понимание привело к развитию методологии ускоренных испытаний, пересмотру методов расчетов, технологий и систем управления производством, к ужесточению требований к качеству работы. Важная роль принадлежала здесь также методам автоматизированного проектирования. Все это способствовало прогрессу в области станкостроения, материаловедения, нефтехимии, термообработки и др. Точность обработки деталей ДВС повысилась в разы, зазоры между трущимися деталями существенно уменьшены. В свою очередь высокая надежность создала условия для эффективного использования в конструкциях ДВС достижений в области исследования смесеобразования, горения и систем топливоподачи, явившихся базой для начала активной работы по созданию двигателей, отвечающих требованиям экологии. Одновременно ДВС продолжали впитывать достижения НТП (специальные масла и топлива, турбонагнетатели с новыми качествами, зубчатые ремни, порш-

ни, работающие в алюминиевом блоке, высокопрочные тонкостенные отливки, новые методы упрочнения деталей и др.)

Сегодняшнее мировое двигателестроение достигло впечатляющих результатов, в том числе и в области экологических показателей. В ряде стран уже действуют нормы Евро-4, а в 2008 году вводится Евро-5. Также высоки достижения в создании компактных дизелей (в Германии ими оснащаются уже более 50% выпускаемых автомобилей). Были разработаны требования к средствам электронного управления агрегатами и системами ДВС, которые успешно адаптировались в их конструкции, превратив ДВС в сложную, но надежную и высокоэффективную мехатронную тепловую машину. Удельные параметры и показатели массово выпускаемых ДВС достигнутые в 2006 г. значительно превзошли те, которые ожидалось на это время в 1990 г. Например, средние значения (в выпуске) литровых мощностей при использовании наддува у бензиновых двигателей и дизелей достигли 70 и 50 кВт при удельных массах 1-3 кг/кВт и неуклонном сокращении разрыва между ними за счет более быстрого совершенствования дизелей. Здесь уместно вспомнить, что первый автомобильный двигатель Даймлера имел литровую мощность 1,75 кВт/л и удельную массу 51 кг/кВт, а удельная масса у первого дизеля составляла 330 кг/кВт.

Более 120 лет тепловые двигатели с поступательно-возвратным движением поршня являются основой энергетики мобильного транспорта. Столь длительное господство, не случайно. Оно является следствием уникальных особенностей циклического движения поршня и циклического характера рабочего процесса ДВС, позволяющих реализовать огромный температурный перепад (более 2500°C) при относительно низкой средней температуре цикла, допуская в ходе процесса сгорания лишь мгновенные высокие температуры и давление газа. Последнее обеспечивает возможность использования недорогих конструкционных и эксплуатационных материалов. Применительно к наиболее массовому потребителю – легковому двигателю с мощностью до 300 кВт сегодняшние ДВС удовлетворяют широкому набору жестких требований по экономичности, экологии, массе, габаритам, надежности и др. Не менее важны и такие особенности ДВС как возможность использования альтернативных топлив, жидкостного и воздушного охлаждения, двух- и четырехтактного циклов, различных термодинамических циклов, свобода компоновки, развитые научные производственные и эксплуатационные базы, стоимость, способность к эффективной работе в различных почвенно-климатических условиях.

Попыток вытеснить классический ДВС с легкового автомобиля история знает достаточно (Стирлинг, Ванкель, газовая турбина и др.) Ни одна из них не была удачной. Сегодня можно уверенно прогнозировать, что в обозримом будущем в легковом автомобилестроении эти двигатели не будут реальными конкурентами ДВС. В дальней перспективе в качестве альтернативы ДВС могут выступать малогабаритные термоядерные энергоустановки. Однако, упрощать проблему перехода к альтернативной энергетике и к формированию другой геоэкономики, требующей огромных средств и длительного времени их освоения, не следует [1]. Эта задача даже не завтрашнего дня.

В ближайшие годы будут всемерно ускорены исследования, направленные на разработку новых технологий, результаты которых окажут решающее влияние как на судьбу ДВС, так и термоядерной энергетике в автомобилестроении. Прежде всего, это касается использования водорода в качестве топлива для ДВС и источника энергии в топливном элементе (ТЭ), а также гибридных приводов, в которых

ДВС по-прежнему остается основным источником энергии, но работающим в режиме наиболее выгодном с точки зрения экономичности и экологии. В этих направлениях уже реализуются соответствующие программы НИОКР. Можно уверенно ожидать успешного результата по всем трем направлениям в относительно короткие сроки. Например, вице-президент компании Дженерал моторс (GM) Лоуренс Бернс еще в 2002 г. заявил: “В 2012 г. мы можем пересесть на серийные автомобили, которые будут вырабатывать воду, а не отработавшие газы”. Если вспомнить образцы, показанные GM и другими лидерами в 2004 и 2005 г.г., то указанный срок можно считать взвешенным прогнозом. Использование водорода открывает перспективы дальнейшего развития ДВС в качестве силового агрегата автомобиля при сохранении огромного потенциала (материального, технологического, научного, кадрового), накопленного человечеством в этой сфере.

Иное дело ТЭ. Их массовое применение повлечет за собой развитие новых направлений в машиностроении, нефте- и газопереработке, нового научного обеспечения и, соответственно, диверсификации или ликвидации преобладающей доли материальной базы ДВС. Отметим, что выбор исходного топлива для ТЭ пока не завершен и в дополнение к водороду рассматриваются бензин и метанол. С точки зрения экономичности цепочки от месторождения до колеса автомобиля сегодня наиболее выгодным для ТЭ является бензин и лишь затем газообразный водород и метанол [2]. В этой же работе указывается, что применение ТЭ на автомобиле по экономичности не лучше гибридных приводов с дизелями или двигателями, питаемыми природным газом. Таким образом при использовании водородных технологий развитие энергетической базы автомобилестроения на 25-30, а, вероятно, и более лет будет связано с ДВС, работающими на водороде или других альтернативных топливах. Наиболее вероятно параллельное использование ДВС и ТЭ в зависимости от экологической и экономической эффективности в каждом конкретном случае. По многим причинам, в том числе связанным с необходимостью развития новой эксплуатационной инфраструктуры следует ожидать, что предпочтение здесь будет отдаваться ДВС.

Наряду с расширением работ в области принципиально новых направлений в XXI веке успешно продолжается совершенствование традиционных ДВС путем эффективного использования достижений технологии, электронного управления, материаловедения и исследований процессов смесеобразования и сгорания. Достигнутые результаты впечатляют практически по всем направлениям (экономичности, токсичности, удельной и литровой мощностям) – мощности автомобилей растут, показатели ДВС улучшаются, а массы и занимаемые двигателем объемы, уменьшаются. По данным [3] расход топлива усредненным автомобилем в США в период с 1974 по 1996 г. снизился с 16,8 до 8,3 л/100 км. Конечно, здесь дело не только в ДВС, но и их эффективный КПД, итак являющийся наиболее высоким среди тепловых машин, за этот период вырос более чем на 15% при улучшении других показателей, включая экологические.

Однако, наряду с эволюционными улучшениями, уже имеется опыт существенно более значимого прогресса, в том числе на основе комплексного использования достижений различных отраслей науки. Например, бензиновые ДВС с воспламенением части рабочей смеси от сжатия (метод CAI – Controlled Auto Ignition – контролируемое самовоспламенение) имеют на 2-3 единицы более высокие степени сжатия и другие особенности, качественно улучшающие их показатели (уменьшение расхода топлива и эмиссии диоксида углерода до 20%, содержания оксидов азота до 90%). Аналогичные результаты получены и на дизелях, дополни-

тельно снабженных искровыми свечами, поджигающими рабочую смесь до начала самовоспламенения (метод HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition – поджигание гомогенного заряда под давлением). Таким образом, наблюдается процесс сближения бензиновых ДВС (форсунка переместилась в цилиндр, увеличена степень сжатия) и дизелей (дополнительно устанавливается свеча зажигания, а степень сжатия понижается).

По информации [4] на конгрессе по новым процессам смесеобразования и сгорания в НИИ бензина (Institut Francais du Petrol) крупнейшие производители (Тойота, Фиат, Форд и др.) сообщили о работах по созданию так называемого “Отто-дизеля”, совмещающего преимущества обоих циклов. Для него создаются (конструируются) и новые синтетические топлива, хорошо испаряющиеся, но не вспыхивающие слишком легко, получаемые из биомассы (“Санфьюэл”) или природного газа (“Санфьюэл”), не содержащие серы и ароматических углеводородов, т.е. не бензин и не дизельное топливо. В этом случае предполагается уменьшение потребления нефти и увеличение потребления газовых топлив. Появление таких двигателей на серийных автомобилях ожидается через 5-6 лет. При этом реальным считается 100-кратное уменьшение выбросов NO_x и 10-15ти-кратное – частиц сажи. Одновременно отмирает потребность в нейтрализаторах отработавших газов. У экспериментального двигателя фирмы “Форд” снижение уровня NO_x составило 99%, а потребления топлива 30%. Если верить публичным заявлениям, пока ближе всех к цели “Фольксваген” со своим методом CCS (Combined Combustion System – комбинированная система сгорания).

Неуклонный рост производства ДВС, характерный для XX века, продолжается и в XXI и нет причин говорить о его уменьшении в обозримом будущем. Более того, рост потребностей в мобильной технике указывает на реальность его ускорения (к началу XXI века парк легковых автомобилей в мире превышал 550 млн. шт., увеличившись за десятилетие на 26%).

В этой связи отметим что, отечественные ДВС заметно отстают от достижений мирового двигателестроения, а российский рынок заполняется иностранными двигателями. Кроме того, строятся заводы по выпуску ДВС разработанных инвесторами. Для обслуживания этих производств и выпускаемой ими продукции естественно необходима иная квалификация инженерного персонала, подготовку которого следует ориентировать, прежде всего, на работы прикладного характера. Из последнего, однако, не следует делать вывод, что инженеры-разработчики ДВС России не нужны. Это была бы трагическая ошибка, последствия которой навсегда бы исключили Россию из числа развитых стран. Пугаться следует не иностранных инвестиций, а потери времени на пути создания конструкций и технологий 2015-2020 г.г. Работа в этой области требует специалистов нового уровня, умеющих творчески принимать и генерировать новые знания как в ходе научной, так и инженерной деятельности.

Из сказанного следует, что существующая 100 лет специальность “Двигатели внутреннего сгорания” неуклонно вовлекающая в себя передовые достижения науки и техники в различных отраслях становится все более широкой, а подготовка специалистов в области ДВС все более сложной. В этой связи нельзя не затронуть проблемы интеграции России в европейское пространство. Несмотря на нашу очевидную неподготовленность, сегодня этот вектор и, соответственно, двухступенчатое высшее образование следует принимать как неизбежные. Переход к такой форме обучения непосредственно связан не только с качеством подготовки в средней школе, но и с потенциалом промышленности и высшей школы. В

России и то, и другое современным требованиям не соответствует. Поэтому применительно к сложным научно-техническим направлениям, в том числе “Энергомашиностроению” решение этой задачи требует особых усилий. Из всего многообразия проблем, связанных с введением двухступенчатого высшего образования, первоочередное внимание должно быть уделено тем, которые определяют подготовку и судьбу бакалавров, предназначенных к творческой работе в инженерной сфере высоких технологий. За отведенные 4 года на успешное решение этой задачи рассчитывать не приходится. Начальный опыт разработки конструкций и определенный объем профессиональных знаний пока следует приобретать в высшей школе. Поэтому для указанной категории бакалавров на ближайшие 10-15 лет срок обучения должен быть увеличен до 5-5,5 лет (для этой категории желательно иметь и свое название, например, бакалавр-инженер).

XX век считался веком моторов, а XXI – называется веком информатики и высоких технологий. Но независимо от этого ДВС еще многие десятилетия будут играть решающую роль в жизни человеческого сообщества. Сколько еще будет этих десятилетий сегодня предсказать невозможно.

Литература:

1. Мацеренко И.П., Пономарев Е.Г. Тепловые двигатели: Перспективы развития.// Приводная техника.- №3. - 2001. – С. 2-10, №4 – 2001. – С. 34-40.
2. Хачиян А.С.. Применение различных топлив и энергетических установок в автомобилях будущего.// Двигателестроение. - №1, - 2004. – С. 28-31.
3. Эфрос В.В. Перспективы силовых агрегатов мобильного транспорта и концепция реформирования подготовки инженерных и научных кадров // Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы X научн.-практ. конфер. ВлГУ.-Владимир.-2004. С. 203-208
4. Воробьев А.О.. Гибрид внутреннего сгорания.//За рулем.-№2,-2004.–С.114-115.

УСКОРЕННЫЙ МЕТОД ИСПЫТАНИЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Гоц А. Н. (Владимирский государственный университет)

Под долговечностью демпферов жидкостных и внутреннего трения подразумевается свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния. Под предельным состоянием для демпферов жидкостного трения (ДЖ) понимается дилатансия полиметилсилоксановой жидкости (ПМСЖ). При этом вязкость ПМСЖ повышается настолько, что она превращается из ньютоновской жидкости в вязко-пластичное тело Бингама, а после этого маховик демпфера вращается вместе с корпусом как единое целое. Дилатансия происходит при высоких значениях градиента скорости сдвига $D = v/h$, где – v скорость смещения двух разделенных зазором h поверхностей (корпуса и маховика демпфера) в слоях ПМСЖ под действием крутильных колебаний. По нашим расчетным исследованиям [1] при $h \leq 0,35...0,45$ мм – $D > 200$ с⁻¹, что является критической величиной для ПМСЖ. На рис. 1 приведена усредненная кривая зависимости $D = f(h)$ по данным расчета и испытаний для дизелей СМД-60, СМД-31, СМД-23, Д-260Т, А-11ТА. Следует иметь в виду, что при малых зазорах между крышкой и маховиком ДЖ при сварке крышки и корпуса может произойти их коробление, что приводит к уменьшению зазоров и заклиниванию маховика. Кроме того, из-за перекосов опорной поверхности маховика могут происходить задиры по его внешней торце-

вой поверхности. Поэтому по технологическим соображениям, а также в целях повышения надежности работы ДЖ радиальные и торцевые зазоры выбираются большей величины. Однако излишнее их увеличение нерационально, так как для обеспечения оптимального демпфирования необходимо повышать вязкость жидкостей типа ПМС, что нежелательно из-за невозможности применения демпферов с высокой вязкости ПМСЖ в условиях Крайнего Севера, а также при этом значительно увеличивается трудоемкости их заправки.

Нами предложена конструкция ДЖ, в котором градиент скорости сдвига D – постоянный. Для этого торцевые поверхности маховика демпфера выполняются коническими [2, 3]. Таким образом зазор между торцевыми поверхностями демпфера и маховика h_t будет переменным по высоте, а на конце торцевой поверхности $h_t = h_p$, где h_p – радиальный зазор (по внешнему диаметру маховика и корпуса).

Стеновыми и эксплуатационными испытаниями демпферов крутильных колебаний жидкостного трения форсированных тракторных и комбайновых дизелей установлено, что гарантированная работа ДЖ обеспечивается при зазорах между соприкасающимися поверхностями корпуса и маховика равных: радиальный зазор $h_p = 0,8 \dots 1,2$ мм по наружному диаметру и не менее $h_t = 0,2 \dots 0,4$ по внутреннему. При правильном выборе зазоров эффективность демпферов сохраняется на весь срок службы дизеля, так как при этом не происходит дилатансия ПМСЖ. Для выпускаемых промышленностью ПМСЖ $D_{кр} = 250 \dots 300 \text{ с}^{-1}$ в диапазоне динамических вязкостей $\eta_0 = 20 \dots 1500 \text{ Па}\cdot\text{с}$ (жидкости ПМС-20000 – ПМС-1500000) [4].

Дилатансия происходит также после попадания продуктов износа подшипников скольжения, на которые устанавливается маховик демпфера.

Для демпфера внутреннего трения (ДВТ) предельное состояние наступает тогда, когда происходит разрушение резинового слоя или его отслоение от маховика и корпуса демпфера.

Несмотря на то, что предельные состояния ДЖ и ДВТ имеют разные физические причины, они снижают амплитуды крутильных колебаний за счет работы моментов сил трения. Действительно, демпфирующие материалы (жидкость ПМС или резиновый слой) необратимо поглощают работу внешних моментов, которая переходит в тепловую энергию и затем рассеивается. Если рассеяние энергии в резиновом слое обуславливается его упругими несовершенствами и проявляется в образовании петли гистерезиса при циклическом деформировании, то в жидкости ПМС – это работа сил трения между слоями.

Мерой рассеяния энергии в резиновом слое является площадь интегральной петли гистерезиса, определяющая в некотором масштабе величину необратимо рассеянной энергии во всем объеме материала тела за цикл деформирования с известной амплитудой деформации [5].

Определив работу моментов сил трения в ДЖ за весь срок службы двигателя в эксплуатации, получим косвенное подтверждение, что при определенном значении рассеиваемой энергии наступает дилатансия ПМСЖ.

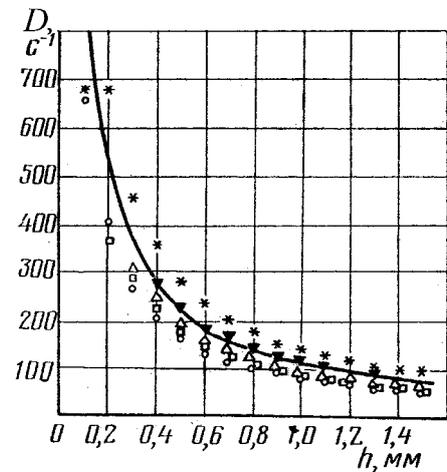


Рис. 1. Зависимость градиента скорости сдвига полиметилсилоксановой жидкости от величины зазора по наружному диаметру маховика для дизелей: О – СМД-60; Δ – СМД-31; □ – СМД-23; ▼ – Д-260Т; * – А-11ТА

Поэтому примем следующую гипотезу: потеря эффективности демпферов жидкостных и внутреннего трения происходит тогда, когда полная энергия W_{δ} , рассеиваемая при демпфировании (работа моментов сил трения) – $W_{\delta} \geq \bar{W}_{\delta}$. Здесь \bar{W}_{δ} – среднее статистическое значение энергии в момент потери эффективности образца демпфера из такого же материала в условиях циклического нагружения при крутильных колебаниях.

При определении значения \bar{W}_{δ} экспериментально, учитываем, что величина его имеет рассеяние и может рассматриваться как случайная величина. Как показали результаты экспериментальных исследований [1], W_{δ} подчиняется нормальному распределению (выборочный коэффициент вариации $v \leq 0,2$). Тогда предельные значения расчетного значения W_{δ} при заданной вероятности

$$W_{\delta \max} = \bar{W}_{\delta} + z_{\delta} s, \\ \min$$

где z_{δ} – квантиль нормального распределения, выбираемый в зависимости от требуемой вероятности P ; s – среднее квадратичное отклонение.

При правильно спроектированном демпфере в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала амплитуда крутильных колебаний изменяется в пределах 5...7 % [1], что позволяет при расчетах принимать ее постоянной.

Количество энергии W_{δ} , рассеиваемой в демпфере жидкостного трения за цикл, т.е. за одно полное колебание, определяем по зависимости:

$$W_{\delta} = \pi I_0 \omega_{\bar{n}}^2 A_1^2 k = 4\pi^3 I_0 f_{\bar{n}}^2 A_1^2 k_l, \quad (1)$$

где I_0 – момент инерции маховика демпфера; $\omega_c = 2\pi f_{\bar{n}}$ – круговая собственная угловая частота крутильной системы; $f_{\bar{n}}$ – собственная частота колебаний, Гц; A_1 – амплитуда крутильных колебаний корпуса демпфера;

$$k_l = (\xi_0 / I_0 \omega_{\bar{n}}) / [1 + (\xi_0 / I_0 \omega_{\bar{n}})^2]; \quad (2)$$

ξ_0 – коэффициент демпфирования в жидкостном демпфере.

Для ДВТ количество энергии, которое рассеивается за один цикл крутильных колебаний (работа моментов сил трения), определяется по формуле (1), в которой:

$$k_{in} = \sqrt{\left(\frac{C_{0,1}}{I_0 \omega_{\bar{n}}^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_{\bar{n}}}\right)^2} / \left[\left(1 - \frac{C_{0,1}}{I_0 \omega_{\bar{n}}^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_{\bar{n}}}\right)^2 \right]; \quad (3)$$

ξ_0 – коэффициент демпфирования в резиновом слое.

Используя формулу (1) и (3), подсчитаем количество энергии (работу моментов сил трения) W_{\div} , рассеиваемой в демпфере за один час работы:

$$W_{\div} = 3600 W_{\delta} \cdot f_{\bar{n}} = 3600 \pi I_0 \omega_c^2 f_c A_1^2 k = 14400 \pi^3 I_0 f_{\bar{n}}^3 A_1^2 k_d. \quad (4)$$

Здесь значение коэффициента k_d выбирается в зависимости от типа демпфера (ДЖ или ДВТ).

При известном среднем значении работы сил трения \bar{W}_{δ} в демпфере в реальной эксплуатации за весь срок службы двигателя от начала его применения до наступления предельного состояния, который определяется при испытаниях демпферов-прототипов, долговечность (в часах) ДЖ равна:

$$T = \overline{W}_\delta / W_{\dot{\delta}}. \quad (5)$$

Таким образом, для расчета долговечности ДЖ и ДВТ необходимо найти экспериментально среднее значение энергии \overline{W}_δ , которая рассеивается при демпфировании за весь срок службы двигателя.

Для оценки надежности применяются ускоренные ресурсные испытания дизелей, а также их деталей и узлов. Как правило, при их проведении изучается закономерность процесса потери надежности в зависимости от ужесточения режима испытаний и определяются достоверные значения коэффициента ускорения.

Однако любые методы ускорения выработки ресурса дизеля мало влияют на выработку ресурса демпфера крутильных колебаний, так как он по своему назначению эффективно снижает амплитуду колебаний при любом порядке резонирующей гармонике в необходимом диапазоне частоты вращения коленчатого вала [1].

Таким образом, при ускоренных испытаниях дизеля, когда меняется частота вращения коленчатого вала и момент сопротивления, условия работы демпфера крутильных колебаний меняются незначительно. Ускорения при испытаниях демпферов можно получить, если увеличить амплитуду относительных колебаний маховика и корпуса. Это можно осуществить на специальном крутильно-вибрационном стенде безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний [6], полностью имитирующего амплитудно-частотную характеристику любого двигателя в эксплуатационном диапазоне режимов работы независимо от его конструктивной схемы (рядный или V-образный).

Максимальная амплитуда угла закрутки торсионного вала с ДВТ определяется по формуле

$$A_1 = M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} a_i^0 / \left[\xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2 + k \xi_0 I_0 \omega (a_0 - 1)^2 \right]; \quad (6)$$

а с ДЖ:

$$A_1 = M_k^a \sum_{i=1}^4 a_i^0 / \left[\xi \omega_c \sum_{i=1}^4 a_i^2 + \xi_0 I_0 \omega_{\tilde{n}}^2 \right], \quad (7)$$

где M_k^a – амплитуда крутящего момента от возбудителя, Н·м; $\sum_{i=1}^{n-1} a_i^0$, $\sum_{i=1}^{n-1} a_i^2$ –

геометрическая сумма и сумма квадратов относительных амплитуд крутильной системы стенда при рассматриваемой частоте собственных колебаний, соответствующей наиболее опасной форме колебаний исследуемой крутильной системы; n – число масс в приведенной крутильной системе; $\xi, \omega_{\tilde{n}}$ – коэффициент демпфирования и частота собственных колебаний крутильной системы стенда; I_0, ξ_0 – момент инерции маховика демпфера и коэффициент демпфирования последнего; k – порядок резонирующей гармонике.

Количество энергии $W_{ст,ч}$, рассеиваемой в демпфере за один час работы при безмоторных испытаниях, равен:

$$W_{\tilde{n}\delta, \dot{\delta}} = 3600 W_\delta \cdot f_{\tilde{n}\delta} = 3600 \pi I_0 \omega_c^2 f_{c\delta} A_{1, \tilde{n}\delta}^2 k_d = 14400 \pi^3 I_0 f_{\tilde{n}\delta}^3 A_{1, \tilde{n}\delta}^2 k_d, \quad (8)$$

где $f_{ст} = f_c$ – частота колебаний крутильной системы стенда, соответствующая собственной частоте колебаний крутильной системы исследуемой конструктивной схемы дизеля, Гц; $A_{1,ст}$ – амплитуда колебаний корпуса демпфера при безмоторных стендовых испытаниях, рад.

Количество энергии W_p , рассеиваемой за весь срок службы двигателя до выработки его ресурса в реальной эксплуатации:

$$W_{\delta} = 3600W_{\delta_0} \cdot f_{\tilde{n}}T_{\delta} = 3600\pi I_0\omega_c^2 f_c A_1^2 k_d T_{\delta} = 14400\pi^3 I_0 f_{\tilde{n}}^3 A_1^2 k_d T_{\delta}, \quad (9)$$

где T_p – наработка двигателя в реальной эксплуатации за весь срок его службы.

Тогда продолжительность испытаний $T_{ст}$ в стендовых условиях (ч):

$$\dot{O}_{\tilde{n}\delta} = W_{\delta}/W_{\tilde{n}\delta} = [A_1/A_{1,\tilde{n}\delta}]^2 T_{\delta}. \quad (10)$$

Коэффициент ускорения при безмоторных испытаниях [1]:

$$\hat{E}_{\delta\tilde{n}\delta} = T_{\delta}/T_{\tilde{n}\delta} = [A_{1,\tilde{n}\delta}/A_1]^2. \quad (11)$$

Ускорение происходит за счет увеличения амплитуды колебаний корпуса демпфера $A_{1,ст}$ на торсионном валу (рис. 2). Как следует из приведенных графиков испытания жидкостного демпфера дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) коэффициент ускорения составляет около 9.

Ускоренные безмоторные испытания демпферов крутильных колебаний позволяют существенно сокращать период создания их долговечной конструкции.

Для демпфера внутреннего трения перед установкой на испытательную машину предварительно определяют предельный угол закрутки, при которой не происходит разрушение резинового слоя [1].

Оценка количество энергии W_p , рассеиваемой в демпфере за весь срок службы двигателя до выработки его ресурса в реальной эксплуатации, полученная по ограниченной выборке N_1 , является точечной, поэтому требуется нахождение доверительных границ: верхней $\bar{W}_{\delta\hat{a}}$ и нижней $\bar{W}_{\delta\hat{i}}$. Для распределения Вейбулла-Гнеденко доверительные границы определяются выражениями [1]

$$\bar{W}_{\delta\hat{i}} = (1 - \xi_{\hat{i}}) \bar{W}_{\delta}; \quad \bar{W}_{\delta\hat{a}} = (1 - \xi_{\hat{a}}) \bar{W}_{\delta} \quad (12)$$

Входящие в последние формулы относительные отклонения границ $\xi_{\hat{n}}$ и $\xi_{\hat{в}}$ находятся по формулам

$$\xi_{\hat{i}} = 1 - \left[\frac{2N_1/\chi^2}{2N_1, \frac{1-\beta}{2}} \right]^{1/m'}; \quad \xi_{\hat{a}} = 1 + \left[\frac{2N_1/\chi^2}{2N_1, \frac{1+\beta}{2}} \right]^{1/m'},$$

где $\chi^2_{2N_1, \frac{1-\beta}{2}}$ и $\chi^2_{2N_1, \frac{1+\beta}{2}}$ – табулированные квантили χ^2 -распределения с $2N_1$ степенями свободы; β – доверительная вероятность; m' – параметр формы кривой распределения из опытных данных, когда наступает отказ демпфера

$$F(W) = 1 - \exp \left[- (W/W_0)^{m'} \right]; \quad (13)$$

W_0 – масштаб кривой распределения.

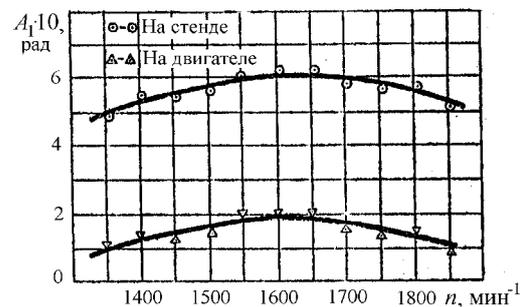


Рис. 2. Графики амплитуд крутильных колебаний в зависимости от частоты вращения n мин⁻¹ при испытании на стенде (о) и на двигателе (Δ)

Вероятность безотказной работы определяется по формуле

$$P(W) = 1 - F(W) = \exp(-W/W_0)^m. \quad (14)$$

Литература:

1. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. . . . д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.
2. Гоц А.Н. Ускоренный метод оценки долговечности жидкостных демпферов крутильных колебаний// Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1988, № 6. – С. 11-12.
3. А.с. 1272030 СССР, МКИ F 16 F 15/12. Жидкостный демпфер крутильных колебаний/ А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко, Г.Г. Меньшенин и др. Опубл. 23.11.86. Бюл. № 43.– 4 с.: ил. 3.
4. Гоц А. Н., Дрозденко В. Ф., Антонов Н. С. Отработка конструкций силиконового демпфера крутильных колебаний// Тракторы и сельхозмашины. – 1987. - №7. – С. 52-52.
5. Гоц А.Н. Расчет демпфера крутильных колебаний с упругим поглощающим элементом//Транспорт, экология – устойчиво развитие: Сб. докл. VII научн.-техн. конфер. с междунар. участием. – Болгария, Варна, Техн. ун-т, 2001.– С.93-101.
6. Антонов Н.С., Гоц А.Н., Исаев Е.В. и др. Методика безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний жидкостного трения// Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 6. – С. 7-11.

ДИЗЕЛЬ ДЛЯ ТИПОВОГО МОРСКОГО ТРАНСПОРТНОГО СУДНА МАЛОГО ДЕДВЕЙТА

Гаврилов В.В.

(Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Морские транспортные суда дедвейтом около 5000 тонн имеют весьма широкое распространение как в России, так и за рубежом. Специалистами прогнозируется значительная потребность в таких судах в перспективе. Поэтому в настоящее время актуальны работы, направленные на всемерное совершенствование пропульсивных комплексов указанных судов. Показатели пропульсивного комплекса прежде всего зависят от согласованности параметров гребного винта с типом, типоразмером и режимными параметрами главного двигателя. Указанная согласованность определяет топливную экономичность энергетической установки, ее стоимость, массу и габариты.

С учетом сказанного цель работы состоит в повышении технико-экономических показателей пропульсивных комплексов морских транспортных судов малого дедвейта.

Прежде всего необходимо определить основные параметры рассматриваемого типового судна. Воспользуемся известными результатами обобщения параметров судов [1]. В соответствии с указанным обобщением морское транспортное судно дедвейтом 5000 тонн имеет водоизмещение 8000 тонн, скорость полного хода от 12 до 14 узлов, длину корпуса (расстояние между перпендикулярами) 115 м, ширину корпуса 17 м, осадку 6,1 м, коэффициент общей полноты корпуса 0,67.

В работе проанализированы пропульсивные комплексы существующих судов, по параметрам близких к типовому. В анализ включены танкеры типов «Алтай», «Арарат», «Венспилс», «Дрогобыч», «Сергей Киров», «Tarquin Loch», а также су-

хогруз «Росток» и сухогруз проекта 15760. Все суда кроме танкеров типа «Сергей Киров» оборудованы одновальной главной энергетической установкой (ГЭУ) с двухтактным малооборотным двигателем (МОД). На танкере «Сергей Киров» установлена двухвальная ГЭУ со среднеоборотными двигателями. ГЭУ всех судов имеют прямую передачу мощности от главного двигателя (ГД) на гребной винт.

Анализ свойств перечисленных судов выполнен с использованием нашей программной системы ENGINES 2 для автоматизированного проектирования пропульсивных комплексов морских транспортных судов /2/. В расчетах учтены реальные параметры гребных винтов, в частности, диаметр винта D_v , частота его вращения n и отношение диаметра винта к осадке судна D_v/T . Отношение D_v/T для указанных судов лежит в пределах 0,46–0,60. Частота вращения винтов n одновальных судов составляет 170–225 мин⁻¹. Результаты расчетов показали, что в режиме полного хода значения КПД винтов в свободной воде η_p находятся на низком уровне 0,42–0,60. Соответствующие значения пропульсивного коэффициента η составляют всего 0,57–0,69.

Основная причина столь низких показателей пропульсивных комплексов состоит в том, что существующие МОД требуемого для рассматриваемых судов диапазона мощности имеют повышенную частоту вращения коленчатого вала. Это вынуждает принимать заниженные значения D_v/T , то есть винты уменьшенных диаметров, которые обеспечивают малые КПД η_p и, соответственно, малые пропульсивные коэффициенты η .

Какие гребные винты могут обеспечить максимально возможные показатели пропульсивных комплексов рассматриваемых судов? Для ответа на этот вопрос нами выполнено расчетное исследование с использованием ENGINES 2. Была учтена известная рекомендация о том, что отношение D_v/T для одновинтовых морских транспортных судов (именно такие суда наиболее распространены в мировом судоходстве) желательно иметь около 0,67. В этом случае частота вращения оптимальных гребных винтов для указанных судов находится в пределах 110–140 мин⁻¹, а ожидаемое улучшение пропульсивного коэффициента составляет от 6 до 32%. Таким образом, для рассмотренных судов в качестве главных двигателей желательно располагать дизелями относительно небольшой мощности, с указанной сниженной частотой вращения коленчатого вала на расчетном режиме эксплуатации. Однако таковых мировая дизелестроительная промышленность в настоящее время не производит. На рисунке в координатах «мощность-частота вращения» показаны поля спецификационных режимов дизелей фирмы MAN-B&W [3] (с различными числами цилиндров), ближайшие к требуемой области. Видим, что в требуемом диапазоне 110–140 мин⁻¹ дизелей необходимого уровня мощности нет. Можно предположить, что отмеченное обстоятельство зачастую вынуждает принимать решение об установке на подобном судне дизель-редукторной ГЭУ, которая позволяет наилучшим образом решить проблему обеспечения максимального η (в ущерб другим показателям судна).

Необходимо ответить на следующий вопрос: каковы должны быть поля спецификационных режимов недостающего типоразмера дизеля? Для получения ответа рассчитаны линии потребных мощностей ГД для описанного выше типового судна и скоростей v_s 12, 13 и 14 узлов. Линии показаны на рисунке. Расчет выполнен по программе ENGINES 2. Введено ограничение $D_v/T \leq 0,67$. При этом для каждого значения частоты вращения определены параметры гребного винта, обес-

печивающего максимальный для данной частоты пропульсивный коэффициент (минимальную потребную мощность). В ходе расчета в области малых частот вступало в силу ограничение D_B/T и автоматически выполнялась оптимизация шагового отношения винта. В области повышенных частот для каждой частоты оптимизировался винт по диаметру и шаговому отношению одновременно.

Из рисунка следует, что при указанных трех скоростях хода наилучшие гребные винты должны иметь частоту вращения соответственно около 120, 130 и 140 мин^{-1} . Этим частотам соответствуют минимальные значения потребной мощности для привода гребного винта и, соответственно, максимальные пропульсивные коэффициенты η , которые находятся на уровне 0,70–0,71.

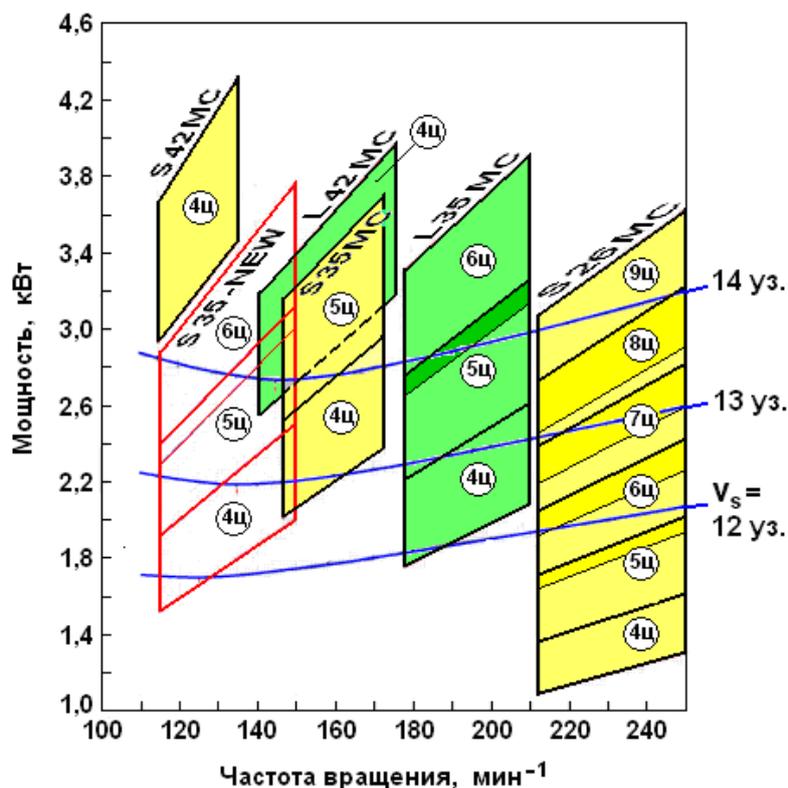


Рис. Потребная максимальная длительная мощность и варианты полей спецификационных режимов главного двигателя для типового судна дедвейтом 5000 тонн

На рисунке также указаны поля спецификационных режимов различных вариантов главного двигателя.

В данном случае может быть рассмотрена возможность использования дизелей L42MC, S35MC, L35MC и S26MC.

Однако поля многих из них расположены вдали от интересующей нас области минимумов потребной мощности, то есть вдали от рассчитанных выше точек наилучших гребных винтов. Поля дизелей S35MC и L42MC для v_s , равной 13 и 14 уз., расположены вполне благоприятно. Но эти двигатели имеют значительную высоту, не позволяющую их разместить в корпусе типового судна. Очевидна потребность в новом типоразмере дизеля, максимальная длительная мощность (МДМ) которого может быть назначена в указанной области минимумов и который имеет приемлемые габариты.

Таким образом, для существенного улучшения пропульсивных свойств судов рассматриваемого типа целесообразно разработать новый типоразмер дизеля со сниженной частотой вращения, который обеспечил бы для морских транспортных судов малого дедвейта с прямой передачей мощности на винт максимально возможный η . Спецификационная мощность дизеля (при различных числах цилиндров) должна находиться в пределах 1,4–3,0 МВт при спецификационных частотах вращения коленчатого вала в диапазоне 115–150 мин^{-1} . Высота дизеля должна позволить разместить его в корпусе типового судна с высотой борта 8 м. Уровень

надежности, ресурсные показатели двигателя должны быть не ниже уровня существующих дизелей того же класса.

Нами изучена возможность создания такого дизеля. Поле спецификационных режимов предлагаемого типоразмера двигателя, рабочее название которого S35-NEW, показано на рисунке.

Обоснованы параметры и дана предварительная оценка ожидаемых показателей нового дизеля (см. таблицу).

Таблица 1. Сравнительные данные об ожидаемых параметрах и показателях нового и существующих дизелей

Наименование величины, размерность	Обозначение величины	Сравниваемые дизели		
		L35MC	S35MC	S35-NEW
Номинальная частота вращения вала, мин ⁻¹	n	210	173	150
Диаметр цилиндра, мм	D	350	350	350
Ход поршня, мм	S	1050	1400	1280
Высота двигателя (с учетом выемки поршня), м	H ₁	5400	6425	6000
Цилиндровая мощность, кВт	N _{ец}	650	740	625
Среднее эффективное давление, МПа	p _е	1,84	1,91	2,03
Средняя скорость поршня, м/с	c _м	7,35	8,21	6,40
Комплексный показатель уровня форсировки, МПа·м/с	c _м p _е	13,5	15,7	13,0
Максимальное давление цикла, МПа	p _z	13,5	14,5	15,5
Удельный эффективный расход топлива, кг/кВт·ч	b _е	0,177	0,178	(0,177 – 0,178)

Диаметр цилиндра дизеля следует выбирать из ряда 260, 350, 420 мм. Какие либо промежуточные значения рассматривать нецелесообразно, учитывая очевидную необходимость унификации размеров деталей нового и существующих дизелей. Диаметр 260 мм не может быть выбран, так как в этом случае при сниженной частоте вращения коленчатого вала до требуемого диапазона 115–150 мин⁻¹ для получения необходимой мощности двигателя потребовалось бы слишком большое число цилиндров (особенно для скорости хода 13 и 14 уз.), что вызвало бы чрезмерно увеличенную длину ГД. Кроме того, при указанном малом диаметре цилиндра и сниженной частоте вращения потери теплоты из рабочего цикла двигателя через стенки цилиндра ожидаются столь значительными, что удержать топливную экономичность дизеля на уровне, характерном для современных МОД, при этом не удастся. Выбор диаметра 420 мм также невозможен. Дело в том, что при таком диаметре для обеспечения требуемого диапазона мощностей пришлось бы весьма существенно снизить уровень среднего эффективного давления в дизеле, что повлекло бы за собой недопустимое увеличение его удельной массы. Таким образом, из перечисленных трех диаметров следует выбрать промежуточный диаметр, равный 350 мм.

Допустимая высота двигателя, оцененная с учетом высоты борта типового судна, пространства над двигателем для выемки поршня со штоком и положения оси валопровода относительно основной линии корпуса судна при диаметре гребного винта до 4,0 м, должна быть не более 6000 мм. Среднее эффективное давление p_е по сравнению с исходным дизелем S35MC должно быть повышенным. Это позволит частично компенсировать снижение частоты вращения и получить при-

емлемую удельную массу нового дизеля. Учитывая сказанное, а также достигнутый фирмой MAN-B&W уровень p_e в серийно выпускающемся дизеле S42MC, равный 1,95 МПа /3/ и устойчивую тенденцию повышения этого уровня в мировом дизелестроении, примем для нового дизеля $p_e \approx 2,0$ МПа.

Исходя из принятого уровня форсировки двигателя по p_e , учитывая допустимую высоту двигателя, установлено, что ход поршня S проектируемого дизеля должен быть принят равным 1280 мм.

Средняя скорость поршня c_m при номинальной частоте вращения вала двигателя составляет $c_m = S \cdot n / 30 = 6,4$ м/с, что значительно ниже, чем в существующих дизелях. Однако по комплексному показателю $c_m p_e$ новый дизель имеет практически тот же уровень форсировки, что и L35MC ($c_m p_e = 13,0$ МПа·м/с). Во избежание чрезмерных удельных механических нагрузок в подшипниках кривошипно-шатунного механизма, которые вызваны повышенным до 15,5 МПа максимальным давлением рабочего цикла p_z , в предлагаемом дизеле следует принять увеличенными диаметры шеек коленчатого вала и цапф поперечины крестковца. Описанные здесь и другие решения позволяют рассчитывать на то, что надежность, ресурсные показатели нового дизеля не будут ухудшены по сравнению с таковыми для существующих двигателей.

Удельный эффективный расход топлива b_e дизелей L35MC, S35MC и S42MC при работе в режиме номинальной МДМ составляет 177–178 г/кВт·ч. При изменении параметров нового дизеля (по отношению к существующим дизелям) действуют факторы, влияющие как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения b_e относительно указанных значений. С одной стороны, снижение частоты вращения по сравнению с дизелями L35MC и S35MC и соответствующее увеличение продолжительности рабочего цикла вызовет рост потерь теплоты из цикла в стенки цилиндра (вследствие увеличения времени теплообмена), что влечет за собой ухудшение топливной экономичности. С другой стороны, при этом можно выделить факторы, улучшающие b_e . Укажем эти факторы.

а) При примерно неизменной продолжительности горения топлива, выраженной в миллисекундах, продолжительность, выраженная в градусах поворота коленчатого вала (п.к.в.), сокращается, то есть подвод теплоты в цикл происходит в узком диапазоне углов п.к.в в окрестности ВМТ поршня, когда температура подвода теплоты высока, что обеспечивает повышение термического КПД цикла и, соответственно, улучшение b_e .

б) Удлинение цикла, выраженное в миллисекундах, позволяет сократить угол опережения открытия выпускного клапана, что увеличивает степень расширения рабочего тела в цилиндре, увеличивает индикаторную работу и также снижает b_e .

в) Планируемое повышение максимального давления рабочего цикла p_z с 14,5 МПа в существующих дизелях до 15,5 МПа при некотором увеличении степени сжатия, хотя и ставит вопрос сохранения надежности нового дизеля на прежнем уровне, тем не менее, позволит несколько улучшить b_e .

В какой мере описанные факторы улучшат топливную экономичность нового дизеля предстоит решить в предстоящей работе. Здесь же вполне обоснованно можно утверждать, что топливная экономичность нового дизеля ожидается на уровне, свойственном указанным выше существующим дизелям, то есть $b_e = 177–178$ г/кВт·ч.

Из результатов расчетов (см. рисунок) следует, что использование предлагаемого дизеля в качестве ГД на типовом морском транспортном судне малого дедвейта по сравнению с использованием дизеля L35MC позволит уменьшить потребляемую мощность для привода гребного винта на 4% при скорости хода $v_s=14$ уз. и на 8% при $v_s=12$ уз. Указанное уменьшение обеспечено улучшением пропульсивных качеств судна.

Литература:

1. Сулов В.Ф., Даниловский А.Г., Шаманов Н.П. Оптимизация судового машиностроительного оборудования / Под общ. ред. В.Ф. Сулова: В 2-х т. – СПб.: Издательский центр СПбГМТУ, 2004. – Том 2. – 230 с.
2. Ачкинадзе А.Ш., Гаврилов В.В., Степанов И.Э. Автоматизированное проектирование пропульсивного комплекса морского транспортного судна: Учебное пособие. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. – 75 с.
3. Marine Engine: Programme 2nd edition, 2005. – Copenhagen: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 128 p.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ V-6 БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАЛАНСИРНЫХ ВАЛОВ

Гусаров В.В., Ашишин А.А.

(Московский государственный индустриальный университет)

Двигатели конструктивной схемы V-6 в последние годы находят всё большее применение на автомобилях. Такая компоновка, хотя и уступает рядной R-6 по уравновешенности, но превосходит её по компактности и жесткости.

В автомобильных двигателях схемы V-6 наиболее часто применяют 3-х коленный вал с углом расклинки кривошипов 120° и углом развала цилиндров 90° .

Такая компоновка может обеспечить равномерное чередование вспышек только при разрезной конструкции шатунных шеек коленчатого вала. В этом случае для уравновешивания момента от сил инерции 1-го порядка $\sum M_{ji}$ обычно устанавливают балансирный вал. Ранее выполненный анализ показал, что в такой схеме частичное уравновешивание $\sum M_{ji}$ можно обеспечить за счет специально подобранных нащечных противовесов коленчатого вала [1] без применения балансира вала, что существенно упрощает конструкцию.

В настоящей работе проанализирована уравновешенность ДВС схемы V-6 с разрезными шатунными шейками, обеспечивающими равномерное чередование вспышек, при разных углах развала цилиндров. Причём уравновешивание момента $\sum M_{ji}$ во всех случаях рассматривали без применения балансира вала, только естественным способом – с помощью нащечных противовесов.

Количественную оценку виброактивности выполнили для пяти вариантов углов развала: $\gamma = 100^\circ, 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$. С учетом ранее полученных результатов, свидетельствующих о резком увеличении виброактивности ДВС такой схемы, при неравномерном чередовании вспышек [1], выбирали для каждого варианта такой угол смещения шатунных шеек α (рис.1), при котором бы обеспечивалось равномерное чередование вспышек. Очевидно, что для рассматриваемой схемы это условие выполняется при: $\alpha = 120^\circ - \gamma$ (рис.1).

Таким образом, пять анализируемых вариантов ДВС схемы V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками, характеризовались следующими

значениями углов развала γ и смещения шеек α : 1) $\gamma = 100^\circ$, $\alpha = 20^\circ$; 2) $\gamma = 90^\circ$, $\alpha = 30^\circ$; 3) $\gamma = 80^\circ$, $\alpha = 40^\circ$; 4) $\gamma = 70^\circ$, $\alpha = 50^\circ$; 6) $\gamma = 60^\circ$, $\alpha = 60^\circ$. Для каждого варианта количественно оценили виброактивность от действия неуравновешенных моментов от сил инерции 1-го и 2-го порядков ($\sum M_{jl}$ и $\sum M_{jll}$), а также нашли оптимальные параметры нащечных противовесов коленчатого вала, которые в максимальной мере уменьшают виброактивность от действия $\sum M_{jl}$.

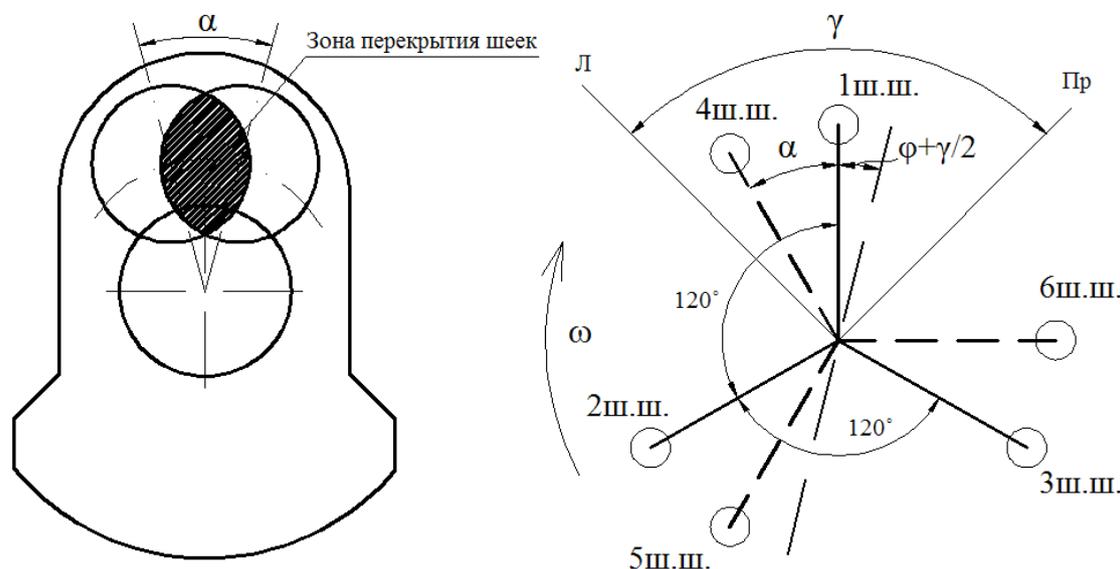


Рис.1. Схема КШМ двигателя V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками.

Количественные оценки виброактивности от действия моментов $\sum M_{jl}$ и $\sum M_{jll}$, определение оптимальных параметров нащечных противовесов выполнили с использованием в качестве критерия величины максимального импульса сил соответствующего момента $L_{\dot{e}ir} \text{ .max}$ за цикл [2].

Эту величину находили как разницу максимального и минимального значения переменной первообразной (момента) за период.

В анализе использовали безразмерные значения моментов $M_{\dot{a},\dot{\delta}}$:

$$M_{\dot{a},\dot{\delta}} = \frac{M}{m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a},$$

где: M – действующее значение момента, Н·м; m – масса частей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение для одного цилиндра, кг; r – радиус кривошипа, м; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с; a – расстояние между осями цилиндров (в одном блоке), м.

Оптимизацию параметров нащечных противовесов выполняли из условия минимизации величины остаточной виброактивности (параметр $L_{\dot{e}ir} \text{ .max}$) от совместного действия центробежного момента нащечных противовесов $M_{\dot{n}}$ и момента от сил инерции 1-го порядка $\sum M_{jl}$.

Параметры нащечных противовесов характеризуются значением величины момента $M_{\dot{n},\dot{\delta}}$ (в расчете использовали безразмерные значения) и углом ϕ , определяющим плоскость действия этого момента (рис.1).

На рис.2 показаны некоторые результаты выполненного анализа: годографы моментов $\sum M_{jl \dot{a},\dot{\delta}}$, $\sum M_{jll \dot{a},\dot{\delta}}$, оптимального центробежного $M_{\dot{n},\dot{\delta}}$ и результиру-

ющего от действия $\sum M_{jl \text{ а.д.}} + M_{\bar{n} \text{ а.д.}}$ для вышеуказанных пяти вариантов ДВС V-

6.

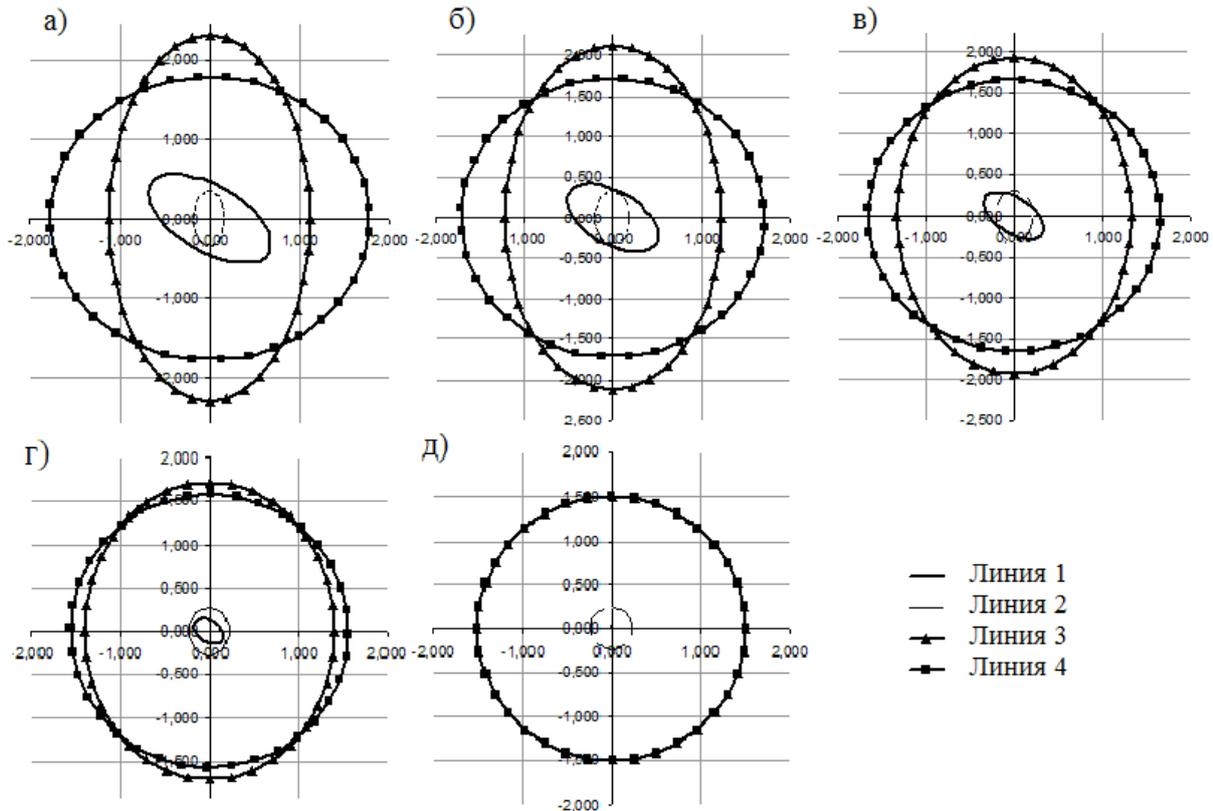


Рис.2. Годографы моментов от сил инерции первого (Линия 3) и второго порядка (Линия 2), центробежных, уравнивающих $\sum M_{jl}$ (Линия 4) и результирующего (Линия 1): а) $\gamma = 100^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, б) $\gamma = 90^\circ$, $\alpha = 30^\circ$, в) $\gamma = 80^\circ$, $\alpha = 40^\circ$, г) $\gamma = 70^\circ$, $\alpha = 50^\circ$, д) $\gamma = 60^\circ$, $\alpha = 60^\circ$.

В табл.1 показаны численные сравнительные значения параметров виброактивности и оптимальные параметры нащечных противовесов для разных вариантов.

Таблица 1. Данные анализа для разных углов развала.

Вариант	γ	φ	$M_{\bar{n} \text{ а.д.}}$	$L'_{\bar{e}i\bar{i}} \text{ .max}$	$L''_{\bar{e}i\bar{i}} \text{ .max}$	$L'''_{\bar{e}i\bar{i}} \text{ .max}$
5	60	-30	1,50	0	2,16	17,20
4	70	-29	1,58	1,40	2,43	18,90
3	80	-27	1,66	2,67	2,71	21,00
2	90	-25	1,73	4,00	2,87	22,50
1	100	-23	1,80	5,26	3,22	24,30

Здесь $L'_{\bar{e}i\bar{i}} \text{ .max}$ – безразмерное значение максимального импульса от действия $\sum M_{jl \text{ а.д.}} + M_{\bar{n} \text{ а.д.}}$; $L''_{\bar{e}i\bar{i}} \text{ .max}$ – безразмерное значение максимального импульса от действия $\sum M_{jll \text{ а.д.}}$; $L'''_{\bar{e}i\bar{i}} \text{ .max}$ – безразмерное значение максимального импульса от действия только $\sum M_{jl \text{ а.д.}}$ (соответствует случаю отсутствия уравнивания с помощью нащечных противовесов); $M_{\bar{n} \text{ а.д.}}$ – оптимальное значение центробежного момента нащечных противовесов для уравнивания $\sum M_{jl}$; φ – угол, характеризующий плоскость действия момента $M_{\bar{n} \text{ а.д.}}$ (рис.1).

По данным выполненного анализа получили регрессионные МНК полиномиальные модели для основных параметров оценки виброактивности и оптимальных параметров нащечных противовесов в зависимости от угла развала цилиндров γ :

$$L'_{\text{в.н.}} = 0,000005 \cdot \gamma^3 - 0,00136 \cdot \gamma^2 + 0,251 \cdot \gamma - 11,228$$

$$L''_{\text{в.н.}} = 0,000015 \cdot \gamma^3 - 0,0036 \cdot \gamma^2 + 0,304 \cdot \gamma - 6,465$$

$$L'''_{\text{в.н.}} = -0,0000084 \cdot \gamma^3 + 0,0017 \cdot \gamma^2 + 0,067 \cdot \gamma + 8,809$$

$$\varphi = -0,000083 \cdot \gamma^3 + 0,0214 \cdot \gamma^2 - 1,62 \cdot \gamma + 8,057$$

$$M_{\text{н.д.}} = -0,000021 \cdot \gamma^2 + 0,0109 \cdot \gamma + 0,921$$

По этим моделям можно оценивать виброактивность и определять параметры нащечных противовесов для уравнивания $\sum M_{ji}$ и для иных (промежуточных) углов развала цилиндров рассматриваемой схемы.

Вывод.

Выполненный анализ показывает возможность существенного снижения виброактивности двигателей типа V-6 со смещенными шатунными шейками без применения балансирных валов, естественным способом – только с помощью нащечных противовесов. При этом с уменьшением угла развала цилиндров монотонно уменьшается виброактивность от действия всех инерционных моментов. При углах развала менее 80° виброактивность “остаточного” момента от сил инерции первого порядка (после уравнивания его нащечными противовесами) меньше, чем от момента от сил инерции 2-го порядка, т.е. весьма незначительна. С точки зрения уравниваемости вариант ДВС с $\gamma = 80^\circ$ лучше, чем с $\gamma = 90^\circ$. Однако с уменьшением углов развала, конструкция коленчатого вала с разрезными шатунными шейками ослабляется, в следствии всё меньшего перекрытия шеек при увеличении угла смещения шеек α (рис.1). Оптимальным представляется угол порядка $\gamma = 80^\circ$, впрочем, оптимальная величина развала γ будет зависеть от конкретных особенностей проектируемого ДВС: диаметров шеек, размеров цилиндров, материала коленчатого вала и др.

Литература:

1. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Анализ уравниваемости 6-ти цилиндровых V-образных поршневых ДВС с углом развала цилиндров 90° градусов. Сборник научных докладов VI научно-практической конференции. 2006. С. 38-43.
2. Гусаров В.В. Анализ возмущающего действия неравномерного крутящего момента. Журнал “Грузовик”. 2002. №6. С. 27-30.

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНТАКТА НЕРОВНОСТИ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА И ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА

Заренбин В.Г. (Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры)

Заренбин А.В. (ООО ИП «НЦВО – Фотоника»)

Расчету температуры на микроконтакте трибосопряжений посвящен ряд исследований [1-4], в том числе применительно и к парам трения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) [5,6]. В приведенных публикациях по ДВС расчетные выражения даны при установившейся температуре вспышки.

Вместе с тем, трение поршневого кольца (ПК) о гильзу цилиндра (ГЦ) ДВС осуществляется при изменяющихся в широких пределах в течение рабочего цикла

двигателя давлений, скоростей, толщин масляной пленки (МП) и продолжительности контакта, т.е. в условиях неустановившегося трения. Поэтому учет особенностей контактирования неровностей ПК и ГЦ позволит уточнить значения температур на контакте, прогнозировать влияние различных параметров трибосопряжения и характеристик материалов, выявить оптимальные режимы работы двигателя, например, в процессе его обкатки.

Цель работы – предложить расчет температуры неровности в условиях неустановившегося граничного трения ПК и ГЦ, а также показать необходимость ее использования при расчете тепловой нагруженности трибосопряжения.

Для расчета температуры на пятне касания предполагаем, что ее максимальная величина t_{\max} определяется как сумма усредненной температуры t_{Π} на номинальном контакте и избыточной над t_{Π} температурой вспышки $t_{\text{вц}}$, т.е. $t_{\max} = t_{\Pi} + t_{\text{вц}}$. Допуская, что микровыступ ПК перемещается в условиях граничного трения по гладкой поверхности ГЦ, выражение для неустановившейся температуры $t_{\text{вц}}$ можно записать в виде [6]:

$$t_{\text{вц}} = \frac{(1 - \alpha_{\text{тп}}) \cdot q \cdot d_c \cdot J_{\text{ц}}}{2 \cdot \lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}} \cdot \pi \cdot \sqrt{\pi}},$$

где

$$J_{\text{ц}} = f(Pe_{\text{ц}}, n); Pe_{\text{ц}} = \frac{V \cdot d_c}{a_{\text{пр}_{\text{ц}}}}; n = \frac{l_k}{d_c}$$

$\alpha_{\text{тп}}$ – коэффициент распределения тепловых потоков; q – удельный тепловой поток; $\lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}}$, $\alpha_{\text{пр}_{\text{ц}}}$ – соответственно приведенные коэффициенты теплопроводности и температуропроводности материала ГЦ; d_c , l_k – соответственно средний диаметр фактического пятна касания и путь трения неровности. Значения $\alpha_{\text{тп}}$, $\lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}}$, $\alpha_{\text{пр}_{\text{ц}}}$ могут быть определены по формулам, приведенным в работе [6]. Оттуда же были заимствованы исходные данные, необходимые для расчета температур на пятне касания применительно к номинальному режиму работы дизеля 8Ч 12/12.

В результате расчетов выявлены изменения суммарной неустановившейся температуры t_{\max} и температуры вспышки $t_{\text{вц}}$ от продолжительности трения единичной неровности. Показано, что с увеличением продолжительности контакта максимальная температура t_{\max} в начале резко возрастает, достигая максимальных значений 300°C, после чего происходит ее снижение и при времени большем $1 \cdot 10^{-7}$ с изменения t_{\max} и $t_{\text{вц}}$ составляют не более 5...10%. Подобный характер протекания температур объясняется тем, что с увеличением продолжительности контакта неровности возрастает как величина приведенного коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}}$, так и значение функции $J_{\text{ц}}$.

Максимум температуры вспышки наступает в момент, когда тепло проникает на всю толщину граничной МП, т.е. при продолжительности контакта $\tau_m = \tau_m = \delta_m^2 / (3a_m)$ [4]; δ_m , a_m – соответственно толщина и коэффициент температуропроводности МП. В этом случае

$$n = \tau_m \cdot V / d_c; Pe_{\text{ц}} = Pe_{\text{ц}} \cdot V \cdot d_c / qm.$$

Представляет большой интерес вопрос оценки влияния максимальной неустановившейся температуры t_{\max} на разрушение адсорбированного масляного слоя при граничном трении.

Известно [2], что разрушение масляного слоя с вероятностью последующего схватывания происходит вследствие десорбции поверхностно-активных веществ, содержащихся в смазочном материале. Десорбция же возникает тогда, когда про-

должительность воздействия температур на адсорбированную молекулу больше продолжительности нахождения адсорбированной молекулы на контакте τ , определяемой по формуле [2]

$$\tau = \tau_0 \exp(E/RT_{кр}),$$

где τ_0 – коэффициент, связанный с периодом колебаний адсорбированной молекулы, с; E – энергия активации десорбции молекулы смазочного материала, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная; $T_{кр}$ – критическая температура.

Согласно работе [2]: $\tau_0 = 4,5 \cdot 10^{-12}$ с; $E = 25000-30000$ Дж/моль; $R = 8,314$ Дж/моль. Тогда при $T_{кр} = 503$ К найдем $\tau = (1,8...5,9) \cdot 10^{-9}$ с.

В нашем случае продолжительность воздействия максимальных температур, превосходящих $T_{кр}$, составляет $2,4 \cdot 10^{-8}$ с, т.е. примерно на порядок выше, чем τ . Следовательно, продолжительность воздействия максимальных температур на МП при граничной смазке вполне достаточно для десорбции молекул при толщине $\delta_m = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м. Отсюда очевидная необходимость учета неустановившейся температуры вспышки при определении максимальной температуры на пятне касания неровности ПК.

Проведенные исследования показывают, что если при $\varphi_1 = 430^\circ$ п.к.в. не будет реализован гидродинамический режим смазки (острые кромки колец, недостаток масла и т.д.), то с большой вероятностью возможно появление очагов схватывания на микроуровне с последующим схватыванием в макрообъеме, т.е. возникновение заедания трущейся пары.

При $\varphi_2 = 370^\circ$ п.к.в. граничный режим смазки возможен, т.к. неустановившаяся максимальная температура ниже критической (230°C), а ее установившееся значение приближается к 178°C . В этих условиях указанные температуры будут представлять интерес для решения задач термопластической усталости материалов поверхностей трения и их износа.

В заключение следует отметить, что достоверность расчетов неустановившихся температур на контакте неровности ПК и ГЦ повысится, а, следовательно, и уточнится оценка противозадирной стойкости ДВС, когда в результате экспериментов будут получены числовые значения теплофизических свойств граничных смазочных слоев.

Литература

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. 231 с.
2. Матвеевский Р.М., Чичинадзе А.В., Буяновский И.А. и др. К вопросу о механизме разрушения смазочного слоя на фрикционном контакте. // Трение и износ, 1980. – т.1.-№ 3, С.548-554.
3. А.В.Сергенчев, Н.Е.Денисова, В.В.Данилов. Использование температуры вспышки в качестве критерия при выборе на стадии проектирования антифрикционных материалов и покрытий трибосопряжений // Трение и износ. 2005. – т.26.-№2.- С.159-165.
4. А.В.Чичинадзе, А.Г.Гинзбург. Тепловая динамика трения в зубчатых передачах. /Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.: Наука, 1986.- С.169-174.
5. В.И.Пикус, Б.С.Стефановский, В.Г.Новиков и др. Оценка температур на фактическом пятке контакта в условиях ДВС. //Межвузовский сб.науч.тр. –Ярославль: ЯПИ.- 1976.-С.63-67.
6. Заренбин В.Г. Расчет пути трения смазочного единичного пятна касания.

МЕТОДИКА КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ С БЕСКРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

Иващенко Н.А.

(Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана)

Пахомов Ю.А., Киселев С.А.

(Брянский государственный технический университет).

Перед двигателестроением в настоящее время очень остро поставлена задача по значительному улучшению технико-экономических показателей вновь создаваемых перспективных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), а также совершенствованию существующих за счет различных факторов.

Однако, форсирование ДВС, например, путем увеличения среднего эффективного давления P_e и частоты вращения коленчатого вала n , применение альтернативных видов топлива привели к появлению ряда проблем при проектировании, изготовлении и эксплуатации дизелей. Наиболее важные из них связаны с ростом механических и особенно тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы. Их тепловая напряженность стала основным препятствием к дальнейшему форсированию и повышению надежности ДВС.

В связи с этим назрела необходимость поиска иных путей повышения технико-экономических параметров двигателей, которые при неизменных параметрах рабочего процесса позволили бы получить повышение мощности и топливной экономичности.

Одной из возможностей в данном направлении является применение нетрадиционных конструкций двигателей и их узлов.

Двигатель с бескривошипно-шатунным механизмом (БКШМ) (рис. 1) состоит из цилиндра 1 с оппозитно расположенными поршнями 2 и 7, которые жестко соединены между собой двумя зубчатыми рейками 3 и 4. Зубчатые рейки расположены друг против друга в вертикальной плоскости цилиндра и скользят по его образующей. Между рейками на осях цилиндра расположен зубчатый сектор, который одновременно является и приводным валом 5. Зубчатый сектор выполнен радиусом R_3 , а длина полуокружности зубчатого сектора равна ходу поршня.

Зубчатый сектор со стороны схода зубьев из зацепления срезан на высоту зуба перпендикулярно линии, соединяющей концы сектора. На противоположных сторонах зубчатых реек выполнены две проточки радиусом полуокружности зубчатого сектора R_3 , которые смещены одна относительно другой на величину хода поршня, а центры проточек находятся на вертикальной оси цилиндра.

В двигателе может быть необходимое количество цилиндров, установленных в ряд или с поворотом цилиндров относительно друг друга на заданный угол. В рядном двигателе заковка зубчатого сектора осуществляется аналогично заковке кривошипов двигателя с КШМ, в двигателях других типов заковка сектора смещается на угол разворота цилиндров относительно друг друга или выбирается исходя из конкретных условий и технических требований.

Приводной БКШМ ДВС данного типа может быть использован в двигателях или других поршневых машинах с длиной хода поршня, ограниченной длиной полу-

окружности зубчатого сектора, которая в свою очередь ограничена возможностью ее размещения внутри цилиндра диаметром D .

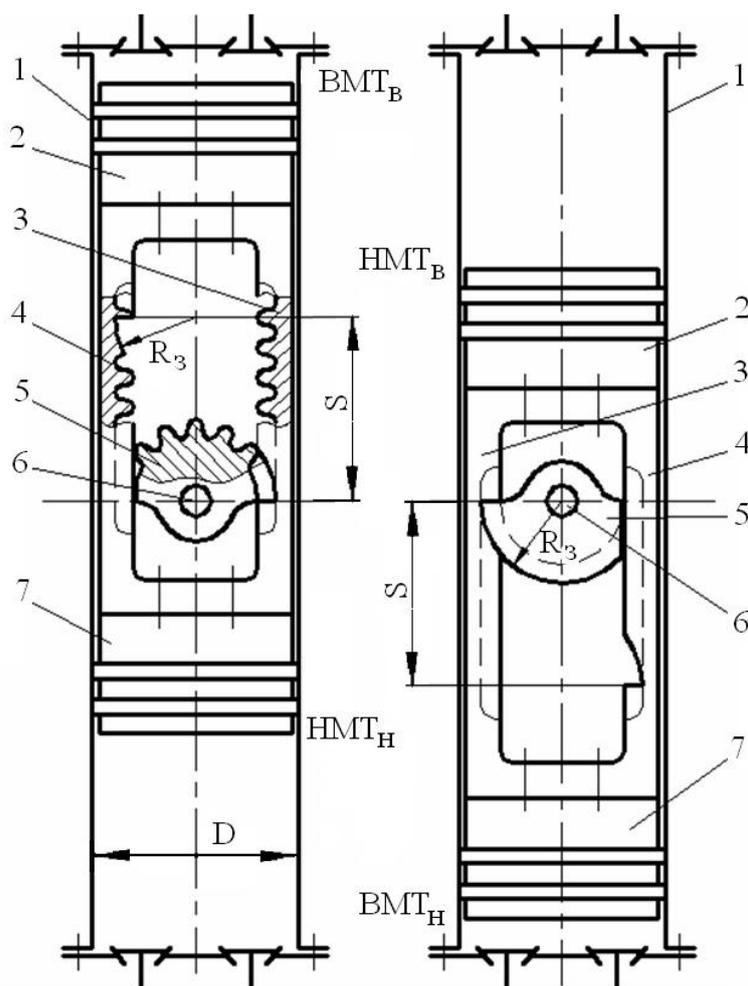


Рис.1. Двигатель с бескривошипно-шатунным механизмом в двух крайних положениях:

- 1 – цилиндр; 2 – верхний поршень; 3,4 – зубчатые рейки; 5 – зубчатый сектор;
- 6 – ведущий вал; 7 – нижний поршень

Для использования этого механизма в поршневых машинах с увеличенным ходом поршня зубчатые рейки разворачиваются зубцами наружу и вне цилиндра с обеих сторон размещаются два зубчатых сектора.

При осуществлении кинематического расчета бескривошипно-шатунного механизма допускаем, что вращение зубчатого сектора происходит с постоянной угловой скоростью ω . Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота приводного вала φ , который при $\omega = \text{const}$ пропорционален времени.

Все параметры и переменные бескривошипно-шатунного преобразующего механизма (ПМ) обозначим буквами латинского и греческого алфавита, соответствующими обозначениям параметров и переменных КШМ с добавлением индекса «б». Принимая, что зубчатый сектор вращается равномерно, и, учитывая, что за каждый угол поворота зубчатого сектора, поршень проходит $\frac{1}{180}$ часть хода поршня S_6 , перемещение поршня при его движении от ВМТ до НМТ можно рас-

Обязательным условием применения БКШМ является равенство хода поршня S длине полуокружности зубчатого сектора $S = \pi R_3$, но увеличивать R_3 теоретически можно только до $R_3 = R = D/2$. Из условия возможного размещения зубчатого сектора и реек внутри цилиндра и обеспечением их прочности, необходимо, чтобы отношение S/D было меньше величины $(\pi R_3)/(2R)$.

При максимальном размере $R_3 = R$ это отношение равняется 1,57. Таким образом, приводной механизм может быть использован в двигателях с отношением $S/D < 1,57$. Это условие выполняется для большинства автотракторных, тепловозных и некоторых судовых двигателей, у которых отношение $S/D \approx (0,9 \dots 1,3)$.

считать по зависимости

$$s_{x6} = \frac{\varphi_6}{180} \cdot S_6,$$

где s_{x6} – текущее перемещение поршня БКШМ; φ_6 – угол поворота приводного вала БКШМ; S_6 – ход поршня БКШМ.

При обратном движении поршня от НМТ до ВМТ график перемещения симметричен относительно перпендикуляра восстановленного к оси φ_6 в точке 180° и, следовательно

$$s_{x6} = \left(1 - \frac{\varphi_6}{180}\right) \cdot S_6.$$

При этом, поскольку ход поршня S_6 обеспечивается полуокружностью сектора, угол поворота φ_6 необходимо задавать от 0° до 180° .

Таким образом, поршень перемещается пропорционально углу поворота зубчатого сектора. При $\varphi_6 = 0^\circ$ $s_{x6} = 0$, а при $\varphi_6 = 180^\circ$ $s_{x6} = S_6$.

При перемещении поршня двигателя с БКШМ скорость его движения от ВМТ до НМТ и от НМТ до ВМТ является постоянной при постоянной частоте вращения. В ВМТ и НМТ изменяется направление движения поршня, поэтому в этих точках скорость изменяет направление при неизменной ее величине. Средняя скорость поршня c_{m6} , в этом случае совпадает со скоростью движения поршня v_{x6} и со средней скоростью движения поршня c_m в двигателе с КШМ, имеющем такую же размерность и частоту вращения коленчатого вала.

Поскольку перемещение поршней БКШМ пропорционально углу поворота зубчатого сектора, то скорость поршней определяется окружной скоростью точки контакта зубчатого сектора с зубчатой рейкой. Тогда постоянная скорость поршня БКШМ выраженная через угловую скорость

$$c_{m6} = v_{max6} = \omega \cdot R_3,$$

где c_{m6} и v_{max6} – соответственно средняя и максимальная скорость движения поршня БКШМ; ω – угловая скорость вращения приводного вала БКШМ; R_3 – радиус зацепления зубчатого сектора.

Необходимым условием работоспособности является то, что полному ходу поршня равна длина полуокружности зубчатого сектора двигателя с БКШМ. Следовательно

$$\pi \cdot R_3 = S_6 = S.$$

Тогда

$$c_{m6} = v_{max6} = \frac{\pi \cdot n}{30} 0,637R = 0,0667Rn$$

Таким образом, максимальная скорость движения поршня в КШМ больше постоянной скорости поршня в БКШМ в $\sim 1,6$ раза при одинаковом их ходе, а средняя скорость поршня КШМ совпадает со скоростью БКШМ.

Для обеспечения работоспособности двигателя с БКШМ без заклинивания при изменении направления движения поршня в конструкции речно-зубчатого зацепления предусмотрены следующие мероприятия:

- зубчатый сектор со стороны схода зубьев из зацепления срезан на высоту зуба перпендикулярно диаметру полуокружности;
- на зубчатых рейках выполнены две проточки радиусом полуокружности зубчатого сектора, которые смещены одна относительно другой на величину хода поршня.

Таким образом, между выходом зубчатого сектора из зацепления с одной рейкой и входом в зацепление с другой проходит некоторое время. Принимаем, что это время соответствует углу поворота зубчатого сектора примерно на 10° .

Следовательно, изменения скорости поршня двигателя с БКШМ от максимума до нуля происходит за время, соответствующее 10° поворота сектора.

Поскольку скорость движения поршня БКШМ постоянна, за исключением моментов изменения ее направления вблизи верхней и нижней мертвых точек, то ускорение поршня равняется нулю. Вблизи ВМТ и НМТ отмечаются скачкообразное изменения ускорения поршня за счет изменения направления его движения.

Ускорение при изменении скорости от максимальной до нуля за 10° поворота сектора

$$j_{\max\delta} = \frac{dv}{dt} = \frac{v_{\max\delta}}{t_{10^\circ}} = 0,6 \cdot n \cdot v_{\max\delta} = 0,04 \cdot n^2 \cdot R,$$

где $j_{\max\delta}$ – максимальное ускорение поршня двигателя с БКШМ; t_{10° - время поворота приводного вала на 10° .

Сравнение максимальных ускорений двигателей с КШМ и с БКШМ одинаковой размерности и частоты вращения приводного вала показывает, что ускорение поршней БКШМ вблизи мертвых точек будет больше максимального ускорения

двигателей с КШМ в $\left(\frac{1}{0,275 \cdot (1 + \lambda)} \right)$ раз. Учитывая, что для высоко- и среднеоборотных двигателей величина λ изменяется в пределах $(0,2 \dots 0,3)$, а для судовых малооборотных двигателей достигает $0,5$, можно сказать, что ускорение поршней БКШМ будет превышать ускорение поршня КШМ в $(3,03 \dots 2,80)$ и $2,42$ раза соответственно.

Бескривошипно-шатунный преобразующий механизм может применяться с одним или с двумя поршнями. Поэтому динамический расчет будем рассматривать для этих двух вариантов.

Бескривошипно-шатунный преобразующий механизм может применяться с одним или с двумя поршнями. Поэтому динамический расчет будем рассматривать для этих двух вариантов.

Сила давления газов. Построение диаграммы сил давления газов будет осуществляться одинаково для обоих вариантов и возможно графоаналитическим и аналитическим методами.

Графоаналитический основан на том, что конструкция преобразующего механизма оказывает значительное влияние на его динамические характеристики и не влияет на форму действительной индикаторной диаграммы, при учете, что рабочий процесс двигателя с БКШМ соответствует рабочему процессу двигателя с традиционным КШМ такой же размерности и частоты вращения. Тогда построение диаграммы силы давления газов для ПМ можно осуществлять путем перестроения действительной индикаторной диаграммы, снятой с двигателя или построенной по результатам теплового расчета по известным методикам. Перестроение осуществляется аналогично традиционной методике проф. Брикса, только не по полуокружности, а по прямой линии [1].

Аналитический метод основан на представлении процессов сжатия и расширения рабочего тела политропами. В этом случае рабочий цикл 4-тактного двигателя рассматривается как совокупность четырех процессов, в течение которых давление газов в цилиндре изменяется по известным зависимостям [2]. Отличие заключается в том, что текущие значение объема в зависимости от угла поворота приводного вала рассчитываются по формулам:

$$V = V_{сб} + \frac{\pi D^2}{4} S \left(1 - \frac{\varphi_6}{180} \right) - \text{для линии сжатия};$$

$$V = V_{сб} + \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\varphi_6}{180}, \quad V_{z6} = \rho V_{сб}, \text{ - для линии расширения,}$$

где $V_{сб}$, V_{z6} - объем камеры сгорания и объем цилиндра при максимальном давлении сгорания соответственно; D , S - соответственно диаметр цилиндра и ход поршня; φ_6 - угол поворота приводного вала (задается интервалом $0 \dots 180^\circ$).

После расчета ординат сжатия, расширения и насосных ходов, осуществляется корректировка диаграммы по методике [1].

Силы инерции поступательно движущихся масс. Поскольку ускорение поршня в течение цикла равно нулю, за исключением периодов перекаладки, силы инерции также будут равны нулю в течение всего цикла, за исключением периодов остановки и разгона поршня. Максимальная сила инерции рассчитывается по формуле

$$P_{j_{\max}} = \frac{m_{п.д.} \cdot j_{\max} \cdot 10^{-6}}{F_{п}},$$

где j_{\max} - максимальное ускорение цикла; $F_{п}$ - площадь поршня; $m_{п.д.}$ - масса поступательно-движущихся частей. Наличие двух поршней учитывается соответствующим увеличением массы $m_{п.д.}$.

Суммарная сила. Суммарную силу, действующую в преобразующем механизме в течение рабочего цикла определим алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно - поступательно движущихся масс. При наличии двух поршней необходимо сначала определить суммарную силу давления газов суммированием ординат сил давления газов нижнего и верхнего цилиндров, смещенных на соответствующий угол.

При суммировании необходимо учесть, что, исходя из особенностей конструкции БКШМ суммарная сила, будет действовать также в месте контакта зубчатого зацепления и создавать крутящий момент. Крутящие моменты. Крутящий момент цилиндра и суммарный крутящий момент многоцилиндрового двигателя с БКШМ определяются аналогично двигателю с КШМ, с учетом того, что крутящий момент создает суммарная сила на радиусе R_3 .

Приведенная методика может применяться для исследования для двухтактных и четырехтактных дизельных двигателей.

Расчеты показывают, что за счет более эффективного преобразования работы, совершаемой расширяющимися газами, крутящий момент двигателя может увеличиться на $15 \dots 25\%$.

Литература:

1. Пахомов, Ю.А. Построение развернутой индикаторной диаграммы двигателей с бескривошипно-шатунным механизмом/Ю.А.Пахомов, С.А.Киселев// Вестник БГТУ. - 2006. - №3. - С. 49-61.

2. Яманин, А.И. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие/А.И. Яманин [и др.]. - М: Машиностроение, 2003. - 464 с.

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ С УЧЕТОМ РЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. (МГТУ им.Н.Э.Баумана)

Задача разработки и оптимизации деталей двигателя, в частности коленчатого вала как одной из самых нагруженных и ответственных деталей, сложна и требует

всестороннего использования математического моделирования.

Недостаточная надежность коленчатого вала, как правило, служит причиной повышенных износов и сокращения срока службы двигателя. От прочности коленчатого вала во многом зависит возможность форсирования двигателя. Поломки коленчатых валов в эксплуатации показывают, что задача повышения прочности вала остается актуальной, особенно при постоянном форсировании двигателей.

Расчет вала на выносливость связан с определением запасов прочности его элементов. Усталостная прочность в значительной степени зависит от величины и характера действующих нагрузок, формы и размеров элементов коленчатого вала, структуры материала, способов обработки, формы переходов и сопряжений, асимметрии цикла и др.

В общей картине динамической нагруженности коленчатых валов большую роль играют колебательные процессы. Дополнительные напряжения, возникающие в элементах коленчатых валов от крутильных, изгибных и продольных колебаний составляют значительную часть напряжений, найденных без учета колебаний. Как показывают расчеты коленчатых валов двигателей [1] роль изгибных и продольных колебаний при определении запасов прочности коренных и шатунных шеек невелика; основное значение имеют крутильные колебания. В работе [2] показано, что дополнительные напряжения от крутильных колебаний могут существенно снижать запасы прочности, полученные без их учета.

Обычно при расчете коленчатого вала на прочность за расчетный принимается номинальный режим работы двигателя или режим максимального крутящего момента. Дополнительное нагружение коленчатого вала от инерционных нагрузок, связанных с колебаниями, учитывают с помощью коэффициента динамического усиления. При этом считается, что работа коленчатого вала происходит вне зон резонансных колебаний, когда дополнительные напряжения достигают максимальных значений.

С другой стороны, допустимость работы коленчатого вала на резонансных режимах работы двигателя определяется максимальным значением дополнительных напряжений без учета условий нагружения коленчатого вала силами, определяемых из динамического расчета двигателя без учета колебаний.

Таким образом, для решения задачи создания надежной конструкции коленчатого вала необходимо разработать комплекс расчетных исследований по уточненному расчету выносливости коленчатого вала, как на номинальном режиме работы двигателя и максимального крутящего момента, так и на режимах в условиях резонанса с учетом дополнительных напряжений от крутильных колебаний.

Систему силовой установки, содержащей ДВС, можно рассматривать как упругий разветвленный валопровод, на котором расположен ряд сосредоточенных масс. Крутильные колебания этой системы определяются значениями моментов инерции масс относительно вала $J_1 \dots J_n$ и крутильными жесткостями участков валопровода между ними $c_{1,2} \dots c_{n-1,n}$.

Для определения крутильной жёсткости были созданы параметрические модели колена вала (рис.1).

$$\text{Жесткость колена вала:} \quad c = \frac{M}{\alpha} \quad (1)$$

где $\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$ - угол поворота сечения; $\alpha_1 = \left| \frac{x_1 - x_2}{D} \right|$; $\alpha_2 = \left| \frac{y_1 - y_2}{D} \right|$; x_1, x_2, y_1, y_2 - проекции перемещений узлов модели на оси X и Y (с учетом знаков), полученные из решения МКЭ (рис.3).

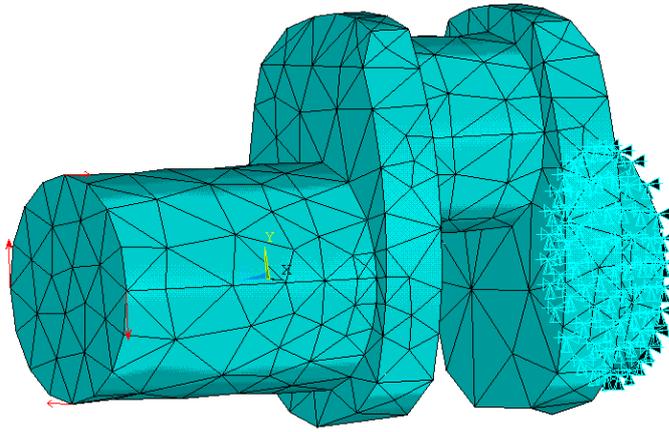


Рис.1. Расчетная модель для определения крутильной жесткости колена вала

На рис.2 показаны поля перемещений. На основании полученных значений определена жесткость колена вала.

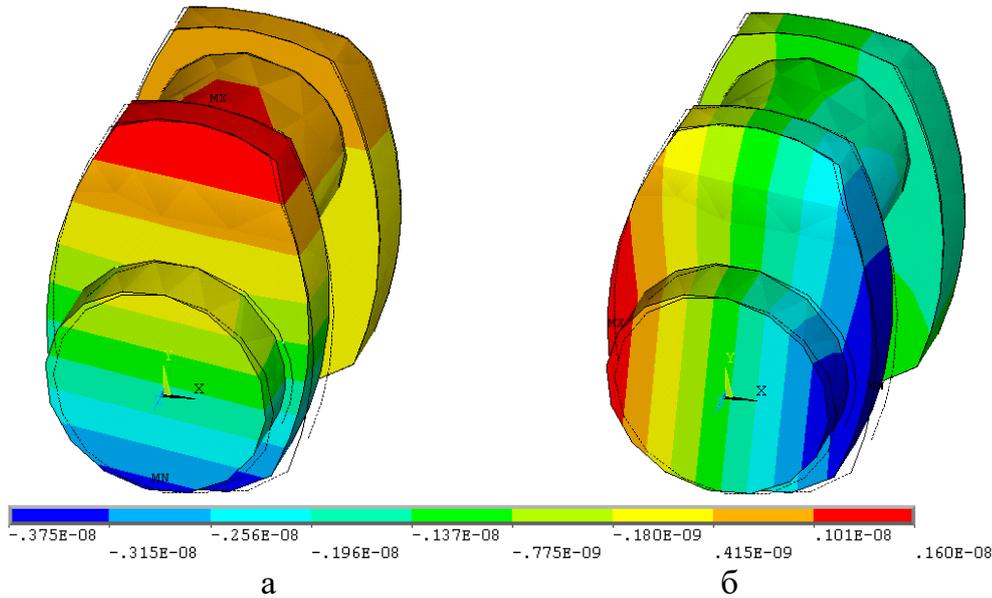
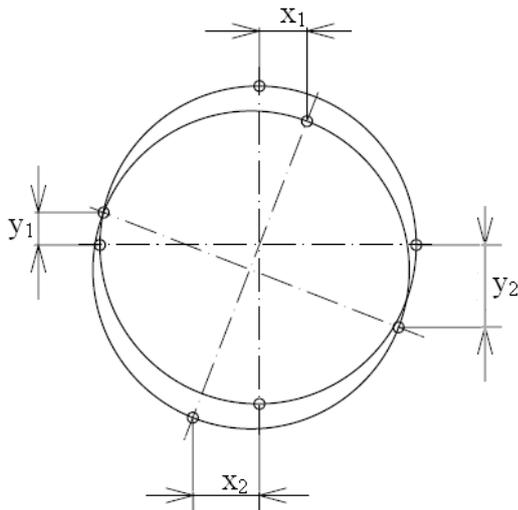


Рис.2. Деформированное состояние колена вала: а- перемещения $U_y, м$; б- перемещения U_x



Для сравнения с широко используемыми эмпирическими зависимостями для тех же моделей были получены приведенные длины колена вала по известным полуэмпирическим формулам Зиманенко, Тимошенко, Картера, Таплина, Гельда, Джексона, Бисера, Керр-Вильсона и Гейгера.

После вычисления приведенных длин колена его крутильная жесткость определяется как $c = G \frac{J_0}{l_k}$.

Рис.3. Определение угла поворота сечения

Для исследования влияния различных конструктивных параметров вала были выбраны модели среднеоборотного дизеля типа 16ЧН 26/26 (Д49) с шириной щеки $H = 228...380$ мм, толщиной щеки $B = 38...68$ мм, и диаметром коренной шейки $D_{куи} = 190...250$ мм (при этом перекрытие шеек менялось в диапазоне $\Delta = 60...90$ мм).

На рис.4-6 приведены сравнительные графики по влиянию на жесткость колена вала ширины и толщины щеки, а также перекрытия шеек соответственно.

Из приведенных данных следует, что за исключением формул Таплина и Бисера полуэмпирические формулы дают приемлемую точность при вычислениях жесткости колена вала для двигателя типа ЧН26/26. При этом наиболее точными оказались формула Картера и Зиманенко. Несколько меньшая жесткость колена, полученная с помощью МКЭ, объясняется учетом наличия маслоподводящих каналов.

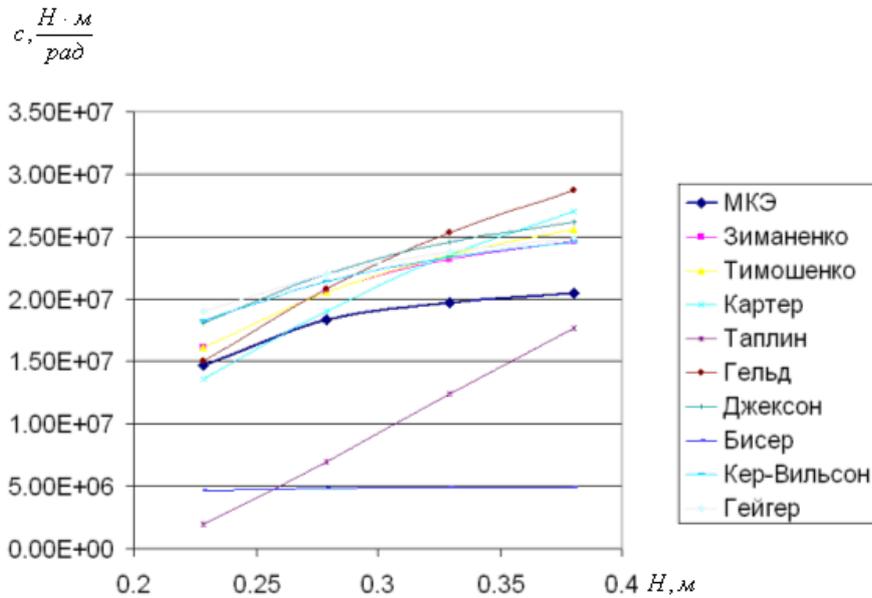


Рис.4. Влияние ширины щеки

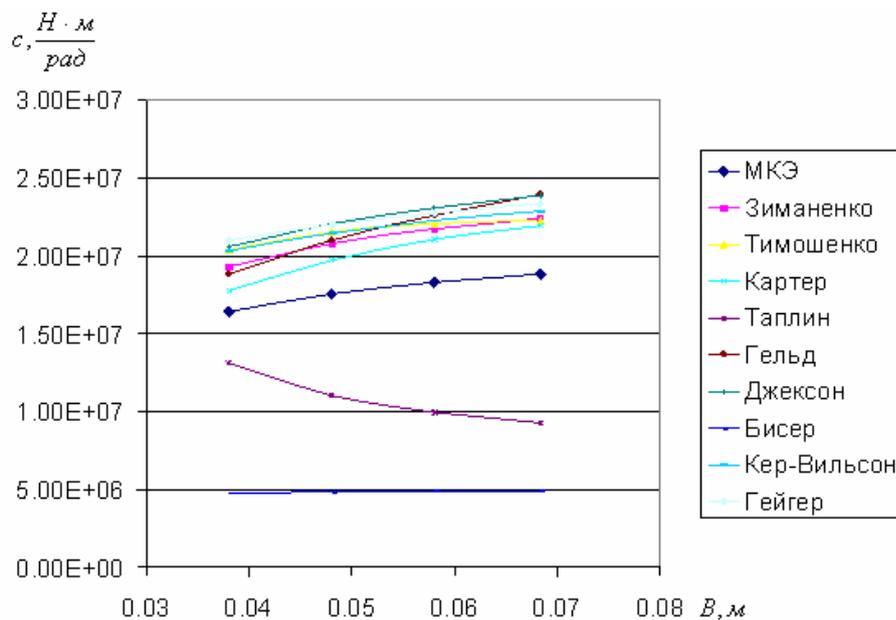


Рис.5. Влияние толщины щеки

После определения моментов инерции сосредоточенных масс и податливостей (жесткостей) участков силовой установки между этими массами определяются собственные частоты и формы крутильных колебаний.

Система линейных уравнений для определения амплитуд колебаний приведенных масс в матричном виде:

$$[C - J\omega_c^2]\{a\} = \{0\}, \quad (2)$$

где C – матрица жесткости; J – матрица инерционных членов; a – вектор неизвестных амплитуд колебаний.

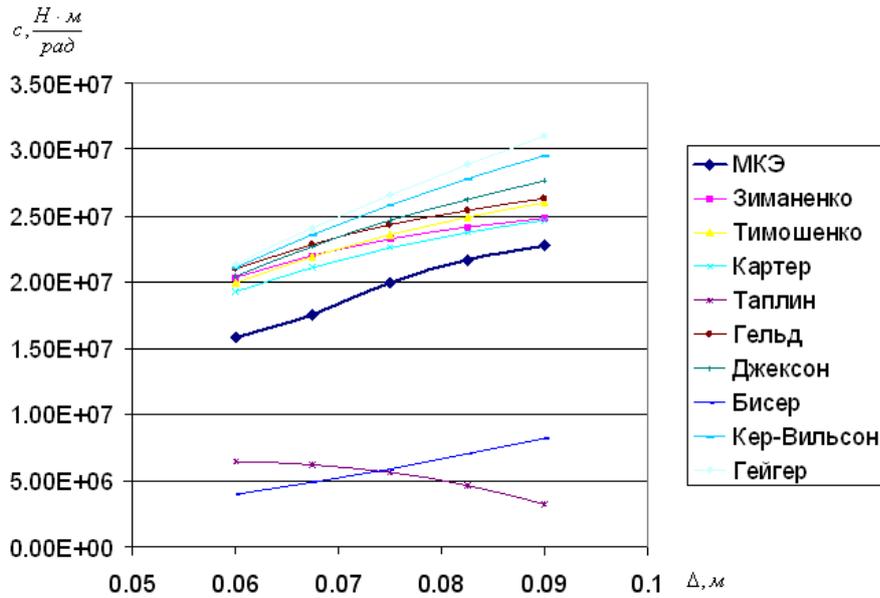


Рис.6. Влияние перекрытия шеек

Решение системы уравнений (2) сводится к определению собственных значений $\lambda = \omega_c^2$ матрицы $[-J] + [c]$ и отысканию соответствующих им собственных векторов $\{a\}$.

Вынужденные колебания значительно усиливаются, когда частота возмущающих сил совпадает с частотой собственных колебаний системы: $\omega_c = \omega_s = k\omega$. Такие колебания называются резонансными.

В общем случае количество собственных частот n -массовой системы равно $n-1$. Диапазон резонансных режимов установки ограничен возможными скоростными режимами её работы $n_{min} \dots n_{max}$ и количеством рассматриваемых гармоник возмущающих сил k .

При резонансе работа действующих на вал возбуждающих моментов $W_{k\Sigma max} = \pi \sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}$ за один период колебаний равна работе моментов сил внешних

$W_\xi = \sum_1^n \pi \xi_i a_i^2 k\omega$ и внутренних $W_\psi = \frac{1}{2} \sum_1^{n-1} \psi_i c_i (a_i - a_{i+1})^2$ сопротивлений:

$$\pi a_{1e} \sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}' = \sum_1^n \pi \xi_i (a_i') k\omega a_1^2 + \frac{1}{2} \sum_1^{n-1} \psi_i c_i (a_i' - a_{i+1}')^2 a_1^2, \quad (3)$$

где $a_{ie}' = \frac{a_{ie}}{a_{1e}} = a_i'$ - относительная амплитуда вынужденных угловых колебаний i -й массы, равная при резонансе относительной амплитуде свободных колебаний той же массы a_i' ;

Величина $\sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}$ является геометрической суммой векторов, направления которых определяются углами $k\delta_1, k\delta_2, \dots$ в действительности относящимся к возбуждающим гармоникам k -го порядка и характеризующими сдвиг по фазе между амплитудами этих гармоник.

Из уравнения (3) находим действительную амплитуду вынужденных угловых колебаний первой массы:

$$a_{1e} = \frac{\pi \sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}'}{\sum_1^n \pi \xi_i (a_i') k\omega a_1^2 + \frac{1}{2} \sum_1^{n-1} \psi_i c_i (a_i' - a_{i+1}')^2 a_1^2} \quad (4)$$

Величина действительной амплитуды вынужденных угловых колебаний первой массы a_{1g} является масштабом амплитуд относительных колебаний.

Опасность крутильных колебаний оценивается по дополнительным касательным напряжениям:

$$\tau_{ki} = \frac{c_i (a_{ig} - a_{(i+1)g})}{W_0}, \quad (5)$$

где $W_0 = \frac{\pi \cdot (d_k^4 - d_{kg}^4)}{16 \cdot d_k}$ - полярный момент сопротивления вала.

При выполнении расчета коленчатого вала на прочность в условиях резонанса величина τ_{ki} прибавляется к амплитуде номинальных значений напряжений кручения в коренных и шатунных шейках соответствующих колен вала, полученных при расчете на выносливость без учета крутильных колебаний. При этом величина момента сопротивления W_0 относится к сечению соответственно коренной и шатунной шейки.

Литература:

1. Кинасошвили Р.С., Кушуль М.Я. Расчет на прочность коленчатых валов авиационных двигателей. В сб. «Динамика и прочность коленчатых валов». М.-Л. изд. АН СССР. 1948. 276с
2. Житомирский В.К., Кинасошвили Р.С., Тительбаум И.М.. Действительные нагрузки в расчете прочности коленчатого вала. -М.: Машиностроение. – 1964.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДВС С КЕРАМИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ НА ГИЛЬЗАХ ЦИЛИНДРА

Шейпак А.А., Кузнецов И.В. (МГИУ)

В настоящее время требования на снижение вредных веществ в отработавших газах (ОГ) ДВС являются первостепенными и должны выполняться при улучшении топливной экономичности и увеличении уровня вырабатываемой мощности. Одним из путей увеличения мощности и улучшения топливной экономичности является снижение внутренних потерь в различных узлах ДВС, основу которых составляет трение в паре гильза цилиндра – поршневые кольца. Известно также, что у стенок цилиндра происходит снижение температуры и обрыв цепных реакций при сгорании и, вследствие этого, гашение пламени и основное образование токсичных продуктов не полного сгорания топлива.

Целью проведения исследований являлось снижение потерь на трение поршневых колец о гильзу цилиндра и снижение образования вредных веществ при сгорании путем использования керамического покрытия на рабочей поверхности гильзы цилиндра.

Основной проблемой для проведения исследований являлся выбор керамического покрытия и способ его получения для использования в условиях работы цилиндропоршневой группы. В соответствии с этим было решено использовать метод электрооксидирования алюминия, разработанный в НПО Техномаш. При этом способе слой керамики из Al_2O_3 получают непосредственно на поверхности алюминия и внедряется в него, создавая соединение, устойчивое к механическим и тепловым нагрузкам.

Объектом для сравнительных исследований на моторном стенде являлся полноразмерный ДВС УЗАМ-412 с серийными гильзами цилиндра и с гильзами

цилиндра, изготовленными из алюминиевого сплава Д-16, рабочие поверхности которых были электроокисированы и хонингованы до размера в соответствии с чертежами завода-изготовителя. Перед проведением исследований ДВС как с серийными, так и с алюминиевыми гильзами цилиндра, заменялись поршневые кольца на номинального размера и проводилась 60-ти часовая обкатка. В процессе исследований температура масла и температура воды в рубашке охлаждения поддерживались в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя. Отбор проб ОГ осуществлялся по «горячей линии», а измерение содержания оксида углерода (СО) и углеводородов (СН) в ОГ проводилось газоанализатором Бекман-590, а оксидов азота (NO_x) - Бекман-951.

На рис. 1 показаны сравнительные характеристики внутренних потерь, из которых следует, что мощность механических потерь (N_T) ДВС с гильзами с керамической рабочей поверхностью, меньше на 7 - 9 % по сравнению с N_T ДВС с серийными гильзами цилиндра. После испытаний и анализа керамической поверхности гильзы было установлено, что снижение трения произошло в результате проникновения частиц сажи, образовавшейся при сгорании топлива и масла, в микропустоты, которые образовались при изготовлении керамической поверхности гильзы цилиндра.

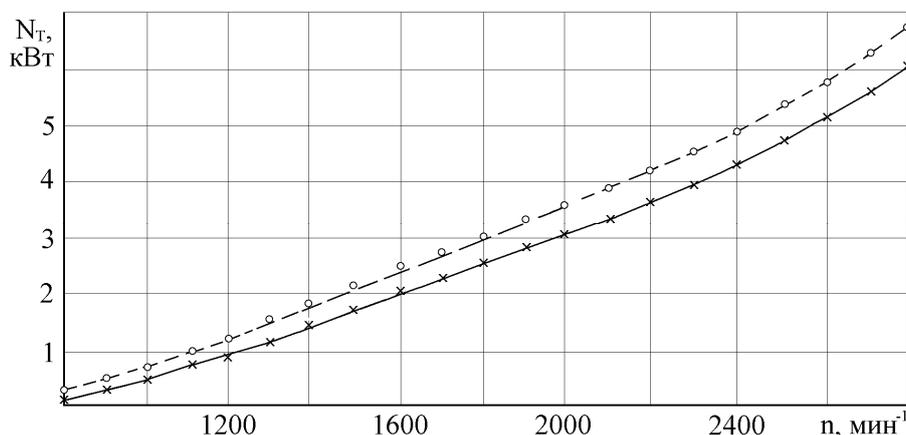


Рис. 1. Сравнительные характеристики внутренних потерь: о – ДВС с серийными гильзами; х – ДВС с керамической поверхностью на гильзах

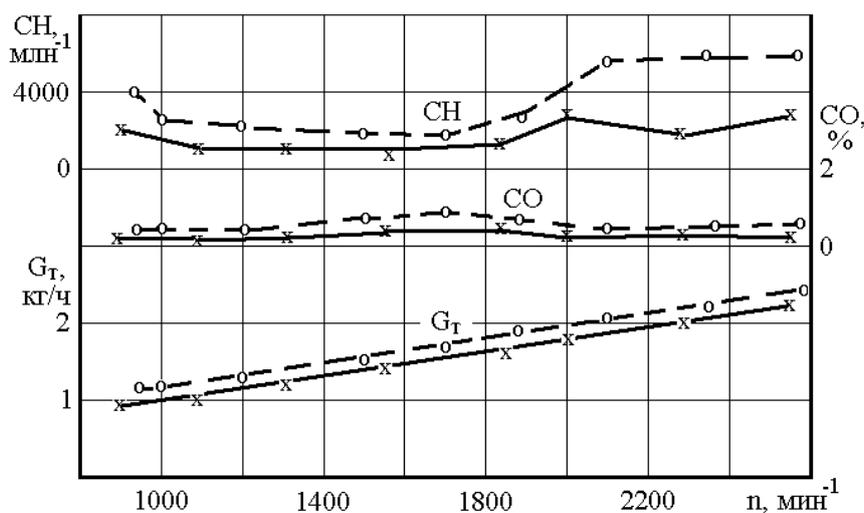


Рис. 2. Сравнительные характеристики холостого хода: о – ДВС с серийными гильзами; х – ДВС с керамической поверхностью на гильзах

На рис. 2 показаны характеристики холостого хода сравниваемых ДВС, которые показывают, что применение гильз с керамической рабочей поверхностью

позволяет на холостом ходу снизить расход топлива на 8 %, а содержание CO и CH в ОГ приблизительно на 40 %.

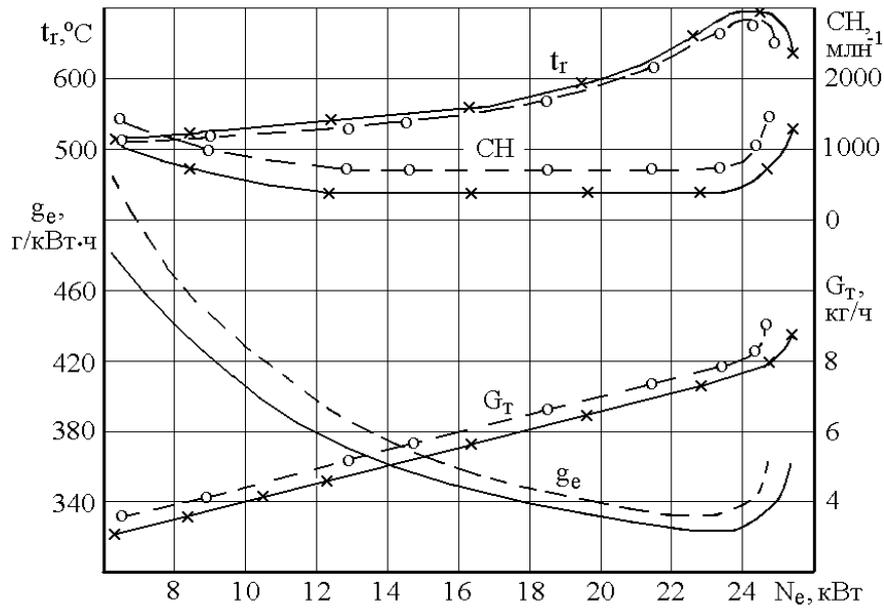


Рис. 3. Сравнительные нагрузочные характеристики: о – ДВС с серийными гильзами; х – ДВС с керамической поверхностью на гильзах

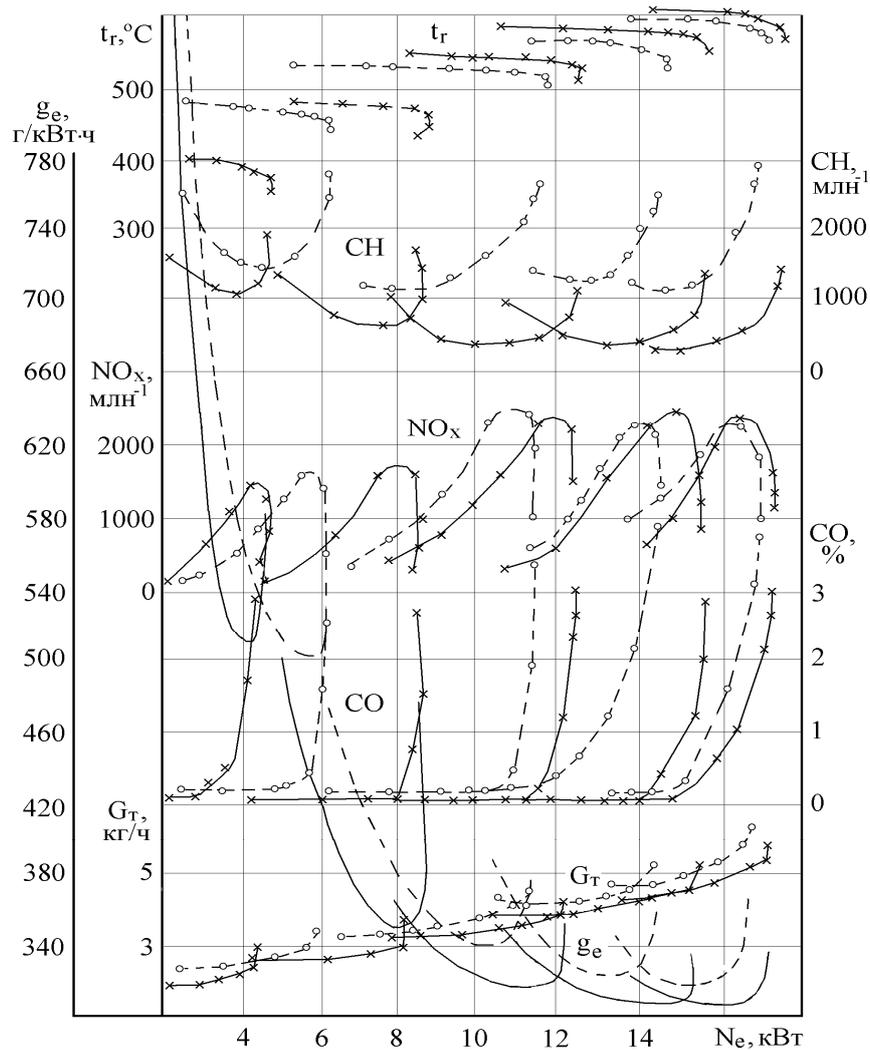


Рис. 4. Сравнительные регулировочные характеристики: о – ДВС с серийными гильзами; х – ДВС с керамической поверхностью на гильзах

На рис. 3 показаны нагрузочные характеристики сравниваемых ДВС при частоте вращения коленчатого вала $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$, а на рис 4 - регулировочные характеристики, полученные при различных расходах воздуха через ДВС при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. Сравнительные исследования проводились с углами опережения зажигания, рекомендованные УЗАМ, поскольку существенного влияния керамического покрытия на оптимальные углы опережения зажигания обнаружено не было.

Сравнительные характеристики показывают, в ДВС с керамическим покрытием на рабочей поверхности гильзы цилиндра максимальная N_e увеличена, а минимальный g_e снижен приблизительно на 3 % по сравнению с ДВС с серийными гильзами. При этом в ДВС с керамическим покрытием на гильзах более чем на 40 % снижено содержание СН и СО в ОГ, несмотря на то, что температура ОГ (t_r) в выпускной трубе, увеличилась не значительно.

Это указывает на то, что в зоне около керамической поверхности гильзы, температура достаточна для дожигания продуктов не полного сгорания. Существенное влияние керамической поверхности на содержание NO_x в ОГ не было обнаружено. Исследования ДВС с поршнями, на днище которых было образовано керамическое покрытие, не выявили его существенного влияния на мощностные, экономические и экологические показатели ДВС.

Результаты исследований показали, что керамическое покрытие, полученное методом электроокисидирования алюминия, может быть успешно использовано в условиях работы цилиндропоршневой группы.

Предполагается в дальнейшем провести испытания ДВС с керамическим покрытием в камере сгорания, на которое нанесен катализатор, поскольку лабораторные исследования показали возможность эффективной каталитической очистки вредных веществ на стадии их образования.

ДВУХТАКТНЫЙ БЕСШАТУННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ПОСЛОЙНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Костин А. И.

(Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения)

Куколев М. И.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Разработка двухтактного двигателя для мотоцикла с улучшенными мощностными, экономическими, экологическими характеристиками и увеличенным моторесурсом была начата в СПбГУАП по техническому заданию (ТЗ) СКБ завода им. В. А. Дегтярева (г. Ковров) в 1989 г. Основные проектные данные двигателя:

Число цилиндров	2
Диаметр цилиндров, мм	52
Ход поршня, мм	47
Рабочий объем, см^3	200
Степень сжатия геометрическая	12,5
Мощность, кВт (л.с.)	16,5 (22,4)
Частота вращения, мин^{-1}	6000
Минимальный удельный расход топлива, г/кВт·ч (г/л.с.·ч)	270 (200)

Улучшение показателей двухтактного двигателя в ТЗ связывалось с использованием ряда новых технических решений, основные из которых:

1. Нетрадиционная организация рабочего процесса, позволяющая повысить степень сжатия до оптимального значения $\varepsilon=11\div 13$ и обеднить смесь на частичных нагрузках до коэффициента избытка воздуха $\alpha\approx 2,3$;
2. Наличие бесшатунного силового механизма (БСМ) вместо традиционного кривошипно-шатунного механизма (КШМ);
3. Приводной продувочный насос;
4. Система непосредственного впрыска топлива;
5. Циркуляционная система смазки;
6. Система жидкостного охлаждения.

В соответствии с ТЗ были разработаны эскизный проект двигателя и рабочая документация системы впрыска. Дальнейшее финансирование работ было прекращено – наступило время «перестройки».

Тем не менее, спустя несколько лет, благодаря энтузиазму разработчиков и спонсорской поддержке на отдельных этапах работы, был изготовлен опытный образец двигателя 2Д-200. Исследования двигателя (Рис. 1) были начаты в лаборатории кафедры ДВС СПбГПУ.

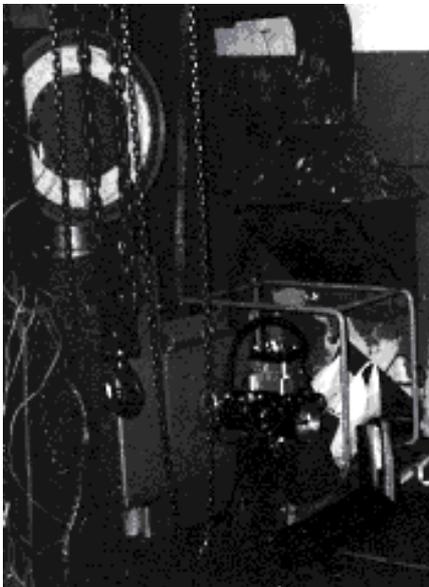


Рис. 1. Двигатель 2Д-200 на стенде кафедры ДВС СПбГПУ

Из новых технических решений (пп 1÷6) ранее были получены положительные результаты по повышению экономичности и снижению токсичности отработавших газов (ОГ) на карбюраторном двухтактном двигателе ($V_h=125\text{ см}^3$) за счет нетрадиционной организации рабочего процесса [1]. Поэтому на первом этапе основное внимание было уделено исследованию БСМ, как устройству, способному повысить механический КПД η_m и обеспечить полную уравновешенность сил инерции.

Какие-либо опытные данные по БСМ, кроме данных по авиационным двигателям [2], отсутствовали. Поэтому следовало оценить работоспособность БСМ и мощность механических потерь N_m при наличии отмеченных выше приводных агрегатов. Кроме того, в отличие от схемы С. С. Баландина [2], где цилиндры расположены крестообразно, в 2Д-200 рабочие цилиндры расположены рядом [3], что облегчает обслуживание двигателя и его установку на транспортное средство.

В средней части двигателя, перпендикулярно к плоскости рабочих цилиндров, расположен продувочный насос. В данной схеме БСМ штоковые шейки коленчатого вала, воспринимающие газовую нагрузку рабочих цилиндров, нагружены симметрично.

После проведения холодной и горячей обкатки двигателя, была снята характеристика механических потерь N_m методом прокрутки (Рис. 2).

Данная схема БСМ может быть применена на четырехтактном двигателе, если продувочный насос с $V_h=213\text{ см}^3$ заменить на рабочий цилиндр. При этом рабочий объем двигателя составит $V_h=413\text{ см}^3$. Для сравнения N_m на рис.2 приведена также характеристика близкого по размерности ($V_h=425\text{ см}^3$) двухцилиндрового четырехтактного двигателя «Ситроен 2СУ» [4]. Сравнение показывает, что у двигателя «Ситроен 2СУ» на режиме $n=2500\text{ мин}^{-1}$ N_m больше на $\sim 16\%$, при $n=3000\text{ мин}^{-1}$ - на

~30%, при $n=3500 \text{ мин}^{-1}$ - на ~42%. Результаты подтверждают преимущества БСМ над КШМ.

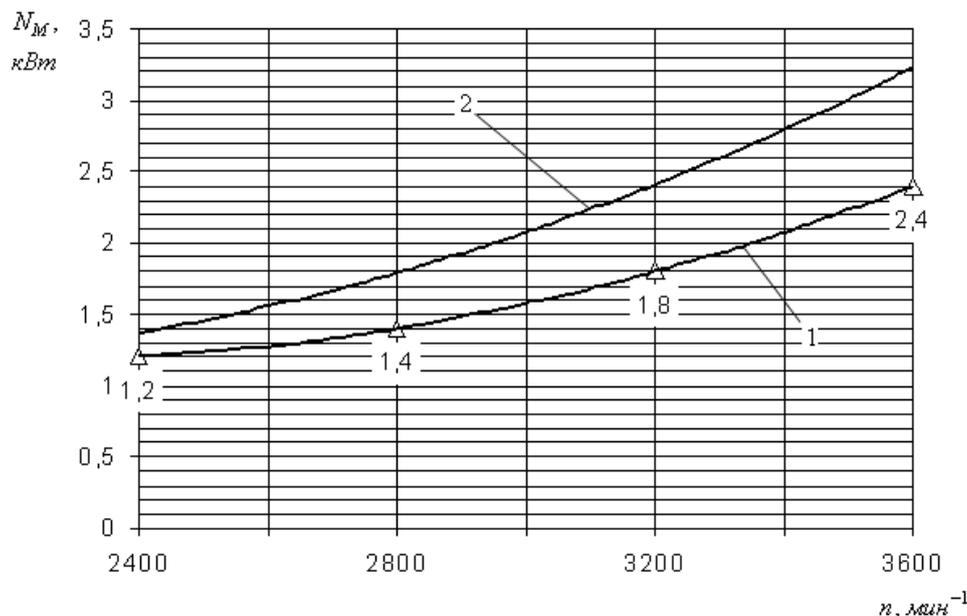


Рис. 2. Характеристика механических потерь: 1 – 2Д-200; 2 – Ситроен 2СУ

В ходе первого этапа испытаний двигатель устойчиво работал на режиме холостого хода при $n=1400 \text{ мин}^{-1}$, а под нагрузкой - до $n=5000 \text{ мин}^{-1}$.

В плане следующего этапа – исследование системы впрыска, а также вопросов, связанных с литровой мощностью, экономичностью и токсичностью ОГ.

Подобный двухтактный двигатель в большей части рабочих режимов будет иметь преимущества по экономичности и токсичности ОГ в сравнении с традиционным четырехтактным двигателем.

Литература:

1. Костин А. И. ДВС с послойным смесеобразованием // Актуальные проблемы управления качества производства и эксплуатации транспортных средств: Материалы X Международной науч.-практ. конф. – Владимир: Владимирского гос. ун-та, 2004. – С. 254-256.
2. Баландин С. С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1972.
3. Патент РФ №2117791.
4. Конев В. М. и др. Автомобильные карбюраторные двигатели. – М.: Машгиз, 1960.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЫСТРОПРОТЕКАЮЩИХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ «АВТОМОБИЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОРОБКА ПЕРЕДАЧ»

Курбатов И.Г. (Ярославский государственный технический университет)

Современные тенденции развития двигателестроения (форсирование двигателей по мощности, снижение материалоемкости и габаритов двигателя) в общей картине динамических процессов усиливают влияние колебательных явлений и виброактивности. Эти явления становятся важным фактором при доводке двигателя, а также лимитируют надежную работу энергетической установки в целом. В последнее время возросла роль регулярных аperiodических быстропротекающих

процессов. В колебательной системе «автомобильный двигатель – сцепление – коробка передач» это например, процесс включения / выключения сцепления [1].

Такие переходные процессы кратковременно и резко увеличивают нагрузки на элементы системы, в результате чего в колебательной системе коленчатого вала возможны задиры коренных подшипников, поломки сцепления и т.д. Необходимость решения этой проблемы становится особенно острой, если учесть количество используемых автомобильных двигателей.

Исследование таких колебательных процессов при помощи аналитических методов невозможно, так как в рассматриваемом случае при включении / выключении сцепления поршневого двигателя будет изменяться сама структура колебательной системы (число колеблющихся масс, связей и т.д.) (рисунок 1).

Получить решение таких задач можно при использовании численных методов расчета, реализуемых при помощи специализированного программного обеспечения [2,3].

Общеизвестно, что сложность освоения и работы с программным пакетом чаще всего возрастает пропорционально увеличению его возможностей (одновременно увеличиваются и требования к системным ресурсам). В связи с этим перед разработчиком часто встает вопрос о целесообразности использования «тяжелых» расчетных пакетов (таких, как ADAMS) и возможности получения достоверного результата на стадии проработки при применении программ «легкого» (Working Model 2D) и «среднего» уровня (Cosmos Motion, MSC visualNastran Desktop). При использовании «тяжелых» расчетных пакетов существует вероятность затягивания процесса исследования из-за большего количества времени, требуемого для обработки расчетной модели (в частности, для наложения кинематических и силовых граничных условий), а также особенностей решателя. Программы «легкого» и «среднего» уровня проще в освоении, позволяют достаточно быстро и точно опробовать некоторые необходимые направления исследования.

В качестве объекта исследования использовался двигатель ЯМЗ-7511. Для проведения исследования с использованием численных методов созданы твердотельные модели деталей кривошипно-шатунного механизма, гасителя крутильных колебаний, маховика, деталей коробки передач. Далее модели транслировались в среду расчетного программного пакета.

К элементам модели прикладывались следующие кинематические и силовые граничные условия:

- взаимосвязи между деталями колебательной системы «двигатель – коробка передач»;
- газовые давления к поршням;
- начальная частота вращения маховика.

Коленчатый вал моделировался в виде сборки из четырех колен, соединенных между собой упруго-демпфирующими взаимосвязями для имитации упругости материала.

По прохождении некоторого отрезка времени шарнир, задающий начальную частоту вращения («мотор»), отключался, и система начинала работать под действием только газовых сил.

Проверялось влияние времени выключения сцепления (шарнира в соединении маховик – сцепление) и свойств демпфера сцепления на протекание колебательного процесса.

Проведение расчета при помощи численных методов, реализуемых в программном пакете позволяет отслеживать получаемые результаты в режиме реаль-

ного времени, что позволяет быстро и своевременно корректировать начальные и граничные условия расчета.

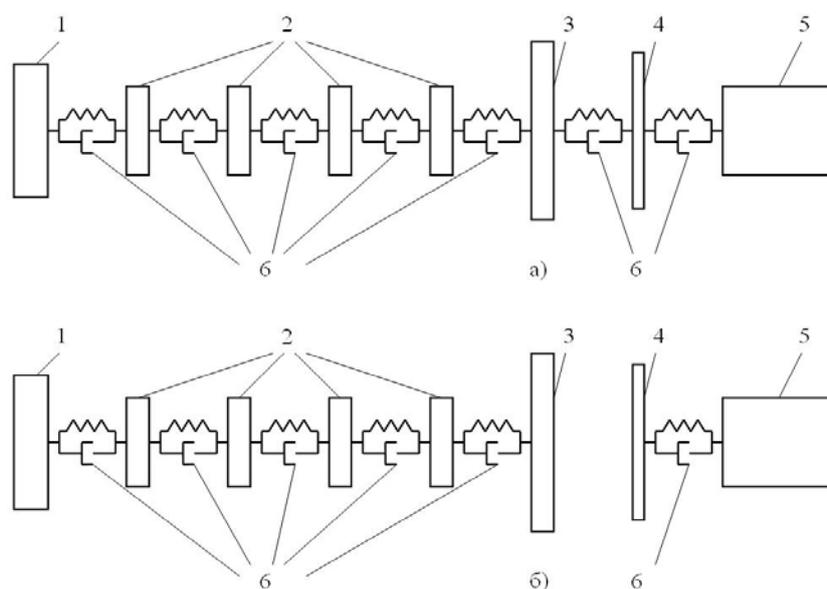


Рис. 1. Схема колебательной системы а) при включенном сцеплении; б) при неработающем сцеплении: 1 – гаситель крутильных колебаний; 2 – моторные массы (колена вала с соответствующими деталями шатунно-поршневой группы); 3 – маховик; 4 – сцепление; 5 – детали коробки передач; 6 – упруго-демпфирующие связи, соединяющие массы колебательной системы.

В процессе расчета определялись следующие параметры: угловые скорости элементов колебательной системы, угловое ускорение носка коленчатого вала, угол разворота сцепления.

Выделено достаточно сильное влияние момента отключения «мотора». Если шарнир отключался достаточно рано, то колебания угловой скорости элементов колебательной системы были достаточно велики (до 50 – 70 %), причем для каждой колебательной системы существовал некоторый момент времени, после которого амплитуда угловой скорости снижалась до $\approx 20\%$ и дальнейшее увеличение времени отключения практически не влияло на поведение системы.

Также серьезное влияние на поведение системы оказывает момент выключения / включения сцепления. При различном времени выключения сцепления меняется и сам характер изменения угловой скорости.

Для проверки достоверности предлагаемой математической модели проводился опорный эксперимент, в ходе которого были определены угловые ускорения носка коленчатого вала и угол разворота диска сцепления.

Максимальный разворот сцепления 4 (см. рисунок 1), определенный экспериментально составляет 3° (0.05 рад). Максимальное значение, полученное расчетным путем $\approx 2.5^{\circ}$ (0.04 рад) (диаграмма изменения разворота сцепления во времени представлена на рисунке 2). Такие результаты свидетельствуют о достаточной сходимости предлагаемого способа с экспериментом.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

- численные методы расчета, реализуемые в специализированном программном обеспечении могут помочь в исследовании быстропротекающих процессов;

– предлагаемый способ исследования позволяет прогнозировать поведение колебательной системы «автомобильный двигатель – коробка передач» на стадии разработки двигателя. Возможна достаточно быстрая проверка влияния массово-инерционных и упруго-демпфирующих характеристик элементов системы на протекание колебательного процесса;

– на этапе предварительного проектирования использование программных пакетов «среднего» уровня дает результаты, необходимые для понимания направления дальнейших исследований. На заключительных же этапах разработки существует необходимость применения программ, обладающих более широкими возможностями (что в конечном итоге может позволить уменьшить время опытных исследований за счет применения расчетных экспериментов).

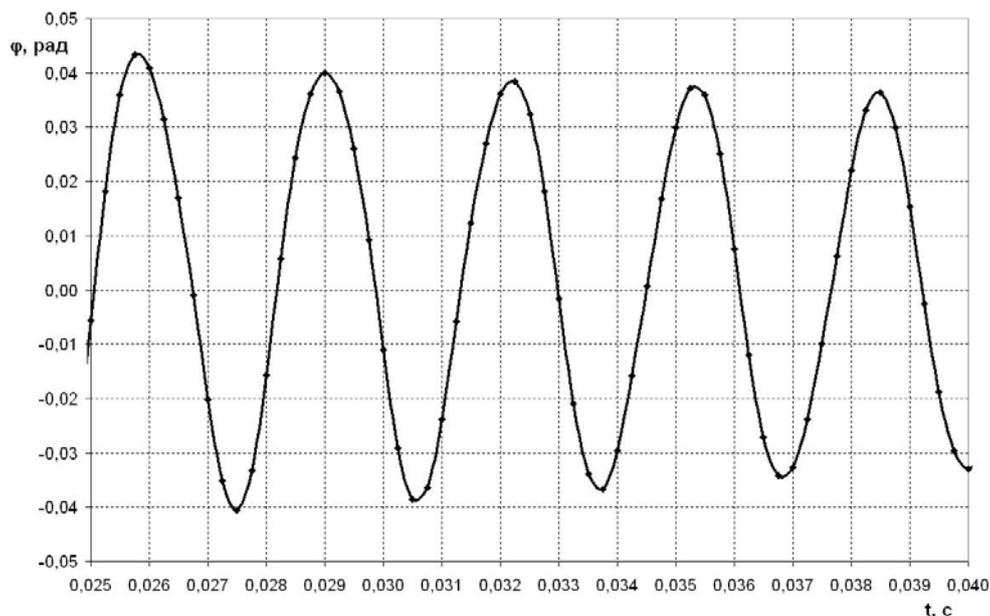


Рисунок 2 – Угол разворота сцепления, определенный расчетным путем

Литература:

1. Курбатов И.Г. Переходный процесс в крутильной системе коленчатого вала автомобильного дизеля при аperiodических возмущениях // Современные проблемы развития поршневых ДВС. Материалы межотраслевой научно-технической конференции. СПб, 2005. с. 81 – 82.
2. Яманин А.И. Программные продукты для исследования динамики механических систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2004. - №1. – с. 34 – 40.
3. Курбатов И.Г. О программном обеспечении для исследования динамики механических систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2007. – №2. с. 26 – 29.

СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЕЙ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ 8ЧВН15/16

Меньшенин Г. Г. (Волжский политехнический институт, фил. ВолгГТУ);

Меньшенин Гр. Г. (фирма «Кволити Моторс», г. Москва);

Рейн В. Ф. (ОАО «Волгоградский моторостроительный завод »)

Увеличение мощности автотракторных дизелей осуществляется в основном

форсированием их по частоте вращения и среднему эффективному давлению. Применение газотурбинного наддува, в сочетании с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха являющегося одним из наиболее эффективных путей форсирования дизелей, приводит к существенному росту термических и механических нагрузок на детали двигателя и в первую очередь на шатунно-поршневую группу.

Повышение температуры поршня сопровождается снижением механических свойств его материала. Кроме того, значение температур в различных сечениях поршня неодинаковы и, следовательно, существуют температурные перепады по сечениям поршня, вызывающие в них значительные термические напряжения. При этом механические напряжения суммируются с термическими, что увеличивает деформацию всего поршня, ускоряют его выход из строя и лимитируют работу поршневых колец.

В связи, с чем значительное развитие в двигателестроении получили работы по снижению температур и термических напряжений в поршнях. Предельная температура днища поршня из алюминиевых сплавов для дизелей с непосредственным впрыском ограничивается 300...350°C. Превышение указанной температуры является причиной появления трещин на кромках камеры сгорания (КС).

Поэтому снижение тепловой нагруженности основных ее элементов является весьма важной задачей и, особенно, для двигателя с воздушным охлаждением.

Данная статья базируется на исследовательских материалах Волгоградского моторного завода (ВгМЗ), производящего дизели воздушного охлаждения 8ЧВН15/16 и Челябинского филиала (ЧФ) НАТИ по отработке рабочего процесса дизеля 8ЧВН15/16 с различными вариантами КС как опубликованных, так и оригинальных из архивов, участников испытаний.

Эффективность использования различных КС и способы охлаждения поршня исследовались на стенде с одноцилиндровым отсеком ОДВ - 9 (двигатель 1ЧВН15/16 воздушного охлаждения) в ЧФ НАТИ и на одноцилиндровой установке (ОЦУ) 1ЧВН15/16, а также на развернутом двигателе 8ЧВН15/16 в лаборатории рабочего процесса и токсичности ВгМЗ.

Оборудование лаборатории позволяет создать требуемые внешние условия испытаний, скоростной и нагрузочный режимы и определять при этом до 60 различных параметров систем и двигателя в целом, выполнять комплексные исследования и индцирование рабочего процесса, топливоподачи, скоростную киносъемку процесса сгорания со скоростью 11000 кадров в секунду, измерение с помощью термо- и лазерной анемометрии полей скоростей и интенсивности потоков жидкостей и газов. Лаборатория оснащена индукторными и балансирными тормозными установками с соответствующей пускорегулирующей и измерительной аппаратурой фирмы AVL (Австрия), газоанализаторами и дымомерами фирм "Hogiba", "Hartridge", "Bosch", позволяющими с высокой точностью определять в выхлопных газах содержание окиси углерода, углеводородов, окислов азота, углекислого газа и других компонентов.

В процессе исследований поочередно испытывались КС ЦНИДИ, открытые, в том числе КС типа ЯМЗ (Ярославский моторный завод) и КС ЦНИДИ с профилированной поверхностью днища поршня. В поршнях с этими КС устанавливались термодатчики в восьми характерных точках: на кромке горловины КС, на периферийной кромке днища, в области верхнего компрессионного кольца, на днище КС и на юбке, поршня, рис.1.

В процессе исследования для нескольких вариантов испытания проводилось индцирование процесса сгорания.

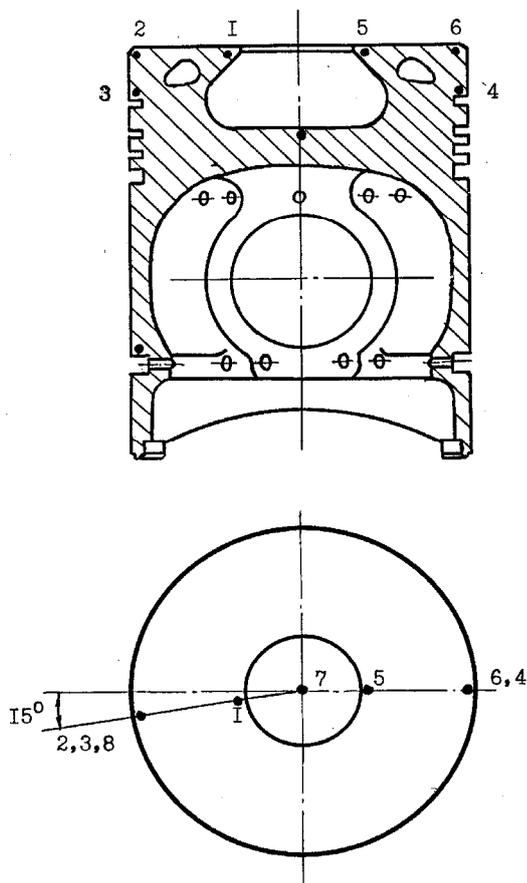


Рис. 1 Схема установки термодпар

В целях сравнительной оценки экономичности и тепловой нагруженности поршней определялись регулировочные по углу опережения подачи топлива и нагрузочные характеристики двигателя, форсированного по частоте вращения до $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и, соответственно, по $p_e = 1,1 \text{ МПа}$.

На рис.2 представлены сравнительные нагрузочные характеристики

тепловой напряженности поршня с КС ЦНИДИ в вариантах с галерейным охлаждением и без охлаждения.

Представленные данные свидетельствуют о том, что при $p_e = 0,9 \text{ МПа}$ (близкий к режиму номинальной мощности модификации дизеля В-400) и $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ применение масляного галерейного охлаждения позволяет примерно на 80°C снизить температуру кромки горловины КС ЦНИДИ в наиболее напряженной точке

№ 5 (с 380 до 300°C) и еще больше (с 300 до 185°C) — в точке № 1.

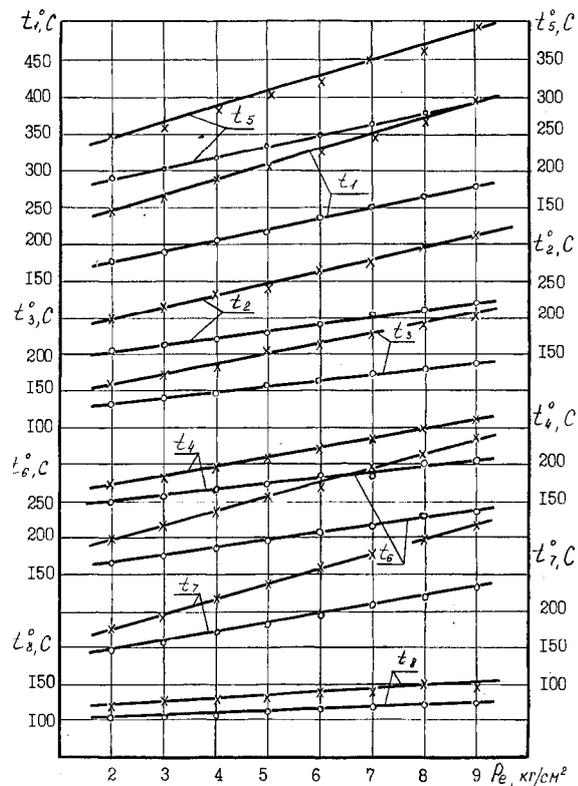


Рис. 2. Зависимость тепловой напряженности поршня с КС ЦНИДИ от нагрузки при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$: — х — без охлаждения; — о — с охлаждением

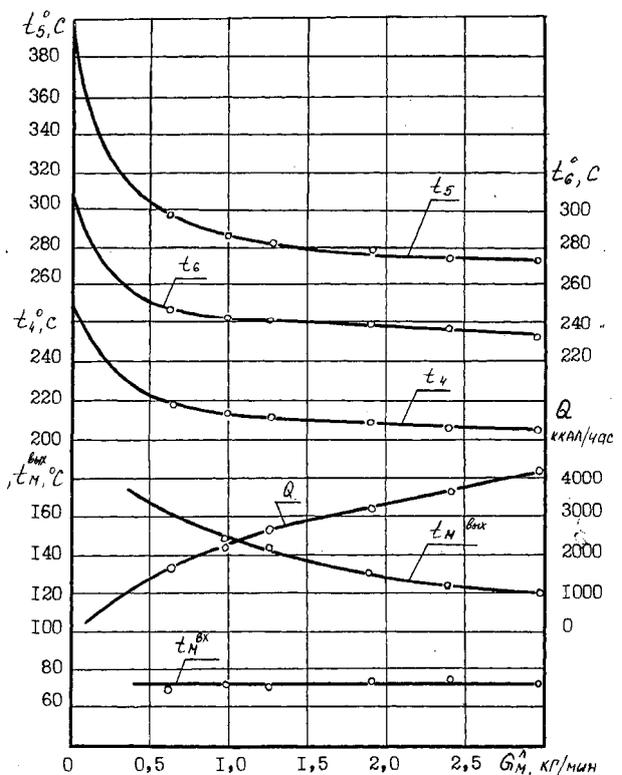


Рис. 3. Зависимость температуры характерных точек поршня и температур масла от расхода охлаждающего масла через галерею ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; $p_e = 0,8 \text{ МПа}$;))

Температуры в периферийных точках кромки № 2 и № 6 также существенно уменьшаются. Эта тенденция сохраняется и при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$.

На рис.3 представлено влияние расхода масла через масляную галерею для наиболее нагруженного режима. Видно, что наибольшее охлаждающее воздействие оказывает галерейное охлаждение при расходах масла до 0,5 кг/мин. дальнейшее увеличение расхода охлаждающего масла уже не столь эффективно.

На рис.4 представлены сводные данные по теплонапряженному состоянию поршней с двумя вариантами КС (ЦНИДИ и открытой) при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,8 \text{ МПа}$, как с охлаждением, так и без охлаждения.

Таким образом, применение масляного галерейного охлаждения значительно снижает тепловую напряженность в характерных точках поршня и может рассматриваться как мероприятие для эффективного охлаждения поршней дизеля 8ЧВН15/16 с форсировкой до $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и p_e до 0,9 МПа.

Исходя из вышеизложенного, с целью обеспечения надежности работы цилиндропоршневой группы дизеля 8ЧВН15/16, на ВгМЗ с 1983 года перешли полностью на комплектацию дизелей поршнями с камерой ЦНИДИ и с галереей для масляного охлаждения, что позволило резко сократить дефектность дизеля в эксплуатации по трещинообразованию кромок КС поршней. С течением времени и набором статистических данных по работе в эксплуатации дизелей 8ЧВН15/16, оснащенных поршнями с полостью для охлаждения маслом, было установлено, что принятая технология изготовления охлаждаемой полости методом заливки соляного стержня с последующим вымыванием его горячей водой не обеспечивает идентичности получаемых деталей. Причина - смещение полости (осевое и радиальное) поршня, что приводит к образованию свищей и проникновению масла в камеру сгорания, прогару поршней и их разрушению.

Помимо этого, выяснилось, что интенсивный отвод тепла от поршней маслом (температура вытекающего из полости масла достигает величины 225°C, т.е. превышает температуру вспышки масла) приводит к отложению кокса на поверхности галереи, ускоренному старению масла и потере им смазывающих свойств.

Учитывая изложенное, а также необходимость дальнейшего форсирования дизеля, потребовалось продолжение исследований по оптимизации конструкции поршней, адаптации их к более жестким условиям работы по теплонапряженности. Исследования по выбору конфигурации камеры сгорания, способу снижения теплонапряженности элементов поршня и профиля боковой поверхности его, а также конструкции и количеству поршневых колец были проведены в экспериментальном цехе Волгоградского моторного завода (ВгМЗ) в течение 1989...1991 г.г. в ходе создания форсированной модификации дизеля 8ЧВН15/16, получившей название «В – 500Д».

Анализируя работы Харьковского политехнического института (ХПИ) и фирмы Клекнер Хумбольд Дойтц (КХД, Германия) по частичной адиабатизации двигателей за счет установки жаровых (керамических) накладок на днище поршня, огневую поверхность головки цилиндра, в выпускной канал, была выявлена возможность обеспечения нормальной работоспособности поршней и поршневых колец при более высоких температурах посредством защиты огневых поверхностях деталей, образующих камеру сгорания двигателя слоем керамики. Учитывая, что накладная керамика или напыленный керамический слой не приемлют длительных динамических нагрузок, было решено создать керамический слой на огневой поверхности окислением, т.е. превращением поверхностного слоя металла поршня в окислы алюминия Al_2O_3 (взаимодействие с серной кислотой).

Тем самым решены две проблемы:

- создан защитный слой (шуба) на огневой поверхности поршня, т. к. коэффициент теплопроводности оксида алюминия (Al_2O_3) значительно ниже (25 Вт/(м·К) против 230 Вт/(м·К)), чем у алюминиевого сплава;

- поверхностная прочность детали увеличивается, т. к. модуль упругости оксида алюминия в пять раз выше, чем у алюминиевого сплава (380...400 МН/мм² против 70 МН/мм²).

Эти факторы позволяют работать поршню при более высоких температурах.

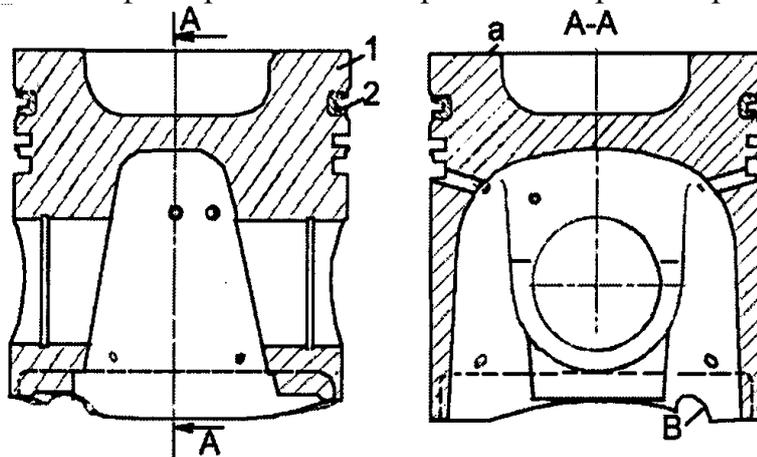


Рис.5. Поршень двигателя 8ЧВН15/16, внедренный в 1993г.(1 – поршень; 2 – нирезстовая вставка; а – огневая поверхность поршня (оксидированная); В – паз под форсунку масляного охлаждения)

Определение толщины окисной пленки возможно с использованием уравнения теплопередачи :

$$Q = F \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где t_1 и t_2 - температура окисной пленки и поверхности матричного материала, соответственно; α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи окисной пленки и матричного материала, соответственно; δ - толщина окисной пленки; λ - коэффициент теплопроводности окисной пленки; F – тепловоспринимающая площадь.

Окисную пленку можно получить и методом микродугового оксидирования.

Одновременно был скорректирован профиль рабочей поверхности поршня с уменьшением зазора между поршнем и цилиндром до 0,21 мм. Измененный поршневой комплект - оксидирование, внедренное совместно с открытой КС, уменьшенное количество поршневых колец до трех и аннулирование галереи (охлаждение поршня стало осуществляться по внутреннему своду поршня струей масла из неподвижно установленной форсунки), был внедрен на все двигатели, начиная с 1993 г. Что позволило снизить теплоотдачу в масло с 314 МДж/ч до 200 МДж/ч и стабилизировать качество и работоспособность смазочного масла при приемлемом уровне температуры поршня.

Эффективность внедренных мероприятий подтверждена контрольными типовыми испытаниями дизеля В-500Д в декабре 1993г. и более чем десятилетняя рядовая эксплуатация таких дизелей (основные параметры приведены в таблице 1).

Таблица 1. Основные технико-экономические параметры двигателя 8ЧВН15/16 (измененная конструкция поршня, см. рис. 5) при $N_{eон} = 315$ кВт, $n = 1750$ мин⁻¹

Параметры	Обозначение, ед. измерения	Фактическая величина	Требования ТУ 23.3.16-97
Среднее эффективное давление	p_e , бар	9,6	9,6
Степень повышения давления	$dp/d\phi$, бар/°П.К.В.	4,6	-

Максимальное давление сгорания	$p_{z,,}$, бар	110	< 110
Удельный эффективный приведенный расход топлива	$g_{eон}$, г/(кВтч)	203	217±6,5
Удельный эффективный оценочный расход топлива	$g_{eоц}$, г/(кВтч)	213	228
Удельный эффективный приведенный расход топлива	$g_{eоmin}$, г/(кВтч)	197	215±6,4
Удельный выброс вредных веществ с отработавшими газами	g_{eCO} , г/(кВтч)	4,2	8,0
	g_{eCH} , г/(кВтч)	1,7	3,0
	g_{eNOx} , г/(кВтч)	13,5	15,0
Максимальные температуры деталей, образующих камеру сгорания			
Поршень (кромка КС)	t , °С	300 (оксидирован.)	280 (с галерей)
Головка цилиндра (межклапанная и клапанно-форсуночная перемычки)	t , °С	288	315
Цилиндр (зона остановки верхнего поршневого кольца)	t , °С	180	215

Литература:

1. Л. Перлов, А. Соснин и др. Оценка погрешности измерения температуры поршня тракторного дизеля прерывистым токосъемником. «Тракторы и сельхозмашины» 1977, № 9, С.14—16.
2. Е. Лазарев/ Сравнительное исследование полуразделенных камер сгорания в тракторном дизеле. «Двигателестроение», 1981, № 7, С.16...19
3. Л. Кривошеина, Е. Лазарев/ Особенности работы тракторного дизеля с полуразделенной камерой сгорания, имеющей углубленную горловину. «Двигателестроение», 1987, № 3, С.3—4.
4. Выбор основных параметров рабочего процесса двигателя В-500Д. /Технический отчет/ ПО «Волгоградский моторный завод», Волгоград, 1991.
5. Оценка показателей двигателя В-500Д с открытой камерой сгорания. /Технический акт № 103.18/243/ ПО «Волгоградский моторный завод», Волгоград, 1993.
6. В. Кёлер Новые технологии в дизельном моторостроении и уделение особого внимания использованию электроники и керамических материалов./ Доклад на симпозиуме фирмы КХД, февраль 1983г./ Кёльн – Порц.
7. Арсеньев Г.В. Энергетические установки/ М.:Энергоатомиздат, 1991. – 336с.
8. Автомобильный справочник / BOSCH, перевод с английского/ М. ЗАО КЖИ «За рулем», 2000.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.В. Рождественский, И.С. Грибанов, Д.О. Денисов
(Южно-Уральский государственный университет)

Форма и площадь пятна контакта боковой поверхности направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания непосредственно влияют на такие гидромеханические характеристики сопряжения «поршень – цилиндр», как потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания и толщину смазочного слоя. Целенаправленно формируя пятно контакта с определенной геомет-

рией можно добиться оптимальных гидромеханических характеристик сопряжения. Оптимизация геометрических параметров профиля поршня в осевом и радиальном направлениях, призвана обеспечить наилучшие гидромеханические характеристики трибосопряжения.

Гидромеханические характеристики трибосопряжения находились совместным решением уравнений движения поршня и уравнения Рейнольдса [1].

Задача расчета оптимальных геометрических соотношений элементов сопряжения «поршень – цилиндр» относится к типу задач параметрической оптимизации [2]. Объект оптимизации – система «поршень – смазочный слой – цилиндр». Неизвестными являются геометрические параметры сопряжения: профиль юбки поршня, диаметральный зазор. В качестве критериев оптимизации $\Phi(X) = (\Phi_1(X), \Phi_2(X), \dots, \Phi_k(X))$ были выбраны: N – потери мощности на трение; Q_1 – расход смазки в направлении камеры сгорания, косвенно характеризующий расход смазки на угар; h_{\min} – минимальная за цикл толщина смазочного слоя.

Многокритериальная задача конструировалась на основе Парето-оптимальных решений. Для решения многокритериальных задач выбран компромиссный метод оптимизации на основе применения ЛПт – последовательности или метод ЛП – поиска [3].

На основе этого метода разработан алгоритм выбора наиболее рациональных геометрических параметров направляющей части поршня, который состоит из двух последовательно используемых шагов – сначала оптимизация осевого профиля, а затем оптимизация геометрических параметров пятна контакта.

Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости перпендикулярной оси поршневого пальца (осевое профилирование) задавались отклонения h_{a1i} и h_{a2i} (рис. 1) профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем ($Z = -B/2$, где B – высота юбки) и нижнем ($Z = B/2$) краях юбки и координата $Z_{ac i}$ точки C_{ai} вершины профиля, $i=1,2$ – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно.

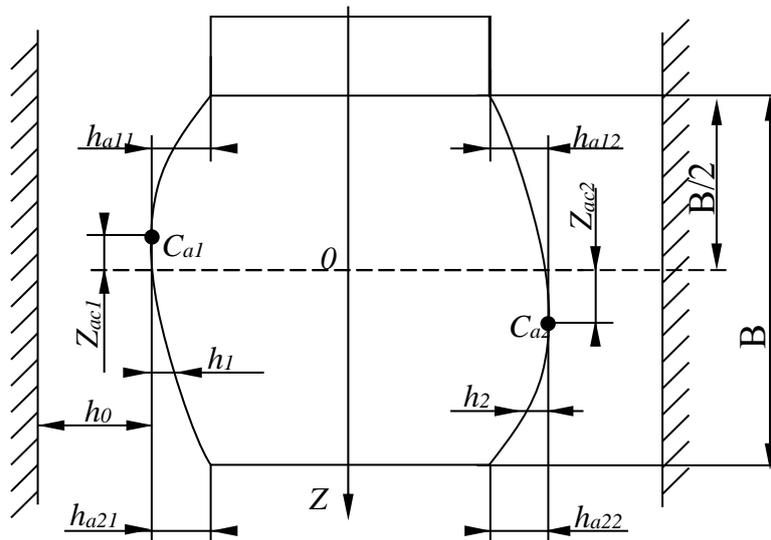


Рис. 1 – Основные размеры осевого профиля поршня

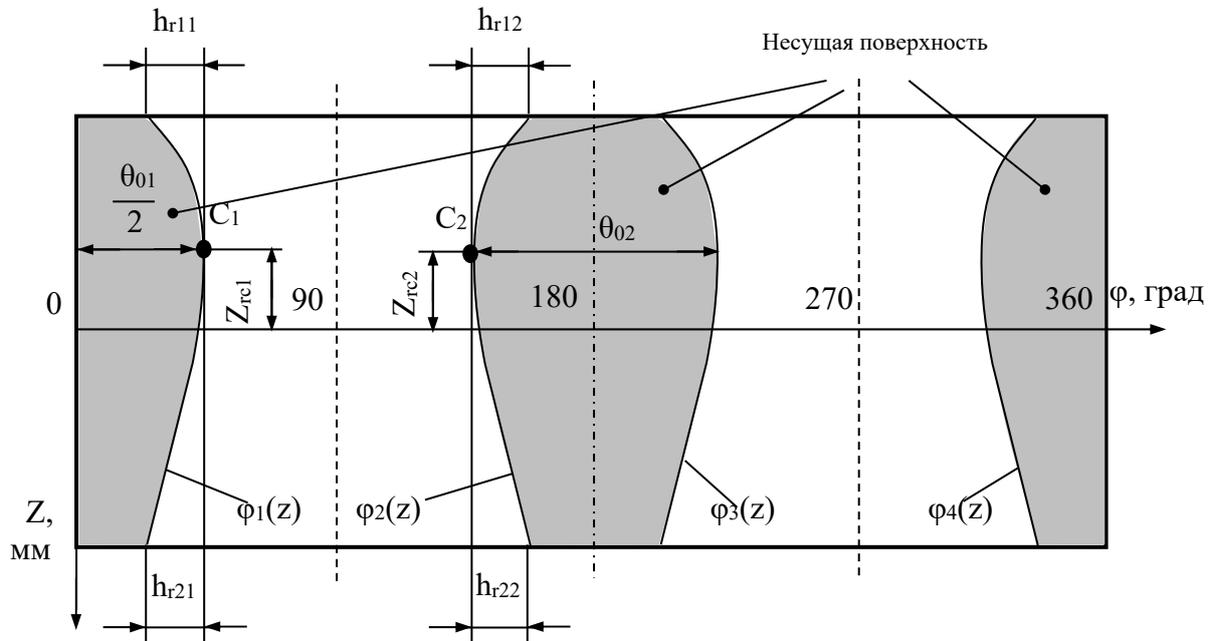
Индекс “а” указывает на осевое профилирование.

Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки C_{ai} равен характерному зазору h_0 в сопряжении при центральном положении поршня в цилиндре. Профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболы с переменной степенью по формуле (1):

$$h_i = h_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}}, \quad (1)$$

где $z = Z / R$; $m_{ai} = Z_{ac_i} / R$; l_a и k_a – безразмерные коэффициенты, R – радиус поршня.

По аналогии с осевым при радиальном профилировании линии $\varphi_1(z)$, $\varphi_2(z)$, $\varphi_3(z)$ и $\varphi_4(z)$, ограничивающие несущую поверхность (рис.2), аппроксимировались также параболоми с переменной степенью (индекс “r” указывает на радиальное профилирование) аналогичными выражению (1).



Рисунк 2 – Развертка юбки поршня с овальным радиальным профилированием

Пространство параметров для оптимизации профиля в осевом направлении представлялось в виде семимерного вектора

$$X = (h_{11}, h_{21}, m_1, h_{12}, h_{22}, m_2, S),$$

где S – диаметральный зазор в сопряжении. А для оптимизации профиля в радиальном направлении – в виде четырёхмерного вектора

$$X = (h_{11} = h_{21}, m_1 = m_2, h_{12} = h_{22}, S).$$

Оптимизация выполнялась для поршня двигателя типа ЧН 15/16 ($B=78$ мм, $R=75$ мм) на режиме номинальной мощности. Для выбора наиболее рациональных геометрических параметров поршня в горячем состоянии на первом шаге оптимизации в качестве базовой рассматривалась существующая конструкция.

Для зондирования пространства параметров проведено 128 расчетов траектории поршня с использованием программы оптимизации, разработанной на базе комплекса программ «Орбита – Поршень 3» [4].

В качестве критериальных ограничений взяты расчетные характеристики серийного поршня: $N=389,6$ Вт, $Q=40,4$ см³/с, $h_{min}=15,9$ мкм. Данным критериальным ограничениям удовлетворяет ряд точек, из множества которых была выбрана точка A' , для которой потери мощности на трение минимальны.

На втором шаге оптимизации в качестве параметров осевого профиля были использованы значения точки A' . Аналогично в окрестности этой точки проводился поиск нового симметричного профиля в радиальном направлении. Для численного исследования пространства параметров системы так же было проведено 128

расчетов траектории поршня. В качестве новых критериальных ограничений были взяты расчетные характеристики точки А': $N' = 340,4$ Вт, $Q' = 14,5$ см³/с, $h'_{\min} = 16$ мкм. Этим ограничениям удовлетворяет ряд точек, среди которых была выбрана точка А'', являющаяся наилучшей по сумме обобщенных выходных параметров.

Результаты расчетов гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень-цилиндр» после оптимизации в осевом и радиальном направлениях приведены в таблице. Здесь же приведены расчеты параметров на режиме максимального момента.

Таблица 1. Результаты оптимизации

Поршень	N, Вт	Q ₁ , см ³ /с	h _{min} , мкм
серийный (точка А)	389,6*	40,4	15,9
	240,7	30,2	12,4
оптимизированный в осевом направлении (точка А')	340,4	14,5	17,1
	209,3	10,4	11,5
оптимизированный в осевом и радиальном направлениях (точка А'')	308,7	17,4	16,0
	188,5	12,8	11,3

* - в числителе результаты на режиме максимальной мощности, в знаменателе – на режиме максимального момента.

Таким образом, для всех принятых зазоров на исследуемых режимах работы двигателя поршень с оптимизированным профилем имеет лучшие гидромеханические характеристики. В ходе оптимизации удалось без значительного изменения толщины смазочного слоя сократить потери мощности на трение на 20,8...21,6 %, расход смазки в направлении камеры сгорания на 56...57,6 %.

Литература:

1. Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, Г.И. Плешаков, В.В. Милицин. Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень-цилиндр»// Двигателестроение.- 2003.- №2.-С.15-18.
2. В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк. Применение методов оптимизации для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин// Вестник Российской академии транспорта: Уральское межрегиональное отделение.- 2001.-№3.-С. 94-98.
3. Соболев И.М., Статников Н.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями.- М.: Наука, 1981.- 285 с.
4. Прокопьев В.Н. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3» /Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А. и др.– Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2005610094 Зарег. 11 января 2005г.

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУД ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ (АПД) НА УПРУГИХ ОПОРАХ

Сорокин А.Н. (Ярославский государственный технический университет)

При проектировании нового двигателя (особенно, с нетрадиционными конструктивными схемами) или модернизации существующих моделей необходимо

прогнозировать его виброактивность и уметь оценивать эффективность различных конструктивных мероприятий, направленных на ее уменьшение. Экспериментальные методы исследования виброактивности двигателей при испытаниях натуральных образцов дают наиболее достоверный результат, однако их проведение связано со значительными затратами времени и материальных средств. При этом бывает, что те или иные конструктивные мероприятия, направленные на снижение уровней вибрации, в рамках уже реализованной конструкции уже неосуществимы. Расчетные исследования, в ходе которых возможны оптимизация конструкции, направленная на уменьшение виброактивности и прогнозирование эффективности соответствующих конструктивных мероприятий, зачастую осложнена необходимостью корректного обоснования расчетной модели и граничных условий, а также принимаемыми при расчете допущениями. Данная работа является попыткой восполнить этот пробел.

Предлагается следующая схема расчета виброперемещений двигателя на упругих опорах.

1. Построение твердотельной модели¹ двигателя как системы взаимодействующих тел в среде САД-системы твердотельного моделирования (тем самым обеспечивается соответствие расчетных и реальных значений массовых и инерционных свойств подвижных звеньев).

2. Определение нагрузок, действующих со стороны двигателя, на опоры при симуляции механизма в среде того или иного программного продукта для исследования динамики механических систем с учетом реальных законов изменения возбуждающих сил (рисунок 1).

3. Модальный анализ двигателя на упругих опорах в среде программного продукта, реализующего метод конечных элементов.

4. Гармонический анализ конечно-элементной модели двигателя с целью определения амплитуд его виброперемещений.

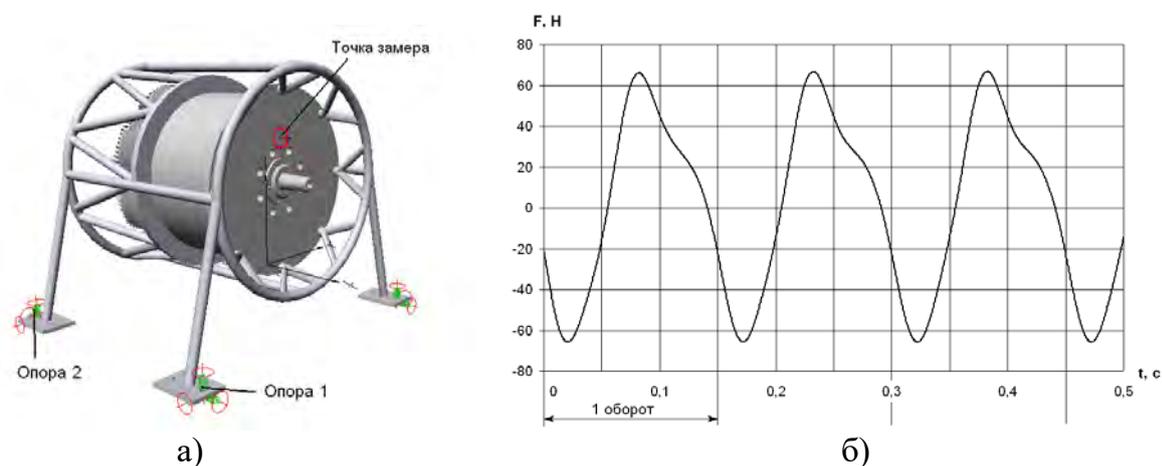


Рис. 1. а) Модель двигателя; б) Динамическая составляющая сил, действующих на опору 1 со стороны двигателя в вертикальном направлении

Для исследования вибрации двигателя в низкочастотной области спектра наиболее выгодным и информативным является определение виброперемещений, поскольку виброизоляторы должны ослабить, прежде всего, низкочастотную вибрацию.

¹ Приводимые результаты относятся к расчету АПД. Для твердотельного моделирования использован программный продукт Solid Works 2006.

При гармоническом анализе возбуждающую силу удобно прикладывать к опорам двигателя. Амплитуды ее отдельных гармонических составляющих должны быть предварительно определены в ходе динамического расчета, который удобнее проводить с использованием специализированных программных продуктов для исследования динамики механических систем (в нашем случае использован программный продукт MSC.visualNastran 4D).

На форму и амплитуды колебаний двигателя существенное влияние оказывают геометрия и упруго-диссипативные свойства опор. Их статическая жесткость в вертикальном направлении была определена расчетом по МКЭ. При этом учитывается, что согласно литературным данным [2] статическая деформация опоры, нагруженной только силой тяжести двигателя, не превышает 15 % высоты резиновых элементов опоры, зависимость деформации последних от нагрузки и коэффициент демпфирования резины являются линейными.

При проведении гармонического анализа по МКЭ (в нашем случае использован пакет прикладных программ ANSYS) модель двигателя (рис.2) может быть упрощена. Важно только, чтобы массовые и инерционные характеристики такой упрощенной модели, а также кинематические и силовые граничные условия (закрепления точек поверхностей, посредством которой опора присоединяется к подмоторной конструкции, а также нагрузки со стороны двигателя) соответствовали действительным.

В результате модального анализа были получены частоты и формы собственных колебаний двигателя на упругой подвеске (табл. 1).

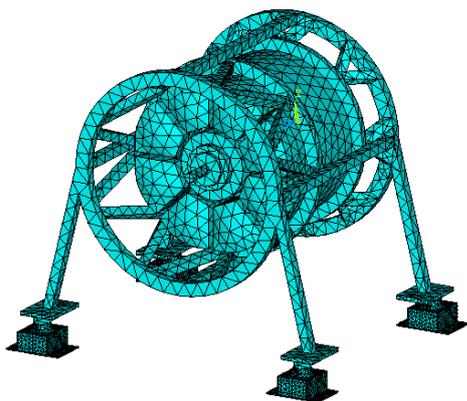


Рис. 2. Конечно-элементная модель АПД

Далее при использовании процедуры гармонического анализа² были получены абсолютные значения виброперемещений точки на корпусе двигателя, соответствующей месту установки датчика, зависимости от частоты (рис. 3).

Таблица 1. Частоты собственных колебаний АПД на упругой подвеске

Форма	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	13,692	18,781	29,422	62,56	66,399	94,46

На частоте 6,67 Гц (соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя 400 мин⁻¹) значение амплитуды виброперемещений в заданной точке двигателя составило 0,105 мм. Результаты расчета были сопоставлены с результатами исследования виброактивности АПД, выполненного на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ЯГТУ [4].

Таблица 2. Сравнение результата расчета и исследования

	Расчет	Эксперимент
Виброперемещения двигателя, мм	0,105	0,109

² Некоторую сложность здесь представляет определение коэффициента демпфирования в подвеске двигателя, который в данном случае с учетом рекомендаций [2] принят равным 0,1.

Таким образом, данная расчетная методика позволяет уже на стадии проектирования двигателя оценить амплитуды виброперемещений двигателя на упругих опорах с учетом реальной геометрии и массово-инерционных свойств деталей, закона изменения возбуждающих сил, геометрии и упруго-диссипативных свойств опор.

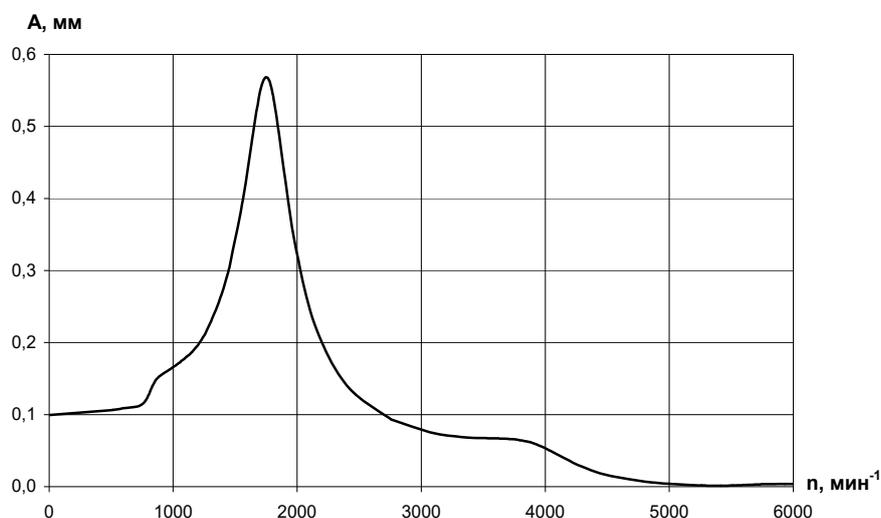


Рис. 3. Амплитуды виброперемещений в заданной точке двигателя

Литература

1. Найденко О.К. Динамика корабельных энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Воен.-морск. акад., 1974. – 538 с.
2. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с.
3. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1988. – 104 с.
4. Яманин А.И. Сравнительная оценка виброактивности аксиально-поршневой машины, реализующей циклы Дизеля и Стирлинга // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. – Ярославль, 1985 – С. 138 – 141.

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННЫМИ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ И РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Яманин А.И., Яманин И.А.

(Ярославский государственный технический университет)

Преимущества двигателей с переменными степенью сжатия ϵ и рабочим объемом V_h по экономичности и экологическим характеристикам известны достаточно давно [1]. За многолетнюю историю развития предложено большое число разнообразных способов регулирования ϵ и V_h и реализующих эти способы конструкций, которые классифицированы по ряду признаков [2].

Большинство исследователей придерживаются мнения о том, что наилучший способ регулирования ϵ и V_h – трансформация преобразующего механизма, который в этом случае должен отличаться от традиционного кривошипно-шатунного. Известны многочисленные такие конструкции, причем, практически одна и та же кинематическая схема независимо друг от друга предлагалась (разрабатывалась) различными исследователями.

В последние годы интерес к двигателям с переменными ε и V_h возрос. Появились сообщения об успешных итогах испытаний двигателей SVC (фирма SAAB, Швеция), MCE5 VCR (совместные разработки фирм MCE и Peugeot, Франция). В последнем случае 2007 и 2012 гг. даже названы возможными датами презентации и начала серийного выпуска автомобилей с такими двигателями. Известны также работы, проведенные в этом направлении ГНЦ НАМИ (при участии ЯГТУ) и фирмой Daimler-Chrysler [3]. На IV Международном автомобильном научном форуме (Москва, октябрь 2006 г.) работы по двигателям с переменными ε и V_h названы одним из резервов существенного улучшения показателей транспортных двигателей.

Успех при создании двигателей с нетрадиционной конструктивной схемой во многом зависит от оперативного создания опытных образцов, что практически невозможно без использования современных компьютерно-информационных технологий, опирающихся на трехмерное твердотельное моделирование и численный эксперимент с оптимизацией. Такой подход к проектированию в последнее время часто именуется виртуальным проектированием или VPD- проектированием (Virtual Product Development). Используемые здесь модели должны отличаться наивысшей корректностью, поскольку многие решаемые здесь задачи не имеют аналогов в двигателестроении. В частности, здесь речь идет о динамических исследованиях (силовой и кинематический анализ, уравновешенность, виброактивность, энергоемкость и быстродействие систем управления значениями ε и V_h и соответствующий алгоритм и пр.). В России такой алгоритм разработки частично уже был реализован [3].

Вопрос о предпочтительности той или иной конструкции следует решать с учетом не только выбросов токсических веществ с отработавшими газами, но и показателей ее виброактивности, предельные значения показателей которой уже нормируются [4].

В отличие от транспортных двигателей с кривошипно-шатунными механизмами виброактивность двигателей с иными преобразующими механизмами практически не изучена. В связи с этим предпринята попытка такого анализа для показанных на рис. 1 механизмов проф. А. Jante и FEV и НАМИ. Особенностью в данном случае является то, что все механизмы, в основном, «собраны» из одних и тех же звеньев (моделирование и виртуальная сборка выполнены в среде программного продукта Solid Works 2007), а потому имеют одинаковые значения хода поршня. Трехмерная модель каждого механизма впоследствии была транслирована в среду программных продуктов для исследования динамики механических систем (использованы Cosmos Motion 2007 и MSC visual Nastran Desktop 4D). В среде этих программных продуктов корпусные детали каждого двигателя соединялись с неподвижным основанием посредством упруго-демпфирующих связей, для которых возможно задание коэффициентов жесткости и демпфирования. В качестве возмущающих использованы газовые силы, действующие на днища поршней. При этом предполагалось, что частота вращения коленчатых валов и параметры рабочего процесса в каждом случае одинаковы, а несущественные изменения индикаторных диаграмм для каждого из исследованных двигателей обуславливаются лишь отличиями законов движения поршней. При симуляции движения механизма регистрировались расчетные виброграммы опорных точек на корпусе двигателя, к которым присоединены упруго-демпфирующие опоры (рис. 2). Сравнение результатов спектрального анализа виброграмм позволяет сделать обоснованное заключение о преимуществах механизма НАМИ по вибрационным характеристикам в зоне наиболее используемых значений частоты вращения коленчатого вала (соот-

ветствующих частоте вибрации $f=50-100$ Гц): если принять значение максимальной составляющей спектра вертикальной вибрации двигателя FEV за единицу, то максимальные значения составляющих такого же спектра для двигателя А. Jante уменьшаются более, чем на 40 %, а для двигателя НАМИ – на 80 % (на рис. 3 представлены значения относительных амплитуд виброперемещений опорных точек двигателей $a = A_1/A_0$ и $a = A_2/A_0$, где A_1 , A_1 и A_2 – действительные значения амплитуд виброперемещений двигателей FEV, Jante и НАМИ при одних и тех же значениях частоты f).

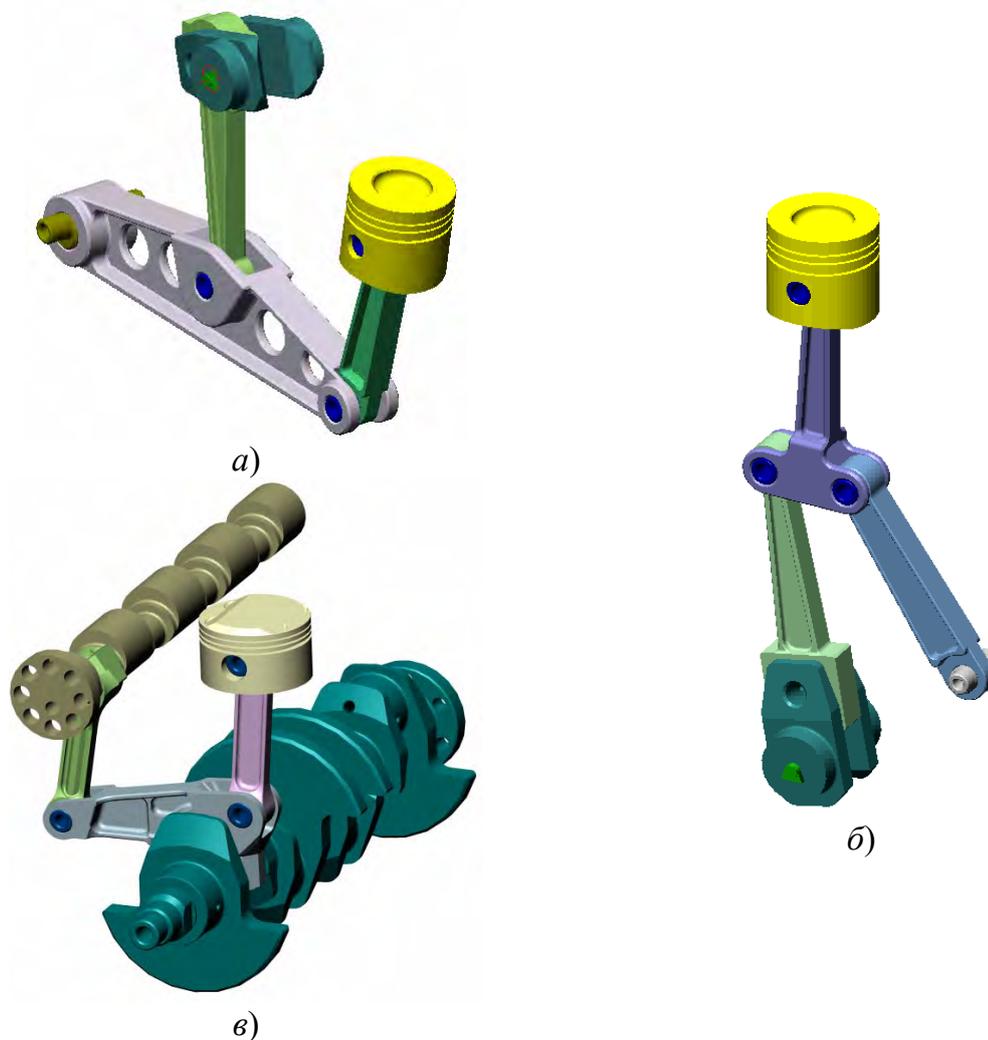


Рис. 1. Модели механизмов двигателей: а) – А. Jante; б) – FEV; в) - НАМИ

Некоторое ухудшение вибрационных характеристик двигателя НАМИ в области предельно малых частот вращения, соответствующих 10-20 Гц, возможно, следует учесть при выработке рекомендаций для эксплуатации двигателя: возможно, следует ограничить время работы на таких скоростных режимах, а при разгоне и торможении быстро выводить двигатель на более высокие частоты вращения.

Применение описанной методики определения вибрационных характеристик двигателя на стадии его концептуального проектирования способствует принятию обоснованных конструктивных решений. В частности, при надлежащем выборе расположения, а также упруго-демпфирующих параметров виброизолирующих опор возможно значительное уменьшение амплитуд виброперемещений опор при одновременном улучшении их спектрального состава (рис. 4).

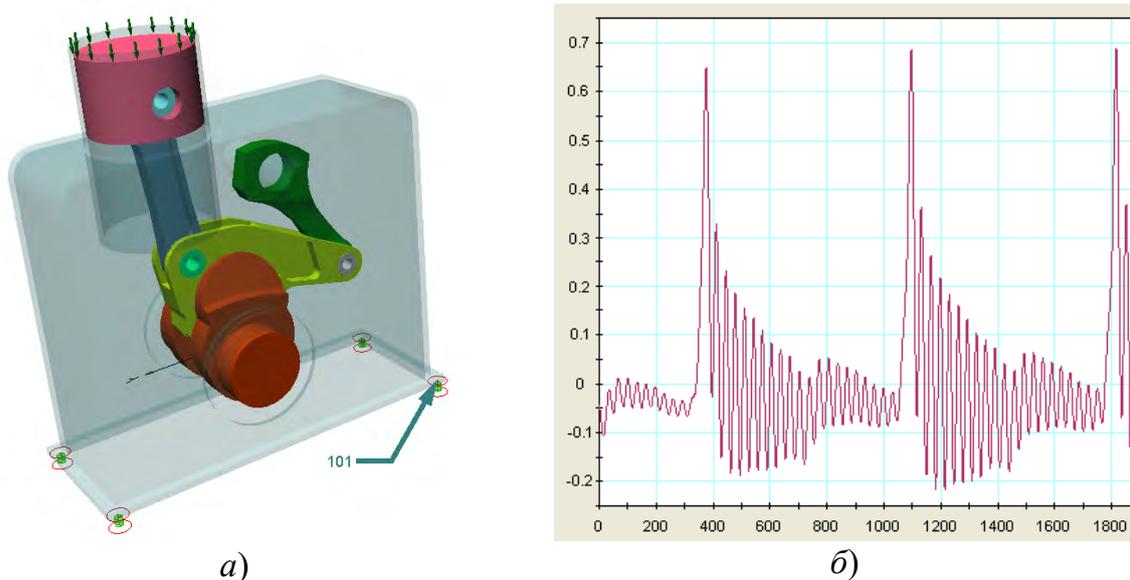


Рис. 2. Модель одноцилиндрового двигателя НАМИ в среде программного продукта MSC visual Nastran Desktop 4D (а) и расчетная виброграмма (б) опорной точки 101 (горизонтальная ось – угол поворота вала; вертикальная – виброперемещение, мм)

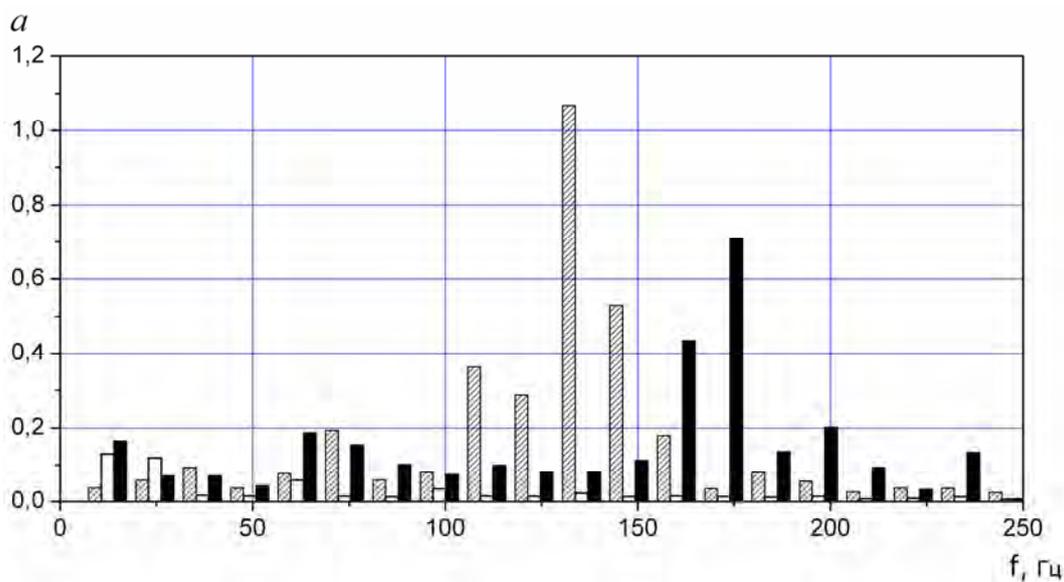


Рис. 3. Результаты спектрального анализа расчетных виброграмм  - двигатель НАМИ;  - двигатель А. Jante;  - двигатель FEV

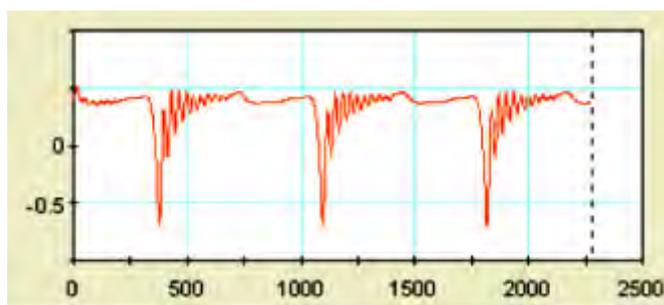


Рис. 4. Расчетная виброграмма опорной точки 101 (см. рис. 2) двигателя НАМИ при изменении упруго-диссипативных свойств опор (оси координат те же)

Литература:

1. Кутенев В.Ф., Яманин А.И., Зленко М.А. Аксиально-поршневые двигатели с переменной степенью сжатия и рабочим объемом. – М.: Изд-во ГНЦ НАМИ, 2000. – 302 с.
2. Яманин А.И. Проблемы создания двигателей с переменной степенью сжатия и рабочим объемом//Двигателестроение. – 1995. – С. 78-80.
3. Тер-Мкртчян Г.Г., Кутенев В.Ф., Яманин А.И. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами. – М.: Изд-во ГНЦ НАМИ, 2004. – 240 с.
4. ГОСТ Р 51616-2000. Автомобильные транспортные средства. Шум внутренних. Допустимые уровни и методы испытаний.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СНИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЦПГ МОДИФИКАЦИЕЙ ТРУЩЕЙСЯ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ

Путинцев С.В., Пронин М.Д. (МГТУ им. Н.Э Баумана)

Известно, что примерно от 40 до 60% общих механических потерь поршневого двигателя составляют потери в ЦПГ, которые определяются, главным образом, трением поршня о цилиндр. В течение времени рабочего цикла условия работы поршня при движении в цилиндре характеризуются тремя основными режимами трения: граничным, смешанным и гидродинамическим. Надежные, экспериментально полученные границы действия этих режимов пока не установлены. По имеющимся расчетным данным [1], доля граничного режима трения поршня на номинальном режиме работы двигателя автотракторного типа достигает 7%. Хотя это немного по сравнению с долями смешанного и гидродинамического режимов (43% и 50% соответственно), в отличие от последних, в граничном режиме значение силы трения существенно выше. Поэтому вклад граничного режима в формирование уровня механических потерь может быть соизмерим с вкладом гидродинамического или смешанного режимов.

Указанное обстоятельство требует разработки и реализации принципов минимизации силы граничного трения.

Согласно молекулярно-механической теории граничного трения [2] сила трения в этом режиме обусловлена двумя составляющими – адгезионной F_a и деформационной F_δ :

$$F = F_a + F_\delta.$$

Для раскрытия содержания этих составляющих можно ввести в рассмотрение известное понятие фактической площади контакта (ФПК) твердых тел A_ϕ и допустить существование деформационной канавки площадью A_κ :

$$F_a = \tau A_\phi;$$

$$F_\delta = \sigma A_\kappa,$$

где τ , σ – тангенциальное и нормальное напряжения материала соответственно.

Тогда полная сила граничного трения может быть выражена зависимостью:

$$F = \tau A_\phi + \sigma A_\kappa. \quad (1)$$

В работе [3] теоретически и на экспериментальных примерах было показано, что в большинстве практических приложений из двух слагаемых в формуле (1) более значащим следует считать первое, т.е. произведение тангенциального или сре-

зывающего напряжения материала τ на ФПК A_ϕ .

Таким образом, если пренебречь в зависимости (1) деформационным членом, характеризующим редко встречающееся в нормальной эксплуатации двигателя пропахивание дорожки трения на поверхности детали, то для уменьшения силы граничного трения следует стремиться к одновременному снижению значений тангенциального (срезающего) напряжения материала и ФПК трущихся тел:

$$\left. \begin{array}{l} \tau \rightarrow \min; \\ A_\phi \rightarrow \min. \end{array} \right\} \quad (2)$$

Систему (2) можно принять в качестве выражения общего принципа минимизации граничного трения юбки поршня о цилиндр.

Рассмотрим осуществление этого принципа на примере встречающихся на практике случаев сочетания свойств материалов пары, составленной из движущегося тела (поршень) и неподвижного тела-опоры (цилиндр).

Случай 1: Тело из твердого металла движется по телу из мягкого металла (рис.1, а). Металл опорной поверхности мягок, поэтому имеет низкое сопротивление срезу, т.е. малое значение τ , но при этом, в силу упомянутой мягкости металла опоры, значение ФПК A_ϕ получается большим. При таких условиях одновременное удовлетворение требованиям системы (2) и, значит, минимизация силы граничного трения, не достигается. Исключением из этого, очевидно, является лишь случай, когда в качестве материала контртела используется пластинчатая, анизотропная структура, способная сопротивляться нормальной нагрузке, но легко подвергающаяся срезу под действием тангенциальных сил. Добиться подобной структуры в металлах весьма затруднительно, т.к. их физические свойства как поликристаллов особой анизотропией не отличаются.

Случай 2: Металлы движущегося тела и опоры твердые (рис.1, б). Для этого случая характерным будет незначительность взаимного проникновения тел при контактировании и, как следствие, малая ФПК. Однако, ввиду того, что оба тела твердые, значение напряжения среза τ будет очень велико. Таким образом, условие (2) снова не будет выполнено.

Случай 3: Аналогичен случаю 2 (металлы обоих тел твердые), но контактирование происходит через тонкую подложку (пленку, покрытие) из мягкого металла (рис.1, в). Если добиться, что в этих условиях мягкая подложка остается неповрежденной, ее сопротивление срезу τ будет примерно на уровне такового у мягкого металла, т.е. незначительным. В то же время величина A_ϕ также будет невелика, поскольку нагрузку в обоих направлениях по нормали к плоскости контакта в данном случае надежно сдерживает малодеформируемая основа твердого металла. Следовательно, условие (2) может быть выполнено, и сила граничного трения минимизирована.

Реализация случая 3 на практике предполагает поверхностное упрочнение материала юбки поршня (например, методом лазерного переплава) и, при необходимости, зеркала цилиндра (закаливанием) с последующим нанесением на упрочненную зону поверхности одного из тел (предпочтительнее поршня, имеющего меньшую трущуюся поверхность по сравнению с цилиндром) тонкого слоя мягкого антифрикционного покрытия на основе дисульфида молибдена или графита.

Применение указанного принципа предполагает существенное изменение или модификацию антифрикционных свойств трущейся поверхности и осуществляется на этапе и средствами технологического сопровождения в ходе изготовления детали. Выбор того или иного способа модификации (включая упрочнение по-

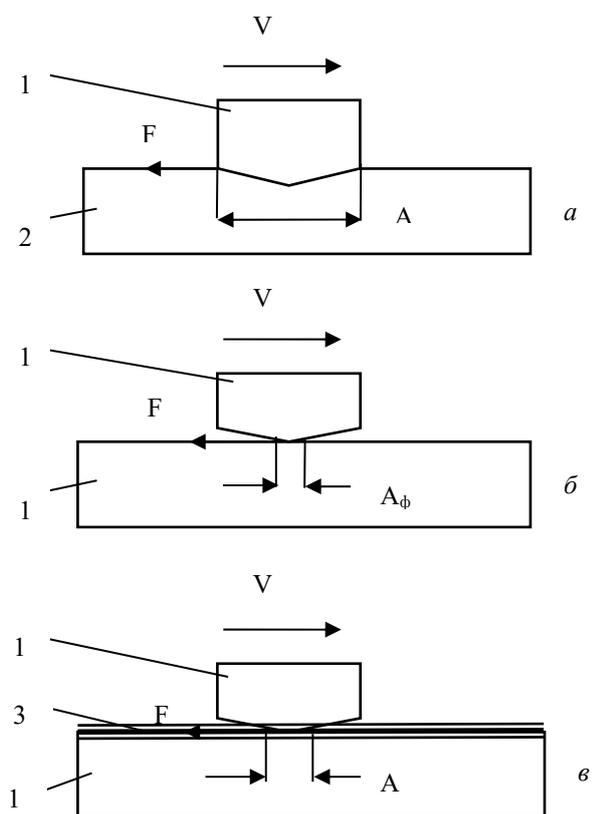


Рис.1. Схемы контактирования поверхностей при граничном трении: 1 – твердый металл; 2 – мягкий металл; 3 – тонкая подложка из мягкого металла; *а* – движение твердого металла по мягкому; *б* – движение твердого металла по твердому; *в* – движение твердого металла по твердому через тонкую мягкую подложку

верхности и нанесение антифрикционного покрытия) в каждом случае может зависеть от особенностей конструкции, преимущественных режимов ее работы, а также физико-химических свойств материалов пары трения. Одним из итоговых показателей качества модификации должна быть надежная адгезия (сцепление) антифрикционного покрытия по отношению к упрочненной поверхности в условиях ударного характера движения поршня и значительных колебаний температуры вдоль его образующей.

Литература:

1. Путинцев С.В. Анализ режима трения деталей цилиндра-поршневой группы автомобильного дизеля//Известия вузов. Машиностроение.-1999.-№2-3.-С.65-68.
2. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов/Э.Д. Браун, Н.А. Буше, И.А. Буяновский и др./Под ред. А.В. Чичинадзе.-М.: Центр Наука и техника, 1995.-778с.
3. Трение и граничная смазка: Сб. статей под ред. проф. И.В. Крагельского.-М.: Изд-во Иностранной литературы, 1953.-288с.

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЕ МАСЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В СУДОВЫХ ТРОНКОВЫХ ДИЗЕЛЯХ ПРИ ИХ РАБОТЕ НА ТОПЛИВАХ ГЛУБОКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ НЕФТИ

Кича Г.П., Перминов Б.Н., Гаук А.А., Коломеец Ю.М.

(Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток)

Расширение топливной базы ДВС предполагает применение в дизелях средней и повышенной частоты вращения тяжелых высоковязких топлив, что усложняет функционирование их систем смазки. Углубление переработки нефти неизбежно сопровождается увеличением концентрации в топливах продуктов вторичных процессов. В последних содержится значительное количество нежелательных соединений, ухудшающих эксплуатацию дизельных двигателей. Этот недостаток характерен и для топлив, получаемых из альтернативного сырья.

Приспособление дизелей к применению топлив с пониженными показателями качества, особенно при необходимости повышения эксплуатационной экономичности и надежности ДВС, может решаться только совместными усилиями конструкторов и изготовителей двигателей, эксплуатационников, а также специалистов по топливам и маслам.

Проблема эффективного маслоиспользования на судах приобрела особую остроту в связи с необходимостью экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов на морском транспорте путем вовлечения продуктов глубокой переработки нефти и альтернативного сырья в товарные продукты. В МГУ им. адм. Г.И. Невельского разработана программа научно-исследовательских работ, направленных на повышение ресурса ДВС и экономию горюче-смазочных материалов (ГСМ) при конвертировании судовых тронковых дизелей на низкосортные топлива. Поставлена задача довести ресурсные показатели форсированных ДВС средней и повышенной частоты вращения при работе на флотских и топочных мазутах до значений, характерных при использовании дизельного топлива. Большое внимание было уделено обеспечению ресурсосберегающего маслоиспользования на судах.

Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых форсированных дизелях достигнуто разработкой:

- новых научно-технических решений, направленных на сокращение угара и увеличение срока службы моторного масла (ММ), повышение при работе на низкосортных топливах ресурсных показателей и надежности дизелей;
- комбинированных маслоочистительных комплексов, в том числе саморегенерирующегося типа, одновременно обеспечивающих надежную защиту пар трения дизеля от абразивного изнашивания, торможение старения и стабилизацию угара масла;
- водостойких судовых ММ многоцелевого назначения и унификацией их на основе присадок МАСК, ПМС с добавками модификаторов трения, способствующих экономии ММ и снижению изнашивания деталей ДВС;
- мероприятий по поддержанию угара ММ на уровне, при котором его расход, изнашивание, нагаро-лакообразование деталей ДВС минимальны;
- системы рационального маслоиспользования, реализация которой позволяет значительно сократить расход ГСМ и сменно-запасных частей и увеличить ресурсные показатели дизелей.

Улучшение моторных свойств унифицированных масел осуществлялось за счет подбора композиций многофункциональных и специального назначения присадок, обеспечивающих хорошую сбалансированность нейтрализующих, моюще-диспергирующих и противоизносных свойств ММ. Достигнута высокая водостойкость и низкая вымываемость присадок при обводнении масла.

Детергенты и дисперсанты подобраны к маслу так, чтобы дисперсная фаза нерастворимых загрязнений хорошо удалялась центрифугированием и не вызывала повышения вязкости масла и полировки цилиндрических втулок. При этом уг-

леродистые отложения на деталях цилиндрично-поршневой группы (ЦПГ) накапливались в незначительных количествах. Низкотемпературные отложения в картере дизеля и в элементах смазочной системы (СС) отсутствуют полностью.

Для дизелей, работающих с высокой долей переходных режимов и холостого хода, предложена композиция присадок, дополнительно включающая термостойкие сукцинимиды и маслорастворимые модификаторы трения (МТ), которые улучшают функционирование дизеля при низкотемпературных режимах смазки и работе с низким угаром и маслообменом при редком доливе свежего масла.

С целью подбора унифицированного ММ, отвечающего требованиям дизеля с учетом качества применяемого топлива, разработана модель комплекса «дизель – эксплуатация – топливо – масло – очистка» (ДЭТМО). Она позволяет идентифицировать функционирование входящих в нее звеньев, вести оценку соответствия их друг другу и осуществлять выбор масла и очистителя, задавать угар ММ, обеспечивающих ресурсосберегающее маслоиспользование. Эта модель дает возможность оптимизировать состав комплекса ДЭТМО с достижением минимального расхода ММ и высоких ресурсных показателей ДВС при сжигании топлив глубокой переработки нефти.

Обобщение результатов моделирования и моторных испытаний комплекса ДЭТМО позволило рекомендовать для подбора масел зависимость:

$$c_{\text{п}} = 0,97 + 9,3 K_{\text{T}} + 2,8 p_{\text{ме}},$$

где $c_{\text{п}}$ – концентрация присадок в ММ, % масс.; K_{T} – показатель качества топлива, отн. ед.; $p_{\text{ме}}$ – среднее эффективное давление дизеля на основном эксплуатационном режиме работы, МПа.

Качество применяемого топлива задавалось показателем K_{T} , который варьировался в пределах 0,2–1,8, что соответствовало дизельному топливу Л-0,2-61 (ГОСТ 305-82) и топочному мазуту М-100 (ГОСТ 10585-75).

Показатель K_{T} рассчитывался по формуле:

$$K_{\text{T}} = A_3 \frac{Z_{\text{T}}}{Z_{\text{Tб}}} + A_5 \frac{S_{\text{T}}}{S_{\text{Tб}}} + A_{\text{Ф}} \frac{\Phi}{\Phi_6} + A_{\text{Г}} \frac{\Gamma}{\Gamma_6},$$

где A_i – коэффициенты весомости; Z_{T} , $Z_{\text{Tб}}$ – зольность топлива, %; S_{T} , $S_{\text{Tб}}$ – содержание серы, %; Φ , Φ_6 – фракционный состав топлива, отн. ед.; Γ , Γ_6 – групповой состав топлива, отн. ед. Индекс Б соответствовал базовому топливу.

Фактор K_{T} представляет собой средневзвешенную величину вышеназванных показателей, взятых относительно базового топлива с коэффициентами весомости 0,25. Базовым принято топливо с показателями: $Z_{\text{Tб}} = 0,1$ %, $S_{\text{Tб}} = 2$ %, $\Phi_6 = 0,4$, $\Gamma_6 = 0,5$. Характеристики топлива Φ и Γ определялись соответственно долей топлива, выкипающего при температуре выше 350 °С, и суммарным относительным содержанием асфальто-смолистых веществ и ароматической группы углеводородов в топливе.

В результате моделирования и судовых испытаний комплекса ДЭТМО разных составов установлено:

– унифицированные ММ должны подбираться к СС дизелей с учетом их форсировки и качества применяемых топлив;

– наибольший эффект в тронковых среднеоборотных дизелях получен при использовании ММ с композицией присадок МАСК и ПМС в соотношении 3:2 при общей их концентрации 6–24 % и щелочности 6–40 мг КОН/г;

– для дизелей с $p_{\text{ме}}$ до 1 МПа при сжигании топлива с $K_{\text{T}} = 0,2–0,5$ рационально использование ММ с концентрацией присадок 6–8 % и уровнем щелочности 6–10 мг КОН/г; при $p_{\text{ме}} = 1–1,5$ МПа и $K_{\text{T}} = 0,6–1,2$ рассматриваемые показатели

должны соответствовать 8–13 % и 10–20 мг КОН/г; при $p_{me} = 1,5–2,2$ МПа и $K_T = 1,3–1,8$ наибольший экономический эффект может быть получен при работе на ММ с $c_n = 13–24$ % и щелочностью 20–40 мг КОН/г.

Исследование взаимодействия МТ различного механизма действия с многофункциональными присадками и удаления их агрегатами очистки масел позволило ранжировать модификаторы по топливо- и ресурсосберегающему действию. Применение МТ приводит к положительному эффекту по всему спектру эксплуатационных свойств ММ, что сказывается в снижении на 30–60 % износа цилиндровой втулки в верхнем поясе и на 3–12 г/(кВт·ч) расхода топлива, облегчает холодный пуск дизеля и уменьшает потери на трение.

МТ при добавке к ММ не ухудшают их основных свойств, так как усиливают действие большинства присадок, в том числе многофункциональных, входящих в масла с высокими эксплуатационными свойствами. Модификаторы «выравнивают» эпюру износа цилиндрических втулок, стабилизируют угар масла на нижнем уровне в течение длительного периода и способствуют ресурсосберегающему маслоиспользованию в дизелях.

По результатам моделирования эффективности МТ в судовых тронковых дизелях выявлено:

- наиболее рациональна добавка их в унифицированные масла в количестве 2–3 % масс.;

- эффективность модификаторов, проявляемая в снижении изнашивания деталей дизелей и в топливосбережении, возрастает при увеличении форсировки дизеля наддувом и частоты вращения, продолжительности его работы на переменных режимах, в том числе с перегрузкой, а также при увеличении числа «холодных» пусков.

Для использования в судовых форсированных тронковых дизелях разработаны комбинированные системы тонкой очистки масла (КСТОМ). Новизна их состоит в:

- последовательном соединении двух контуров очистки, использующих разные по принципу действия и избирательности отсева маслоочистители;

- установке на полном потоке в СС для надежной защиты пар трения дизеля от опасных крупных частиц загрязнения фильтра со сменными фильтрующими элементами (ФЭ) или регенерирующегося типа;

- подключении центрифуги с напорным сливом в откачивающую магистраль с возможностью поддержания за счет подпорного клапана высокого давления масла перед соплами гидропривода ротора и, следовательно, фактора разделения центробежного очистителя (ЦО) при работе дизеля по винтовой характеристике;

- подаче на фильтр предварительно центрифугированного масла для снижения «грязевой» нагрузки на него и увеличения срока службы ФЭ;

- использовании в ЦО переливного клапана, автоматически регулирующего поток через его ротор для достижения максимальной интенсивности очистки и минимальной – старения масла;

- поддержании постоянного давления ММ перед его потребителями установкой на основном насосе дроссельного распределителя с обратной связью.

Для дизелей с высокой прокачкой масла через СС предложена система его очистки с саморегенерирующимся (полнопоточным) фильтром (СРФ) и центрифугой. Особенностью КСТОМ является подключение ЦО для очистки промывного масла СРФ, дисперсная фаза загрязнений которого укрупнена и легко отфуго-

ываается. Для повышения регенерирующей способности фильтра путем снижения гидравлического сопротивления промывного потока ЦО выполнен с напорным сливом и имеет автономный подвод масла на гидропривод от магистрали в СС, где давление жидкости самое высокое.

Комбинированная очистка масла фильтрованием и центрифугированием стабилизирует моюще-диспергирующие свойства масел на более высоком уровне, длительно сохраняет солубилизирующую способность некоторых из них, ускоряет перевод промежуточных продуктов окисления в карбены и карбоиды, которые легко удаляются центрифугированием. Очистка ММ фильтрованием и центрифугированием наиболее эффективна при применении зольных масел с высокими моюще-диспергирующими свойствами и топлив с содержанием серы более 1 %. КСТОМ длительно, в течение 8–12 тыс. ч, стабилизирует изнашивание дизеля и угар масла на нижнем уровне.

Для совершенствования маслоиспользования с позиций сокращения расхода ММ в тронковых дизелях проведен комплекс исследований по оценке влияния угара g_y масла на его старение и состояние дизеля. В результате моделирования и моторных испытаний выявлен угар 1–3 г/(кВт·ч), при котором обеспечиваются самые высокие технико-экономические показатели судовых тронковых ДВС.

Комплексное повышение эффективности СС при работе на высоковязких нефтепродуктах способствует достижению минимального расхода ММ и ресурса ДВС, характерного для сжигания дистиллятных топлив. При этом значительно повышается надежность работы тронковых дизелей.

На Дальневосточном бассейне реализованы следующие методы сокращения угара масла в дизелях:

- применение поршней с минимально допустимыми зазорами по втулке цилиндра и с оптимальной геометрией боковой поверхности, в том числе овально-бочкообразной формы;
- использование для изготовления поршней материалов с малым коэффициентом линейного расширения;
- снижение температуры поршней за счет их интенсивного охлаждения;
- выбор оптимальных профилей, расположения и количества поршневых колец;
- использование маслосъемных колец с заданной эпюрой радиальных давлений, с экспандерами, минутных, торсионных и др.;
- применение новых материалов и антиизносных покрытий при изготовлении колец.

Разработаны эксплуатационные мероприятия по сокращению расхода масла в дизелях. Основными из них являются:

- применение масел с повышенными вязкостью и индексом вязкости, а также низкой испаряемостью;
- оптимизация концентраций многофункциональных присадок в масле с учетом качества топлива и форсировки дизеля;
- использование унифицированных масел с высокой термо- и водостойкостью и низкой эмульгируемостью, повышенными антиизносными, антикоррозионными и моюще-диспергирующими свойствами при соотношении щелочности к зольности 8–12;
- полнопоточная тонкая очистка ММ фильтрованием с дополнительным центрифугированием его для торможения старения, что особенно важно при низком угаре масла.

Выявлено, что снижение угара ММ изменяет основные направления его старения. Интенсифицируется смолообразование и термоокислительная деструкция углеводородов, растет концентрация грубодисперсных и падает содержание мелкодисперсных примесей в масле, наблюдается его карбонизация. При увеличении угара более 3 г/(кВт·ч) усиливается коллоидное загрязнение масла нерастворимыми продуктами (НРП), в нем образуется больше кислородосодержащих и кислых продуктов окисления.

Исследование влияния угара на состояние дизеля показало, что в области $g_y = 1,2-2$ г/(кВт·ч) его изнашивание протекает с наименьшей интенсивностью. Объясняется это лучшим состоянием масла, т.е. самыми благоприятными условиями для торможения его старения. Увеличение угара выше 2 г/(кВт·ч) приводит к интенсификации озоления ММ, росту концентрации в нем НРП и увеличению массы механических примесей, циркулирующих через трибосопряжения ЦПГ.

Длительными испытаниями на судах доказана возможность надежной ресурсосберегающей эксплуатации тронковых форсированных дизелей при сжигании низкосортных топлив и работе на унифицированных маслах высокого функционального уровня с угаром 1,2–2 г/(кВт·ч). Разработаны мероприятия по стабилизации g_y на низком уровне в течение 8–12 тыс.ч работы ДВС за счет подбора ММ, отвечающих требованиям системы ДЭТМО, и использования комбинированных маслоочистительных комплексов.

В результате проведенных исследований осуществлено комплексное повышение эффективности СС судовых тронковых дизелей средней и повышенной частоты вращения, что дает возможность:

- сохранить или увеличить не менее чем на 15 % ресурсные показатели двигателей при конвертировании их на низкосортные топлива;
- затормозить за счет высокоэффективных многофункциональных присадок старение ММ на уровне, позволяющем продлить его срок службы в 2–3 раза;
- сократить улучшением уплотнительного и маслосъемного действия поршневых колец угар масла в среднем на 30 %;
- уменьшить применением высокоэффективных КМОК в 1,3–2,4 раза интенсивность изнашивания основных деталей ДВС и на 30–70 % нагаро- и лакообразование в ЦПГ;
- стабилизировать присадками и эффективной очисткой основные эксплуатационные показатели ММ на уровне, обеспечивающем при угаре 1,2–2,5 г/(кВт·ч) перевод унифицированных масел в разряд долгорботающих.

ЕВРО 4, ЕВРО 5 – КОНСТРУКЦИЯ ДИЗЕЛЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ К МАСЛАМ

А.Н. Тиняков

(ООО «Московский филиал Лубризол Гез.м.б.х»)

Европейский рынок моторных масел переживает период драматических изменений. Новые требования по ограничению вредных выбросов привели к изменению конструкции двигателей и систем доочистки выхлопных газов, расположенных в выпускном тракте, что потребовало разработки нового поколения масел, способных удовлетворять требованиям будущего.

В то же время, с момента введения требований по выбросам Евро 3 в 2000 го-

ду, имеют место возрастающие требования по увеличению сроков смены масла и обеспечению топливной экономичности.

Внедрение требований Евро 4 с октября 2006 года, привело к снижению от 20 до 50%, в зависимости от типа транспортного средства, уровня окиси углерода, углеводородов, окислов азота и частиц. Установленные пределы вредных выбросов стимулировали массовое внедрение новых систем доочистки выхлопных газов, таких как фильтры для улавливания частиц и селективные каталитические фильтры, что привело к кардинальным изменениям основных принципов создания моторных масел, и потребовало разработки новых компонентов, которые бы соответствовали по своим эксплуатационным характеристикам требованиям, предъявляемым конструкцией двигателя и в минимальной степени снижали бы эффективность устройств доочистки выхлопных газов, что получило выражение в ограничении таких параметров масла как сульфатная зольность, содержание серы и фосфора.

Изменения, произошедшие в течение последнего десятилетия, явились результатом трёх основных тенденций, ориентированных на охрану окружающей среды:

- Увеличения срока смены масла и долговечности двигателя
- Улучшения топливной экономичности
- Снижения вредных выбросов

Увеличенный срок смены масла и долговечность двигателя

С 1995 года сроки смены масла в двигателях легковых автомобилей выросли более чем в три раза, и удвоились для дизелей тяжёлых грузовиков. Это позволило уменьшить количество масла, подлежащего утилизации и снизило расходы на эксплуатацию, при обеспечении эффективной смазки, охлаждения и предохранения двигателя от нагара, отложений и износа в течение более длительного времени. Это означает, что масло должно обладать более высокой термоокислительной стабильностью, более низким расходом на угар и меньшей интенсивностью снижения нейтрализующих свойств (срабатывания щелочного числа). Для достижения этих целей потребовалось более широкое использование нетрадиционных базовых масел, часто называемых синтетическими, в сравнении с обычными минеральными маслами, а также использования присадок новой технологии. Использование синтетических масел позволило существенно снизить вязкость масел и перейти от классов вязкости 15W-40, 20W-50 к классам 0W-30, 5W-30, 5W-40.

Топливная экономичность

Требования по снижению топливной экономичности являются комбинацией требований по снижению расходов топлива, расходов на эксплуатацию и требований по снижению выбросов двуокиси углерода, вызывающей парниковый эффект (Киотский протокол). Результатом поддержки этих требований Европейскими производителями автомобилей ожидается снижение автомобильной доли выбросов двуокиси углерода на 25% в 2008 году по сравнению с 1995 годом. Снизить расход топлива удалось как за счёт изменения конструкции, например массового внедрения непосредственного впрыска в дизелях легковых автомобилей, так и использования топливосберегающих масел, создать которые удалось за счёт применения маловязких синтетических базовых масел, использования модификаторов трения и новой технологии производства присадок.

Снижение вредных выбросов

Требования Евро 4 на вредные выбросы заставили производителей автомобилей внедрять новые конструктивные решения, как в самом двигателе, так и си-

стемах доочистки выхлопных газов. Для того чтобы защитить устройства доочистки от выхода из строя, многие производители ограничили такие показатели моторного масла как зольность, содержание серы и фосфора, что потребовало создания новой технологии присадок и почти полного отказа от использования минеральных базовых масел.

Таблица 1. Нормы вредных выбросов ЕВРО 4, ЕВРО 5

ЕВРО нормы на вредные выбросы дизелей, г/кВ ч (Дымность в м-1)							
Уровень	Дата	Метод	СО	НС	NOx	частицы	Дымность
Евро 1	1992, < 85 кВт	ECE R-49	4.5	1.1	8	0.612	
	1992, > 85 кВт		4.5	1.1	8	0.36	
Евро 2	1996.1		4	1.1	7	0.25	
	1998.1		4	1.1	7	0.15	
Евро 3	1999.10, только EEVs	ESC & ELR	1.5	0.25	2	0.02	0.15
	2000.1	ESC & ELR	2.1	0.66	5	0.1 0.13*	0.8
Евро 4	2005.1		1.5	0.46	3.5	0.02	0.5
Евро 5	2008.1		1.5	0.46	2,0!	0.02	0.5

*для дизелей с рабочим объёмом меньше, чем 750 см³ на цилиндр и скоростью вращения больше 3000 мин-1

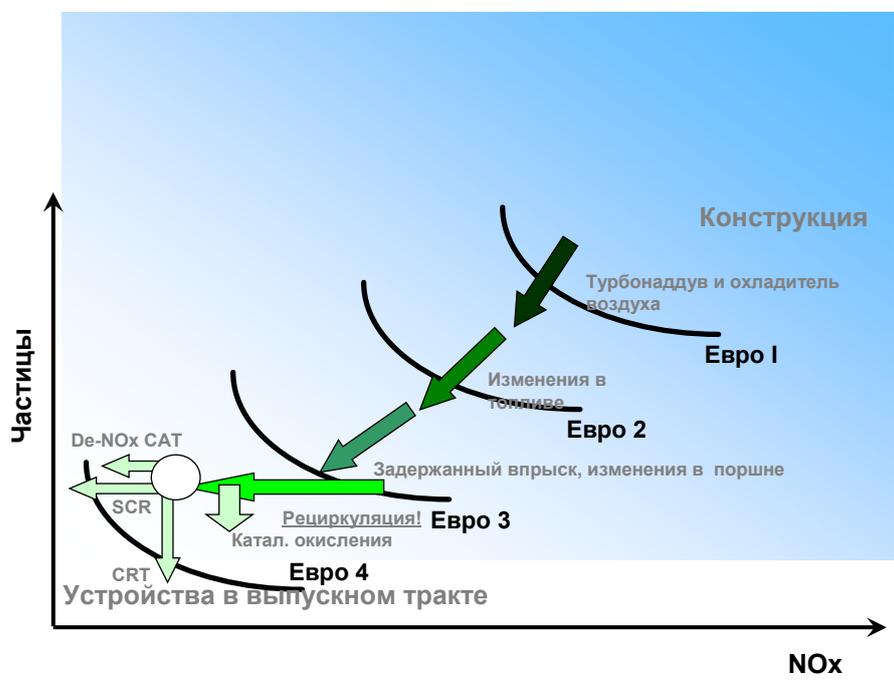


Рис. 1. Требования Евро 4 и их влияние на конструкцию двигателей

SCR (Selective Catalytic Reduction) - Селективный катализатор снижения окислов азота. Основной принцип- впрыск водного раствора мочевины в поток ОГ.

- Процесс начинается с дизельного окислительного катализатора, который конвертирует NOx в NO2.

- NO₂ понижает температуру для следующего этапа, где используется мочевины как источник дальнейшей конвертации..
- мочевины конвертирует NO₂ в азот и воду.
- Широко используются титан и ванадий.

EGR (Exhaust Gas Recirculation) – Рециркуляция выхлопных газов

Рециркуляция выхлопных газов понижает температуру сгорания, что приводит к понижению содержания NO_x. Однако, пониженная температура сгорания из-за неполного сгорания приводит также к образованию большего количества сажи и выбросу большего количества частиц. Для удержания сажи в масле требуется большее количество беззольных дисперсантов. Частицы окисляются, поэтому требуется большая нейтрализующая способность и меньшая скорость срабатывания щелочного числа. - В комбинации с рециркуляцией выхлопных газов (EGR), как правило, используется дизельный фильтр частиц продуктов сгорания (DPF), отсюда резкие ограничения по зольности масел.

Таблица 2. Основные устройства доочистки в выпускном тракте, применяемые производителями техники в Европе

Производитель техники	Магистральные грузовики Long-haul	Грузовики Short-haul
MAN	EGR DPF	EGR DPF
Daimler Chrysler	SCR	SCR (EGR DPF рабочий объём меньше 6L)
Scania	EGR >16 litre incentive = SCR	EGR
Volvo and Renault	SCR	SCR
Iveco	SCR	SCR (EGR DPF грузоподъёмность меньше 7.5T)
DAF	SCR	SCR
Cummins	SCR (в Европе)	SCR (в Европе)

DPF (Diesel Particulate Filter) - Дизельный фильтр частиц продуктов сгорания.

- Частицы улавливаются фильтром и сгорают при температуре, которую создают выхлопные газы.

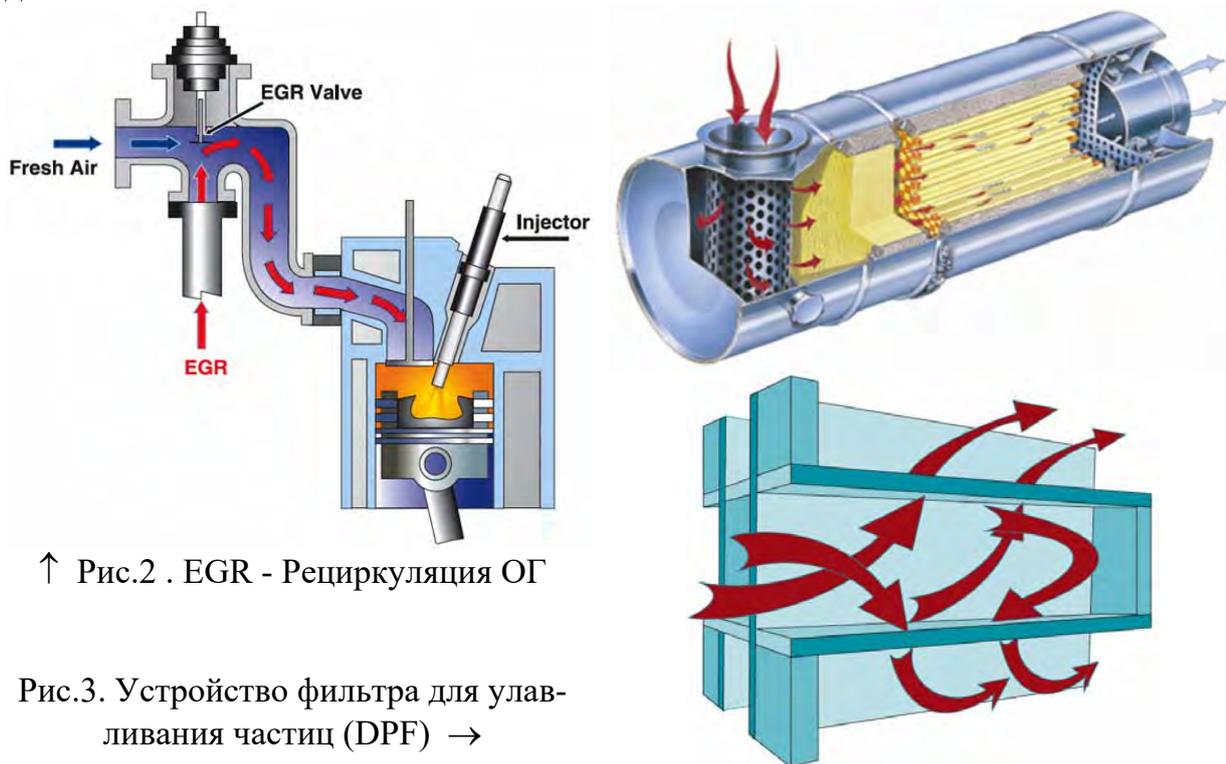
- Фильтр со встроенным катализатором используется для снижения температуры, при которой сгорают сажа и частицы.

- Катализатор может быть из платины, палладия или родиум. Катализатор может присутствовать и в топливе.

CRT (Continuously Regenerating Trap) – Непрерывно регенерируемая ловушка. Эта ловушка используется во входном потоке газов окислительного катализатора, встроенного в фильтр частиц и конвертирует NO_x в NO₂. Частицы продуктов сгорания при низкой температуре лучше сгорают в присутствии азота, чем кислорода.

DOC (Diesel Oxidation Catalyst) – Дизельный окислительный катализатор Как правило, входит в состав SCR. Он ускоряет окисление углеводородов, органики и

окси углерода в двуокись и воду. В качестве катализаторов используются палладий или платина.



↑ Рис.2 . EGR - Рециркуляция ОГ

Рис.3. Устройство фильтра для улавливания частиц (DPF) →

УЛУЧШЕНИЕ СМАЗОЧНЫХ СВОЙСТВ МАСЕЛ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СОЛЕЙ МЯГКИХ МЕТАЛЛОВ

Баранов А.В., Вагнер В.А. (АлтГТУ)

Одним из методов снижения сил трения и изнашивания является использование различных пленкообразующих легирующих компонентов, вводимых в состав смазочных материалов в виде присадок. Эти композиции в процессе работы сопряжения образуют на поверхностях трения малопрочные адсорбированные слои высокомолекулярных веществ либо более прочные хемосорбированные слои соединений серы, хлора, фосфора и т.д. с поверхностью трения. Особую группу занимают так называемые металлоплакирующие присадки, формирующие на трущихся поверхностях пленки мягких металлов, имеющие также достаточно высокую прочность.

Согласно современным представлениям необходимым условием внешнего трения является увеличение сдвигового сопротивления при удалении от поверхности в глубь материала (правило положительного градиент). Исходя из этих соображений прочность модифицирующих защитных слоев не должна превышать прочности подложки, уменьшаясь при удалении от основного материала.

В зависимости от режима, для нормальной работы сопряжения в условиях внешнего трения необходимо различное модифицирование поверхности. В условиях легких режимов достаточно иметь адсорбированный слой (имеющий достаточно большую прочность на сжатие и минимальную на сдвиг), обеспечивающий малый коэффициент трения. Для повышения несущей способности таких слоев адсорбат должен иметь по возможности длинные полярные молекулы, образующие квазиполимерный одно- многомолекулярные адсорбционные слои.

Жесткие режимы (высокие давление и температурные вспышки) требуют наличие более прочных слоев, хотя и имеющих большее сопротивление сдвигу. В противном случае могут возникать местные ювенильные металлические связи, если не приводящие к задирам и заеданиям, то вызывающие общеинтегральное повышение сопротивления сдвигу. Роль модифицированных слоев, в данном случае, заключается в способности насыщать свободные связи кристаллической решетки ювенильных поверхностей, обнажающихся в процессе пластической деформации при трении, препятствовать их схватыванию и разрушению на глубину. Таким образом, прочность и тип защитных слоев, а следовательно, тип присадки, должен соответствовать режиму трения. Ситуация осложняется тем, что распределение высот микронеровностей поверхностей имеет стохастический характер, а следовательно, в одной паре будут иметь место легко- и тяжело нагруженные микроконтакты.

Данная задача может быть решена созданием на поверхности многослойной структуры третьего тела, расположив их таким образом, чтобы их прочность возрастала при приближении к основному материалу поверхности, когда при возможном разрушении верхних слоев, в работу вступают низлежащие слои - более прочные. В настоящей работе сделана попытка достичь данного эффекта применением в составе смазочного материала неорганических соединений - хлоридов меди (CuCl_2) и олова (SnCl_4).

Поскольку галогениды металлов практически нерастворимы в минеральных маслах, то для получения растворимой среды применяли одноатомный спирт - октанол, который относительно хорошо растворяет соли и совмещается с маслами, давая стабильные композиции.

Сравнительные испытания базового индустриального масла и модифицированного проводились на машине радиального трения по схеме: ролик-колодка пары сталь+сталь. Результаты приведены на рис. 1.

Кривая 1 соответствует кинетике изменения относительных сил трения, предварительно приработанного сопряжения, смазываемого базовым смазочным материалом (М). Базовый смазочный материал представляет собой химически инертное индустриальное масло И-20А. Величина относительных сил трения, соответствующая установившемуся режиму данного случая принята за 1. Добавка к маслу высокомолекулярной жирной олеиновой кислоты $\text{C}_8\text{H}_{17}\text{CH}=\text{CH}(\text{CH}_2)_7\text{COOH}$ (ОЛ) ведет к значительному падению сил трения за счет создания упорядоченного квазиполимерного адсорбционного слоя (кривая 2). Дополнительное введение растворенных в октанол хлоридов, создающих добавочные подслои приводит к большему эффекту (кривая 3 и 4). Картина последнего эффекта нам представляется следующим образом.

Жесткие условия микроконтактов и разрушение адсорбционного слоя, сопровождаемое температурными вспышкам, приводят к местному разложению солей с последующим формированием полимолекулярного слоя хлоридов железа (FeCl_2 , FeCl_3). Наличие активных свободных ионов металла, после разложения вводимой соли, приводит к образованию дополнительной металлоплакирующей пленки, имеющей более низкий предел текучести и сопротивление сдвигу по отношению к стали. Лучшие антифрикционные свойства олова объясняются неспособностью этого металла к наклепу. В отличие от меди оно неспособно к образованию твердых упрочненных коагулятов и жесткому воздействию на поверхность.

Изменение коэффициента трения

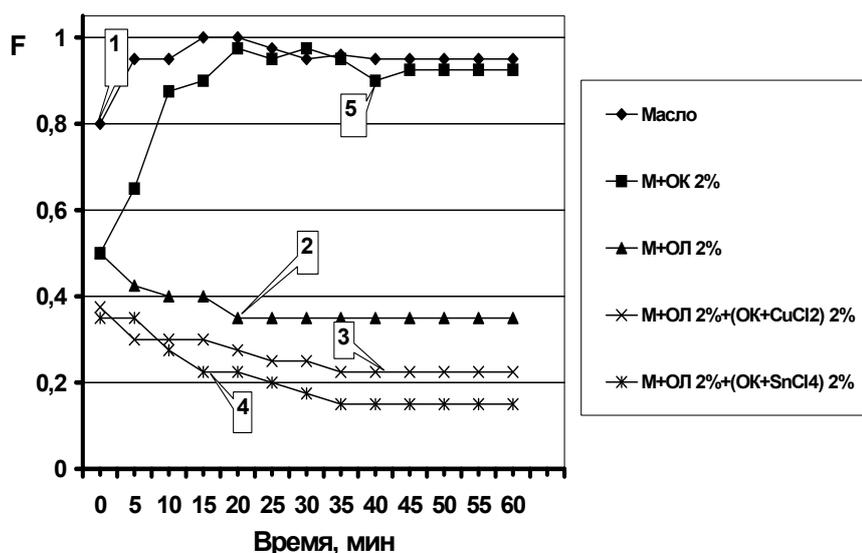


Рис. 1

Кривая 5, соответствующая маслу с введенным в него октанолом (ОК), показывает, что сам низкомолекулярный спирт, использованный в качестве растворителя на режим трения не влияет.

Таким образом, используя указанные тройные композиционные присадки, возможно снижение потерь на трение до 5 раз. Следует отметить, что аналогичные результаты были получены и в паре сталь-алюминий.

Полученные результаты требуют проведения дальнейшей работы по анализу и дополнительному исследованию обнаруженных свойств тройных композиционных добавок к смазочным материалам с целью практического использования их положительных качеств.

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ ИНЖЕНЕРНОГО АНАЛИЗА ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ КИНЕМАТИКИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Никишин В. Н., Тетерин М. Ф.

(Камская государственная инженерно-экономическая академия)

Современные системы автоматизированного проектирования и инженерного анализа (CAD-CAM-CAE системы) позволяют, не прибегая к созданию динамических моделей с сосредоточенными (точечными) массами, провести анализ кинематики и динамики механизмов поршневых двигателей уже на этапе эскизного проектирования. Переход к использованию таких современных программных продуктов, как Unigraphics, ANSYS и ADAMS, позволяет создать конструкторско-расчетную систему, в которой получаемая 3-х мерная параметрическая модель будущего двигателя или его элементов может быть подвергнута кинематическому и динамическому анализу, а также расчетам на прочность. Из литературы известно, что применение систем твердотельного моделирования и других современных технологий проектирования позволяет сократить сроки проектирования конструктивно-сложных деталей и узлов более чем в 5 раз [1].

Рассмотрим построение 3-х мерной модели аксиально-поршневого двигателя (АПД) П-4 ($D=120$ мм, $S=90$ мм, число цилиндров 4), спроектированного на КА-МАЗе под руководством А.А. Шестакова. На рис. 1. показано рабочее окно при работе в среде Unigraphics при построении сборки приводного механизма аксиального двигателя.

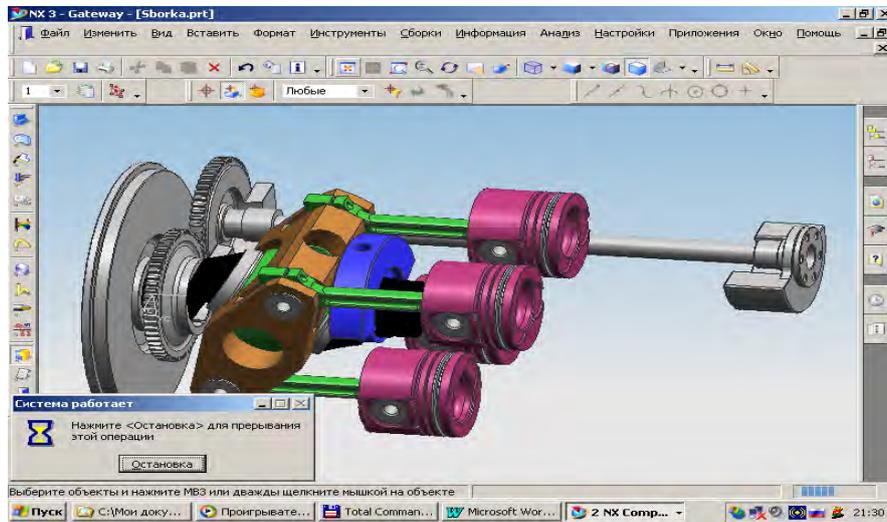


Рис. 1. Сборка приводного механизма аксиального двигателя в рабочем окне среды Unigraphics

Построение 3-х мерной модели является самой трудоемкой операцией при проектировании двигателя, что объясняется большим количеством деталей, составляющих модель (приводной механизм – кривошипно-шатунный или аксиально-поршневой, корпусные детали, детали крепежа – болты, гайки, детали механизмов двигателя). На рис. 2. приведены 3-х мерные модели отдельных элементов АПД: шатуна, рамки, шарнирного пальца, коленчатого вала АПД.

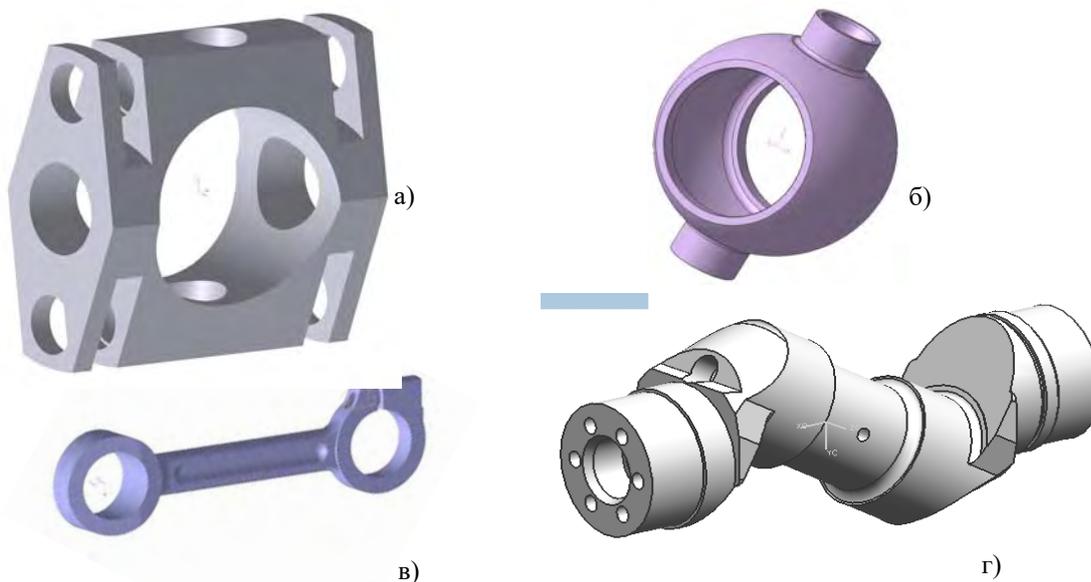


Рис. 2. 3-х мерные модели элементов приводного механизма аксиального двигателя П-4: а) рамка, б) шарнирный палец; в) шатун, г) коленчатый вал

Построение параметризованной модели всего поршневого двигателя позволяет при изменении размеров, определяющих конструктивные соотношения в двигателе, либо при изменении конструкции ряда его элементов, получать разные варианты исполнения двигателя.

На рис. 2 показаны 3-х мерные модели элементов приводного механизма аксиального дизеля П-4. Разработанные 3-х мерные модели деталей могут быть использованы для динамического и далее для прочностного расчета. Построение моделей и их расчет на прочность возможен при использовании пакета Unigrafics. Однако, при решении ряда сложных задач (сопряженные задачи, задачи типа краш-тестов, расчет гидрогазодинамики), приемлемые результаты можно получить только с помощью специализированных пакетов, таких как ADAMS, ANSYS.

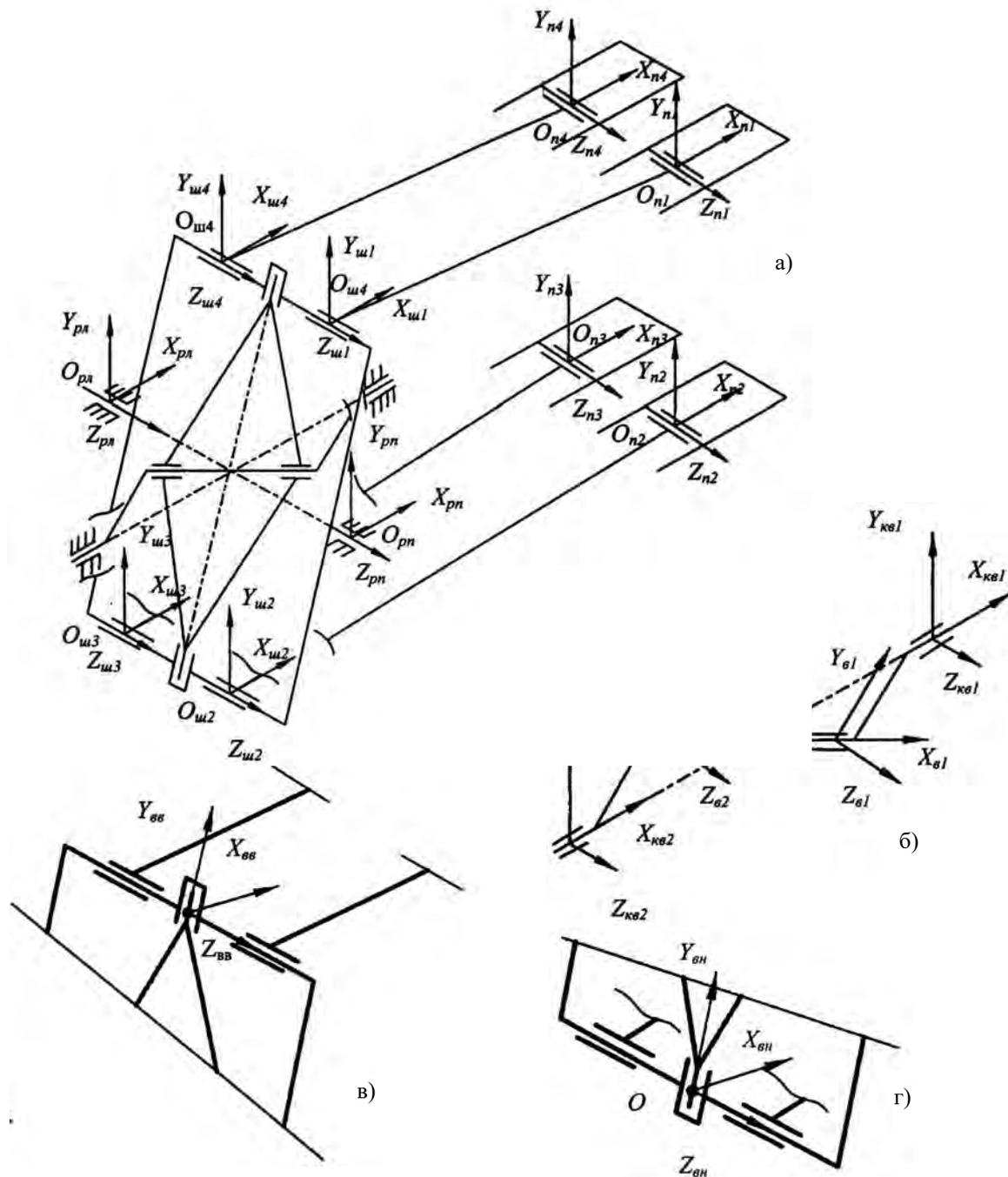


Рис. 3. Расположение систем координат на модели механизма АДД: а) общий вид механизма; б) коленчатый вал и его опоры; в) верхняя опора шарнирного пальца в рамке; г) нижняя опора шарнирного пальца в рамке

После подготовки 3-мерной модели она была экспортирована в среду ADAMS. Процесс подготовки в ADAMS включает в себя:

- наложение связей и степеней свободы на звенья, определение материала;
- постановку систем координат в исследуемых узлах звеньев;
- создание исходных файлов данных (газовых сил, действующих на поршни согласно порядку чередования вспышек в цилиндрах);
- задание частоты вращения коленчатого вала (выходного звена);
- задание момента сопротивления на выходном звене (момент сопротивления равен среднему крутящему моменту на маховике).

Порядок работы цилиндров не отличается от порядка работы 4-х цилиндрового 4-х-тактного двигателя с равномерным чередованием вспышек через 180° угла поворота коленчатого вала (1-2-4-3).

Системы координат привязывались к шарнирам. Начало координат каждой системы (точка O с координатой $(0,0,0)$) соответствует оси шарнирного соединения (поршня и шатуна, шатуна и рамки, шарнирного пальца и рамки, шарнирного пальца и коленчатого вала, коленчатого вала и опор, см. рис. 3). В каждой системе координат определялось перемещение, скорость и ускорение (а так же силы и реакции) в соответствующем шарнире, при чем эти характеристики получались как проекции на координатные оси. В ходе расчета кинематики были определены: перемещение поршня, скорость поршня, ускорение поршня, угловое перемещение рамки, угловая скорость рамки, угловое ускорение рамки. При этом определялась кинематика поршня первого цилиндра.

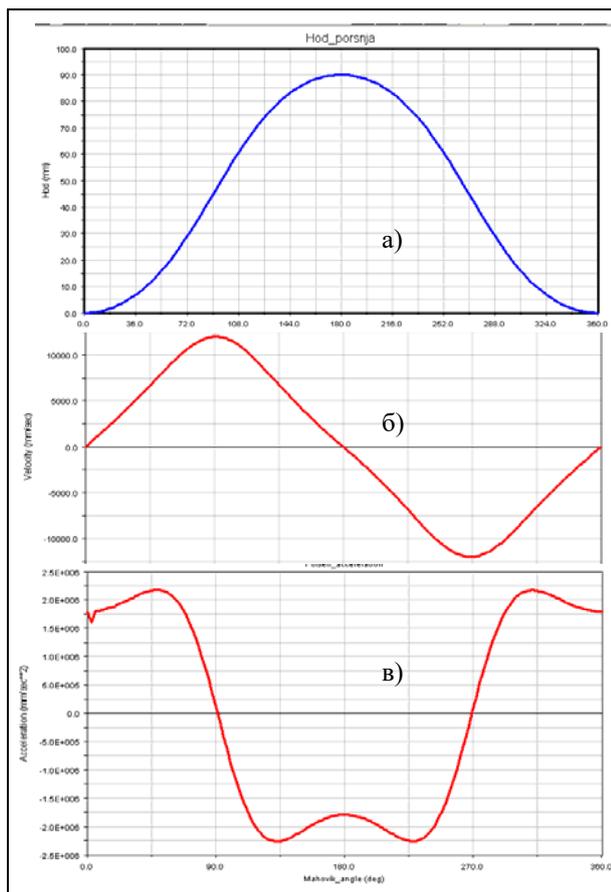


Рис. 4. Кинематические зависимости, полученные в ходе расчета кинематики механизма аксиально-поршневого двигателя в системе ADAMS:
 а) перемещение поршня;
 б) скорость поршня;
 в) ускорение поршня

На рис. 4 показаны перемещение, скорость и ускорение поршня, полученные в ходе расчета в ADAMS. Внешний вид полученных зависимостей кинематических характеристик звеньев при постоянной угловой скорости вращения коленчатого вала не отличается от полученных ранее аналитическим способом [2]. Для определения доминирующих гармоник был проведен гармонический анализ кинематических характеристик рамки и поршня, полученных в системе инженерного анализа ADAMS.

Анализом установлено:

1. Для исследуемых кинематических характеристик доминирующими являются гармоники нечетных порядков (1-я, 3-я, 5-я и т.д.).
2. Наиболее существенными являются постоянная составляющая для перемещений (линейных и угловых) и гармоники 1-го и 3-го порядков для всех исследо-

ванных временных процессов, при этом амплитуды четных гармоник и нечетных гармоник выше 5-й составляют менее 1,0% от амплитуды первой гармоники.

ВЫВОДЫ.

1. Таким образом, на примере аксиального дизеля П-4 ($D=120$ мм, $S=90$ мм, число цилиндров 4) показана возможность применения систем автоматизированного проектирования и инженерного анализа при исследовании кинематики АПД.
2. Достигнуто полное совпадение с результатами аналитических исследований.
3. Особенностью применения систем инженерного анализа является отсутствие необходимости в аналитических выражениях для кинематики и динамики исследуемых механизмов.

Литература:

1. Байрамов Ф.Д., Никишин В.Н., Тетерин М.Ф. Кинематика аксиального приводного механизма (АПМ) поршневого двигателя // Труды II Международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера». Казань: Изд-во Казан. гос. тех. ун-та, 2001 г., 714 с., С.239 – 244.

ПРОГРАММА PISTON-DHT ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИКИ, ГИДРОДИНАМИКИ И ТРИБОЛОГИИ ПОРШНЯ ДВС

Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. (МГТУ им. Н.Э.Баумана)

Назначение. Программа PISTON-DHT предназначена для расчета основных параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня применительно к двигателю внутреннего сгорания (ДВС).

Основные расчетные параметры. Под ними подразумеваются достаточно трудно определяемые не только расчетом, но и экспериментом величины, сопровождающие движение поршня в цилиндре ДВС:

1. *Параметры динамики.* Это, прежде всего, приложенные к поршню реакции, возникающие как со стороны масляного слоя, так и (при его нарушении) в зонах непосредственного контакта поршня с поверхностью цилиндра. Сюда же относится и опрокидывающий момент, действующий на поршень со стороны указанных сил. На основе решения уравнений равновесия поршня под действием факторов внешней нагрузки и реакций (включая силы и моменты) в программе определяются параметры положения поршня в цилиндре с учетом наличия зазоров в сопряжении «поршень-цилиндр», формы боковой поверхности (профиля) поршня, а также деформации образующей внутренней поверхности (зеркала) цилиндра и юбки поршня. Кроме того, по известным зазорам и времени их выбора программа определяет энергию соударения поршня с цилиндром.

2. *Параметры гидродинамики.* Решение уравнений равновесия было бы невозможным без нахождения реакции со стороны слоя смазочного материала. Эта реакция, называемая еще гидродинамической несущей способностью смазываемой поверхности, определяется как результат интегрирования гидродинамического давления в слое масла, заполняющего зазор между поршнем и цилиндром. Программа позволяет получать и анализировать распределение этого давления по поверхности юбки поршня для любого расчетного положения поршня в течение рабочего цикла.

3. *Параметры трибологии.* После определения положения поршня относительно стенки цилиндра на основании сопоставления минимальной толщины слоя масла в зазоре с шероховатостью поверхностей программа определяет режим трения и в соответствии с ним вычисляет силу трения и износ поверхности поршня в

зонах контактирования с цилиндром за определенный (задаваемый во входных данных) период времени. Наличие результатов расчета сил (а также коэффициентов) трения поршня в сборе с кольцами позволяет определять итоговый параметр - мощность механических потерь в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ).

Ограничения. Программа ориентирована для расчета поршней только 4-х тактных ДВС, имеющих гладкие (без продувочных окон, щелей и т.п.) внутренние поверхности цилиндров.

Расчету подлежат только поршни, не имеющие канавок для поршневых (маслосъемных) колец в зоне юбки.

Расчет ведется для единичной ЦПГ в составе традиционной схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

Максимальное количество поршневых колец на поршне – 3, минимальное – 1.

Математическая модель. Согласно расчетной схеме (рис.1) поршень обладает тремя степенями свободы: перемещениями относительно цилиндра по координатным осям системы OXY и вращением (опрокидыванием) в плоскости этой системы.

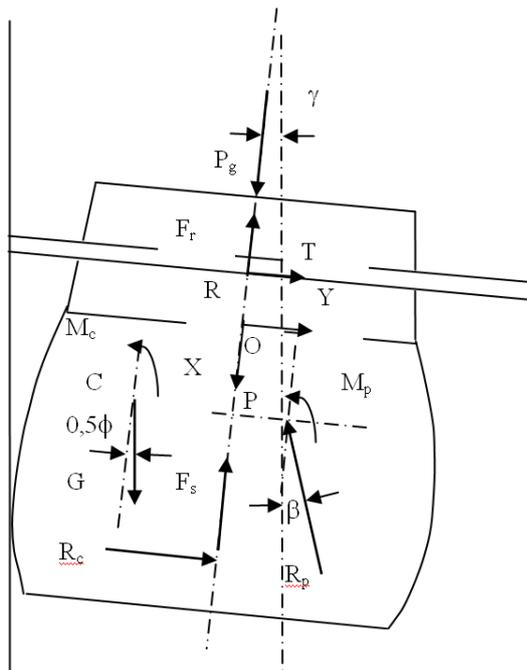


Рис.1. Расчетная схема сопряжения ЦПГ в программе PISTON-1

Принятые допущения традиционны для классической динамики твердого тела и гидродинамики подшипников скольжения. После применения к поршню уравнения плоскопараллельного движения твердого тела, получали систему из трех уравнений с девятью неизвестными. Поскольку такая система неразрешима, то для решения задачи применяли прием разбиения последней на два этапа.

На первом этапе решения пренебрегали движением поршня в пределах зазора с цилиндром и использовали оценочные (на основе закона Амонтона) значения всех

сил и моментов трения, после чего получали алгебраически разрешимую систему уравнений движения поршня с тремя неизвестными – реакцией шатуна R_p , ее моментом M_p и реакцией цилиндра R_c :

$$m\ddot{x} = P_g^x + mg \cos 0,5\phi - R_p \cos \beta - F_c^x - F_c^y;$$

$$0 = -mg \sin 0,5\phi - R_p \sin \beta + R_c^y + T^y;$$

$$0 = (F_s^x + F_r^x - P_g^x) y_c - R_p [\sin \beta (x_p - x_c) + \cos \beta (y_p - y_c)] + T^y (x_r - x_c) + M_p + M_c,$$

где m - масса поршня;

P_g - сила давления газов;

$mg = G$ - силы тяжести поршня;

ϕ - угол развала цилиндров;

β - угол качания шатуна;

F_s, F_r - силы трения юбки поршня и колец о цилиндр соответственно;

T - сила трения колец о канавку поршня;

M_c - момент трения в паре «поршневой палец-втулка шатуна»;

x_p, y_p - координаты оси поршневого пальца;

x_c, y_c - координаты центра масс поршня;

x_r - осевая координата канавки кольца.

На втором этапе определяется положение равновесия поршня относительно цилиндра с учетом наличия заполненных смазочным материалом зазоров в сопряжении «юбка поршня-цилиндр». Необходимая для этого гидродинамическая несущая способность юбки поршня вычисляется в программе на основе расчета гидродинамического давления путем численного решения уравнения Рейнольдса в двумерной нестационарной постановке:

$$\nabla(h^3 \nabla p) - 6\mu \left(V \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) = 0,$$

где h - толщина смазочного материала;

p - гидродинамическое давление смазочного материала;

μ - динамическая вязкость смазочного материала;

V - скорость движения (скольжения) поверхности;

x - координата в направлении скорости движения;

t - время.

Данная задача решается в программе проекционно-сеточным методом Бубнова-Галеркина (метод конечных элементов) на половине развертки поверхности юбки поршня при нулевых граничных условиях по давлению на верхней и нижней границах юбки и условию равенства нулю производной давления на линиях пересечения поверхности юбки с плоскостью качания шатуна. При этом решение системы получаемых алгебраических уравнений выполняется с помощью метода неполной факторизации.

Величина зазора h (толщина слоя смазочного материала) в сопряжении «юбка поршня-цилиндр», входящая в уравнение Рейнольдса, определяется как сумма нескольких составляющих:

$$h = h(x, \theta, t) = h_h + \delta_s + \delta_c + (\Delta_\gamma + \Delta_y) \cos \theta,$$

где h_h - профиль юбки поршня в нагретом состоянии;

δ_s - деформация юбки поршня от действия нормальной нагрузки (боковой силы);

δ_c - деформация стенки цилиндра от совокупного действия температурных и механических напряжений;

Δ_γ - приращение зазора в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» (толщины слоя смазки) при повороте поршня на малый угол γ относительно оси поршневого пальца;

Δ_y - смещение координаты центра масс поршня вдоль оси Y относительно осового расположения в цилиндре;

θ - угол в направлении окружности юбки поршня.

Параметры h_h и δ_c выступают как известные входные величины. Остальные параметры вычисляются либо задаются (θ) в ходе процедур выполнения расчета.

В результате определения на каждом шаге расчета по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) положения поршня относительно цилиндра вычисляется и минимальная толщина слоя смазочного материала в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» - h_m . На основании сопоставления значения h_m с критическим значением h_c шероховатости поверхности юбки поршня или зеркала цилиндра (входные величины) выполняется идентификация режимов трения в сопряжении:

$h_m < h_c$ - граничный режим;

$h_m = h_c$ – смешанный режим;

$h_m > h_c$ – гидродинамический режим.

После идентификации режимов трения выполняется расчет силы трения поршня и его износа.

В первом случае используется универсальная зависимость Боудена-Тейбора, позволяющая учитывать особенность всех трех названных режимов применением коэффициента α , представляющего собой долю площади непосредственного (металлического) контактирования трущихся тел:

$$F = \alpha F_b + (1 - \alpha) F_h,$$

где F_b - сила трения при граничном режиме, определяемая известной зависимостью Амонтона;

F_h - сила трения при гидродинамическом режиме, находимая согласно классической формуле Ньютона-Петрова для случая плоского подшипника (ползуна).

В соответствии с указанными режимами трения коэффициент α принимает дискретные значения 1; 0,5 или 0.

Знание силы трения поршня позволяет получать при известной величине внешней нагрузки значение коэффициента трения в сопряжении.

Суммированием произведений средней силы трения на среднюю скорость поршня в программе определяется итоговый трибологический показатель - мощность механических в ЦПГ.

При идентификации смешанного и граничного режима трения, в которых имеет место нарушение сплошности масляного слоя и непосредственное контактирование сопрягаемых поверхностей, в программе производится расчет линейного износа материала поршня h_w в зоне контакта.

Принятая модель изнашивания – усталостное истирание по Арчарду при движении мягкой полусферы (поршень) по абсолютно твердой плоскости (цилиндр):

$$h_w = \frac{k q_H S}{3HB},$$

где k - отношение числа приводящих к износу фрикционных связей к полному числу последних (эмпирическая константа для каждой пары материалов);

q_H - контактное давление по Герцу;

S - путь трения при контактировании;

HB - твердость изнашиваемого материала по Бринеллю.

Расчет результата изнашивания – линейного износа поверхности юбки и головы поршня производится для определенной продолжительности работы двигателя, которая является задаваемой входной величиной.

Язык программирования и алгоритм. Вычислительное ядро программы написано на языке PASCAL. Укрупненная последовательность логических и вычислительных процедур представлена на рис.2.

Краткая характеристика входных данных. Входные данные программы представлены в форме массивов и независимых величин величин.

В форме массива задаются:

1. Индикаторная диаграмма двигателя.
2. Профиль юбки поршня в нагретом состоянии.
3. Профиль образующей внутренней поверхности цилиндра.

В форме независимых величин задаются:

1. Геометрические размеры деталей ЦПГ и КШМ.
2. Физические параметры деталей ЦПГ, их поверхностей и материалов: масса, плотность, шероховатость, коэффициенты трения, вязкость масла и др.
3. Температуры поверхностей поршня и цилиндра в характерных зонах.
4. Параметры режима работы: частота вращения коленчатого вала, продолжительность работы двигателя.

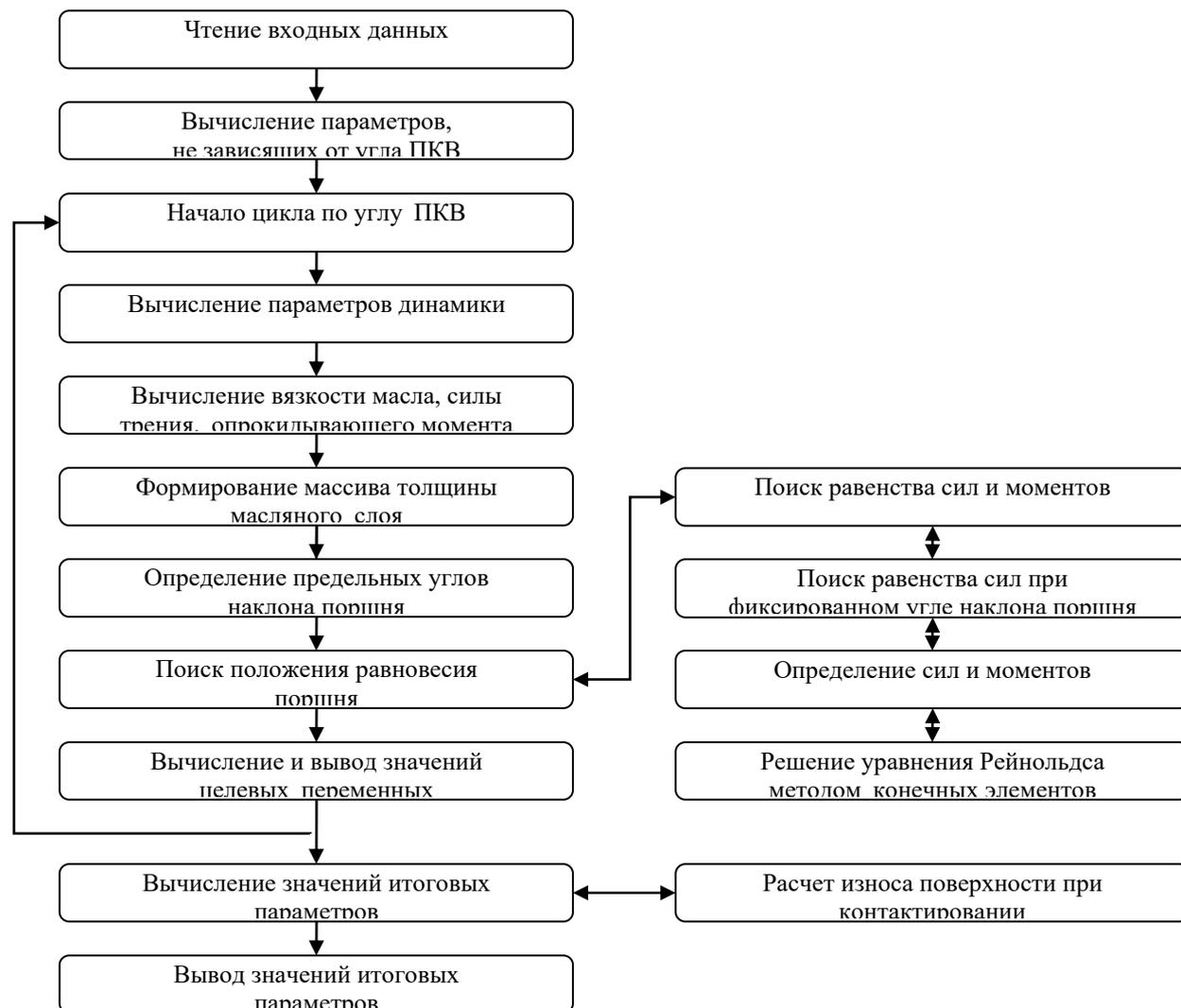


Рис.2. Последовательность основных вычислительных и логических операций в программе PISTON-DHT

Графиками величин в функции угла ПКВ:

1. Реакции и опрокидывающий момент поршня.
2. Зазоры в сопряжении «поршень-цилиндр», угол опрокидывания (наклона) и радиальное смещение относительно оси цилиндра.
3. Составляющие (гидродинамическая и граничная), а также общая сила трения в ЦПГ.

4. Коэффициент трения в сопряжении «поршень-цилиндр».

Трехмерными графиками (полями):

1. Распределение гидродинамического давления по развертке юбки поршня.
2. Распределение линейного износа по развертке юбки поршня.

Круговыми диаграммами:

1. Износ поверхности головы поршня (вид на поперечное сечение).
2. Износ поверхности юбки поршня (вид на поперечное сечение).
3. Режимы трения в ЦПГ.

Таблицами:

1. Все вышеперечисленные графики и диаграммы имеют поддержку в таблично-протокольной форме.
2. Итоговые результаты расчета параметров динамики и трибологии.

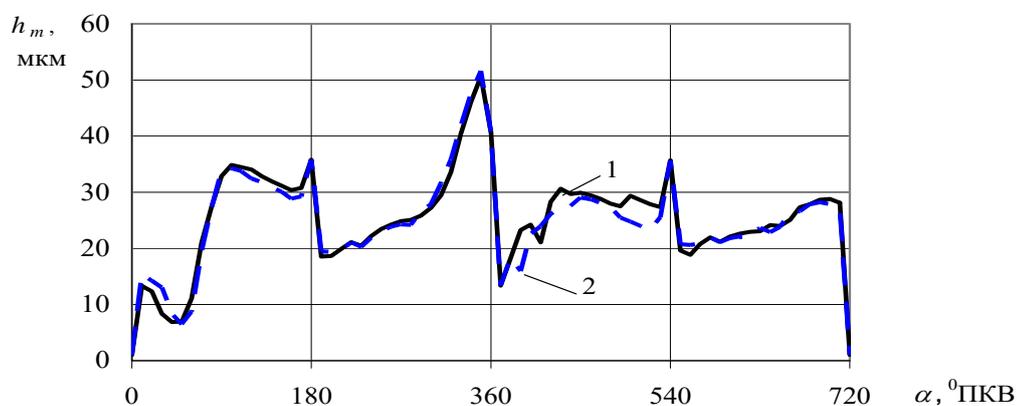


Рис.3. Минимальный зазор в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» дизеля 2Ч 10,5/12 при использовании различных моторных масел: 1 - обычное, 2 - энергосберегающее

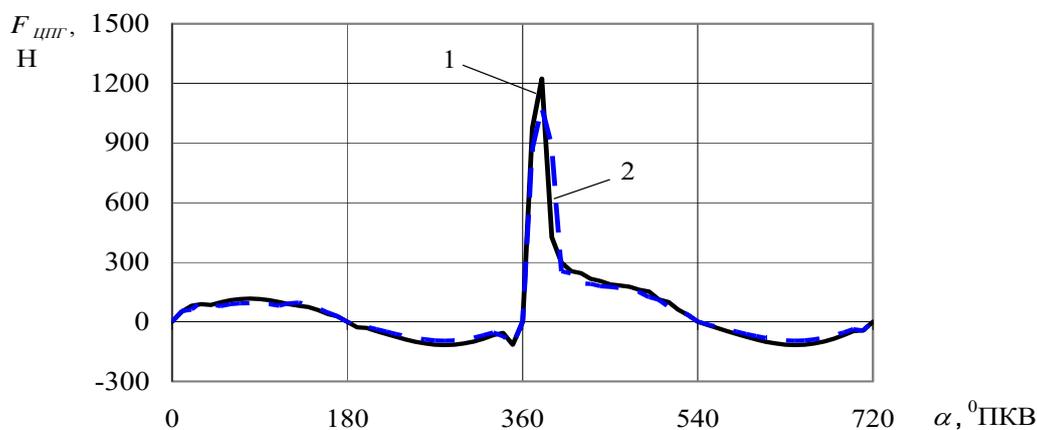


Рис.4. Сила трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» дизеля 2Ч 10,5/12 при использовании различных моторных масел: 1 - обычное, 2 - энергосберегающее

Отличительные особенности и возможности программы:

1. Совмещение расчета поршня и поршневых колец в составе единой поршневой группы.
2. Использование добротных моделей и классических уравнений в их полной авторской форме и постановке.
3. Надежные, научно обоснованные методы расчета и решения уравнений.
4. Максимальная простота использования программы на этапах формирования входных данных и анализа результатов расчета.

5. Предельно высокая информативность выходных данных для решения задач подобного класса.

Пример расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня с помощью программы PISTON-DHT

Для номинального режима работы тракторного дизеля 2Ч 10,5/12 (Д-120 – ВМТЗ) и использования двух типов моторного масла (обычного и энергосберегающего) выполнены расчеты изменения минимального зазора и силы трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр», представленные соответственно на рис. 3 и рис.4.

Апробация программы. Программы прошла многоуровневую проверку на основе верификации и сопоставления с имеющимися экспериментальными и опубликованными расчетными данными других авторов. По выполненным оценкам максимальное расхождение результатов расчета по программе PISTON-DHT и эксперимента в целом не превышает 10-15%.

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ ЕДИНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА «ДВС» ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЕГО ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Вирановский С.В. (Московский автомобильно-дорожный институт (государственный технический университет))

Одной из важнейших проблем отечественного двигателестроения является разработка единого информационного пространства ДВС (ЕИП ДВС). Его создание позволяет сократить затраты в жизненном цикле двигателя, уменьшить времена на его проектирование и производство, повысить его потребительские и экологические качества.

ЕИП ДВС предполагает объединение всех автоматизированных систем, которые применяются в жизненном цикле ДВС, вокруг его информационной модели, которая может быть использована многоаспектно на различных этапах. Одной из составляющих этого пространства является информационная модель конструкции двигателя. В зависимости от цели исследования определяется сложность формируемой модели, которая может варьироваться от базового набора данных двигателя S , D , $l_{ш}$ до твердотельных моделей, применяемых на этапе внутреннего проектирования.

При формировании концепции нового двигателя определяющим является выбор базовых параметров его конструкции, обеспечивающих заданный уровень эффективной организации рабочего процесса, требуемых массово-габаритных, динамических и экологических параметров. Применение параметрические трехмерных моделей позволяет конструктору оперативно осуществлять выбор базовых параметров ДВС с учетом многоплановости и, зачастую, противоречивости предъявляемых к нему требований.

На структурный шум ДВС в значительной степени влияют его площадь наружных поверхностей, масса подвижных и неподвижных деталей, а также их габариты. Эти данные могут быть получены на основании статистики или непосредственно, используя разработанные трехмерные параметрические модели основных элементов КШМ (рис. 1).

Рассмотрим применение параметрической трехмерной модели конструкции двигателя в САПР «Виброакустика ДВС», разработка которой осуществляется в МАДИ (ГТУ), для решения задач управления структурным шумом двигателя.

Покажем некоторые аспекты использования данной модели на примере исследования двигателя с искровым зажиганием 4Ч 75,6/76,5 при оценке влияния коэффициента короткоходности $K=S/D$ на массово-инерционные характеристики ДВС, а также при изучении его колебательных характеристик. Базовые параметры исходной конструкции: $S=75,6$ мм, $D=76,5$ мм, $K=0,988$ и $\lambda=0,283$.

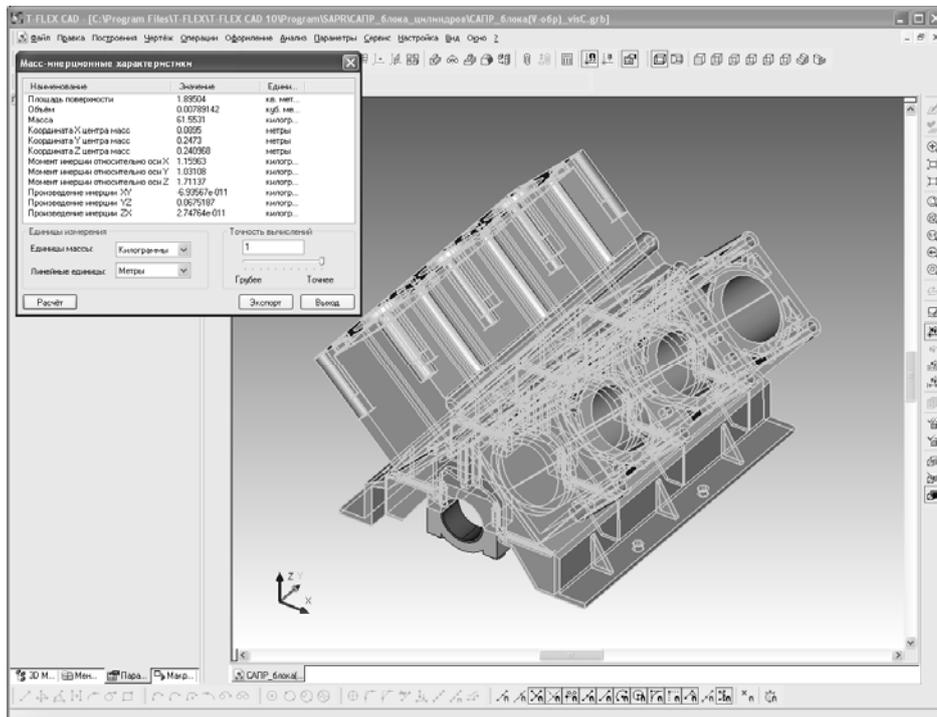


Рис. 1. Определение массово-инерционных характеристик параметрической модели ДВС

Анализ влияния коэффициента короткоходности $K=S/D$ на основные параметры двигателя проведем при постоянстве его рабочего объема. Для однозначности решаемой задачи необходимо задаться либо постоянством коэффициента кинематического подобия $\lambda=D/2l_{ш}$, либо длины шатуна $l_{ш}$.

Рост K от 0,8 до 1,2 вызывает:

- увеличение хода поршня с 65,67 до 86,05 мм (на 31%) и уменьшение диаметра цилиндра с 82,08 до 71,71 мм – соответственно, на 12,6%;
- уменьшение длины коленчатого вала с 506 до 466 мм и его массы с 19,62 до 19,34 кг, что составляет 8,3% и 1,4%;
- уменьшение массы поршня с 0,524 до 0,434 кг (на 17,2%);
- длина блок-картера уменьшилась с 408 до 366 мм, а его ширина – с 124 до 114 мм (на 10,3% и 8,1%).

При фиксированном коэффициенте кинематического подобия λ (0,283) и варьировании $l_{ш}$ с 116 до 152 мм (31%): масса шатуна увеличилась с 0,587 до 0,661 кг (на 12,6%); масса блока-картера снизилась с 18,54 до 17,84 кг (на 3,8%), а высота увеличилась с 249 до 295 мм (на 18,5%).

При постоянной длине шатуна $l_{ш}$ (133,5 мм) и варьировании λ с 0,246 до 0,322 (на 31%) масса блока-картера уменьшается с 19,1 до 17,29 кг (на 9,5%), а высота блока-картера увеличивается с 266 до 277 мм (на 4,1%).

Площадь боковых поверхностей блока-картера ($S_{бк}$) (рис. 2) формируется поверхностями блока цилиндров ($S_б$) и картера ($S_к$).

При постоянной длине шатуна $l_{ш}$ $S_б$ увеличивается на 18,8% и одновременно уменьшается $S_к$ на 14,0%. В результате их суммарная площадь $S_{бк}$ снижается на 2,0%.

В случае неизменной λ рост $S_б$ и $S_к$ происходит на 14,3% и 3,8%, а их суммарная площадь $S_{бк}$ увеличивается на 7,9%.

Влияние коэффициента K на изменение силы инерции P_{jmax} поступательно движущихся масс неоднозначно. С одной стороны, уменьшение массы поршня ведет к уменьшению инерционных масс, движущихся возвратно-поступательно, но, с другой стороны, рост величины хода поршня, из-за которого увеличивается радиус кривошипа r , вызывает увеличение сил инерции и оказывает влияние на λ , за исключением, когда $\lambda = \text{const}$. Однако в целом, максимальное значение силы инерции P_{jmax} увеличивается в среднем на 20%.

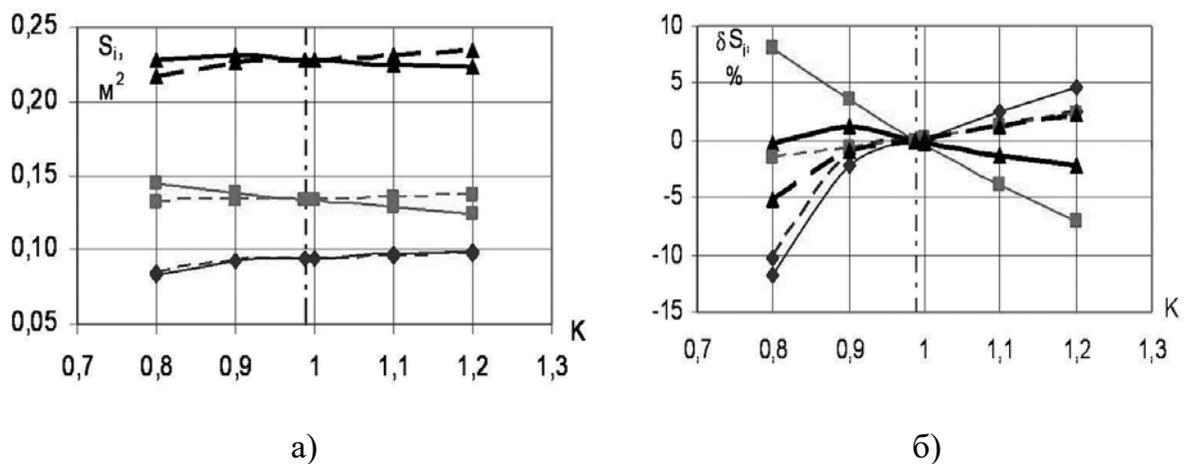


Рис. 2. Изменение площадей боковых поверхностей:
а) абсолютные значения; б) относительные отклонения:

—●— $S_б$ —■— $S_к$ —▲— $S_{бк}$
— $l_{ш} = \text{const}$ - - - $\lambda = \text{const}$ - · - · базовое значение K

Детальный анализ колебательных свойств конструкции двигателя с целью оценки их влияния на излучение структурного шума предполагает получить необходимую информацию о ее частотах и формах собственных колебаний. Экспериментально такая задача, в силу ее высокой трудоемкости, в полном объеме выполненной быть не может. Практика двигателестроения показала, что наиболее качественная информация по данному вопросу может быть получена с помощью конечно-элементного моделирования конструкции двигателя. Формирование соответствующих моделей должно базироваться на разработанной параметрической трехмерной модели конструкции, являющейся составным компонентом ЕИП ДВС.

Для разработки методов управления структурным шумом ДВС представляется важным исследование влияния отдельных деталей двигателя на формирование его колебательных свойств. Численный эксперимент позволяет в полной мере оценить, как изменяются эти свойства основной корпусной детали ДВС - блок-картера, при последовательном включении в его модель других деталей, входящих в КШМ, и последовательного объединения с теми, которые формируют силовой агрегат на автомобиле.

В качестве примера на рис. 3 приведены ряд конечно-элементных моделей, сформированных на основе трехмерных параметрических моделей и использованных для исследования колебательных свойств: блока-картера и системы, состоящей из блока-картера, головки блока цилиндров и картера маховика (модель «сборка»).

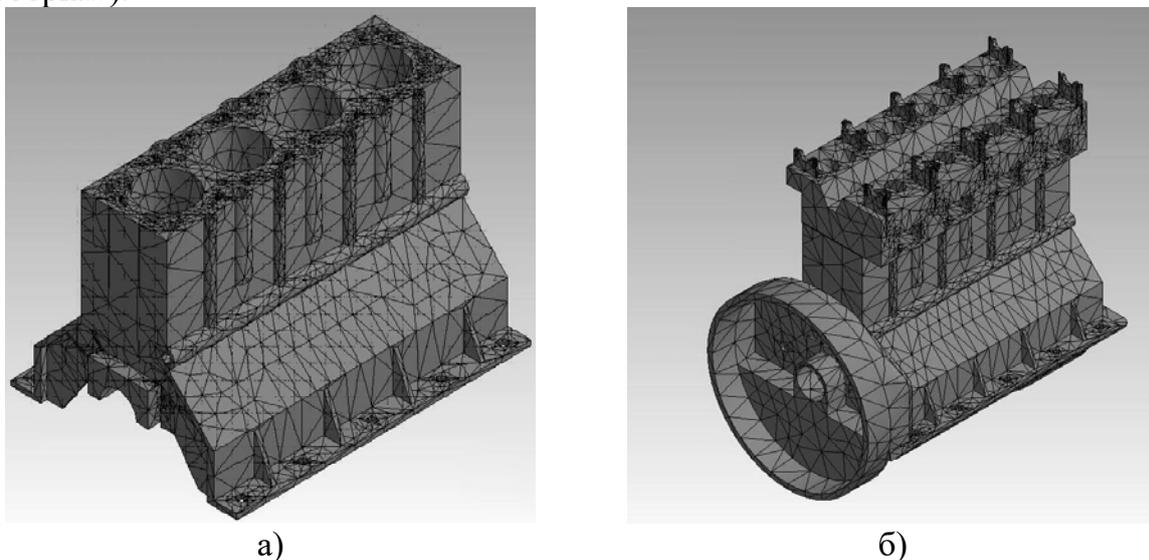


Рис. 3. Конечно-элементные модели:

а) блока-картера; б) блока-картера, головки блока и картера маховика

Расчетный эксперимент проводился в диапазоне 200...2600 Гц. На рис.4 приведены примеры характерных форм собственных колебаний блока-картера.

Полученные формы собственных колебаний (ФСК) были систематизированы (рис.5). В итоге для блока-картера выделены диапазоны частот, для которых характерны определенные типы форм собственных колебаний: 600...2150 Гц - кручение всей конструкции, 980...2050 Гц - изгиб всей конструкции и 800...2600 Гц - изгиб отдельных структур.

Формы собственных колебаний модели «сборка» распределились следующим образом:

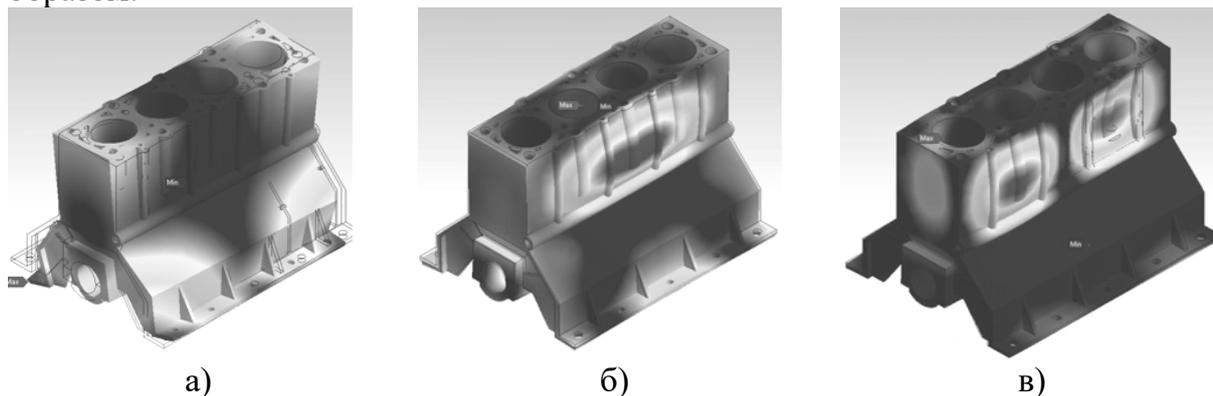


Рис. 4. Примеры характерных собственных колебаний:

а) колебания кручения всего блока-картера на частоте 619 Гц; б) изгибные колебания всего блока-картера на частоте 2025 Гц; в) изгибные колебания в противофазе в пределах ограниченных участков блока-картера на частоте 2243 Гц

- колебания кручения всей конструкции, зарегистрированы в диапазоне 800...1500 Гц. Пример формы собственных колебаний такого типа приведен на рис. 6;

- изгибные колебания всей конструкции отмечены в диапазоне 1350...1900 Гц;
- ФСК, соответствующие изгибным колебаниям отдельных элементов, зафиксированы практически во всем диапазоне 800...2600 Гц.

Следует отметить, что в процессе подготовки моделей ДВС для исследования колебательных характеристик существенными являются вопросы контактных взаимодействий между жестко соединяемыми и подвижными деталями двигателя.

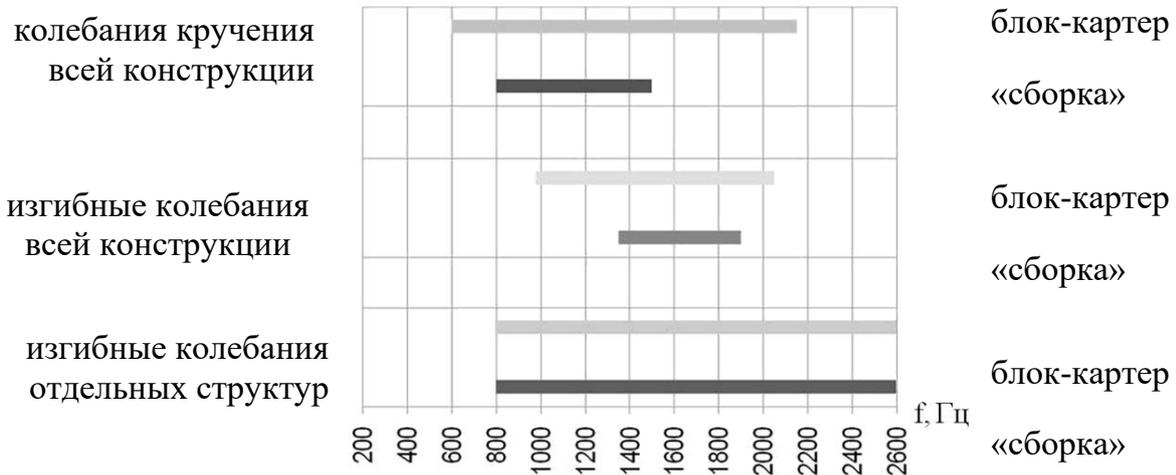


Рис. 5. Результаты систематизации характерных форм собственных колебаний деталей ДВС

От правильности задания силовых факторов зависит достоверность анализа вынужденных колебаний конструкции. Для этого следует учитывать особенности используемых сегодня рабочих процессов и многообразие конструктивных решений для высоконагруженных двигателей.

Важными являются вопросы выбора метода оценки структурного шума. Для этих целей может применяться, например, метод граничных элементов.

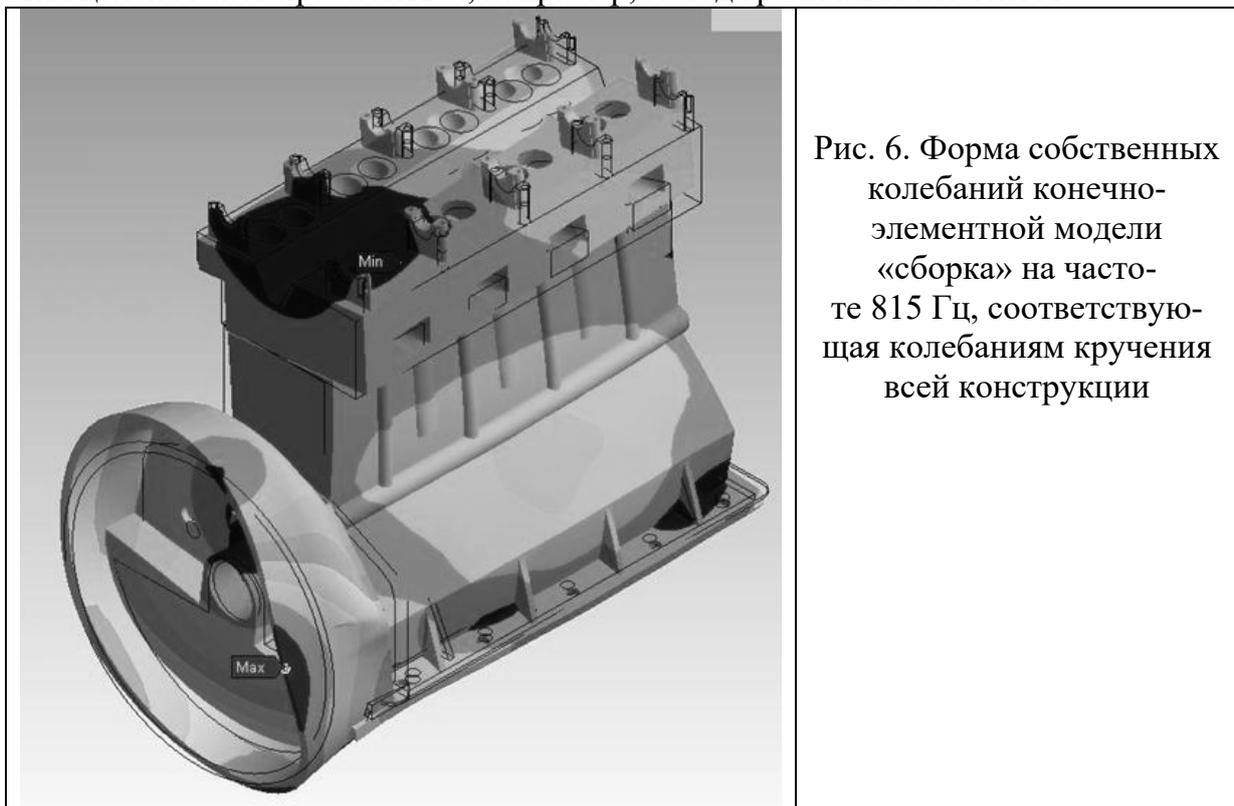


Рис. 6. Форма собственных колебаний конечно-элементной модели «сборка» на частоте 815 Гц, соответствующая колебаниям кручения всей конструкции

Литература

1. Брилинг Н. Р. Теория короткоходного двигателя // Труды лаборатории двигателей, 1957.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2007. – 400 с.: ил.
3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Т.Ю.Кричевская и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд. – М.: Высш. шк., 2005. – 414 с.: ил.

КОМПЛЕКС ЭКОНОМИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ АНАЛИЗА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЯ В САПР

Пылёв В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»)

Разработка высокоэффективных интегрированных САПР ДВС во многом базируется на комплексном применении совершенных методического и математического видов обеспечения. При этом методическое обеспечение, предоставляя полное описание технологии прохождения проекта, обязательно ориентируется на реализацию адаптивных стратегий проектирования, неизменно включая циклические [1,2]. Применение последних связано со значительными трудностями выполнения внутреннего функционального описания двигателя и конструктивной оптимизации элементов относительно проявления совокупности свойств при внешнем воздействии на двигатель, как на сложную техническую систему [3].

Противоречивость требований повышения качества конструкции, снижение сроков проектирования и затрат на проектирование в первую очередь вызвана выполнением проектных итераций. В связи с этим общепризнано, что эффективность САПР будет тем выше, чем меньше совершается возвратов на начальные этапы проектирования после выполнения этапов испытаний опытных образцов. Последнее требование может быть разрешено лишь на основе удовлетворения другого противоречия – применения достоверных и экономических математических моделей внутреннего функционального описания объекта проектирования. Актуальность разработки такого математического обеспечения связана с повышением эффективности САПР ДВС в целом.

Сказанное выше в полной мере относится к проблемам проектирования поршня, в т.ч. – оценки критериев его эксплуатационной теплонапряженности, включая ресурсную прочность.

Основным подходом в решении данной проблемы является использование набора математических моделей различных уровней сложности, когда на начальных этапах анализа теплонапряженности конструкции применяют более экономичные модели нижнего уровня сложности, а окончательное решение принимают на основе моделей верхнего уровня [4].

Применительно к разрабатываемому нами методическому обеспечению необходимым является комплекс, основанный на совокупности моделей анализа типа серого ящика (блоки 1-4) и черного ящика первой группы (блоки 5-7), представленных на рис.1.

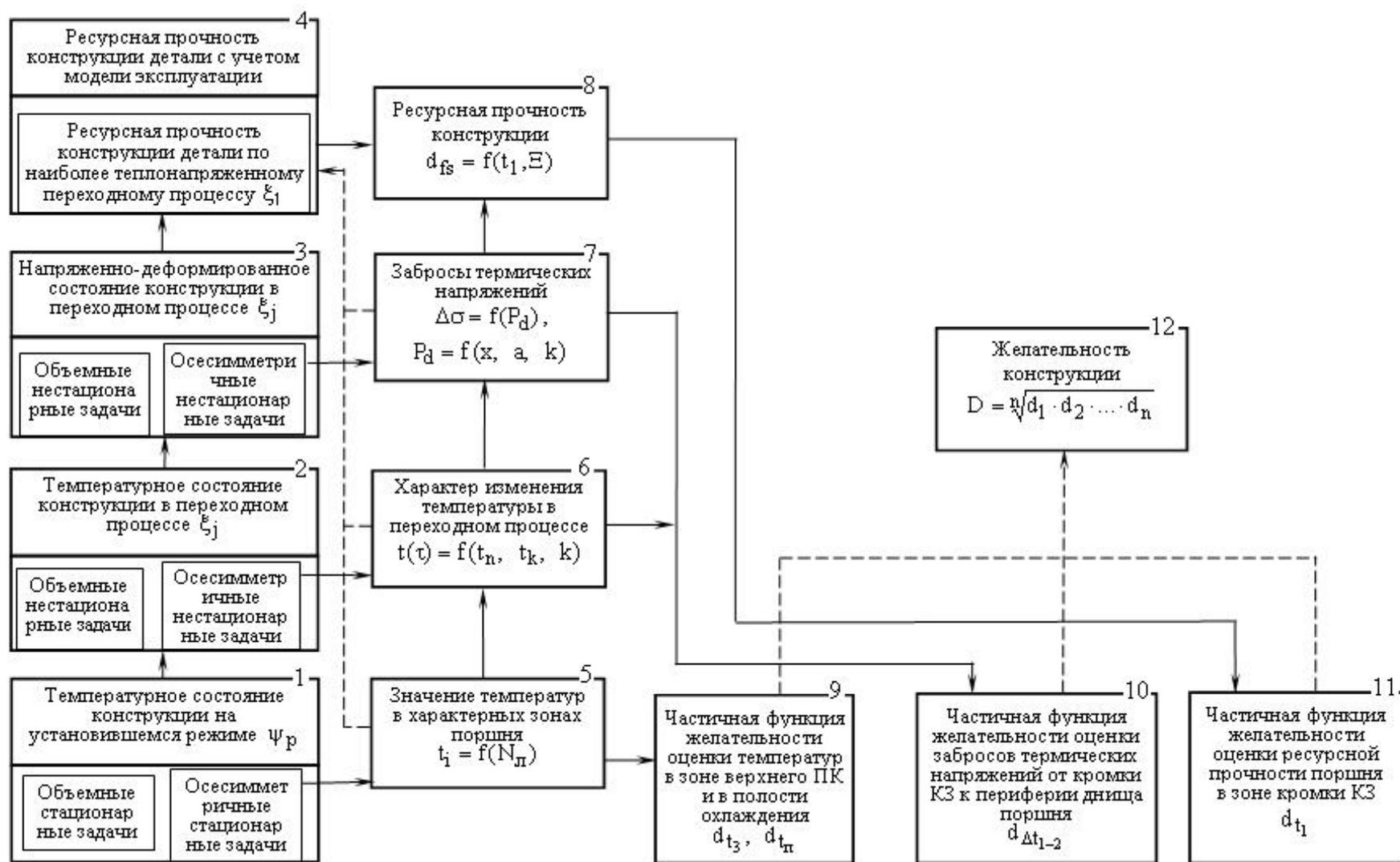


Рис.1. Комплекс моделей анализа теплонапряженности поршня

Здесь модели 1-3 являются известными, а алгоритмы получения моделей 5-7 представлены в [5,6]. При этом применение моделей 5-7 повышает экономичность получения результата с использованием модели верхнего уровня 4, как модели оценки ресурсной прочности особо теплонапряженной зоны поршня:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\&_{n,l} \sigma_l \tau_l), \quad (1)$$

$$t_j = f_{1j}(\tau), \quad \sigma_j = f_{2j}(\tau), \quad (2)$$

$$t_{ki} = \phi_{1j}(\tau), \quad \sigma_{ki} = \phi_{2j}(\tau), \quad (3)$$

$$\Delta \sigma_i = -E \&_{n1} \Big|_{\tau} \tau_1, \quad (4)$$

$$\&_{n1} \Big|_{\tau} = \text{sign}(\sigma_1) A_{0n} \exp[-k_1 / (t_i + 273)] \cdot \left(1 + D_{n1} (\varepsilon_n \Big|_{\tau})^{-\alpha_n}\right) \cdot |\sigma|^{n_1}, \quad \varepsilon_n \Big|_{\tau=0} = 0, \quad (5)$$

$$\varepsilon_n \Big|_{\tau} = \left(\sum_j \sum_k \sum_i \sum_l \&_{n1} \tau_l\right) \Big|_{\tau}, \quad (6)$$

$$\sigma_{ak} = \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{fk})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon_f'} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m \times \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{fk})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon_f'} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\varepsilon_f' (2N_{fk})^c + \varepsilon_{пл.н.} \right] \right\}^{1-m}. \quad (7)$$

В соответствии с (1) определяется доля накопленных повреждений d_{fs} , вызванных усталостью d_f и ползучестью d_s материала с учетом k циклов каждого из j переходных процессов модели эксплуатации двигателя данного технологического назначения. При этом закон нагружения рассматриваемой зоны поршня (2), установленный на основе использования моделей 2-3 либо 6-7 для решения задачи в представленной квазистационарной постановке преобразуется к ступенчатому закону (3) с i расчетными интервалами. Исходя из рациональной точности и экономичности методики (1) – (7) продолжительность интервала $\tau_i \approx l_c$. Важно, что для определения релаксации напряжений в (4) каждый из i временных интервалов разбивается на l подинтервалов. Скорость ползучести (5) в данный момент времени τ устанавливается с учетом действующего напряжения и накопленной к этому времени деформации ползучести (6). При этом количество циклов до разрушения в k -ом цикле нагружения N_{fk} устанавливается исходя из найденной амплитуды асимметричного цикла σ_{ak} с учетом релаксации напряжений (4), вызванных процессом ползучести (5). Видно, что неэкономичность рассмотренной модели в первую очередь связана с определением деформаций ползучести $\varepsilon_n \Big|_{\tau=P}$ в (6) с шагом τ_1 на временной базе, соответствующей требуемому ресурсу P . Последнее обстоятельство вызывает необходимость разработки соответствующей экономичной модели типа черного ящика, представленной блоком 8 на рис.1.

Для решения такой задачи нами выполнены расчеты ресурсной прочности поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14 в диапазоне уровней форсирования 18,5 – 30 кВт/л для моделей эксплуатации тракторов 3-й и 4-й категорий по ISO [7]. При этом количество типовых переходных процессов j определяется по методике [6] и

для рассмотренных моделей эксплуатации соответственно равно 16 и 17. Исследовались два варианта поршней: с масляным струйным (серийная конструкция) и галерейным охлаждением. На рис.2 приведена зависимость величины накопленных повреждений d_{fs} от температуры в зоне кромки камеры сгорания поршня t_1 для указанных вариантов.

Видно, что независимо от рассмотренных вариантов ресурсная прочность поршня рассмотренного тракторного дизеля обеспечивается до температур 304-315 °С, что позволяет предложить единую модель вида:

$$d_{fs} = \exp(0,109 \cdot t_1 - 33,18) \quad (8)$$

Выражение (8) соответствует блоку 8 на рис.1 и с точностью до 5 % описывает кривую 1 на рис.2 в требуемой области адекватности. Таким образом, задача экономичного однокритериального анализа теплонапряженности поршня решена для всех уровней сложности моделей.

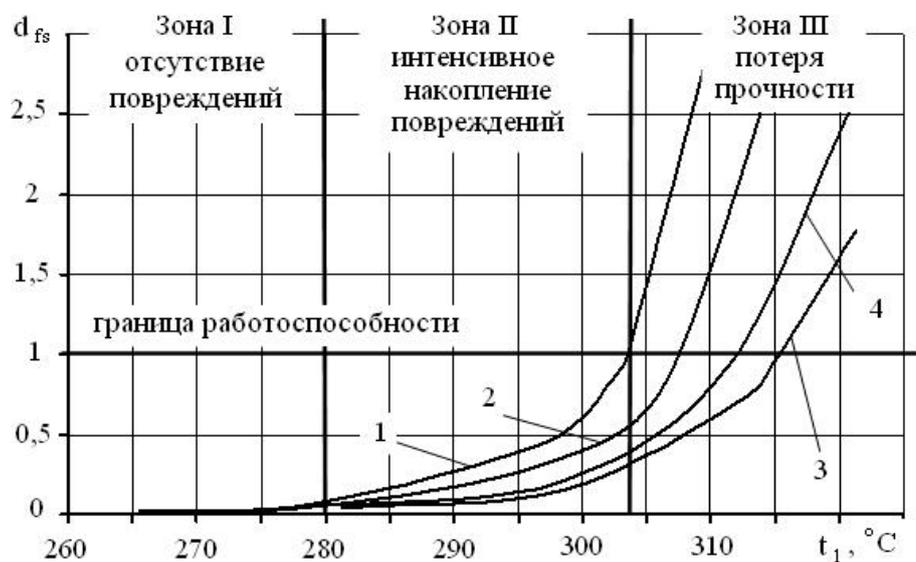


Рис.2. Зависимость величины накопленных повреждений от температур в зоне кромки КЗ поршня:

- 1 – поршень с полостью охлаждения, 4-я категория трактора ($N_{л}=26,3$ кВт/л);
- 2 – поршень с полостью охлаждения, 3-я категория трактора ($N_{л}=27$ кВт/л);
- 3 – поршень с струйным масляным охлаждением, 4-я категория трактора ($N_{л}=23,4$ кВт/л);
- 4 – поршень с струйным масляным охлаждением, 3-я категория трактора ($N_{л}=24$ кВт/л).

С другой стороны, подсистема оптимизации теплонапряженного состояния поршня требует разработки обобщенного скалярного критерия качества теплонапряженности, как эквивалента вектору частных критериев качества конструкции. Такая задача для блоков 9-10, как моделей черного ящика второй группы нами решена в [8].

В целях разработки модели блока 11 обратимся к рис.2. Видно, процесс накопления повреждений имеет 3 четко различимые зоны. Это зона I – отсутствия повреждений, зона II – интенсивного накопления повреждений и зона III – потери прочности. При этом ясно, что поршни перспективных дизелей должны работать на пределе прочности без потери последней. Этому условию отвечает теплонапряженность конструкции в соответствии со второй зоной. Тогда на основе ис-

пользования шкалы желательности Харрингтона можно получить частную функцию:

$$d_{t1} = \begin{cases} \exp[-\exp(18,572 - 0,0744 \cdot t_1)], & t < t^{I-II} \text{ } ^\circ\text{C}; \\ 0,9, & t^{I-II} \leq t_1 \leq t^{II-III} \text{ } ^\circ\text{C}; \\ \exp[-\exp(0,456 \cdot t_1 - 140,884)], & t > t^{II-III} \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases}, \quad d_{t1} \in [0;1], \quad (9)$$

где t_1 – температура в зоне кромки КЗ, $^\circ\text{C}$;

t^{I-II} – температура начала интенсивного накопления повреждений, $^\circ\text{C}$;

t^{II-III} – температура начала потери прочности, $^\circ\text{C}$

Таким образом наличие совокупности экономичных моделей оценки теплонапряженности поршня второй группы (блоки 9-11, рис.1), как частных функций желательности Харрингтона, позволяет осуществить их скалярную свертку с получением обобщенной теплонапряженности конструкции $D = \sqrt[n]{d_1 \cdot d_2 \cdot \dots \cdot d_n}$ в блоке 12 рис.1.

Результаты использования комплекса разработанных моделей представлены на рис.3. Видно, что для трактора 3-й категории уровень теплонапряженности находится в зоне интенсивного накопления повреждений, но при этом обеспечивается работоспособность конструкции на протяжении заданного ресурса $P=10000$ час. Для четвертой категории трактора аналогичное условие обеспечивается при применении поршней с галерейным охлаждением и уровне форсирования дизеля до $N_{л}=25,5$ кВт/л.

В заключение можно сделать вывод, что предлагаемый комплекс моделей в сочетании с соответствующим методическим обеспечением САПР позволяет осуществлять анализ теплонапряженности поршня и оптимизацию его конструкции с минимальными затратами на проектирование.

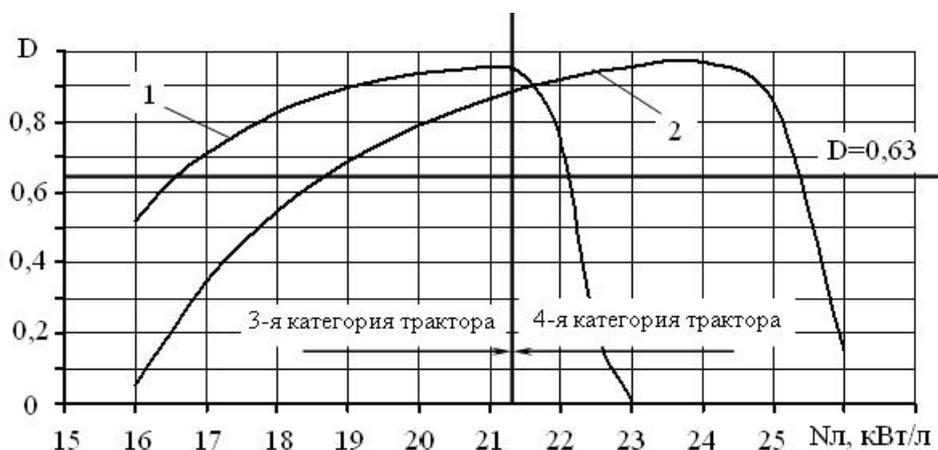


Рис.3. Обобщенная желательность теплонапряженности поршня:
1 – струйное масляное охлаждение; 2 – галерейное охлаждение.

Литература:

1. Иссерлис Ю.Э., Мирошников В.В. Системное проектирование деталей двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 255 с.
2. Тимченко А.А. Основы САПР та системного проектування складних об'єктів. – К.: Либідь, 2000. – 270 с.
3. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: / Р.М. Петриченко, С.А. Батулин, Ю.Н. Исаков и др. / Под общей ред. Р.М. Аетриченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 328 с.

4. А.В. Олейник, Д.Ф. Симбирский, А.В. Шереметьев. Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов авиационных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. - №10/26. – С. 37-41.

5. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.

6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332с.

7. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17-20.

В.О. Пильов, А.Ф. Шеховцов, В.Т. Турчин та ін. Підвищення ефективності метода конструктивної оптимізації поршня ДВЗ за сукупністю критеріїв його термонапруженості // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №2. – С.122-125.

ДВОЙНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В СОВРЕМЕННОМ ТРАНСПОРТНОМ (ТАНКОВОМ) ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ: НЕОБХОДИМОСТЬ И ВОЗМОЖНОСТЬ

Подгаецкий В. М. (ФГУП «НИИД»)

Серийные и перспективные зарубежные транспортные (танковые) дизели имеют весьма высокий уровень удельных мощностных, массогабаритных и топливозономических показателей. Их агрегатные мощности составляют 1100 кВт в серийных образцах (дизели МТ883 и СУ12) и достигают 1900 кВт в опытных модификациях. Литровые мощности современных серийных турбопоршневых дизелей (ТПД) фирм "МТУ", "Перкинс" и др. составляют 37...60 кВт/л, а опытных — до 74 кВт/л и более.

Для того, чтобы двигатели отечественных объектов бронетанковой техники (БТТ) соответствовали указанному техническому уровню, особое внимание необходимо уделить опережающему развитию для них прогрессивных технологий и проведению соответствующих НИР по повышению параметров рабочего процесса ($P_e \geq 1,8...2,2$ МПа), созданию регулируемых высокоэффективных турбокомпрессоров (с $\pi_k = 4,5-6,0$ и КПД компрессора более 0,8), разработке охладителей наддувочного воздуха, электронных систем регулирования и автоматизированного управления с адаптацией режимов двигателя к дорожным условиям.

Переход России на рыночную экономику в корне изменил ситуацию в области танкового двигателестроения. Его сохранение и развитие в современных условиях возможно лишь при обеспечении рентабельности промышленного производства в данной области техники.

За рубежом решение этой проблемы потребовало консолидации на государственном уровне в рамках федеральных программ усилий представителей армии, науки и промышленности, занятых разработкой, производством и эксплуатацией транспортных объектов и их силовых установок военного и гражданского назначения. Поиск выхода из создавшегося положения продолжался довольно долго. Решение проблемы было найдено и с середины 90-х годов оно активно и успешно претворяется в жизнь.

"Военно-гражданская" концепция предполагает разработку конструкции двигателя, которая при сохранении неизменными в ней размерности цилиндров, межосевого расстояния, деталей кривошипно-шатунного механизма, остова и некоторых других основных элементов может быть при необходимости трансформирована в его гражданские или военные модификации, удовлетворяющие ТТТ соответствующей области применения.

Для обеспечения рентабельности изготовление ДДН ведется, как правило, на общих производственных площадях, причем доля военных модификаций в суммарном объеме выпуска ДДН не превышает в мирное время 20...25 %, но легко может быть увеличена в особый период. Нетрудно заметить, что таким способом создаются скрытые резервы промышленных мощностей, способные в кратчайшие сроки (1,5...2 мес.) легко переориентироваться в военное время на выпуск необходимого количества двигателей для боевой техники. Именно поэтому практически все наиболее развитые зарубежные страны создают семейства ДДН.

Реализуемость концепции двигателей двойного назначения (ДДН) не вызывает сомнения, т.к. подтверждена опытом и результатами работ зарубежного транспортного и танкового двигателестроения (табл. 1).

Первой (в середине 1990-х г.г.) наиболее значительных (по техническому уровню, числу военных и гражданских модификаций и объемам выпуска) результатов в создании ДДН достигла английская фирма "Перкинс". Ее ДДН семейства СУ "Кондор" были спроектированы как военные и гражданские одновременно. Это дало военным доступ к положительным гражданским характеристикам двигателей, таким как высокие ресурс и надежность работы, низкие начальная стоимость и стоимость жизненного цикла. В настоящее время двигатели "Кондор" — самые мощные и совершенные серийные военные танковые и коммерческие дизели (табл. 2).

Таблица 1. Тактико-технические характеристики зарубежных многоцелевых дизельных двигателей

Параметр	Двигатели фирмы "Камминс"		Двигатели "MTU" и "Детройт дизель"	
	12 (90°)	12 (60°)	12 (90°)	12(90°)
Число цилиндров (расположение)	12 (90°)	12 (60°)	12 (90°)	12(90°)
Система наддува	ТК с РГ и ОНВ*	ТК и ОНВ	ТК с РГ и ОНВ	ТК с РГ и ОНВ
Диаметр цилиндра, мм	140	150	130	144
Ход поршня, мм	121	130	150	140
Мощность, кВт	1100-1320	1080-1650	1100-1470	1200-1620
Литровая мощность, кВт/л	50-60	39-60	46-61	44-61
Габаритная мощность, кВт/м ³	1010-1213	810-1243	—	915-1140
Масса, кг	1727	1905	—	1650
Удельная масса, кг/кВт	1,56-1,3	1,77-1,16	—	1,36-1,02

" Обозначения: ТК — турбокомпрессор; РГ — регулируемая геометрия проточной части турбокомпрессора; ОНВ — охладитель наддувочного воздуха.

В настоящее время лидерами зарубежного транспортного двигателестроения в области ДДН являются фирмы MTU, ФРГ, и Детройт Дизель, США. Их дизели серий «2000»/«199» и «890»-HPD в наибольшей мере удовлетворяют ТТТ к СУ пер-

спективных БМ 21-го века, а величины параметров этих двигателей отражают наиболее высокий технический уровень, достигнутый в настоящее время в области транспортного (танкового) двигателестроения. Основные показатели военных модификаций названных дизелей приведены в табл.3 и 4.

Одним из главных направлений развития моторно-трансмиссионной установки (МТУ), обусловленных тенденциями развития военных и гражданских транспортных средств, является выполнение МТУ в виде силового блока, объединяющего функционально согласованные двигатель, трансмиссию и системы МТУ.

Представляют интерес принципы конструирования, которые могут быть учтены при проектировании многоцелевых двигателей. Наиболее важные из них для военных двигателей - это уменьшение высоты дизелей, что позволяет снизить высоту корпуса танка и увеличить его живучесть, а также длины, что дает возможность установить двигатель в силовом отделении поперек корпуса танка, в результате чего его длина сократится.

По мнению зарубежных специалистов, в настоящее время имеются все возможности для создания многоцелевых дизелей на основе накопленного научно-технического опыта в области двигателестроения и смежных отраслях. Это позволит закладывать в базовые элементы двигателей высокие запасы прочности при сохранении общепринятой конструктивной базы и получать основные показатели, удовлетворяющие военным и гражданским техническим требованиям одновременно.

Отсутствие специализированных производств, аналогичных широко распространенным в передовых зарубежных странах, объединенных в настоящее время в систему международной кооперации, приводит, в конечном счете, к техническому и технологическому отставанию в развитии отечественных двигателей. Сейчас в России остро столкнулись с этим и необходимость создания специализированных производств дизельных агрегатов и систем (турбокомпрессоры, поршни, топливная аппаратура и форсунки, фильтры и т. п.) приобретает важное государственное значение. Это вызывает необходимость межотраслевой координации программ развития двигателей различного назначения на ближайшие 5—10 лет, что должно стать ещё одной важнейшей задачей, решение которой определяет перспективы развития отечественного двигателестроения для БТТ и других объектов транспортной техники.

Выводы

1. Танковые двигатели должны и могут разрабатываться как двигатели двойного применения, а их производство должно осуществляться на единой с двигателями для народного хозяйства технологической базе.

2. Перспективным направлением развития танковых моторно-трансмиссионных установок двойного назначения (как с ГТД, так и с ТПД) является создание гибридных электрических силовых установок на базе агрегированных силовых блоков.

3. Необходимо принятие мер по устранению отраслевой разобщенности в двигателестроении и созданию в России специализированных производств для выпуска ТКР, топливной аппаратуры и других узлов и агрегатов двигателей.

Таблица 2. Двигатели двойного назначения серии СУ "Кондор" (D/S = 135/152) фирмы "Перкинс", Великобритания

Параметр	Гражданские двигатели							Военные двигатели				
	Электрогенераторы, тракторы, строительно-дорожные машины, магистральные автопоезда							Танки, САУ, БМП, радары ПВО, машины морского десанта, катера береговой охраны				
	30...40 т, суда, яхты, внедорожные большегрузные автомобили											
Марка двигателя	СУ8Т	СУ8Т-СГ	СУ8Т-СА	СУ12Т	СУ12Т-СЕ	СУ12Т-СА	М700Т1	СУ6-750	СУ8-1000	СУ 12-1500	СУ 12-2000	СУ 16-3000
Система наддува	ТК	ТК + ОНВ	ТК + ОНВ	ТК	ТК + ОНВ	ТК + ОНВ	ТК + ОНВ	ТК (РГ) + ОНВ	ТК (РГ) + ОНВ	ТК (РГ) + ОНВ	ТК (РГ) + ОНВ	ТК + ОНВ
Число цилиндров	8	8	8	12	12	12	8	6	8	12	12	16
Стендовая мощность, кВт	330	440	600	500	590	880	515	550	735	1100	1470	2200
Рабочий объем, л	17,41	17,41	17,41	26,11	26,11	26,11	17,41	13,05	17,41	26,11	26,11	34,82
Частота вращения, мин ⁻¹	2100	2300	2300	2100	2300	2300	2100	2400	2400	2300	2400	2800
Удельный расход топлива, г/(кВт • ч)	220	220	230	220	220	230	—	205	217	210	210	205
Габариты, мм;												
длина	1130	1270	1130	1495	1610	1495	—	817	997	1375	1375	1700
ширина	1020	1140	1020	925	925	1275	—	870	1030	935	935	1077*
высота	1160	1110	1080	1370	1150	1182	—	950	897	975	975	1600
Масса двигателя, кг	1150	1215	1293	1775	2041	1876	1596	990	1292	1880	1880	2800
Литровая мощность, кВт/л	19,0	25,4	34,3	19,0	22,5	33,8	29,6	42,0	42,0	42,0	56,3	63,2
Цилиндровая мощность, кВт	41,3	55,2	75,0	41,3	49,2	73,5	64,4	92,0	92,0	92,0	122,0	137,5
Габаритная мощность, кВт/м ³	247	274	482	265	345	391	176	820	800	880	1175	755
Удельная масса, кг/кВт	3,47	2,75	2,16	3,58	3,47	2,12	3,10	1,80	1,75	1,70	1,28	1,26
Стадия разработки	Серия							ДО	Серия		ДО	

* —

без ТК; ТК — турбокомпрессор; РГ - регулируемая геометрия проточной части ТК; ДО — демонстрационные образцы; САУ - самоходная артиллерийская установка; ОНВ— охладитель наддувочного воздуха.

Таблица 3. Новые двигатели двойного назначения ряда «2000»
фирмы MTU (ФРГ)

№ п/п	Двигат. Пара- метр	Обозначен.	Размерн	6V-	8V-2000	12V-2000	18V-2000
				2000			
1.	Вид двигателя			военн. модиф.	военн. модиф.	военн. модиф.	гражд. модиф.
2.	Мощность макс. (стенд.)	Ne	л.с.	545	820	1500	1700
3.	Число оборотов при максимальной мощности	n	об/мин	2300	2300	2300	1800
4.	Рабочий объем двигателя	Vh	л	11,95	15,9	23,9	35,82
5.	Число и распол. цилиндров			6V-90°	8V-90°	12V-90°	18V-90°
6.	Диаметр цилиндра	D	мм	130	130	130	130
7.	Ход поршня	S	мм	150	150	150	150
8.	Габаритные размеры Lx B x H		мм	1097x930x 963	1158x1030x 950	1470x1166x 1250	2398x1580x 1604
9.	Габаритный объем двигат.	VГ	м ³	0,98	1,13	2,14	6,07
10.	Масса сухая	Gдв	кг	920	1135	1750	3500
11.	Ср. эффект, давление	Pe	кг/см ²	17,85	20,2	24,5	22,6
12.	Ср. скорость поршня	Cm	м/с	11,5	11,5	11,5	9,0
13.	Уд. расход топлива	ge	г/л.с.ч.	...	165	...	146
14.	Габаритная мощность	Ng	л.с./м ³	556	725	700	280
15.	Литровая мощность	Nл	л.с./л	45,6	51,0	62,7	47,5
16.	Удельная масса	γ	кг/л.с	1,69	1,38	1,16	2,06
17.	Удельная теплотдача в охлажд. жидк.	Q _{охл}	ккал/лсч	...	380-400	375	...

Таблица 4. Новые двигатели двойного назначения ряда 890
фирм MTU/DDC (ФРГ/США)

№№ п/п	Двигат. Параметр	Обозначен.	Размерн	6V-HPD	8V- HPD	10V- HPD	12V- HPD
1.	Вид двигателя			военн. модиф.	военн. модиф.	военн. модиф.	военн. модиф.
2.	Мощность макс. (стенд.)	Ne	л.с.	750	1000	1250	1500
3.	Число оборотов при максималь- ной мощности	n	об/мин	4250	4250	4250	4250
4.	Рабочий объем двигателя	Vh	л	6	8	10	12
5.	Число и распол. цилиндров			6V-60°	8V-60°	10V-60°	12V-60°
6.	Диаметр цилиндра	D	мм	109	109	109	109
7.	Ход поршня	S	мм	107	107	107	107
8.	Габаритные размеры Lx B x H		мм	590x 700x760	715x 700x760	840x 700x760	965x 700x760
9.	Габаритный объем двигат.	VГ	м ³	0,31	0,38	0,45	0,51
10.	Масса сухая	G дв	кг	520	690	860	1030
11.	Ср. эффект, давление	Pe	кг/см ²	26,5	26,5	26,5	26,5
12.	Ср. скорость поршня	Cm	м/с	15,4	15,4	15,4	15,4
13.	Уд. расход топлива	ge	г/л.с.ч.	145 ¹⁾	145 ¹⁾	145 ¹⁾	145 ¹⁾
14.	Габаритная мощность	Ng	л.с./м ³	2420	2630	2775	2940
15.	Литровая мощность	Nл	л.с./л	125	125	125	125
16.	Удельная масса	γ	кг/л.с	0,70	0,70	0,70	0,70

1) – в составе гибридной электрической силовой установки (ГЭСУ), см. ниже.

3. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В ПОЛОСТЯХ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Базаева Н.С., Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н.

(Тульский государственный университет)

Совершенствование системы топливоподачи – одно из основных направлений повышения мощностных, экономических и экологических показателей современных дизельных двигателей. Ввиду непрерывной интенсификации максимального давления впрыскивания и других параметров, предъявляются все более жесткие требования к адекватности математических моделей, описывающих изменение состояния дизельного топлива (ДТ) в процессе функционирования системы топливоподачи.

Известные подходы [1 – 4] к описанию функционирования системы топливоподачи, как правило, базируются на целом ряде допущений и характеризуются широким привлечением экспериментальных данных. Кроме того, отсутствуют универсальные и надежные зависимости для определения внутренней энергии, энтальпии, теплоемкостей дизельного топлива.

В данной работе на базе тепломеханического подхода, изложенного в трудах [5] проф. Подчуфарова Ю.Б., получены зависимости, описывающие изменение состояния дизельного топлива во времени.

В качестве исходной системы уравнений, описывающей изменение состояния термодинамического тела, были использованы законы сохранения [5]:

$$- \text{массы } \frac{dm}{dt} = \sum_{p=1}^{p=i} G_{\text{пр}} - \sum_{q=1}^{q=j} G_{\text{рқ}} ; \quad (1)$$

$$- \text{энергии } \frac{dU}{dt} = \sum_{p=1}^{p=i} \Pi_{\text{пр}} G_{\text{пр}} - \sum_{q=1}^{q=j} \Pi_{\text{рқ}} G_{\text{рқ}} - P \frac{dW}{dt}, \quad (2)$$

где $G_{\text{пр}}$ – секундный массовый приход жидкости по p -му каналу; $G_{\text{рқ}}$ – секундный массовый расход жидкости по q -му каналу; $\Pi_{\text{пр}}$ – удельный приход энергии жидкости по p -му каналу; $\Pi_{\text{рқ}}$ – удельный расход энергии жидкости по q -му каналу; $p = 1, 2, 3, K, i$; $q = 1, 2, 3, K, j$; $\Pi = u + P \cdot v = h$; u и h – внутренняя энергия и энтальпия жидкости; W – объем, занимаемый рабочим телом; P – давление; v – удельный объем.

Система уравнений (1) и (2) должна быть дополнена зависимостями для расчета расхода рабочего тела, внутренней энергии, энтальпии, а также удельной массовой изохорной и изобарной теплоемкости.

При получении названных зависимостей одним из важнейших вопросов является отыскание рациональной формы уравнения состояния, позволяющего правильно описать поведение вещества в широкой области параметров состояния. В данной работе в качестве уравнения состояния ДТ использовалась зависимость [2]

$$\left(\frac{\rho}{\rho_{0t}} \right)^k = \frac{B + P}{B}, \quad (3)$$

где $B = 10^6 \cdot [104 - 0,851(t - 20) + 0,44(\rho_{20} - 825)]$; $k = 10,5 + 0,0141(t - 20)$; ρ_{20} – плотность при нормальных условиях; ρ_{0t} – плотность при температуре t и атмосферном давлении.

Задача определения удельной массовой изохорной теплоемкости c_v наталкивается на отсутствие надежных экспериментальных данных [2]. Так, в работе [2], c_v приближенно определяется через параметр Грюнейзена, коэффициент теплового расширения и удельную массовую изобарную теплоемкость. Более точное выражение для c_v можно получить, используя известное уравнение термодинамики [5]:

$$c_v(v, T) = c_v(v_0, T) + T \int_{v_0}^v \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_v dv, \quad (4)$$

где v_0 – значение удельного объема при T_0 и P_0 .

Как показали проведенные исследования, выражение (4) может быть получено из уравнения состояния (3) только с привлечением зависимости для $c_v(v_0, T)$, которая является неизвестной.

В данной работе для определения c_v использовалось известное термодинамическое соотношение:

$$c_p - c_v = -T \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v^2 / \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T. \quad (5)$$

Выражение для c_v было получено на базе уравнения состояния (3), эмпирической формулы [2] для удельной массовой изобарной теплоемкости $c_p = 1833 + 4,575 \cdot (T - 273) - 0,31 \cdot 10^{-6} \cdot P$ и имеет следующий вид:

$$c_v = 581,03 + 4,311 \cdot T + 0,1364 \cdot \rho_{20} - 3,1 \cdot 10^{-7} \cdot a_1 \cdot a_2^{a_3} - T \cdot \frac{[851000 + a_2^{a_3} \cdot (-851000 + a_1 \cdot (1,41 \cdot 10^{-2} \cdot \ln a_2 - a_3 \cdot a_2 \cdot v \cdot (-1,8 + 1,3 \cdot 10^{-3}))^2]}{a_1 \cdot a_2^{a_3} \cdot a_3} \cdot v,$$

$$\text{где } a_1 = -9657000 - 851000 \cdot T + 440000 \cdot \rho_{20}; \quad a_2 = \left[\frac{1}{\rho_{20} - (1,8 - 1,3 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{20}) \cdot (T - 293)} \right] \cdot v;$$

$$a_3 = 6,369 + 1,41 \cdot 10^{-2} \cdot T.$$

Как показали проведенные исследования при описании изменения состояния ДТ допущение о постоянстве теплоемкости является вполне оправданным. Так, расхождение результатов расчета, полученных в случае постоянной и переменной теплоемкости, составляет не более 0,2 %. Это объясняется тем, что в уравнении (2) вычисляется разность между удельным приходом и расходом энергии. В связи с этим в дальнейшем, при выводе зависимостей для внутренней энергии и энтальпии теплоемкость принималась постоянной.

В соответствии с используемым подходом [5] на основании уравнения состояния (3) были получены следующие зависимости для внутренней энергии и энтальпии:

$$u = f(v, T) = c_v \cdot T + B_H \cdot v + \frac{B_H \cdot v_H^{k_H}}{k_H - 1} \cdot v^{1 - k_H} - B_H \cdot v_H - \frac{B_H \cdot v_H}{k_H - 1};$$

$$h = f(v, T) = u + P \cdot v = u + v \cdot \left(-B + B \left(\frac{v_{0t}}{v} \right)^k \right);$$

где $v_{0t} = \frac{1}{\rho_{0t}}$ — удельный объем при температуре t и атмосферном давлении;

$$B_H = B(T_H) = 3,643 \cdot 10^8; k_H = k(T_H) = 6,369; v_H = 9,491 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Секундный массовый расход жидкости вычислялся по формуле $G = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2}{v_0}(P_0 - P)}$, при этом $v = v_0$, $u = u_0$ (индексом 0 отмечены параметры жидкости в начальном неподвижном слое); μ — коэффициент расхода; S — площадь отверстия.

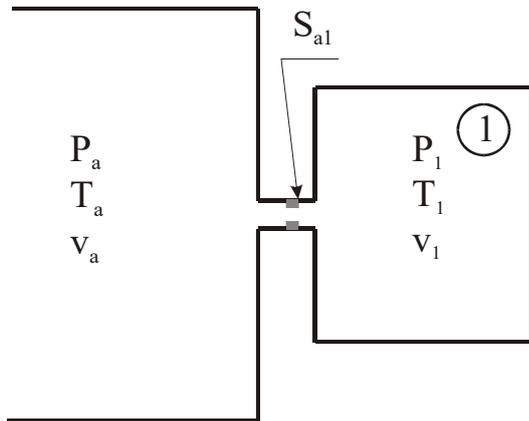


Рис. 1. К расчету процесса наполнения полости

Дизельное топливо в гидроаккумуляторе на протяжении времени переходного процесса имеет неизменные параметры $P_a = 1,5 \cdot 10^8$ Па, $T_a = 293$ К, $v_a = 1,087 \cdot 10^{-3}$ м³/кг. В полости 1 постоянного объема $W = 4,54 \cdot 10^{-4}$ м³ в момент открытия отверстия $S_{a1} = 1 \cdot 10^{-6}$ м² дизельное топливо имеет

параметры $P_{10} = 1,01 \cdot 10^5$ Па, $T_{10} = 293$ К, $v_{10} = 1,176 \cdot 10^{-3}$ м³/кг. При проведении расчетов принималась $c_v = 1,71$ кДж/(кг·град); $\mu_{a1} = 1$.

После известных [5] преобразований система уравнений, описывающая изменение во времени удельного объема и температуры дизельного топлива, записывается в следующем виде

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{v^2}{W} \left[\sum_{p=1}^{p=i} G_{pp} - \sum_{q=1}^{q=j} G_{pq} - \frac{1}{v} \frac{dW}{dt} \right]; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = & \frac{v}{W \cdot c_v} \left[\sum_{p=1}^{p=i} G_{pp} (\Pi_{pp} - u + B_H \cdot v - v_H^{k_H} \cdot v^{1-k_H}) - \right. \\ & - \sum_{p=1}^{p=i} G_{pq} (\Pi_{pq} - u + B_H \cdot v - v_H^{k_H} \cdot v^{1-k_H}) - \frac{dW}{dt} \cdot \left\{ -B + B \cdot \left(\frac{v_{0t}}{v} \right)^k + \right. \\ & \left. \left. + B_H \cdot \left(1 - \left(\frac{v_H}{v} \right)^{k_H} \right) \right\} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

В качестве примера использования разработанного математического описания выполнен расчет гидравлической системы, изображенной на рис. 1.

На рис. 2 приведены результаты процесса наполнения полости дизельным топливом.

Полученные зависимости могут применяться не только для описания процессов в полостях, но в трубопроводах при использовании одномерных гидродинамических моделей.

Таким образом, использование разработанного в рамках тепломеханики математического описания позволит уточнить существующие математические модели систем топливоподачи и тем самым повысить эффективность теоретических исследований по их совершенствованию.

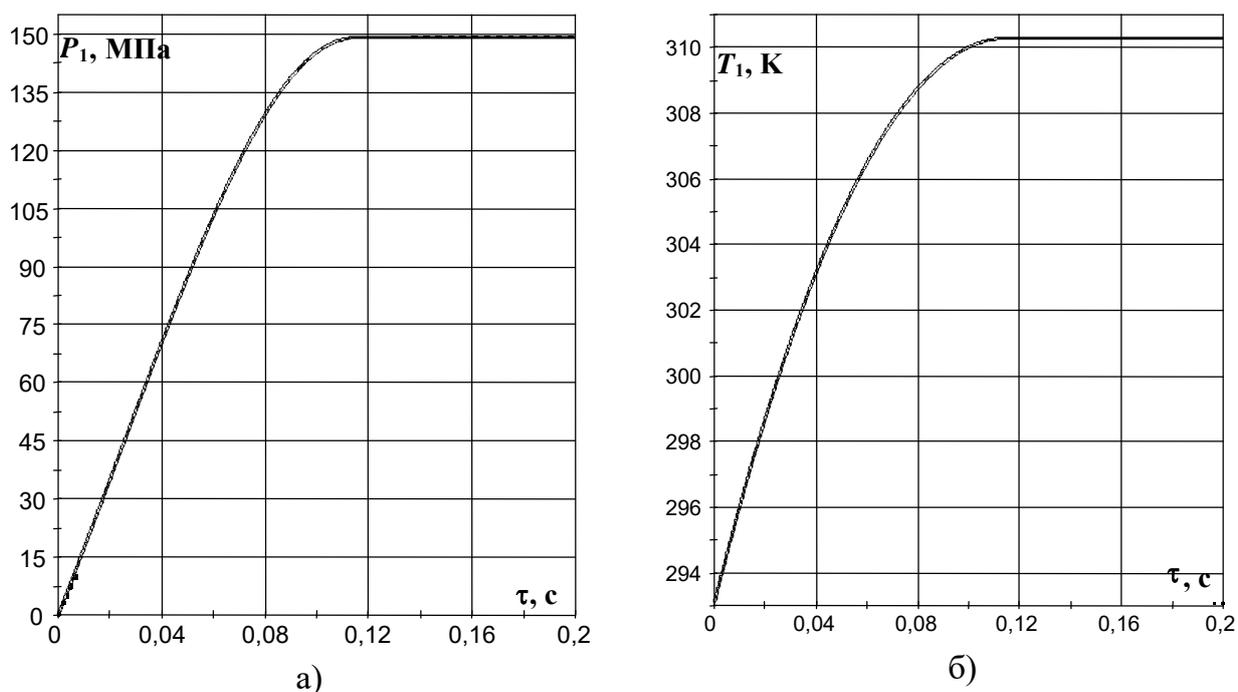


Рис. 2. Результаты расчета изменения во времени значений параметров состояния дизельного топлива: а – $P_1(\tau)$, б – $T_1(\tau)$

Литература:

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Голубков Л.Н., Трусов В.И. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Грехов Л.В. Использование линеаризованного распада разрыва для расчета топливоподачи в дизелях // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. Вып. XVI. – М.: МАМИ, 1999. – С 81 – 85.
3. Мочалова Н.А. Исследование термодинамики плотных жидкостей и газов с целью уточнения метода гидродинамического расчета топливных систем тепловых двигателей летательных аппаратов. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени к.т.н. – Рыбинск, 1995. – 20 с.
4. Девянин С. Н. Улучшение эксплуатационно-технических показателей быстроходного дизеля совершенствованием процесса впрыскивания и распыливания топлива: Дисс. на соиск. ученой степени д. т. н. Москва, 2005. – 390 с.
5. Подчуфаров Ю.Б., Кирик Г.Б., Андреев В.М. Математические модели автоматических систем. Гидромеханические системы: Учебное пособие. – Тула: ТулПИ, 1987. – 96 с.

ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА VORONEZH RAIL

Крохотин Ю. М. (Воронежская государственная лесотехническая академия)

К показателям работы дизелей предъявляется ряд жёстких требований, приоритетными из которых являются топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) [1, 2, 3]. Удовлетворение этих требований представляет собой достаточно трудную научную и техническую задачу. Эффективным способом для удовлетворения этих противоречивых требований является ступенчатое, двухразовое или многократное впрыскивание топлива [1, 4, 5, 6].

Проблема заключается в наличии технических средств, обеспечивающих такое впрыскивание. Особую трудность представляет подача малых запальных доз топ-

лива [1]. Считается, что проблема уже решена с помощью аккумуляторной топливной системы (ТС) Common Rail с дроссельными электрогидравлическими форсунками (ЭГФ) (рис.1).

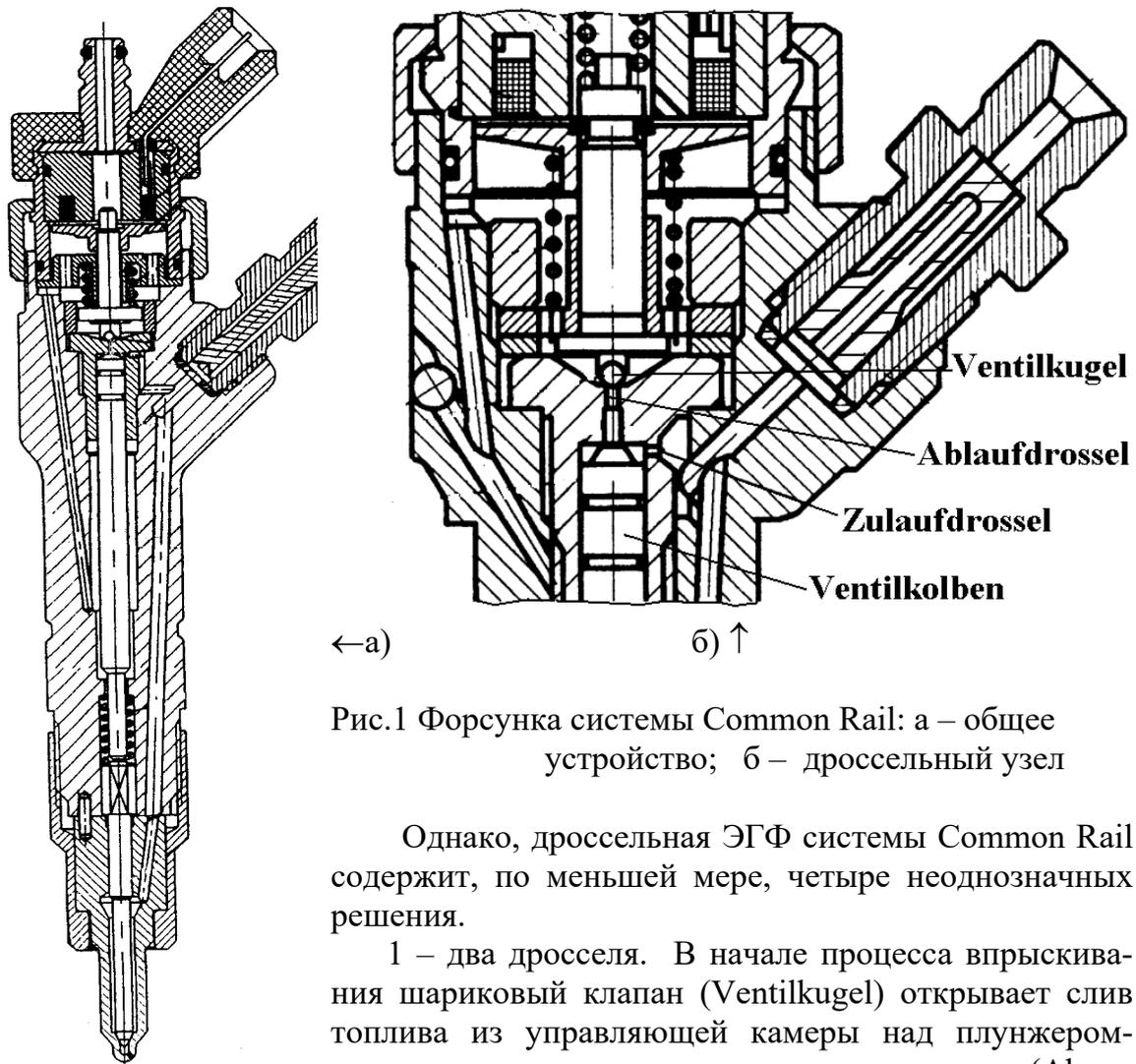


Рис.1 Форсунка системы Common Rail: а – общее устройство; б – дроссельный узел

Однако, дроссельная ЭГФ системы Common Rail содержит, по меньшей мере, четыре неоднозначных решения.

1 – два дросселя. В начале процесса впрыскивания шариковый клапан (Ventilkugel) открывает слив топлива из управляющей камеры над плунжером-мультипликатором, а дроссель перед клапаном (Ablaufdrossel) ограничивает поток сливаемого топлива. Более того, во время слива через клапан топливо поступает в управляющую камеру из аккумулятора через впускной дроссель (Zulaufdrossel).

Уменьшается скорость падения давления над плунжером (Ventilkolben) и, следовательно, быстродействие форсунки при подъёме иглы. В конце впрыскивания сливной клапан закрывается. Топливо должно поступить из аккумулятора в управляющую камеру как можно быстрее, но Zulaufdrossel препятствует этому, уменьшая быстродействие форсунки при опускании иглы. На протяжении всего процесса впрыскивания топливо течёт из аккумулятора через дроссели на слив. Это приводит к повышенному расходу топлива на управление форсункой и неоправданным потерям мощности на привод ТНВД. Топливо, проходящее через дроссели, нагревается. ТС должна содержать охладитель топлива.

2 – для обеспечения приемлемого быстродействия каждая форсунка снабжена дополнительной прецизионной парой (плунжер-мультипликатор – гильза плунжера). Наличие мультипликатора приводит к тому, что:

а) – через зазоры игла-корпус распылителя, плунжер-гильза плунжера топливо из аккумулятора постоянно, вне зависимости от работы форсунки течёт на слив;

б) – производство форсунок и ТС в целом становится дороже;
 в) – вероятность зависания иглы или плунжера форсунки, по меньшей мере, удваивается. Зависание иглы форсунки приводит к аварии дизеля – гидроудару или прогару поршня.

ТС Common Rail, предназначенная для дизелей легковых автомобилей, не имеет устройств, исключая аварию. ТС Common Rail грузовых автомобилей содержат клапаны-золотники, число которых равно числу цилиндров дизеля. Тот или иной клапан-золотник отключает цилиндр, игла форсунки которого зависла. В этом случае топливная система становится ещё более сложной и менее надёжной.

3 – в качестве рабочего органа сливного клапана используется шарик (Ventilkugel). Такое решение противоречит вековому опыту конструирования и производства топливной аппаратуры. Изменение характерного диаметра посадочного места шарика при его смятии и износе приводит к гидравлической неуравновешенности клапана и потере герметичности узла.

4 – игла форсунки не имеет верхнего упора. Результатом этого являются автоколебания иглы и неравномерность подачи топлива по цилиндрам.

При разработке аккумуляторной ТС для тепловозных дизелей мы пошли другим путём:

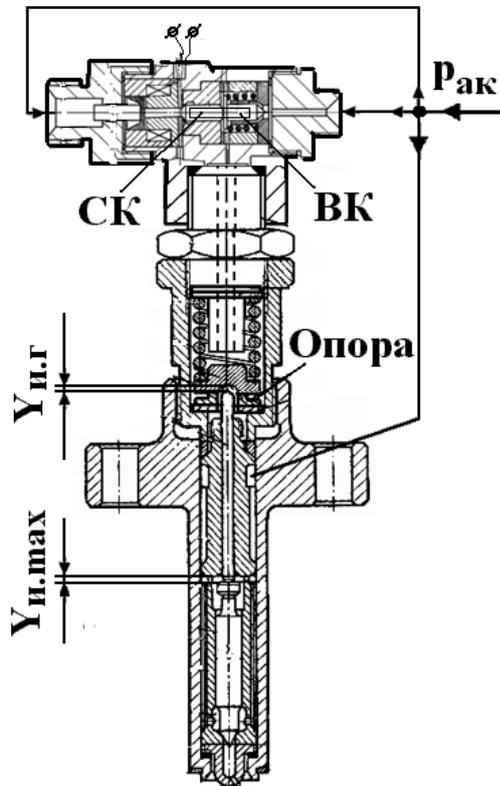
а) – отказались от дросселей в пользу двух клапанов, изменяющих давление в управляющей камере ЭГФ;

б) – исключили мультипликаторы форсунок и охладитель топлива;

в) – выполнили клапаны в виде двух непрецизионных игл;

г) – уравнили конструкцию с помощью специального поршня.

На рис. 2 представлена схема ЭГФ дизеля 10ДН20,7/2х25,4.



$$Y_{и.мах} = Y_{и.г} + Y_{и.гм}$$

Рис .2. Схема ЭГФ с комбинированным запираем

Высокое быстродействие форсунки получено за счёт: 1 – резкого изменения давления в управляющей камере; 2 – комбинированного запираем, при котором пружина форсунки не мешает началу подъёма иглы, но способствует её опусканию.

Так как форсунка не имеет аналогов, остановимся на её работе более подробно.

Когда электрический ток не подаётся на обмотку электромагнита, впускной клапан (ВК) открыт, а сливной клапан (СК) закрыт. Давление топлива над иглой и под иглой равны давлению в аккумуляторе. Нижняя тарелка пружины форсунки прижата к специальной опоре. Регулировочная шайба, установленная под опорой, обеспечивает зазор $Y_{и.г}$ между тарелкой пружины и штангой форсунки, то есть усилие пружины не передаётся на иглу.

Так как сверху топливо действует на всю площадь иглы (f_u), а снизу лишь на дифференциальную площадку ($f_{дифф}$), игла прижата к запирающему конусу распылителя силой $P = p_{ак}(f_u - f_{дифф})$. Когда ток поступает в обмотку электромагнита устройства управления (УУ) давлением в гидроз запирающей камере (ГЗК), якорь перемещает оба клапана: ВК закрывается, СК открывается. Давление над иглой резко падает. Когда усилие топлива на иглу со стороны ГЗК станет меньше усилия со стороны подыгольной камеры (ПК), игла начинает подниматься, не встречая сопротивления пружины форсунки. После того, как игла пройдёт расстояние $Y_{и.г}$, штанга форсунки начинает контактировать с подвижным упором, в качестве которого служит нижняя тарелка пружины. В работу вступает пружина форсунки. В зависимости от величины цикловых подач подвижный упор ведёт себя по – разному. При подачах, соответствующих режимам от холостого хода до номинального, игла преодолевает усилие пружины и подвижный упор перемещается вверх на максимальную величину хода иглы форсунки $Y_{и.маx}$. Далее впрыскивание происходит при неизменном проходном сечении под иглой. Когда подачи топлива соответствуют запальным дозам, игла не в силах преодолеть усилие пружины форсунки. Подвижный упор становится неподвижным. Высота подъёма иглы в последовательных циклах не изменяется. Не меняется и проходное сечение под иглой. С учётом того, что давление в аккумуляторе постоянно, имеем стабильные запальные дозы топлива. Проблема управляемого процесса сгорания решена.

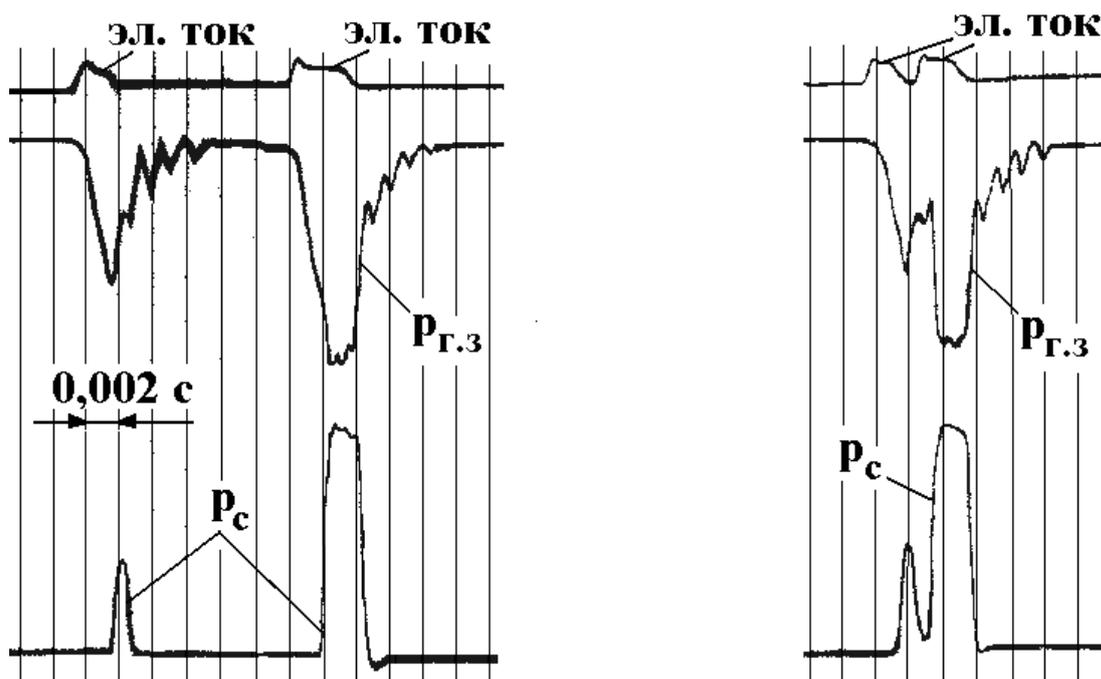


Рис. 3. Двойное и ступенчатое впрыскивания топлива, полученные с помощью ЭГФ, имеющей комбинированное запираение иглы: $p_{Г.З}$ – давление в ГЗК (давление гидроз запираения); p_c – давление перед сопловыми отверстиями распылителя (давление впрыскивания)

После прекращения подачи тока в обмотку электромагнита пружина УУ закрывает СК и открывает ВК. Давление в ГЗК резко возрастает. Под действием суммарной силы топлива и пружины со стороны ГЗК игла форсунки начинает быстро опускаться. После посадки нижней тарелки пружины форсунки на опору, действие пружины прекращается. Игла продолжает опускаться под действием дав-

ления топлива. Таким образом, реализуется комбинированное запираение: в начале опускания иглы – гидромеханическое, в конце опускания – гидравлическое.

Подача запальных доз происходит при гидравлическом запираении.

Результаты, иллюстрирующие возможность получения такими ЭГФ двойное и ступенчатое впрыскивания топлива, показаны на рис. 3.

Следует сказать, что такие результаты возможны только при определённых, зависящих друг от друга, значениях давления топлива в аккумуляторе, хода иглы до подвижного упора и усилия пружины форсунки от её предварительного сжатия.

В варианте ТС, предназначенном для изучения её возможностей, устройство управления давлением запираения выполнено в отдельном корпусе, что позволило использовать его на форсунках различных дизелей: 10ДН20,7/2х25,4; 12(20)ЧН26/26; 6ЧН31,8/33. В варианте ТС, планировавшемся к внедрению на дизеле 6ЧН21/21, УУ размещено внутри корпуса форсунки (рис. 4).

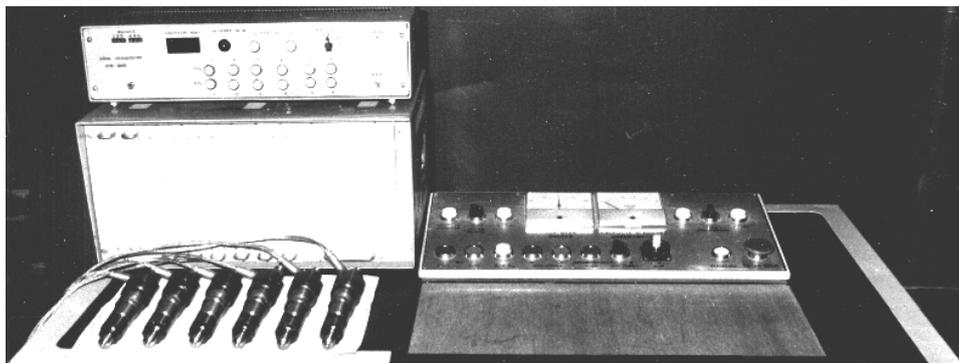


Рис. 4. Фотография ЭГФ и электронных блоков ТС дизеля 6ЧН21/21

На рис. 5 показана схема формирования электрических импульсов, подаваемых в обмотку электромагнита каждой ЭГФ.

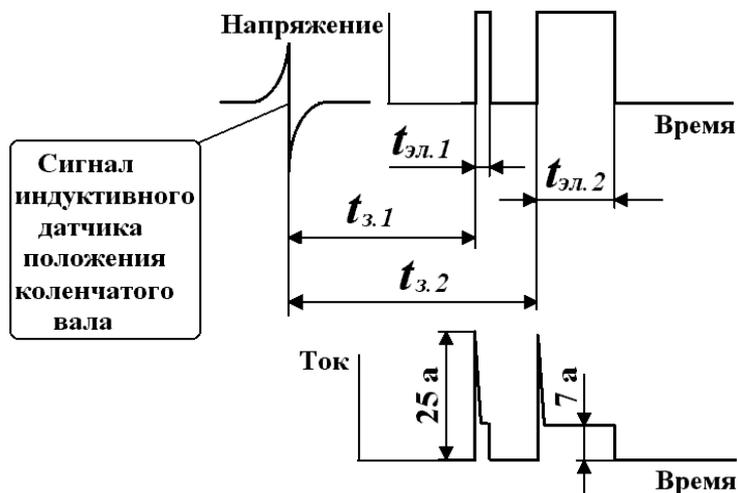


Рис. 5. Схема формирования управляющих электрических импульсов

По сигналу индуктивного датчика положения коленчатого вала электронный блок формирует два импульса длительностью $t_{эл.1}$ и $t_{эл.2}$. Длительность основного импульса ($t_{эл.2}$) задаётся имитатором контроллера тепловоза, расположенным на панели блока. Длительности $t_{эл.1}$ и $t_{эл.2}$ как и задержки подачи предварительного $t_{з.1}$ и основного $t_{з.2}$ импульсов регулируются индивидуально с помощью потенциометров, размещённых на панели блока. Таким образом, блок-формирователь электрических импульсов позволяет регулировать частоту вращения коленчатого

вала, равномерность подачи топлива по отдельным цилиндрам и моменты начала впрыскивания топлива как для запальной дозы, так и для основной подачи. В нашем случае размагничивающий импульс обратной полярности не требуется – быстродействие форсунки позволяет получить двойное и ступенчатое впрыскивание топлива без него.

Силовой блок (мы называем его блок ударного напряжения, БУН) усиливает электрические сигналы по току. Форсирование срабатывания клапанов УУ достигается путём заряда конденсатора (величина тока 25 а). Ток удержания якоря равен 7 а. ТС выдержала длительные испытания на безмоторном стенде и отсеке дизеля 1Д20,7/2х25,4. Имеет внутренние резервы.

Литература

1. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М.: Автодата. – 2004, 2005. – 344 с.
2. Семёнов Б. Н. Возможности сокращения выброса окислов азота с отработавшими газами быстроходного форсированного дизеля при сохранении высокой топливной экономичности/ Б. Н. Семёнов, В. И. Смайлис, В. Ю. Быков, В. А. Липчук // Двигателестроение. – 1990. - № 4. – С 44 – 46.
3. Смайлис В.И. Оптимизация экономических и экологических показателей дизелей ЧН21/21 при форсировании по среднему эффективному давлению / В. И. Смайлис, В. Ю. Быков // Двигателестроение. - 1990. - № 4. - С 44 - 46.
4. Болдырев И.В. Применение двухфазного впрыска в многотопливном транспортном дизеле с турбонаддувом / И. В. Болдырев, Е.Т. Дятлов, О. Л. Осадчий // Двигателестроение. - 1981. - № 6. - С. 11-13.
5. Лазарев Е.А. Эффективность разделённого впрыскивания топлива в тракторных дизелях с камерой сгорания ЦНИДИ / Е.А. Лазарев, Б.Л. Арав, Е. Г. Пономарев // Двигателестроение. - 1990. - № 11. - С. 51 – 54.
6. Николаенко А.В. Исследование эффективности двухстадийного впрыска с подачей первой дозы топлива в конце такта выпуска дизеля / А.В. Николаенко, Н.И. Носков // Двигателестроение. - 1996. - № 1. - С. 22-24.

РАСЧЕТНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕКОЙ ФОРСУНКИ С РАЗГРУЖЕННЫМ ОТ ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА УПРАВЛЯЮЩИМ КЛАПАНОМ

Олисевиц О. В. (ФГУП «НАМИ»)

Современный этап развития топливоподающей аппаратуры основывается на переходе к системам с микропроцессорным управлением процессом подачи топлива. Это позволяет повысить точность дозирования в каждом рабочем цикле дизеля и улучшить качество сгорания в цилиндрах двигателя. Основное распространение среди современных систем топливоподачи получают аккумуляторные системы высокого давления типа «**Common Rail**».

Одна из конструкций электрогидравлической форсунки является форсунка с разгруженным от давления топлива управляющим клапаном. При применении такого клапана минимизируются недостатки, связанные с повышением расхода топлива на управление топливоподачей. ЭГФ данного типа выпускаются фирмой **DELPHI** (США).

НАМИ, в сотрудничестве с ЯЗТА и МАДИ были проведены экспериментальный и расчетный анализ данного типа форсунок. В работе приведены результаты

расчетно-экспериментального исследования электрогидравлической форсунки фирмы DELPHI.

Рассматриваемая топливная форсунка имеет одностворный управляющий клапан, выполненный с коническим затвором и поршнем, разгружающим клапан от осевых сил, создаваемых давлением топлива. Этим снижается необходимая сила пружины, запирающей клапан, и необходимая сила электромагнита, благодаря чему уменьшаются габариты и инерция клапана и, соответственно, габариты топливной форсунки в целом.

При построении математической модели и расчетном анализе АТС данной ЭГФ приняты следующие допущения: давление в аккумуляторе топлива постоянно; движение топлива в топливопроводе принимаем одномерным, коэффициент гидравлического трения – постоянным; процессы в топливной системе изотермические; плотность топлива ρ и скорость звука α в топливе имеют постоянные значения; деформации деталей под действием высокого давления пренебрежимо малы и ими можно пренебречь; силы трения в зазорах прецизионных кинематических пар не учитываются; соударения подвижных деталей с упорами являются абсолютно неупругими и деформации деталей вследствие соударений отсутствуют; давление в акустически коротких объемах (V_k, V_ϕ, V_p) в текущий момент времени одинаково во всех точках; пренебрегаем сжимаемостью объема в полостях топливной форсунки;

Непосредственно при расчете принимаем следующие ограничения:

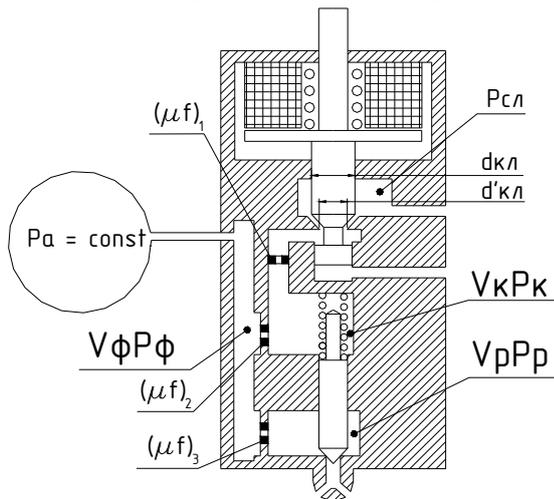


Рис.1. Расчетная схема АТС с форсункой имеющей разгруженный от давления топлива управляющий клапан.

- При $y \leq 0$ и $F_u^\Sigma < 0$ принимаем $y = 0$ и $C_u = 0$; при $y \geq y_{\max}$ и $F_u^\Sigma > 0$ принимаем $y = y_{\max}$ и $C_u = 0$. Где: C_u – скорость подъема иглы форсунки; y – текущий подъем иглы форсунки; y_{\max} – максимальный подъем иглы форсунки; F_u^Σ – суммарная сила, действующая на иглу форсунки; при $h_{кл} \leq 0$ и $F_{кл}^\Sigma < 0$ принимаем $h_{кл} = 0$ и $C_{кл} = 0$; при $h_{кл} \geq h_{кл \max}$ и $F_{кл}^\Sigma > 0$ принимаем $h_{кл} = h_{кл \max}$ и $C_{кл} = 0$. Где: $C_{кл}$ – скорость движения управляющего клапана; $h_{кл}$ – текущий подъем клапана; $h_{кл \max}$ – максимальный подъем клапана; $F_{кл}^\Sigma$ – суммарная сила, действующая на управляющий клапан.

Расчетная схема АТС с топливной форсункой с разгруженным от давления топлива управляющим клапаном представлена на рисунке 1.

С учетом следующих обозначений: V_ϕ, P_ϕ – объем и давление в полости форсунки; V_p, P_p – объем и давление в полости распылителя; V_k, P_k – объем и давление в полости управления; P_π – давление в цилиндре двигателя; P'_p – давление топлива в полости между конусом иглы и сопловыми отверстиями распылителя; P'_k – давление топлива в полости управления действующее перпендикулярно; L – длина топливопровода высокого давления от топливного аккумулятора к форсунке; P_0 – начальное давление топлива в топливопроводе высокого давления; $P_{сл}$ – давление топлива в полости слива форсунки; $(\mu f)_1, (\mu f)_2, (\mu f)_3$ – эффективное проходное сечение жиклеров топливной форсунки; $(\mu f)_\phi$ – эффективное проходное се-

чение форсунки; $(\mu f)_{\Sigma_{кл}}$ – суммарное эффективное проходное сечение управляющего клапана; M_u , f_u – масса иглы распылителя и площадь его поперечного сечения; $M_{кл}$, $f_{кл}$ – масса и площадь клапана; $F_{эм}$ – сила электромагнита; $F_{пр0}$ – начальная сила пружины клапана; δ_u – жесткость пружины иглы; $\delta_{кл}$ – жесткость пружины клапана, система уравнений которая описывает процессы, протекающие в электрогидравлической форсунке представлена ниже:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_\phi}{dt} &= \frac{1}{\alpha V_\phi} \left(f_m \frac{1}{\alpha \rho} \left(P_0 - P_\phi + 2F \left(t - \frac{L}{a} \right) e^{-k \frac{L}{a}} \right) - \sigma_2 (\mu f)_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_\kappa|} - \sigma_3 (\mu f)_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_p|} \right) \\ \frac{dP_p}{dt} &= \frac{1}{\alpha V_p} \left(\sigma_3 (\mu f)_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_p|} - (\mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_p - P_u|} - C_u f_u \right) \\ \frac{dP_\kappa}{dt} &= \frac{1}{\alpha V_\kappa} \left(\sigma_2 (\mu f)_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_\kappa|} - (\mu f)_{\Sigma_{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_{кл}|} + C_u f_u \right) \\ \frac{dC_u}{dt} &= \frac{1}{M_u} \left((f_u - f'_u) (P_p - P_{p0}) + f'_u P'_p - \delta_u y - f_u P_\kappa \right) \\ \frac{dy}{dt} &= C_u \\ \frac{dC_{кл}}{dt} &= \frac{1}{M_{кл}} \left(F_{эм} - F_{пр0} - \delta_{кл} h_{кл} + \sigma_{кл} (f_{кл} - f'_{кл}) \frac{P'_\kappa + P_{кл}}{2} \right) \\ \frac{dh_{кл}}{dt} &= C_{кл} \end{aligned} \right\} (5)$$

В представленной системе первые три уравнения (5) представляют собой уравнения объемного баланса топлива в полостях форсунки V_ϕ ; V_p ; V_κ . Следующие уравнения являются уравнениями динамического равновесия иглы распылителя форсунки и управляющего электромагнитного клапана и связанных с ними подвижных частей.

Сила электромагнита $F_{эм}$ рассчитывается по формулам:

$$F_{эм} = \frac{t}{\Delta t} \left(\frac{a}{b + (h_{\max} - h_{кл})} \right) (6), \text{ при } t \leq \Delta t, \text{ и } F_{эм} = \left(\frac{a}{b + (h_{\max} - h_{кл})} \right) (7), \text{ при } t > \Delta t,$$

здесь: τ – текущее значение времени; $\Delta \tau$ – время нарастания тягового усилия электромагнита без учета зависимости силы электромагнита от величины магнитного зазора ($h_{\max} - h$); h_{\max} – максимальный ход управляющего клапана; a и b – постоянные электромагнита.

Ступенчатая функция $\sigma_2 = +1$ при выполнении условия $P_\phi \geq P_\kappa$ и $\sigma_2 = -1$ при условии $P_\phi < P_\kappa$. Ступенчатая функция $\sigma_3 = +1$ при $P_\phi \geq P_p$ и $\sigma_3 = -1$ при условии $P_\phi < P_p$.

Текущее эффективное проходное сечение форсунки $(\mu f)_\phi$ рассчитывается с учетом его изменения в зависимости от положения иглы распылителя.

Суммарное эффективное проходное сечение через жиклер 14 и управляющий клапан:

$$(\mu f)_{\Sigma_{кл}} = \frac{(\mu f)_1 * \mu_\kappa f_u}{\sqrt{(\mu f)_1^2 + (\mu_\kappa f_u)^2}} (8)$$

Давление в распылителе P'_p рассчитывается по формуле:

$$P'_p = \left(\frac{(\mu f)_\phi}{(\mu f)_c} \right)^2 (P_p - P_u) + P_u (9)$$

Давление в камере управления P'_k рассчитываем по формуле:

$$P'_k = \frac{(\mu f)_1^2 P_k + (\mu_k f_{цл})^2 P_{сг}}{(\mu f)_1^2 + (\mu_k f_{цл})^2} \quad (10)$$

Новизна данной математической модели заключается в ее уточнении для ЭГФ с разгруженным от давления топлива управляющим клапаном.

Программа гидродинамического расчета данной топливной форсунки разработана и отлажена для персонального компьютера **IBM PC** на языке программирования C++.

Программа расчета составлена из условий обеспечения точности расчета и уменьшения шага расчета в зависимости от продолжительности управляющего импульса. В состав программы входят блоки расчетов интегральной и дифференциальной характеристик топливоподачи, давлений в ЭГФ, подъема иглы распылителя и управляющего клапана а так же их скоростей. Следует отметить, что программа позволяет производить расчеты предварительных впрысков, производимых топливной форсункой, а так же последующих после основного подвпрысков топлива, что позволяет приблизить расчетный анализ ЭГФ к технически необходимым характеристикам топливоподачи.

Программа экспериментальных исследований ЭГФ включала в себя определение характеристик дозирования топлива, динамических параметров работы топливной форсунки и расходных характеристик форсунки.

Испытания проводились на аккумуляторной установке, выполненной на базе аттестованного регулировочного стенда Friedmann&Maier A1027. Аккумуляторная установка включает ТНВД ЧРА-0667.011.005 и аккумулятор высокого давления объёмом 700 см³ с регулируемым клапаном-ограничителем давления. Форсунка соединялась с аккумулятором высокого давления посредством топливопровода длиной 435 мм с увеличенным до 4 мм внутренним диаметром для снижения сопротивления потоку топлива.

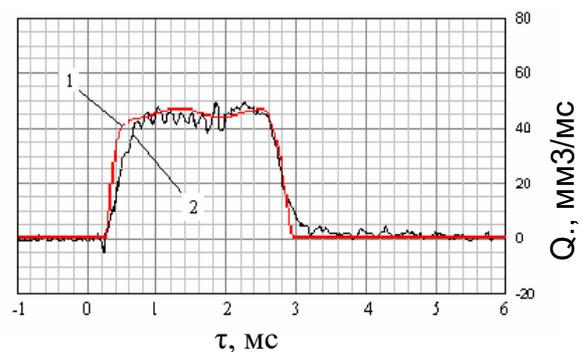
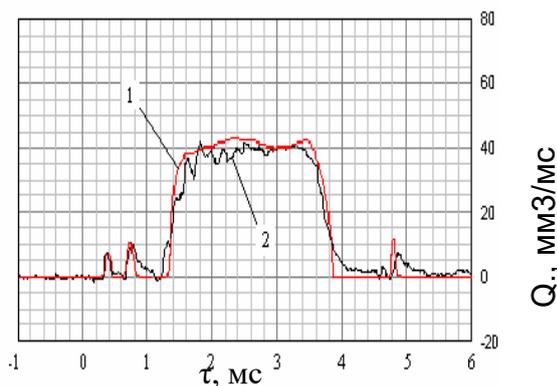
Параметры работы форсунки исследовались при давлениях 30, 60, 90 и 120 МПа в диапазоне цикловых подач 0-120 мм³. Постоянное давление в аккумуляторе поддерживалось путём изменения производительности ТНВД.

Давление топлива на входе в насос составляло 0.08-0.1 МПа, температура в пределах 18 ... 24 °С. Вязкость топлива 5.5 сСт при t=20°С.

↓ Рис.2. Характеристика впрыскивания топлива при $P_a=90$ МПа и $q=104$ мм³

↓ Рис.3. Характеристика впрыскивания топлива при $P_a=120$ МПа и $q=97,3$ мм³.

1- расчетная характеристика впрыскивания топлива;
2 – экспериментальная характеристика впрыскивания топлива.



Генерирование электрических управляющих сигналов, а также осциллографирование динамических параметров работы форсунки осуществлялось с помощью управляющего измерительного комплекса EControl v. 3 (г. Ярославль)

Характеристика впрыскивания определялась с помощью датчика, выполненного по схеме «Бош», чувствительным элементом являлся пьезодатчик давления Т-2500.

Для уменьшения влияния электрических помех на результаты испытаний осциллограммы характеристик впрыскивания аппроксимировались численным методом.

Для минимизации случайных погрешностей и влияния электрических помех на результаты измерений при проведении осциллографирования с помощью управляющего измерительного комплекса, динамические параметры определялись как средние значения по 30-ти последовательно взятым циклам на установившемся режиме.

На рисунках 2 и 3 приведены характеристики впрыскивания топлива. Сопоставление которых свидетельствует о хорошем совпадении расчета с экспериментальными данными.

Расхождение между расчетными и экспериментальными значениями цикловых подач при изменении давления в аккумуляторе P_a от 30 до 120 МПа и диапазоне продолжительности управляющего импульса $\tau = 1,5 \dots 2,0$ мс не превышает 5,5 %, что позволяет использовать разработанную математическую модель и программу гидродинамического расчета анализа аккумуляторных топливных систем сложных конструкций, сравнительные показатели представлены в таблице:

P_a , МПа	$t_{упр}$, мкс	Расчет $q_{ц}$, мм ³	Эксп. $q_{ц}$, мм ³	Расхождение δ %
120	2000	100,3	104	3,5
90	1500	93,7	97,3	3,7
60	1600	64,5	68	5,1
30	1600	44,6	46	3,1

Литература:

1. Корнилов Г.С., Мазинг М.В., Пинский Ф.И., Голубков Л.Н. Аккумуляторная система топливоподачи как средство улучшения экономических и экологических показателей автомобильных дизелей // Экология двигателя и автомобиля: Сб. научн. тр. / НАМИ. – М., 1998. С.141-150.

ВИХРЕВАЯ ТУРБУЛЕНТНОСТЬ И КАВИТАЦИЯ В СОПЛОВОМ КАНАЛЕ ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКИ

Скоморовский С.А. (Комсомольский-на-Амуре ГТУ)

Гаврилов В.В., Семидетнов Н.В.

(Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Голованов М.Н. (Новосибирской государственной академии водного транспорта)

Эффективности математического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов особенно существенно препятствует малая изученность процессов первичного распада струи в сопловом канале дизельной форсунки.

Исследования последних десятилетий позволяют полагать определяющим фактором первичного распада развитие турбулентности потока в сопловом канале. Ряд исследователей предложили уравнения, в том числе и теоретические, для определения мелкости распыливания в зависимости от интенсивности турбулентности. Однако практическое применение этих уравнений крайне затруднено, так как сведения о турбулентной структуре потока в сопловом канале носят фрагментарный характер.

Основной причиной подобной ситуации является полуэмпирический характер теории турбулентности. В тоже время, экспериментальное изучение турбулентности встречает значительные затруднения из-за отсутствия инструментария с достаточно высокой разрешающей способностью и быстродействием, обладающего способностью фиксировать сложную структуру с высокой локальной нестационарностью. Эти затруднения становятся ещё более значимыми в случае кавитации, возникающей в ядрах турбулентных вихрей. Исследование литературных источников показало, что вихревая кавитация является «белым пятном» как для теории турбулентности, так и теории кавитационных течений.

В работе [1] показано, что подобие режимов истечения в соплах дизельных форсунок по коэффициентам скорости и расхода определяется безразмерным комплексом, представляющий собой относительный скоростной напор:

$$K = (P_1 - P_2) / P_2 = \rho U_2^2 / 2 P_2.$$

где: P_1 и P_2 – давления перед и за соплом соответственно; ρ – плотность топлива; U_2 – теоретическая скорость в выходном срезе сопла.

Турбулентные вихри в потоках жидкости легче всего обнаруживаются при возникновении в них кавитации. Подобное явление было обнаружено авторами работы [1] при стационарном истечении топлива в среду топлива с высоким противодавлением P_2 до 10 МПа. Из сопловых отверстий вырывалось матовое облачко паровых пузырьков. При высоком противодавлении среды, в которую происходило истечение, кавитационные разрывы сплошности потока возможны только при вихревой кавитации.

Турбулентность потока в вихревой динамике разделяют на два вида: стохастическую турбулентность и вихревую турбулентность. Положим, что турбулентный вихрь в потоке представляет собой аэродинамическое циркуляционное течение в форме сфероида с тороидальным ядром [2,3]. Масса турбулентного вихря на 95 % сосредоточена в его сфероидальной области, называемой также «атмосферой вихря». Турбулентность в «атмосфере вихря» имеет преимущественно стохастический характер, а основная доля циркуляции (завихрённости) заключена в тороидальном ядре. При этом примем, что распределение скоростей в поперечном сечении ядра вихревой нити подчиняется схеме цилиндрического вихря Ренкина (твердотельное вращение в ядре). Из условия непрерывности поля скоростей примем, что самоиндуцированная скорость движения кольцевого вихря V относительно потока равна тангенциальной скорости на границе вязкого ядра вихря V_0 . Для оценки интенсивности турбулентности введем безразмерный комплекс – относительную тангенциальную скорость на границе ядра вихря $\theta = V_0 / U_2$. Отсюда, интенсивность турбулентности, вызываемая вихревым кольцом, составляют величину $\varepsilon = 2 \cdot \theta$.

Давлений на оси ядра цилиндрического вихря Ренкина в выходном сечении сопла описывается уравнением

$$P_{min} = P_2 - \rho V_0^2$$

Если принять $P_{min}=0$, то условие возникновения кавитации на оси ядра вихревой нити в безразмерном виде будет выглядеть следующим образом

$$K_* = 1 / 2 \theta^2 = 2 / \varepsilon^2.$$

В монографии [4] приведен пример расчета отрывного течения на входном участке воздухозаборника с острыми входными кромками. Результаты расчета хорошо согласуются с приведенными там же опытными данными, полученными при числе Рейнольдса $3,4 \cdot 10^5$. Интенсивность турбулентности достигает значения 40 %. С помощью лазерного доплеровского анемометра (ЛДА) нами были проведены измерения осевых компонент скорости частиц топлива на срезе сопла дизельной форсунки в фиксированной точке потока при стационарном истечении в среду сжатого воздуха. Размах варьирования, отнесенный к максимальным скоростям частиц в выборке, составил также 40 % в широком диапазоне значений относительного скоростного напора [5]. При такой интенсивности турбулентности ($\varepsilon = 0,4$) кавитация на оси ядра вихревой нити должна возникать при значении $K_* = 12,5$.

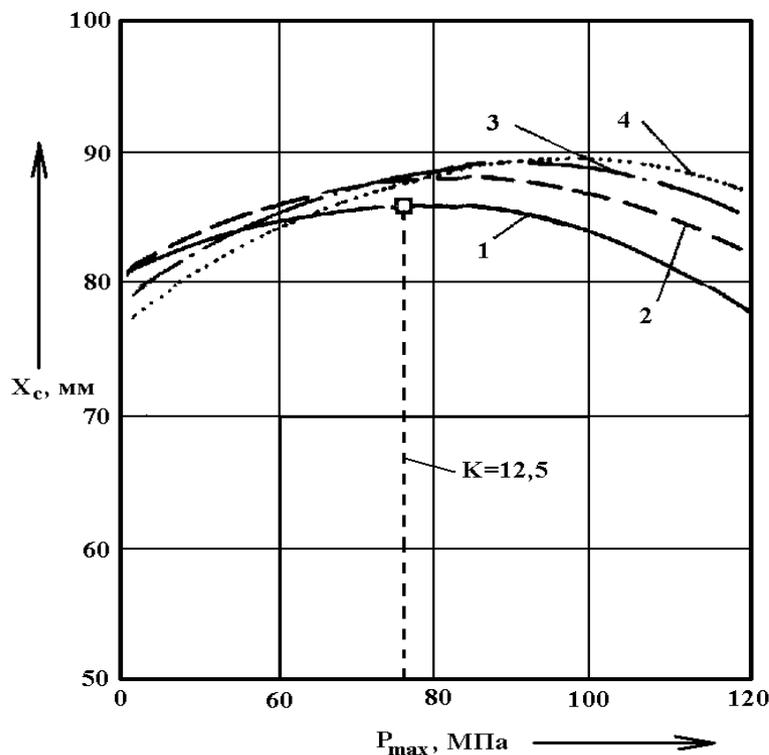


Рис.1. Зависимость дальности струи от максимального давления впрыска ($d_c = 0,4$ мм; $\tau = 1,5$ мс): 1 - $\nu = 12$ мм²/с; 2 - $\nu = 22$ мм²/с; 3 - $\nu = 32$ мм²/с; 4 - $\nu = 42$ мм²/с.

Вихревая кавитация оказывает влияния и на баллистику распыленной дизельной струи. На рис.1 приведены зависимости дальности распыленной струи от максимального давления впрыска

при различной вязкости топлива ν в диапазоне от 12-ти до 42 мм²/с, построенных по уравнению регрессии, приведенном в работе [6]. Уравнение регрессии было получено на основе опытных данных, полученных при впрыске мазута Ф-5 насосфорсункой дизеля ЧН 30/38 в среду сжатого воздуха с постоянным давлением P_2 , равным 2,2 МПа. Значения дальности приведены на момент времени τ , равном 1,5 мс от начала впрыска, примерно соответствующий периоду задержки воспламенения в дизеле типа ЧН 30/38. Из всех кривых, представленных на рисунке, особого внимания заслуживает зависимость для кинематической вязкости ν , равной 12 мм²/с, на которой наиболее явно наблюдается экстремум.

Анализ осциллограмм давлений перед сопловыми отверстиями показал, что экстремум соответствует среднему значению за время τ , равному 1,5 мс, относительному скоростному напору K , равному 12,5 и среднему числу Рейнольдса Re , равному 3500. Это значение K соответствует возникновению кавитации в ядре вихревой нити с θ , равным 0,2. С ростом вязкости значение среднего числа Рей-

нольдса Re уменьшается, при этом значение K , при котором наблюдается экстремум, возрастает.

В работе [2] предложен новый метод исследования нестационарных процессов в турбулентном вихревом кольце, основанный на экспериментальной диагностике его звукового поля. Разработана теоретическая модель турбулентного вихревого кольца, в соответствии с которой турбулентные пульсации в «атмосфере вихря» пассивно привязаны к изгибным колебаниям ламинарного вихревого ядра, а излучение звука турбулентного вихревого кольца определяется только собственными колебаниями его ядра. Теоретическая частота (Гц) излучения звука определяется через измеряемые в эксперименте параметры вихревого кольца:

$$f = \frac{V}{\pi \cdot R \cdot \mu^2 \cdot \left(\ln\left(\frac{8}{\mu}\right) - \frac{1}{4} \right)},$$

где: V – самоиндуцированная скорость вихревого кольца; R – радиус вихревого кольца; $\mu = a/R$ – параметр вихревого кольца; a – радиус ядра вихря. Проведенные акустические эксперименты в заглушенной (безэховой) камере ЦАГИ показали, что измеренное акустическое излучение вихревого кольца удовлетворительно соответствует теоретическому значению. На основе теоретических и экспериментальных исследований сделан вывод, что звуковое поле определяется малыми колебаниями ядра вихря, которые оказываются причиной не только турбулентного движения частиц жидкости с большими амплитудами и в широком диапазоне частот во всей атмосфере вихревого кольца, но и звукового излучения в достаточно узком диапазоне частот.

Свойства реальных турбулентных вихревых колец позволяют рассматривать их как основные элементы турбулентности, наиболее отчетливо проявляющиеся в форме когерентных структур на фоне мелкомасштабной турбулентности [3]. Такой подход положен в основу метода дискретных вихрей [4]. Имеются большие сложности в экспериментальном подтверждении предполагаемой структуры турбулентности, поскольку она связана с выявлением согласованности в поле завихренности (а не скорости). Следует отметить, что в сопловом канале дизельной форсунки, за входной кромкой, образуется зона отрыва. Как известно, за зоной отрыва всегда образуется когерентные турбулентные структуры.

Для исследования структуры потока при стационарном течении дизельного топлива в плоской оптически прозрачной модели соплового канала была создана специальная установка. Проливка осуществлялась от поршневых пневмогидравлических аккумуляторов. Этим было исключено воздействие пульсаций давления и вибраций на процесс формирования турбулентной структуры потока в канале. Плоская оптически прозрачная модель изготовлена из стальной пластины толщиной 2 мм (см. рис.2.). Пластина 1 вклеена между двумя толстыми стеклами, в одной из которых выполнены каналы 2 и 3 отвода и подвода топлива. При этом был обеспечен оптический доступ для наблюдения и фоторегистрации структуры потока в модели соплового канала. Для регистрации акустического излучения на торце пластины установлен пьезодатчик 4.

Модель соплового канала имела ширину канала 1 мм при длине 6,5 мм. Визуальные наблюдения показали, что кавитационные разрывы сплошности возникают в тонких сдвиговых слоях, срывающихся с острых входных кромок при K , менее 2-х. Эти слои разграничивают ядро течения и зоны отрыва. При K , более 10-ти, кавитационные разрывы сплошности возникают в слоях смещения струи за соплом.

На рис.3. приведены результаты измерений частоты акустической эмиссии мо-

дельного соплового канала. Акустико-эмиссионная аппаратура работала в наиболее простом и испытанном режиме – регистрировалось частота импульсов с амплитудой, превосходящей определенным заранее установленный уровень.

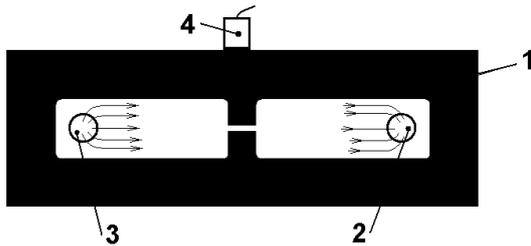


Рис. 2. Плоская модель соплового канала: 1 – пластина; 2 и 3 – каналы отвода и подвода топлива; 4 – пьезодатчик.

Сравнение акустического излучения ядра турбулентного вихревого кольца с акустической эмиссией плоского модельного сопла можно сделать, если сделать оценку радиуса ядра вихря. Локальное (турбулентное) число Рейнольдса энерго-содержащих турбулентных вихрей $Re_{\tau} = 100$ [7]. В работе [8] показано, что для ядер вихрей безразмерная комбинация Γ/ν играет роль числа

Рейнольдса (здесь: Γ – циркуляция; ν – кинематический коэффициент вязкости).

Отсюда радиус ядра вихря можно оценить из уравнения

$$a = Re_{\tau} \nu / 2\pi.$$

Приняв параметр вихревого кольца $\mu = 0,12$ [2], можно сделать теоретическую оценку частоты акустического излучения когерентных турбулентных кольцевых вихрей в сопловом канале (см. кривую 2 на рис.3.). Результаты теоретической оценки удовлетворительно согласуются с опытными данными акустической эмиссии сопла только до значения $K = 2$. При $K > 2$ в сопле начинается кавитация и теоретическая кривая расходится с экспериментальными данными. Анализ литературных источников показывает, что динамика турбулентных вихревых колец, при возникновении в них кавитации, совсем не изучена. Отмечается лишь только, что такие вихревые кольца крайне неустойчивы и быстро распадаются.

Полное решение проблемы изучения турбулентной структуры потока в сопловом канале и первичного распада требует прямого сравнения теоретических и экспериментальных результатов.

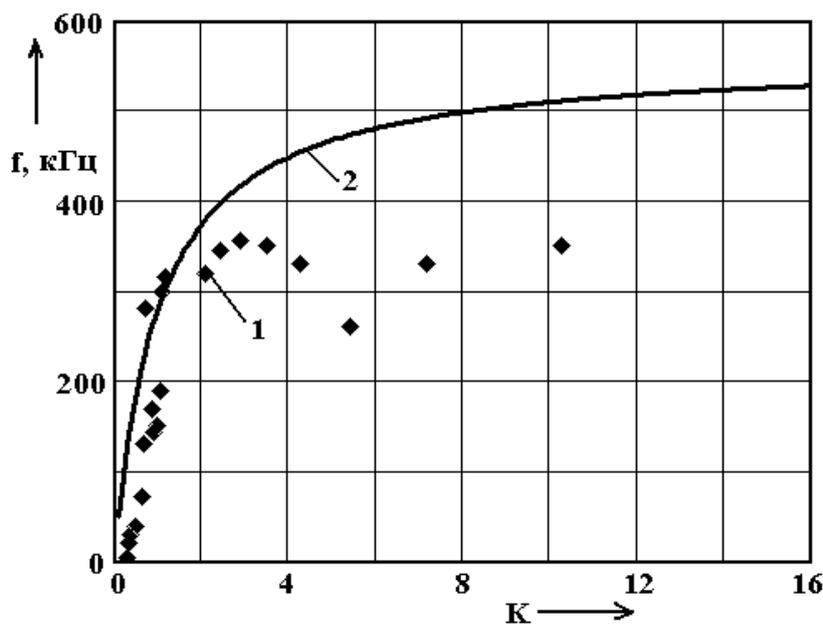


Рис.3. Частота акустического излучения: 1 - эксперимент; 2 – теория.

При этом особую роль приобретает компьютерное моделирование, с помощью которого возможно выявление таких тонких особенностей турбулентной структуры течений, которые с трудом фиксируются с помощью современных экспериментальных методов. Однако предстоит непростое экспериментальное доказательство адекватности теоретических моделей, описывающей процессы возникновения и развития турбу-

лентности, а затем и первичного распада струи в сопловом канале дизельной форсунки.

Литература:

1. Трусков В.И., Дмитриенко В.П., Масляный Г.Д. Форсунки автотракторных дизелей. – М.: Машиностроение, 1977. - 167с.
2. Копьев В. Ф., Чернышев С. А., Колебания вихревого кольца, возникновение в нем турбулентности и генерация звука, Усп. Физ. наук, 2000 (170), 7, 713-742
3. Русаков Ю.С. Вихревое кольцо как прообраз свободных турбулентных течений и когерентных структур// Труды международной конференции "Трансформация волн, когерентные структуры и турбулентность", 23 - 25 ноября, 2004 г. М.: Институт космических исследований РАН (<http://sodar.obninsk.org> ; <http://www.iki.rssi.ru/mss04/con2.htm>)
4. Белоцерковский С.М., Гиневский А.С. Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей. М.: Физматгиз, 1995. – 368 с.
5. Семидетнов Н.В., Скоморовский С.А. Применение лазерного доплеровского измерителя скорости для исследования процесса смесеобразования в дизелях// Материалы краткосрочного семинара «Применение лазеров в промышленности в свете решений XXVII съезда КПСС», 11-12 декабря 1987 г. Л.: Ротапринт ЛДНТП, 1987. с.39-44.
6. Астахов А.Н., Гаврилов В.В., Красильников В.В., Салин М.Ю. Исследование процесса распыливания тяжелого топлива насос-форсункой форсированного среднеоборотного дизеля. //Тр. ЛКИ. – 1987, с. 116-126.
7. Турбулентность: принципы и применение// Под ред. У. Фроста, Т. Моулдена. Пер. с англ. М.: Мир, 1980.-526 с.
8. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. - Новосибирск: Наука, 1981. -336с.

КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ПО ИЗОБРАЖЕНИЮ ТОПЛИВНЫХ СТРУЙ

Еськов А.В., Матиевский Д.Д. (АлтГТУ им. И.И. Ползунова);
Дробышев О.В. (ООО «СКБ АЗПИ»)

Эффективным средством улучшения топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов автотракторных и транспортных дизелей является обеспечение оптимальных значений коэффициента избытка воздуха, определяемого цикловой подачей и влияющего на полноту сгорания топлива. Наибольшей эффективностью при обеспечении высоких экологических показателей является управление топливоподачей, позволяющее обеспечить работу двигателя с приемлемым коэффициентом избытка воздуха и топливной экономичностью [1]. Однако, как показывает практика, качество топливных распылителей с распыляющими отверстиями, изготовленными электроискровым способом, оказывает значительное влияние на процесс смесеобразования.

Развитие средств регистрации изображений на базе быстродействующих цифровых ССД камер с передачей изображения в управляющую ЭВМ, позволяет разрабатывать комплексы контроля пространственно-временных параметров топливных струй из распыляющих форсунок. В ЭВМ возможно применение всего математического аппарата обработки изображений струй для выявления оптических неоднородностей, включая линейную и нелинейную фильтрации на основе преобразований Фурье, Адамара и др., контрастирование изображения, выделение гра-

ниц градиентными масками, выделение контуров, числа градаций в изображении, например, методом Байеса и др. Измерение углов распыления, длины струй возможно производить в масштабе реального времени и сравнительно не больших материальных затратах [2].

Разработанный в АлтГТУ стенд контроля качества распылителей на основе скоростной съемки и обработки изображения топливных струй является приставкой к любому стенду настройки топливной аппаратуры, например MOTOR PAL, MIRKEZ и ДД-1-03 и др. Топливный

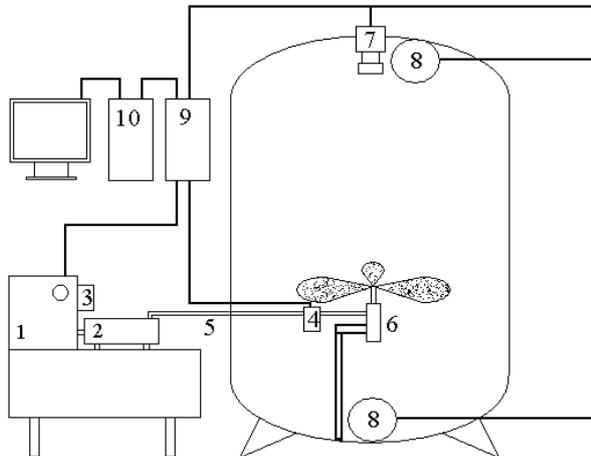


Рис. 1. Функциональная схема стенда контроля качества распылителей на основе скоростной съемки и обработки изображения топливных струй.

стенд 1 вращает вал ТНВД 2, на котором укреплен оптический датчик вращения 3 (рис. 1). Синхроимпульс вырабатывается либо тензометрическим датчиком давления топлива 4 в трубопроводе 5, подводящим топливо к форсунке 6, либо оптическим датчиком 3 вращения вала топливного насоса 2 по выбору оператора. От синхроимпульса начинается отсчет времени до запуска фотокамеры 7 и управления вспышкой света 8 в блоке синхронизации 9 СИНХРО-М [3].

Блок синхронизации вырабатывает синхроимпульс съемки развития топливных струй от распылителя 6. По

окончании процесса съемки изображения информация передается в управляющую ЭВМ 10. В ЭВМ по специально разработанной программе Jet Analyzer определяются характеристики распыления топлива распылителем, по которым будут сортироваться распылители на классы соответствия эксплуатационным параметрам. Камера стенда контроля качества распылителей на основе скоростной съемки и обработки изображения топливных струй, изображена на рис. 2.

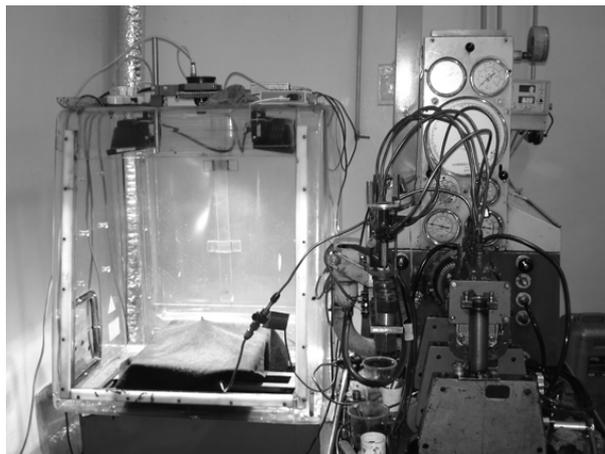


Рис. 2. Внешний вид стенда контроля качества распылителей на основе скоростной съемки и обработки изображения топливных струй.

Устройство управления синхроимпульсом 9 в процессе работы анализирует состояние входных сигналов, и при возникновении на каком либо из входов значимого события, на выходных сигналах формируются выходные импульсы, задержанные относительно момента детектирования выше указанного значимого события, выдающиеся на группу выходных разъемов. В конструкции блока предусмотрено подключение оптического модуля регистрации светового излучения, модулируемого вращением вала ТНВД, служащего сигналом значимого события на одном из входов, либо тензометрического модуля регистрации изменения

давления в трубопроводе. На лицевой панели блока имеются выходные контакты для подключения входов устройства сбора данных типа ЛА-1,5 РС1, производства

ООО «Центр АЦП», г Москва, и ввода в ЭВМ сигналов от подключаемых модулей.

В блоке управления синхронизацией оператором устанавливаются времена задержки синхроимпульсов камеры T_k , вспышки стробоскопа T_v , и T_z – времени задержки для зарядки конденсаторов стробоскопа. Импульс вспышки стробоскопа T_v может вырабатываться ранее синхроимпульса камеры T_k . Разработанный блок управления синхронизацией СИНХРО-М работает на базе программируемого микроконтроллера ATmega 8535-16JL.

В результате проведенных исследований, на экспериментальном стенде были получены изображения струй распыления топлива форсункой 6A1 производства ООО АЗПИ, г. Барнаул. Снимок сделан с использованием высокоскоростной системы регистрации и ввода изображения в ЭВМ VS-СТТ-285, производства ЗАО НПК «Видеоскан», г. Москва. На ЭВМ по разработанной программе Jet Analyzer, проводилась обработка изображения топливной струи, интерфейс которой приведен на рис. 3 с примером расчета корневых углов и углов между струями.

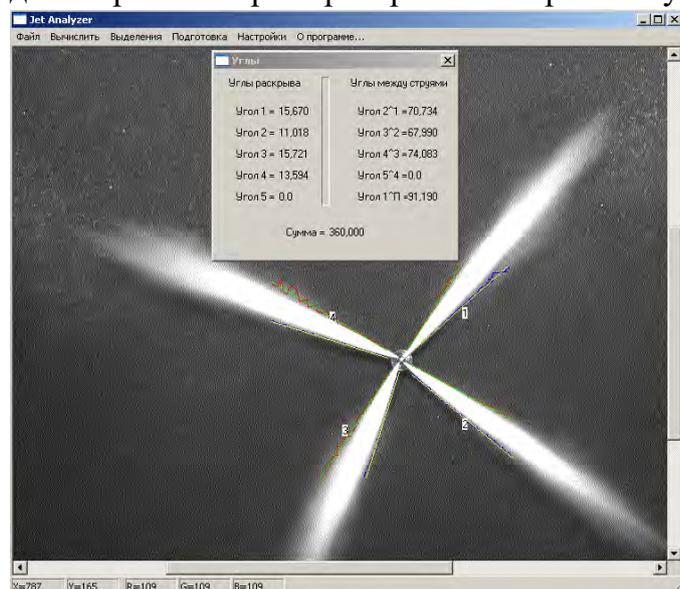


Рис. 3. Интерфейс программы обработки изображений топливных струй Jet Analyzer с примером расчета корневых углов и углов между струями для распылителя 6A1.



Рис. 4. Гистограммы площадей яркостных зон струи для среднего значения каждой зоны 4 струй.

Экспериментальный кадр процесса распыления топлива выполнен при времени экспозиции 35,5 мкс, время задержки синхроимпульса от датчика давления – 0,3 мс.

Каждая из 4 струй вытекает из своего отверстия в распылителе, канал которого в процессе производства на ООО АЗПИ прожигается электроискровым методом, что приводит к искажению и искривлению формы канала от правильной геометрической, соответствующей конструкторской документации.

Различие в площадях яркостных зон топливных струй объясняется точностью изготовления деталей и узлов распылителя, что подтверждает возможность применения разработанного метода контроля площадей яркостных зон, соответствующих распределениям концентрации топлива в струе, как метода контроля качества изготовления распылителей.

На рис. 4 изображена гистограмма для суммы значений каждой зоны всех 4 струй. Значения яркостей физически можно интерпретировать как распределение по яркостям для одной «эффективной» струи, соответствующей количеству топлива, впрыснутого в КС двигателя. Площади яркостных зон для

«эффективной» струи рассчитываются как сумма площадей яркостных зон 4 струй.

Исходя из конфигурации камеры сгорания двигателя А-01, которая представляет собой вырезанный в поршне тор, определяя общую площадь всех струй как S_0 , получаем безразмерный параметр заполняемости распыленным топливом пространства камеры сгорания

$$Z = \frac{S_0}{S}, \quad (1)$$

где S – площадь камеры сгорания. Чем ближе к единице значение параметра Z , тем большую площадь охватывают струи в камере сгорания. Однако слишком большие значения приводят к недостатку окислителя и не полному догоранию топлива.

Проведя расчет параметров углов и площадей яркостных зон, сопоставляя с характеристиками гидроплотности (г.п.), длиной иглы, неравномерности по сопловым отверстиям θ , измеренным гидродинамическими методами на ОАО АЗПИ, были отобраны 10 распылителей (табл. 1), соответствующих техническим требованиям.

По выражению (1) были рассчитаны параметры заполняемости распыленным топливом пространства камеры сгорания z_i по i – номеру яркостной зоны (рис. 5). Минимальное значение номера яркостной зоны соответствует внешней области топливной струи, а максимальное значение – области с высокой концентрацией топлива (центральной части у носика распылителя). В разработанном подходе рассматривается «эффективная» топливная струя, представляющая собой некоторую сумму из четырех струй, распыляемых в камеру экспериментального комплекса. Сумма концентраций по зонам, J_0 рассчитывалась по методике, опубликованной в работе [4]. $P_{\text{тор}}$ – показания нагрузочного устройства, в качестве которого используется балансирный электротормоз постоянного тока типа М2821-4 производства ЧССР, позволяющий производить запуск двигателя, прокрутку, с целью определения механических потерь и торможение с поглощением вырабатываемой двигателем энергии.

Табл. 1. Характеристики распылителей 6А1.

№	μf , мм ²	Г.п., сек	θ , %	Z	Относит. угол	J_0	Расход топлива, кг/ч	
							$P_{\text{тор}}=9$	$P_{\text{тор}}=15$
5	0,228	17	13,1	0,31	0,72	0,169	2,52	3,85
9	0,231	14	7,2	0,28	0,53	0,192	2,49	3,85
29	0,25	16	8,94	0,27	0,64	0,191	2,48	3,75
38	0,241	12	4,56	0,29	0,58	0,163	2,5	3,85
42	0,23	9	4,61	0,31	0,67	0,181	2,52	3,83
57	0,232	15	10,3	0,26	0,51	0,141	2,49	3,96
63	0,247	19	4,17	0,31	0,59	0,167	2,51	3,76
76	0,231	18	4,37	0,24	0,5	0,189	2,47	3,71
81	0,251	19	4,10	0,28	0,57	0,189	2,52	3,8
92	0,231	48	9,25	0,24	0,5	0,156	2,49	3,88

На кафедре ДВС АлтГТУ на одноцилиндровой установке УК-2 проводились испытания отобранных распылителей по количеству СО в отработавших газах. При проведении экспериментов по регистрации изображений топливных струй количество топлива на один цикл калибровано по эталонной форсунке, постоянно для всех распылителей и составляет 63,3 см³ за 600 циклов (0,089 г/цикл).

Количество оборотов коленчатого вала двигателя установки УК-2 составляло 1700 мин^{-1} . Используя общеизвестные формулы рассчитывались индикаторные характеристики (рис. 6). При максимальных нагрузках на двигатель при среднем индикаторном давлении $P_i > 0,8 \text{ МПа}$, распылители № 5, 42, 38, 63, 9 показывают количество СО в отработавших газах менее 800 мг/м^3 , в то время как у остальных распылителей этот показатель более 800 мг/м^3 , а у распылителей № 57 и № 92 свыше 1500 мг/м^3 .

Площади яркостной зоны № 3 на рис. 5, соответствующие концентрации топлива в области между центром и границами струй, перераспределены таким образом, что для распылителей № 5, 42, 38, 63, 9, 57, 92 значения относительной площади более 0,16, но у распылителей 57 и 92 минимальное значение площади для пятой яркостной зоны, менее 0,05 единиц, что объясняется малым $\mu_f = 0,231$ (табл. 1), большей дальнобойностью и попаданием топлива на стенки камеры сгорания.

Струи, генерируемые последними распылителями имеют не высокую яркость для 5 зоны, что объясняется разреженностью сердцевины струи и большей предрасположенностью к полному сгоранию, однако попадание топлива на стенки камеры сгорания приводит к росту показателя СО.

Таким образом, значения площадей для яркостной зоны № 3 с поправкой на зону № 5, может использоваться в качестве показателей контроля распылителей по

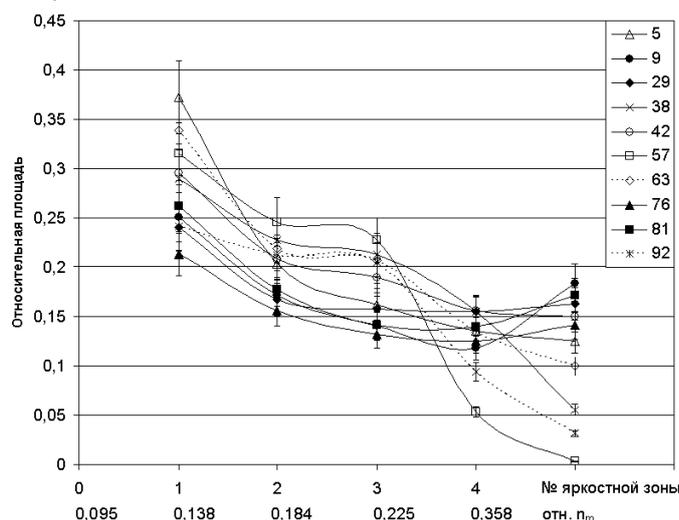


Рис. 5. Распределение площадей яркостных зон для 10 распылителей 6А1.

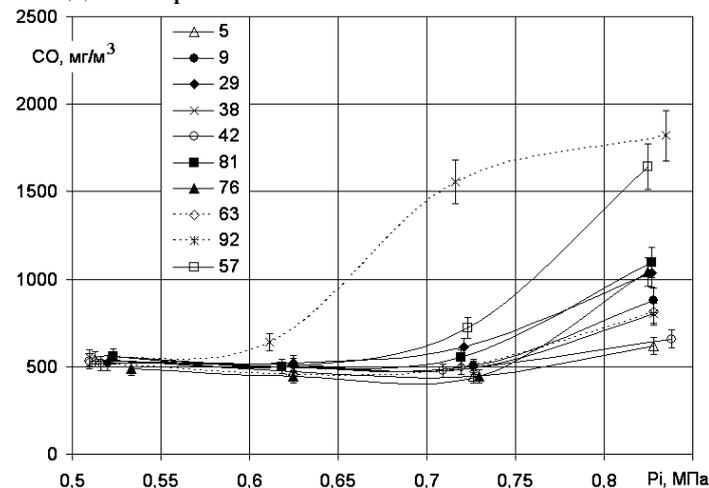


Рис. 6. Индикаторные показатели СО от нагрузки на двигатель для 10 распылителей 6А1.

параметру СО в отработавших газах двигателя, что подтверждается экспериментом (рис. 6).

В табл. 2 приведены коэффициенты корреляции параметров, рассчитанных по формуле (1), по результатам обработки изображений топливных струй и расходом топлива для распылителей 6А1 ЗАО Алтайский завод прецизионных изделий, прошедших испытания на одноцилиндровом стенде УК-2 на кафедре Двигателей внутреннего сгорания АлтГТУ. Испытания проводились по 10 распылителям, предварительно прошедших проверку на соответствие техническим требованиям на ОАО АЗПИ. Продолжительность подъема иглы регистрировалась на установке УК-2 с помощью индукционного датчика и обработкой сигнала комплексом Н-2000 в комплекте с усилителями LE-41.

Разработанная система контроля качества распылителей на основе скоростной съемки и обработки изображения топливных струй позволит делить распыли-

тели по группам однотипных параметров, таких как расход топлива и эмиссия токсичных компонентов в отработавших газах.

Табл. 2. Корреляционные взаимосвязи параметров изображения с расходом топлива.

	расход топлива
сумма концентраций по зонам, J_0	0,73 ($P_{top}=15$)
отношение площадей струй и цилиндра, Z	0,76 ($P_{top}=9$)
продолжительность подъема иглы	0,82 ($P_{top}=9$)

Литература:

1. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – М.: Агропромиздат, 1991. - 208 с., ил.
2. Павлидис Т. Алгоритмы машинной графики и обработки изображений. – М.: Мир, 1981. – 84 с.
3. Еськов А.В., Добряк А.Б. Многофункциональное устройство управления регистрацией изображений быстропротекающих процессов // Приборы и техника эксперимента, 2007. - №3. - С. 160-161.
4. Еськов А.В., Свистула А.Е. Система контроля качества распылителей на основе скоростной съемки и обработки изображений топливных струй // Ползуновский вестник, - 2006. - № 4. - С. 73-77.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИ РАЗГРУЖЕННОГО КЛАПАНА ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Меднов А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)
Фурман В.В. (ООО “ППП Дизельавтоматика”)

Подобные клапаны становятся основными управляющими элементами в топливоподающей аппаратуре (ТПА) с клапанным управлением (в насос-форсунках, распределительных, индивидуальных ТНВД), а также в части аккумуляторных систем (например, Delphy) [1].

Как показала практика, для проектирования таких клапанов и в целом ТПА, оказываются необходимыми новые знания и опыт. Ниже рассмотрен один из частных актуальных вопросов – математическая модель гидродинамики такого клапана (рис.1), являющаяся частью уравнений граничных условий в гидродинамическом расчете процесса подачи [1].

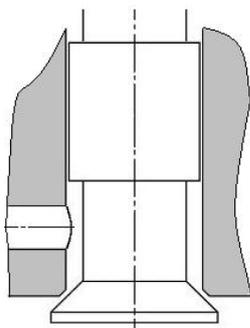


Рис. 1. Схема и конструкция разгруженного клапана ООО “ППП Дизельавтоматика”

Уравнение движения нормально закрытого или открытого клапана:

$$\begin{cases} \frac{dC_{\text{кл}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{кл}}^{\text{сумм}}} \left[S_{\text{эл-маг}} - S_{\text{предв}} - c_{\text{пруж}} h_{\text{кл}} - S_{\text{демпф}} + P_{\text{слив}} (f_{\text{тарел}} - f_{\text{стеб}}) - \int_{f_{\text{кон}}} P_{\text{кон}} df \right] \\ \frac{dh_{\text{кл}}}{dt} = C_{\text{кл}} \end{cases} \quad (1)$$

Задача о электромагнитном приводе рассмотрена в другой статье этого же сборника. Под демпфирующей силой будем понимать воздействие гидродинамического трения в зазоре между плунжерной частью клапана и корпусом. В зависимости от сочетания параметров знак этой силы в каждый момент может быть свой (так, гидродинамическое трение от течения утечек может помогать закрываться клапану).

Рассматривая течение в зазоре постоянной величины (рис. 2) и используя для интегрирования по радиусу и по длине исходное уравнение ползущего течения

$$\frac{\partial^2 U}{\partial r^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (2)$$

можно получить уравнение расхода утечек по зазору в форме:

$$Q_{\text{ут}} = -\frac{\pi}{12\eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \delta^3 d_{\text{пл}} + \frac{\pi V_{\text{кл}} \delta d_{\text{пл}}}{2}. \quad (3)$$

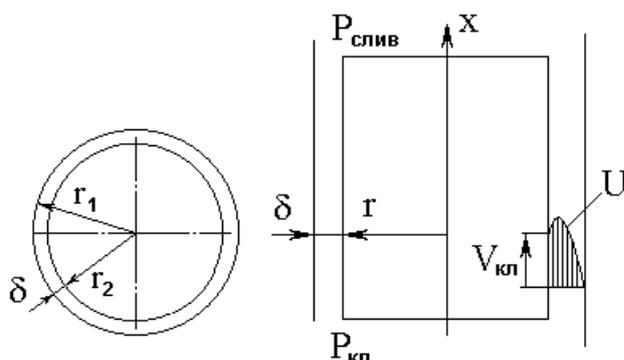


Рис. 2. Расчетная схема течения в зазоре прецизионной пары

Здесь и далее используем обозначения: δ - радиальный зазор; η - вязкость топлива текущая; $V_{\text{кл}}$ - скорость клапана; $P_{\text{кл}}$, $P_{\text{слив}}$, P_0 - давления в кармане клапана, в полости слива, атмосферное давление; $d_{\text{пл}}$, $L_{\text{пл}}$ - диаметр и длина плунжерной части (прецизионной направляющей) клапана. В частности, с учетом формулы проф. МГТУ Д.Н.Вырубова для вязкости топлива в функции давления [2],

$$\eta = \eta_0 \cdot c_{\mu}^{P/P_0},$$

получаем расчетную формулу для расчета расхода утечек:

$$Q_{\text{ут}} = \frac{\pi \delta^3 d_{\text{пл}} P_0}{12 L_{\text{пл}} \eta_0 \ln c} \left(\frac{1}{c_{\mu}^{P_{\text{слив}}/P_0}} - \frac{1}{c_{\mu}^{P_{\text{кл}}/P_0}} \right) + 0,5 \pi V_{\text{кл}} \delta d_{\text{пл}}.$$

Оценим усилие сопротивления гидродинамического трения в малом зазоре движению клапана. Для получения распределения P по длине зазора интегрируем (3) в пределах от $P_{\text{кл}}$ до текущего P по координате от 0 до текущей x :

$$P = \frac{-P_0}{\ln c} \cdot \ln \left[\frac{1}{C_{\mu}^{P_{\text{кл}}/P_0}} \cdot \left(1 - \frac{x}{L_{\text{пл}}} \right) + \frac{x}{L_{\text{пл}}} \cdot \frac{1}{C_{\mu}^{P_{\text{слив}}/P_0}} \right]. \quad (4)$$

Сила гидродинамического сопротивления S движущемуся телу согласно определению тангенциального напряжения τ_w , равна произведению этого напряжения на площадь поверхности трения. С учетом переменности вязкости, а значит и τ_w , берем интеграл:

$$S = \pi \cdot d_{\text{пл}} \cdot \int_0^L \tau_w dx .$$

С использованием закона Фурье, дифференцируя (3) и используя (4), получим окончательно выражение для силы, действующей на клапан со стороны движущегося при утечках по зазору топлива:

$$S \approx \pi \cdot d_{\text{пл}} \cdot \left[-\frac{\delta}{2} \cdot (P_{\text{кл}} - P_{\text{слив}}) + \frac{V_{\text{кл}} \cdot L_{\text{пл}} \cdot \bar{\eta}}{\delta} \right], \quad (5)$$

где средняя по длине зазора эффективная вязкость может быть оценена:

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_0 P_0}{P_{\text{кл}} - P_{\text{слив}}} \cdot \frac{c_{\mu}^{P_{\text{кл}}/P_0} - c_{\mu}^{P_{\text{слив}}/P_0}}{\ln c_{\mu}} .$$

Обращает на себя внимание, рост диссипативных эффектов с повышением давления (вязкости) топлива. Это относится как к повышению давления на обоих концах зазора (рис. 3). Второй важный вывод – о преобладании силового эффекта, противодействующего движению клапана (течение Куэтта) над силой, способствующей движению (течение Пуазейля) в области высоких давлений. Этот вывод, конечно, зависит от сочетания параметров и относителен.

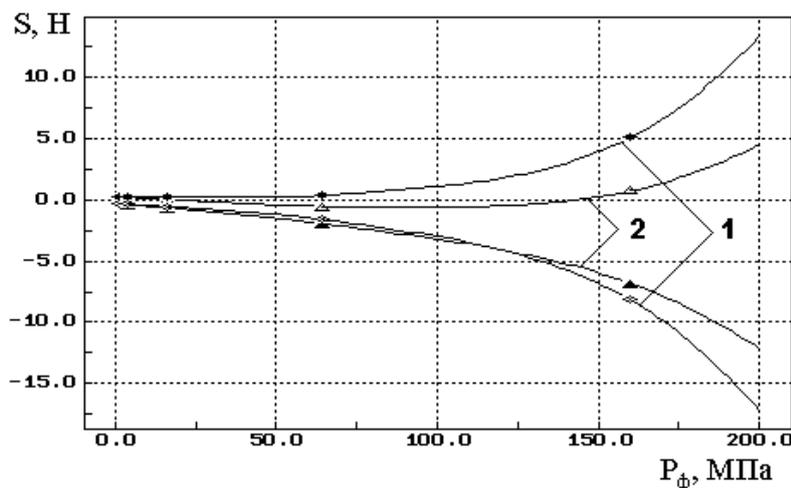


Рис. 3. Изменение силы сопротивления движению клапана при его подъеме и опускании: 1 - $\delta = 1$ мкм; 2 - $\delta = 2$ мкм ($P_{\text{слив}} = 0,1$ МПа; $d_{\text{пл}} = 6 \cdot 10^{-3}$; $c_{\mu} = 1,0025$; $\eta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$; $L_{\text{пл}} = 20 \cdot 10^{-3}$)

Описанная картина становится еще более выраженной при уменьшении зазора в прецизионной паре (кривая 1 по отношению к кривой 2 на рис. 3). Напротив, несимметричность кривых относительно направления скорости движущейся иглы наибольшая при больших зазорах и меньших давлениях: при зазоре 2 мкм и $P_{\text{кл}} < 150$ МПа гидродинамическая сила действует на иглу независимо от ее движения только вверх (кривые 2). Физически это означает преобладание воздействия на иглу от течения Пуазейля над воздействием от течения Куэтта.

Расчет распределения давления по конусу клапана – важнейший при оценке его поведения в процессе ТП. Как показывают эксперименты, проведенные ООО “ППП Дизельавтоматика”, клапан начинает двигаться в сторону закрытия при весьма малых значениях времени, когда по расчетным данным баланс сил еще не обуславливает его страгивание с упора.

Становится понятным, что в рамках рассмотрения статического равновесия клапана без учета реального изменения гидродинамической картины в клапанной щели, проектирование такого клапана неэффективно.

С учетом радиального подвода топлива (рис. 1) течение у стебля клапана и в щели – трехмерное. Методы решения осесимметричных и трехмерных задач, в том числе для капельных жидкостей, включая и турбулентные течения, сегодня с той или иной достоверностью, устойчивостью, трудоемкостью – освоен. Тем не менее, встраивание таких решений в общий расчет топливоподачи малоперспективен ввиду специфики гидрогазодинамических расчетов – их трудоемкости. Это закрывает возможность решения практических задач проектирования и оптимизации с учетом многочисленности анализируемых вариантов. По этой причине, ниже предложен полуэмпирический метод расчета распределения давления в клапанной щели на базе модели квазиодномерного течения жидкости по тракту переменной площади сечения с местными и распределенными гидравлическими сопротивлениями. Сопротивление гидродинамического трения вдоль поверхности образующей клапана оцениваем по соотношениям для начального участка плоской пластины при турбулентном течении [3]:

$$\zeta = k_{\text{корр}} \cdot \frac{0,072}{\text{Re}_x^{0,5}}, \quad \text{Re}_x = \frac{U_x x}{\nu}; \quad U_x = \frac{Q}{f_x}; \quad f_x = \frac{\pi \Delta d}{2 \cos \alpha} (d_x + d_{\text{пл}});$$

$$\Delta d = \frac{d_{\text{пл}} - d_x}{2}; \quad P_x = P_{x-\Delta x} + \frac{\rho}{2} U_{x-\Delta x}^2 - \frac{\rho}{2} U_x^2 (1 + \zeta). \quad (6)$$

При этом игнорируем поперечные потоки, связанные с радиальным поступлением топлива в карман клапана, а за начальную точку роста пограничного слоя принимаем точку перехода поверхности стебля в конус. Неточность использования этих формул должна быть скомпенсирована поправочными коэффициентами $k_{\text{корр}}$. Для местного сопротивления входа (выхода) в (из) клапанную щель:

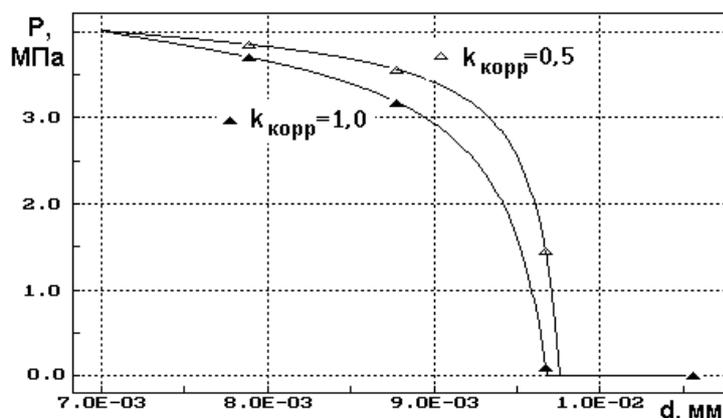


Рис. 4. Распределение давлений при значении поправочного коэффициента (для всех сопротивлений, а именно трения на стебле, входа, трения на фаске, выхода – одинакового)

$$\zeta = k_{\text{корр}} \cdot 0,5 \left(1 - \frac{f_x}{f_{x0}} \right); \quad \zeta = k_{\text{корр}} \cdot 1,0.$$

Для течения в клапанной щели с полууглом конуса α процедура аналогична участку обтекания до щели со следующим отличием:

$$f_x = \pi \cdot h_{\text{кл}} \cdot \sin \alpha \cdot (d_x + h_{\text{кл}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha).$$

Типичное изменение давления вдоль запорной клапанной щели представлено на рис. 4. Видно, что в клапанной щели возможна кавитация, поэтому в добавление к записанным соотношениям используется логическое условие: если $P_x < P_{\text{нас.пар}}$, то $P_x = P_{\text{нас.пар}}$. При этом при работе клапана давление $P_{\text{слив}}$ совсем не обязательно равно атмосферному: в реальном нестационарном процессе оно доходит до 10 МПа.

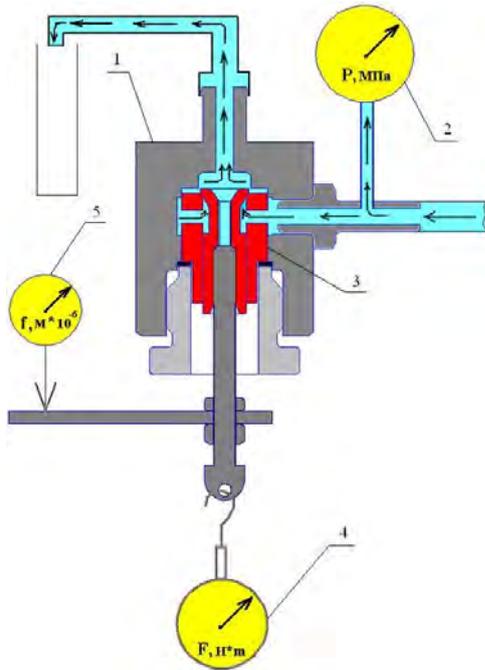


Рис. 5. Схема стенда для проливки гидравлически разгруженного клапана: 1-корпус клапана; 2-манометр; 3-клапан; 4-динамометр; 5-микрометрическая головка

Как изначально предполагалось, простая модель идентифицировалась с помощью экспериментальных данных. Для этого проводилась статическая проливка гидравлически разгруженного клапана (рис.1). На рис. 5 представлена схема экспериментальной установки. В двух циклах опытов измерялись перемещение клапана, сила, приложенная к клапану (в обоих направлениях), напор, расход топлива (объемным способом).

Для расчетов оказывается важным изменение коэффициента расхода в зависимости от подъема клапана (за нуль принято его закрытое положение). Для исключения влияния режимного фактора (Re) проливки проводились под давлением более 4 МПа. Результаты (рис. 6) аппроксимированы эмпирической формулой:

$$\mu_{\text{кл}} = 0,8 - 2,2686 \left(\frac{h_{\text{кл}}}{d_{\text{пл}}} \right)^{0,533}$$

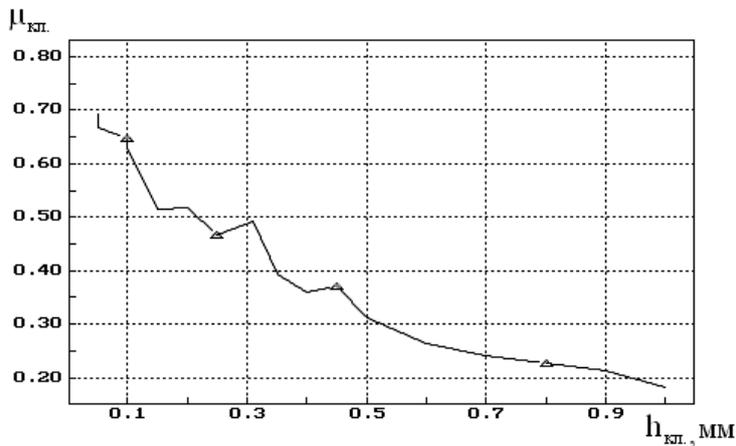


Рис. 6. Экспериментально полученное значение коэффициента расхода через клапанную щель в функции хода клапана

Уточнение коэффициента $k_{\text{корр}}$ для расчетной модели производилось сравнением расчетных и экспериментальных данных для неуравновешенной гидродинамической силы (рис. 7).

На графике видно, что первые 0,55 мм хода, на клапан действует закрывающая сила и для открытия клапана необходимо приложить усилие в 3...5 Н. При дальнейшем открытии клапана на него действует открывающая сила. Сравнивая экспериментальную зависимость с расчетной, идентифицируем $k_{\text{корр}}$ для участков распределенного гидродинамического трения 1,35...1,45.

Модель демпфирования движения клапана в составе гидродинамического расчета подачи позволяет более достоверно описывать его движение в условиях быстропротекающего процесса. Модель распределения давлений на поверхностях клапана является инструментом оптимизации конструкции клапана, обеспечивая его максимальное быстродействие. При этом создается возможность не только интенсификации подачи, но и организации многофазного впрыскивания, устранения

затянутого окончания подачи. Важно, что изменением соотношений размеров клапана и седла можно управлять величиной и знаком небольшой неуравновешенной гидравлической силы, обеспечивая ускорение либо закрытия, либо открытия клапана и общим быстродействием.

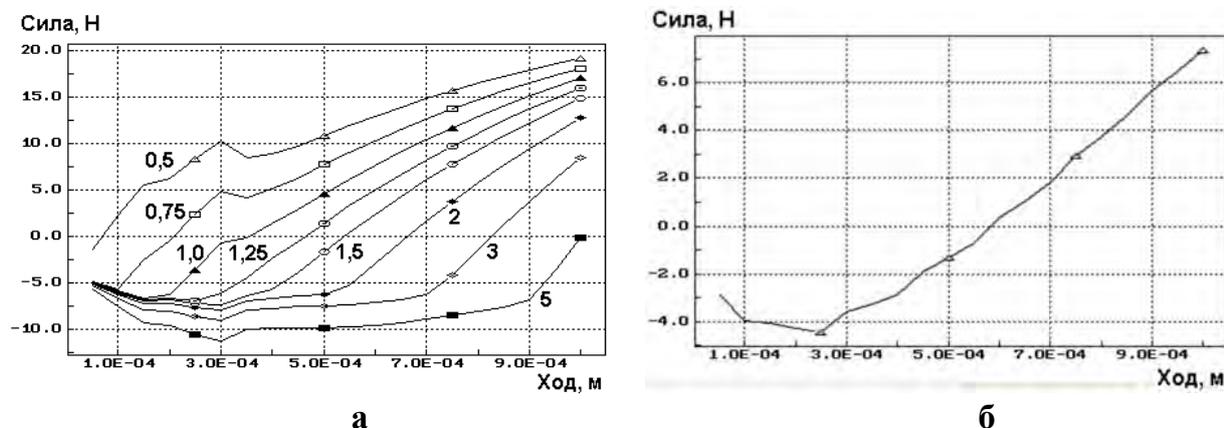


Рис. 7. Неуравновешенная (открывающая) сила в функции хода клапана $d_{пл}=10$ мм: а - расчетная для различных $k_{корр}$; б - экспериментальная

Литература:

1. Грехов Л.В, Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелем: Учебник для вузов.- Москва: Изд-во Легион-Автодата, 2004., ил – 344 с.
2. Вырубов Д.Н. Физические характеристики дизельных топлив, определяющих процессы топливоподачи // Дизелестроение. - 1935, № 8.
3. Бекнев В.С., Панков О.М., Янсон Р.А. Газовая динамика газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1973. – 335 с.

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ СИСТЕМЫ COMMON-RAIL

Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Потапов А.И., Малкин А.В., Рогов В.С.,
Фонов В.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)
Миронычев М.А., Павельев В.Н., Ильичев А.Г. (ОАО “ЗМЗ”)

Топливный насос высокого давления (ТНВД) относится к наиболее трудоемким в создании, дорогим в производстве компонентам аккумуляторных систем с электронным управлением – Common Rail (CR). Стоит задача создания простого, дешевого, надежного ТНВД, способного создавать давления до 200 МПа, а в ближайшем будущем – и выше.

В системах до середины 90-х годов применялись традиционные ТНВД или созданные на их базе, в том числе с несколькими участками подъема кулачка. Однако, это не лучшее решение, т.к. традиционные ТНВД применительно к CR обладают рядом недостатков: кулачковым приводом, архаичным способом регулирования производительности, неприменимы нагнетательные клапаны с разгружающим пояском, сам ТНВД получается громоздким, тяжелым, излишне сложным, дорогим и ненадежным. Тем не менее стереотипы старого живучи, а технологическая неготовность вынуждает отечественные и зарубежные фирмы отчасти идти по этому пути (рис. 1,а,б). Другая преемственность – применение роторных насосов на базе распределительных (рис. 1,д).

В промышленной гидравлике и гидроавтоматике применяются аксиальные насосы высокого давления (рис. 1,г). Они рассчитаны на максимальные давления 28...40 МПа в среде специальных масел, т.е. напрямую непригодны для CR.

В немецких системах CR Bosch, Siemens, L'Orange получили распространение ТНВД, компоуемые по звездообразной схеме (рис. 1,в), называемой в гидравлике радиально-плунжерной. Они отличаются равномерной нагрузкой на приводном валу, малыми габаритами и стоимостью.

При создании ТНВД МГТУ было принято во внимание, что рядный ТНВД имеет более удобную для компоновки форму, более короткие соединительные каналы, меньшее число герметизируемых стыков в линии высокого давления, большие возможности использования традиционного оборудования при внедрении в производство. В целях повышения несущей способности привода плунжера кулачковый механизм с роликовым толкателем был заменен эксцентриковым с промежуточной втулкой, аналогичной рис. 1,в.

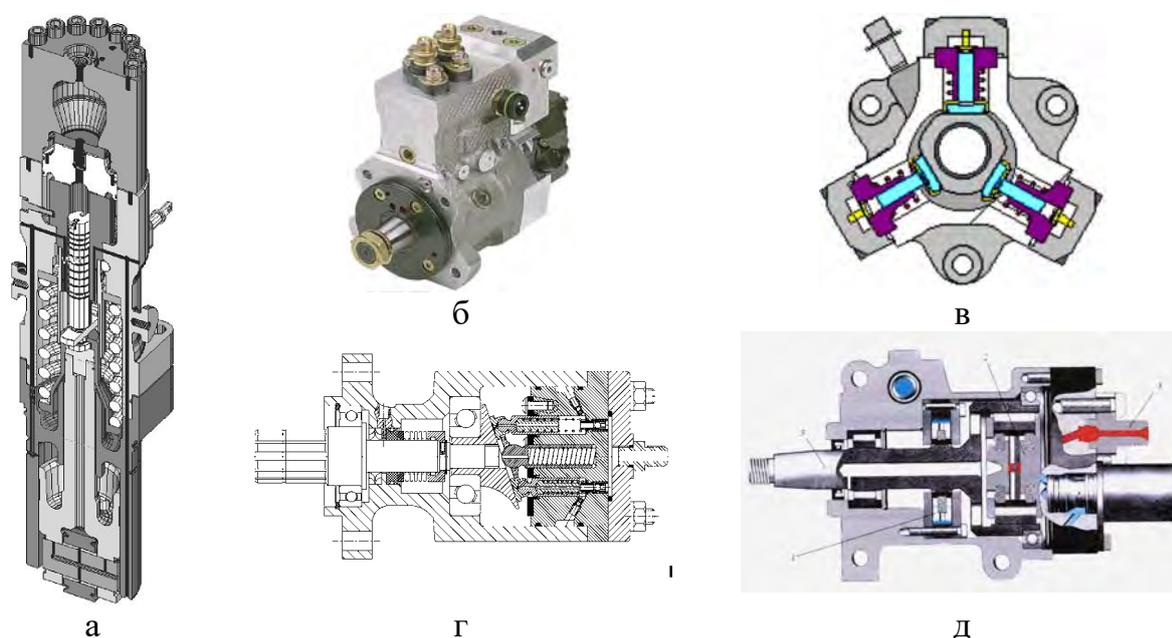


Рис. 1. ТНВД для CR: а–индивидуальный Sulzer; б–рядный R.Bosch; в–радиально-плунжерный R.Bosch; г–аксиальный AVL; д–роторный Delphi

При регулировании производительности активным ходом плунжера, плунжер следует снабжать лишь одной верхней управляющей кромкой. В ранних моделях насосов Bosch регулирование производительности осуществлялось блокированием впускного клапана. Выбор остановился на способе, обеспечивающем простоту и высокий КПД - дросселированием на всасывании.

В ТНВД CR применяются различные виды нагнетательных клапанов. В любом случае должен отсутствовать разгружающий поясok. Минимальная масса и быстроедействие присущи плоским и шариковым клапанам, однако, для их производства требуется отлаженная технология. В ТНВД применены малогабаритные грибовые клапаны. Вопрос о наличии впускных клапанов был решен отрицательно по соображениям принятого способа регулирования и обеспечения большей надежности: для наполнения плунжерных полостей используются окна втулок, а ход плунжера имеет запас.

Укрупнено к существенным требованиям к ТНВД можно отнести возможность поддержания заданных на каждом режиме давления и производительности, в том числе на максимальных и пусковых частотах, максимальных температурах

топлива, а также обеспечение динамического резерва в переходных режимах, заданного ресурса, быстрого регулирования. Как показала практика, выдерживание этих требований требует тщательной отработки конструкции, совершенной технологии. При этом ТНВД должен быть дешевым и поэтому - конкурентоспособным.

Можно выделить крупные задачи, которые приходится решать при создании ТНВД CR. К их числу следует отнести:

- обеспечение наполнения плунжерной полости на высоких частотах;
- обеспечение неразрывности кинематических связей на высоких частотах;
- обеспечение производительности и давления на всех расчетных режимах;
- обеспечение работоспособности подшипника втулки эксцентрика;
- обеспечение ресурса нагнетательного клапана;
- обеспечение температурных условий работы ТНВД;

Расчет необходимых давлений подачи для поля рабочих режимов [1] определялось методом оптимизации рабочего процесса дизеля по параметрам заданного экологического класса автомобиля согласно регламенту РФ. Расчет необходимой на каждом режиме работы производительности с учетом заданной внешней скоростной характеристики ведется с учетом расхода на управление, динамического резерва и др. [2]. Выбирая число и диаметр плунжеров принимался во внимание качественный анализ факторов (табл. 1).

Таблица 1. Анализ целесообразного числа секций ТНВД

Число секций	Достоинства	Недостатки
1	<ul style="list-style-type: none"> ● надежность клапана ● удобство отвода топлива ● простота эксцентрикового привода, жесткий вал ● большой коэффициент подачи 	<ul style="list-style-type: none"> ● высокая неравномерность подачи и момента ● высокие нагрузки в приводе плунжера
2	<ul style="list-style-type: none"> ● надежность клапанов ● простота эксцентрикового привода 	<ul style="list-style-type: none"> ● неравномерность подачи и момента
3...4	<ul style="list-style-type: none"> ● равномерность подачи ● снижение нагрузок в приводе плунжеров 	<ul style="list-style-type: none"> ● сложность установки эксцентриковых втулок средних секций ● падает надежность клапанов ● уменьшается жесткость вала ● меньше коэффициент подачи

Наиболее нагруженный подшипник – втулки эксцентрика – может быть скольжения или игольчатый. В различных вариантах ТНВД МГТУ использовались оба типа. Использование игольчатых подшипников в механизме привода плунжера ТНВД CR имеет ряд достоинств:

- возможность работы при высоких частотах вращения (до 8000 мин⁻¹);
- высокая радиальная грузоподъемность при малых размерах и без применения дорогих материалов;
- пониженный расход смазочных материалов, простота смазывания;
- возможность работы при высоких нагрузках на малых частотах;
- малая чувствительность к вязкости смазывающего масла;
- простота изготовления и относительная дешевизна

Расчет наполнения плунжерной полости, неразрывности кинематических связей, обеспеченности производительности и давления на расчетных режимах велось с применением программного комплекса Впрыск разработки МГТУ им. Н.Э.Баумана. Расчет подшипников и клапанов – по известным инженерным методикам. Деформационная задача важнейших элементов ТНВД (корпус, эксцентриковая втулка, втулка плунжера, вал) решалась с использованием ПК ANSYS. Многообразие ограничений обуславливает поле рабочих режимов ТНВД. В качестве примера на рис. 2 приведены ограничительные кривые ТНВД DCP фирмы Siemens. Проведенные нами расчеты для ТНВД для дизеля ЗМЗ-5148.10 позволили сформировать поле его рабочих режимов (рис. 3). Оно показательно в отношении условий проектирования подобных ТНВД.

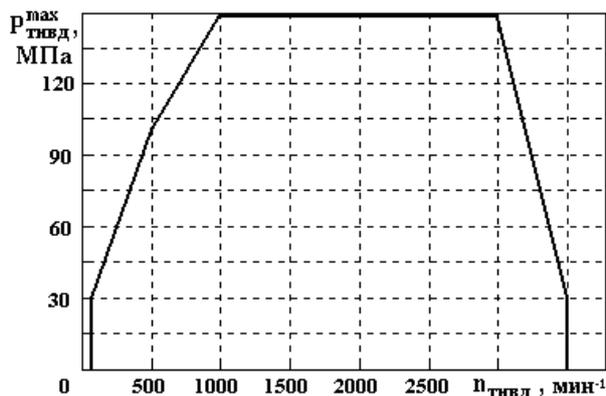


Рис. 2. Поле допустимых режимов работы ТНВД DCP Siemens

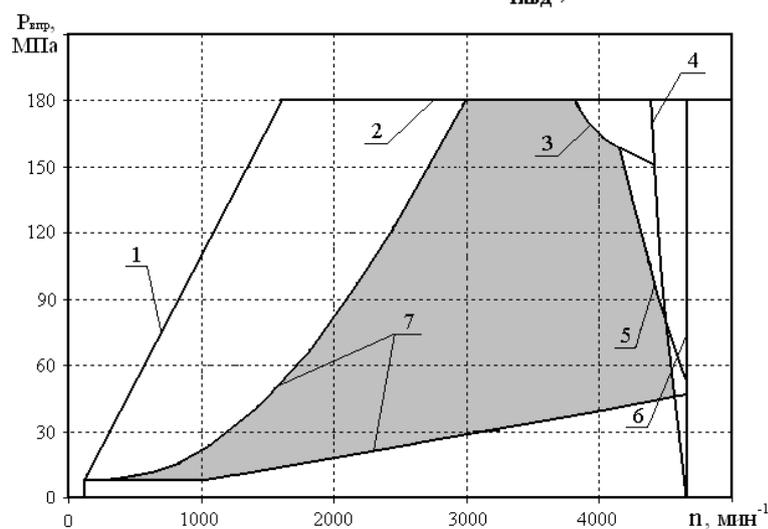


Рис. 3. Поле рабочих режимов ТНВД CR и его границы: 1-работоспособность подшипника скольжения; 2- раскрытие стыков; 3- тепловыделение в подшипнике; 4- работоспособность клапанов; 5-наполнение; 6- разрыв кинематических связей; 7- оптимальные для рабочего процесса $P_{впр}$



Рис. 4. ТНВД CR четвертого поколения.

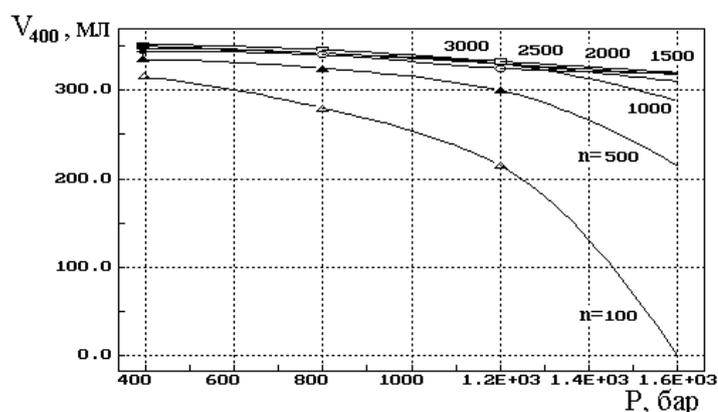


Рис. 5. Гидравлическая характеристика ТНВД при различных частотах вращения. Объемная подача – за 400 циклов.

МГТУ на протяжении ряда лет ведет разработку ТНВД для систем CR. На рис. 4 представлен ТНВД 4-го поколения, а на рис. 5 его гидравлические характеристики. Насос снабжался встроенным подкачивающим героторным насосом, клапанами, регулирующими давление и подачу, смазывался топливом.

Гидравлические характеристики демонстрируют, что показатели качества ТНВД, как поршневого насоса, достаточно высоки и не уступают или превышают показателям испытанных нами ТНВД фирм R.Bosch и Siemens. Все экспериментальные данные приведены к условиям 40°C. Рабочими давлениями этого ТНВД являются до 30...160 МПа. Созданный на той же платформе опытный насос продолжительно работал при давлениях подачи 200 МПа. Характеристика ТНВД приведена в табл. 2.

Таблица 2. Краткая техническая характеристика ТНВД CR МГТУ

Диапазон рабочих давлений, МПа		30...200
Диапазон рабочих частот, об/мин		50...3000
Встроенный подкачивающий насос		имеется
Клапан электроуправления давлением		имеется
Клапан электроуправления производительностью		имеется
Импортозамещение ТНВД R.Bosch, Siemens		обеспечено
Параметры одного из вариантов ТНВД с двумя рабочими секциями:		
Цикловая подача (за оборот вала), мм ³		720
Объемный расход, л/мин (л/час)		2,2 (130)
Масса, кг:	корпус из алюминиевых сплавов	5,5
	чугунный литой корпус	8,5
	стальной фрезерованный корпус	11,5

Моторные испытания подтвердили возможность работы дизеля ЗМЗ-5148.10 без изменения мощности, экономичности и величины вредных выбросов с ОГ при замене штатного ТНВД на опытный конструкции МГТУ (табл. 3). В данном случае лучший достигнутый результат рассматривался лишь полное сохранение параметров снабжения топливом высокого давления аккумулятора: как по абсолютному значению за счет ресурсов ТНВД и быстрой отработки команд управления подачей того же блока управления, так и за счет неперевышения колебаний давления в аккумуляторе (рис.6).

Таблица 3. Сравнение экологических показателей дизеля ЗМЗ-5148.10 при работе с различными ТНВД.

Топливный насос высокого давления	Концентрации на номинальном режиме, ppm			Дымность, %
	суммарных углеводородов	оксида углерода	оксидов азота	
Siemens	50	243	1003	15...17
МГТУ	51	249	998	16...17

Таким образом, проектирование ТНВД для Common Rail должно изначально ориентироваться не на конвертацию из старых, а на создание специального простого, малогабаритного, дешевого насоса. При этом должны быть решены характерные технические трудности, включая обеспечение работоспособности привода плунжеров, клапанов, органов управления и др. Созданный на основе разработанных принципов проектирования и методов расчета ТНВД обеспечил на дизеле полную взаимозаменяемость со штатным.

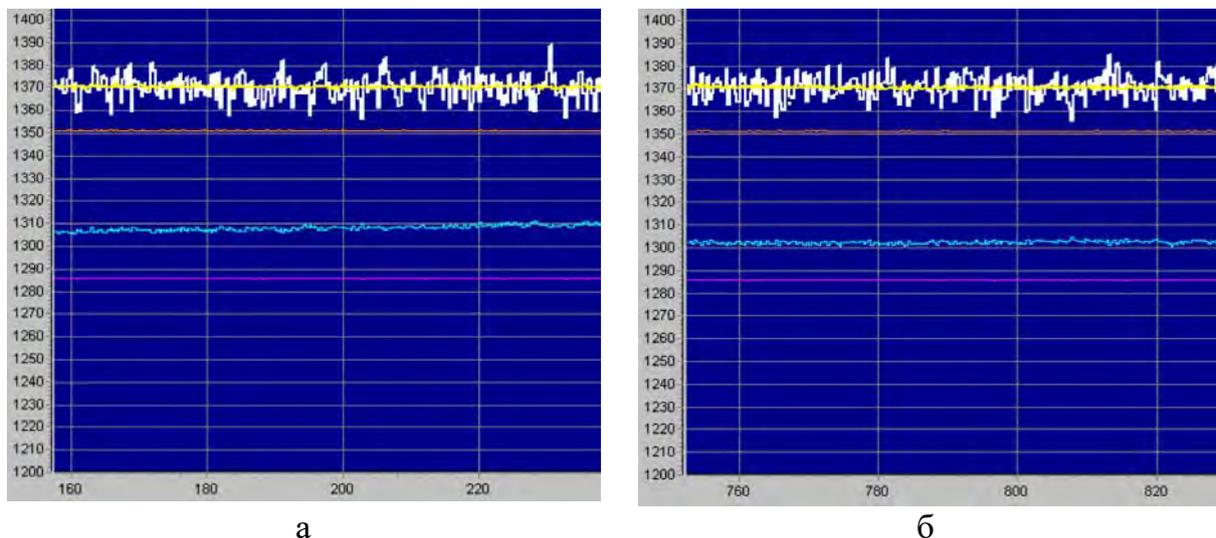


Рис. 6. Установочное (почти постоянное) и реальное (с колебаниями) значение $P_{акк}$ на режиме ВСХ при $n=2500 \text{ мин}^{-1}$ при испытании дизеля с ТНВД Siemens (а) и с опытным ТНВД (б).

Литература:

1. Грехов Л.В., Кулешов А.С. Расчетное формирование оптимальных законов управления для программ электронных систем управления дизелями// Сб. науч. тр. по проблемам двигателестроения, посв. 175-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана.– М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2005.– С.138-143.
2. Грехов Л.В, Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелем: Учебник для вузов.- Москва: Изд-во Легион-Автодата, 2004., ил – 344 с.

РАСЧЕТ БЫСТРОПРОТЕКАЮЩЕГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПРОЦЕССА В ПРИВОДЕ КЛАПАНА ДИЗЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

**Грехов Л.В., Атаманов В.И., Борисенко Н.Е., Потапов А.И., Малкин А.В., Рогов В.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)
Фурман В.В. (ООО “ППП Дизельавтоматика”)**

С широким внедрением электронного управления работой дизелей вопросы проектирования быстродействующих электромагнитных приводов стал более, чем актуальным. Пока они остаются основными во всех новых системах: в насос-форсунках, распределительных, индивидуальных ТНВД, аккумуляторных системах [1].

Классические методы расчета и проектирования, созданные, очевидно, в докомпьютерную эпоху, непригодны ввиду несоответствия рассматриваемых простейших переходных процессов, используемым в практике законам управления [2]. Концепция предлагаемого способа отработки конструкции – оптимизация электромагнитного привода на базе математических моделей, описывающих прямую задачу, а не путем использования многочисленных, но недостоверных методик, созданных для задач синтеза. Такой подход обоснован и по другой важной причине: модель привода встраивается в общий гидродинамический расчет процесса подачи и, с одной стороны, базируется на однотипных уравнениях, удобно решаемых вместе с остальными, а с другой, позволяет, таким образом, решать сопряженную гидромеханическую и электромагнитную задачу о поведении управ-

ляющего клапана. Это важно, т.к. раздельное решение гидродинамических и электромагнитных задач приводит к получению не только разных, но полностью противоположных решений (например, уменьшение зазора между якорем и магнитопроводом увеличивает электромагнитную силу, повышая быстродействие привода, но увеличивает вязкое демпфирование растекающегося топлива, уменьшая быстродействие).

Таким образом, предлагаемая методика предлагает отказаться от известных методов, основанных на аналитических (т.е. упрощенных) решениях, а использовать прямое интегрирование с конечным шагом по времени исходных дифференциальных уравнений в составе многочисленных иных уравнений системы граничных условий гидродинамического расчета.

Предложенная методика полностью пригодна для приводов бензиновых систем или иных технических приложений, если в ней возникнет необходимость (при проектировании бензиновых систем используются более простые подходы).

Для проведения расчета электромагнитного привода используются следующие начальные условия:

$$t=0, I=0, dI/dt=0, dL/dt=0, h=0, V=0, F_{\text{сопр}}=0, L = \frac{w^2 S_{\delta} \mu_0}{2(\delta_{\text{min}} + h_{\text{max}})},$$

где t - время, с; I - сила тока, А; δ - величина воздушного (топливного) зазора, м; L - индуктивность, Гн; h - ход клапана, м; V - скорость якоря, м/с; $F_{\text{сопр}}$ - сила гидродинамического сопротивления в зазоре, Н; S_{δ} - площадь сечения магнитопровода (в зазоре), м²; w - число витков.

Будем рассматривать, например, работу популярного привода с торцевым якорем (рис. 1), достаточно общую диаграмму управления электромагнитом в нестационарном процессе, в частности, типовую диаграмму (рис. 2) с 4 характерными участками прикладываемой источника разности потенциалов E продолжительностью каждого $\tau_1 \dots \tau_4$. Тогда время окончания каждого участка $t_1 = \tau_1, t_2 = \tau_2 + t_1, t_3 = \tau_3 + t_2, t_4 = \tau_4 + t_3$.

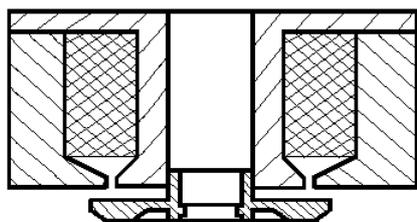
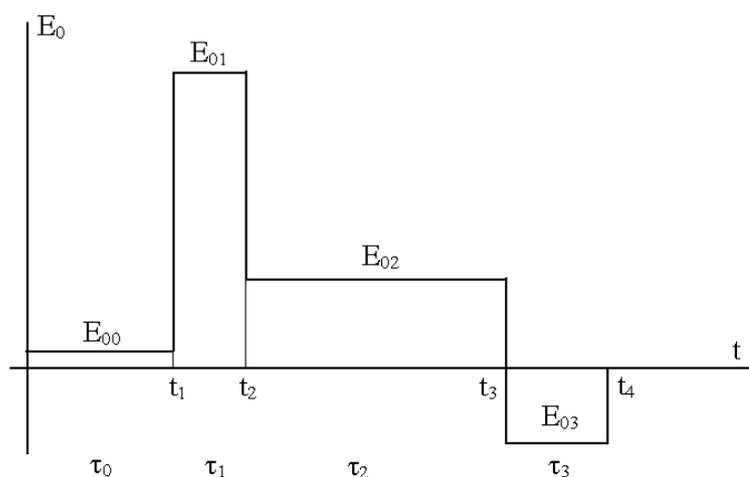


Рис. 1. Эскиз электромагнитного привода

Рис. 2. Типовая диаграмма напряжений питания электромагнита →



Так как зазоры одинаковы, площади полюсов для максимальной эффективности привода должны быть также равны друг другу:

$$S_{\delta 1} = S_{\delta 2}, \quad S_{\delta 1} = \frac{\Pi}{4} (d_{\text{cp}}^2 - d_1^2), \quad S_{\delta 2} = \frac{\Pi}{4} (d_{\text{я}}^2 - d_{\text{cp}}^2).$$

Нахождение магнитной индукции в зазоре B_{δ} производится с учетом первой оценки, в качестве которой используется ее значение на предыдущем шаге. В

дальнейшем применена итерационная процедура. С учетом двух зазоров, разрывающих магнитопровод, намагничивающая сила равна:

$$B_{\delta} = \frac{I \cdot w}{\frac{2 \cdot \delta}{\mu_0} + k_{ст} \frac{H_{ст} \cdot l_{ст}}{B_{ст}}}$$

Распространенный прием при расчете электромагнитов – допущение о доминирующем сопротивлении магнитному потоку – позволяет существенно упростить процесс, обойтись без итерационных вычислений и интерполяций свойств материала магнитопровода. В этом упрощенном случае в приведенных формулах будем полагать коэффициент влияния магнитопровода $k_{ст}=0$. Это означает, что напряженность магнитного поля H локализована в зазоре, но не в стали, т.е. $H=H_{заз}$. Для этого случая:

$$I \cdot w = 2 \cdot \delta \cdot H_{заз} + H_{ст} \cdot l_{ст} \approx 2 \cdot \delta \cdot H_{заз} ; \quad B_{\delta} = \frac{I \cdot w \cdot \mu_0}{2 \cdot \delta}$$

Последний прием нельзя использовать при малых зазорах, длинных узких магнитопроводах и, особенно при магнитном насыщении стали.

Зазор у якоря привода клапана с текущим подъемом h :

$$\delta = \delta_{\min} + (h_{\max} - h)$$

При проектировании электромагнитов Iw предлагается назначать с запасом 1,7. Магнитная проницаемость диамагнетика – топлива:

$$\mu_{\delta} = \mu_{отн} \cdot \mu_0 = 0,999992 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \approx 1,256 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Генри}}{\text{м}} = \mu_0$$

Сложнее использовать и оценивать характеристику намагничивания материала магнитопровода:

$$\mu_{ст} = \frac{B_{ст}}{H_{ст}} = f(H_{ст})$$

Индукция в зазоре B_{δ} связана с магнитной индукцией в магнитопровode $B_{ст}$ с учетом утечки потока через паразитный зазор $\delta_{пар}$ и поток рассеяния между сердечником и корпусом (коэффициент рассеяния $\sigma = 1,1$):

$$S_{ст} = \frac{B_{\delta} \cdot S_{\delta} \cdot \sigma}{B_{ст}}$$

Для решения уравнения для силы тока в нестационарном процессе рассчитывается индуктивность привода и его производная. Соответственно в основном варианте расчета ($k_{ст}=1$) и в упрощенном ($k_{ст}=0$) имеем:

$$L = \frac{w^2}{\frac{2 \cdot \delta}{S_{\delta} \cdot \mu_0} + k_{ст} \frac{H_{ст} \cdot l_{ст}}{S_{ст} \cdot B_{ст}}} ; \quad L = \frac{w^2 S_{\delta} \mu_0}{2(\delta_{\min} + h)} ; \quad \frac{dL}{dt} = - \frac{dL}{d\delta} \cdot V$$

$$\frac{dL}{d\delta} = - \frac{2w^2}{S_{\delta} \cdot \mu_0} \cdot \frac{1}{\left[\frac{2 \cdot \delta}{S_{\delta} \cdot \mu_0} + k_{ст} \frac{H_{ст} \cdot l_{ст}}{S_{ст} \cdot B_{ст}} \right]^2} ; \quad \frac{dL}{d\delta} = - \frac{w^2}{2} \cdot \frac{S_{\delta} \cdot \mu_0}{[\delta_{\min} + h]^2}$$

Определение мгновенной силы тока в сложном нестационарном процессе при управлении клапанами ТПА производится с учетом активного сопротивления цепи:

$$R = R_{\text{внешн}} + R_{\text{катуш}}, \quad R_{\text{катуш}} = 4\rho w D_{\text{средн}} d_{\text{пров}}^{-2}.$$

Для меди: $\rho = 17,5 \text{ Ом}\cdot\text{м}^2/\text{м}$, $\rho_t = \rho_r(1 + \alpha \cdot t)$, $\alpha = 0,004 \text{ (}^\circ\text{C)}^{-1}$. Объем катушки обычно имеет коэффициент заполнения катушки $K_{\text{зк}} = 0.5$.

Интеграл в уравнении тока для оценки разрядки конденсатора:

$$\text{Int} = \frac{1}{C_0} \int_0^t I dt.$$

Тогда численное решение уравнения тока в произвольном нестационарном электромагнитномеханическом процессе:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left[\left(E_0 - \frac{1}{C_0} \int_0^t I dt \right) - R \cdot I - I \cdot \frac{dL}{dt} \right].$$

Уравнение для тока записано с учетом возможности питания от импульсного конденсатора, обычно используемого для форсирующего импульса. Если используется источник постоянного тока, можно считать емкость $C \rightarrow \infty$ или просто изъять интеграл, отражающий разряд конденсатора.

Сила электромагнитного привода, согласно формуле Максвелла, создаваемая в двух зазорах: $\frac{1}{2} F_{\text{эмн}} = \frac{B_{\delta}^2 S_{\delta}}{2\mu_0}$, тогда реально:

$$F_{\text{эмн}} = \frac{B_{\delta}^2 S_{\delta}}{\mu_0 \sqrt{k_{\text{вихр}}}},$$

где $k_{\text{вихр}}$ – коэффициент замедления срабатывания привода за счет действия вихревых токов. Для периода страгивания и подъема клапана его для характерных условий ТПА предлагается оценивать равным 1,2 (для участка стабилизации – 1,0).

Определенная сила электромагнитного привода используется в при решении уравнения движения клапана:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{m_{\Sigma}} \cdot [F_{\text{эмн}} - F_{\text{пруж}} - F_{\text{демпф}} - F_{\text{гидродин}}].$$

Гидродинамическая часть задачи о движении клапана рассматривается в другой статье этого сборника.

На основании полученного алгоритма рассчитывается сила электромагнитного привода быстродействующих клапанов. Для упрощенных оценок можно игнорировать магнитное сопротивление магнитопровода.

Некоторые результаты расчетного анализа электромагнита, представленные ниже, относятся к расчету процесса без магнитного насыщения стали применительно к управляющему разгруженному клапану индивидуального ТНВД теплового дизеля.

Существует оптимальная индуктивность привода, обеспечивающая наилучшее быстродействие клапана: при ее малом значении мала сила, при большом – медленно растет ток (рис. 3).

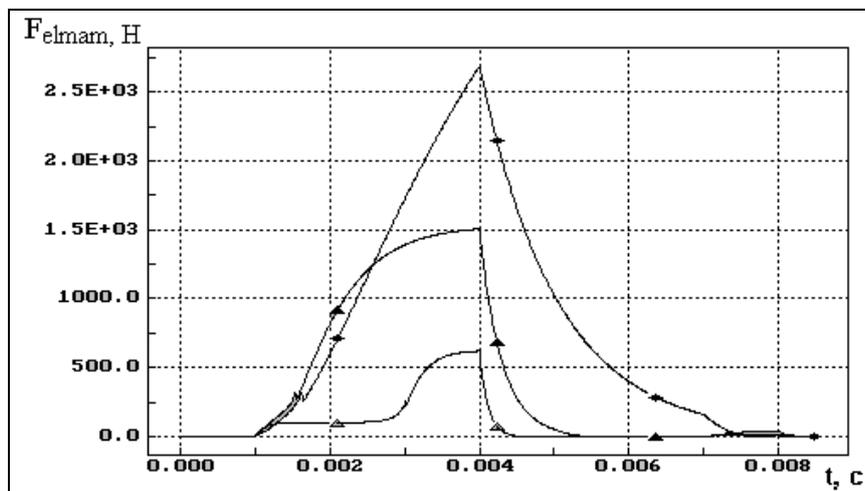


Рис. 3. Электромагнитная сила в функции времени при обмотке катушки с числом витков, равным 30 (\triangle), 50 (\blacktriangle) и 100 (\ast).

Омическое сопротивление цепи всегда ухудшает характеристики привода (рис. 4).

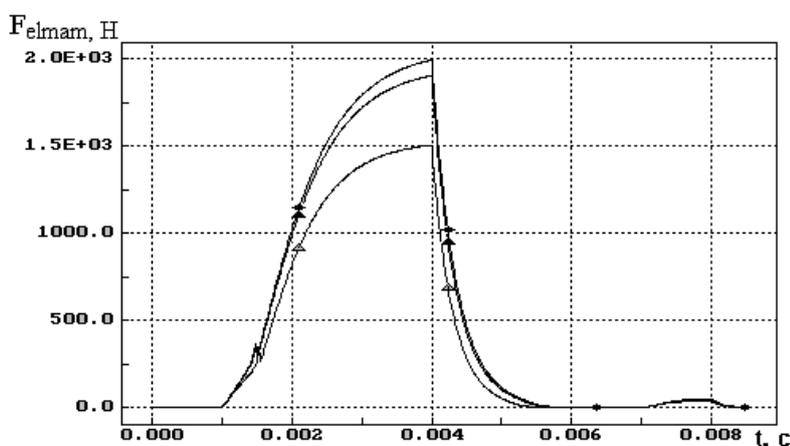


Рис. 4. Электромагнитная сила в функции времени при диаметрах провода катушки 0,5 (\triangle), 1 (\blacktriangle) и 1,5 (\ast) мм

Напряжение зарядки импульсного конденсатора для осуществления форсажа всегда увеличивает силу (рис. 5). Этот вывод остается справедливым и при магнитном насыщении стали: не столько за счет увеличения амплитуды тока, сколько за счет увеличения крутизны его нарастания в начале процесса.

Как известно, размагничивающий импульс позволяет быстро снизить электромагнитную силу до нуля, но чтобы достигнуть этого результата, он также должен быть оптимизирован. На рис. 6 показано, как излишняя амплитуда (то же - и продолжительность) отрицательного импульса может приводить к обратному эффекту.

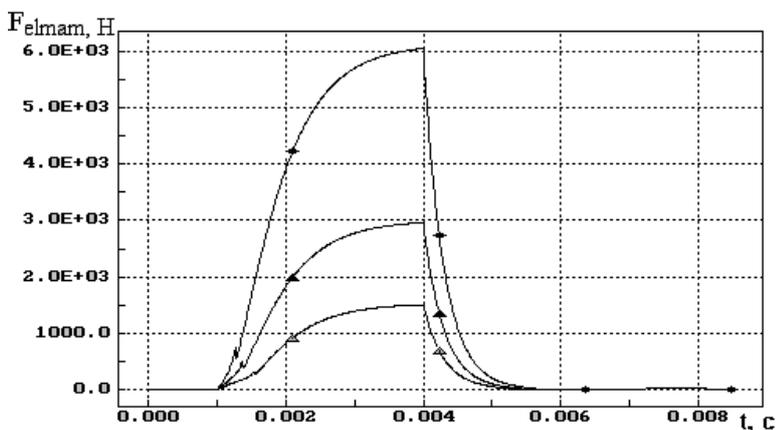


Рис. 5. Зависимость электромагнитной силы от времени при напряжении на форсажном участке 50 (\triangle), 70 (\blacktriangle) и 100 (\ast) В

Разработанная программа расчета привода позволяет его оптимизировать,