

Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана

**Международный симпозиум
"Образование через науку"**

Материалы докладов секции
«Двигатели внутреннего сгорания»
Отдельный выпуск

175 лет МГТУ им. Н.Э.Баумана

Москва
2005

УДК 621.43

Международный симпозиум "Образование через науку": Материалы докладов секции «Двигатели внутреннего сгорания». Отдельный выпуск. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 154 с.

В сборник включает материалы докладов подсекций по направлению "Двигатели внутреннего сгорания" секции "Энергомашиностроение" Международного симпозиума "Образование через науку", проводившейся 17-19 мая 2005 г. в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана. Доклады посвящены исследованиям в области теории двигателей, рабочих процессов, их конструированию и эксплуатации, газовой динамики, наддуву, топливной аппаратуры и управления, двигателям специальных конструкций и на альтернативных топливах. Приведено краткое содержание 140 докладов 245 авторов.

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

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. **Иващенко Н.А.** «Двигатели внутреннего сгорания, перспективы силовых установок». (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 13

Подсекция 1: РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

2. **Звонов В.А., Гиринович М.П.** «Анализ механизмов образования оксидов азота в камере сгорания дизеля». (ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ", г. Москва) 15
3. **Кавтарадзе Р.З., Цайлингер К.¹, Цитцлер Г.¹** «Формулы для расчета задержки воспламенения в дизелях при использовании перспективных и традиционных топлив». (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹Мюнхенский ТУ, г. Мюнхен, Германия) 16
4. **Борисов А.О.** «Обеспечение инвариантности индикаторных показателей ДВС к изменению режима работы». (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 16
5. **Гарипов М.Д., Рудой Б.П.** «Унифицированный рабочий процесс поршневых ДВС». (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 17
6. **Вахитов Ю.Р., Еникеев Р.Д., Рудой Б.П.** «Моделирование внутрицилиндровых процессов, газообмена, механических потерь и шума выхлопа ДВС». (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 19
7. **Смирнов А.В., Рудой Б.П., Гарипов М.Д.** «Комбинированные характеристики двигателя внутреннего сгорания в условиях двухстадийного горения». (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 20
8. **А.С. Кулешов, Л.В. Грехов** «Использование математических моделей рабочего процесса для формирования оптимальных законов управления малотоксичными дизелями» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 20
9. **Гайворонский А.И., Савченков Д.А., Шибанов А.В.** «Влияние формы камеры сгорания на экологические и экономические показатели газового двигателя». (ВНИИГАЗ, г. Москва) 22
10. **Захаров Е.А., Злотин Г.Н., Иванов Ю.В.** «Влияние локального расслоения топливовоздушной смеси на токсические характеристики бензинового двигателя». (Волгоградский ГТУ, г. Волгоград) 23
11. **Загайко С.А., Рудой Б.П.** «Влияние объема кривошипной камеры на эффективные показатели двухтактных ДВС». (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 24
12. **Кузнецов И.В.** «Влияние подвода расслоенного заряда в цилиндр на мощностные, экономические и экологические показатели форкамерного ДВС». (НПП «Агродизель», г. Москва) 25
13. **Мокеев Г.А.** «Турбопоршневая установка». (Дальневосточный ГТУ, г. Владивосток) 25
14. **Дюжаков В.Ф., Голубцов В.В., Миронычев М.А., Химич В.Л.¹, Захаров Л.А.¹** «Методика повышения экономических показателей поршневого двигателя путем снижения гидравлических потерь». (ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородской обл., ¹НГТУ, г. Нижний Новгород) 26

15. **Миронычев М.А.** «Повышение технического уровня поршневого двигателя путем совершенствования рабочих процессов». (ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородской обл.) 27
16. **Павельев В.Н., Миронычев М.А., Захаров Л.А.¹** «Разработка методики совершенствования рабочего процесса поршневого дизельного двигателя в комплектации «НЕТТО». (ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородской обл., ¹НГТУ, г. Нижний Новгород) 29
17. **Аверкиев Ю.В., Шадрин В.П., Захаров Л.А.¹, Коромыслов А.Н.²** «Особенности возможностей доводки экспериментального образца поршневого дизельного двигателя». (ОАО «РУМО», г. Нижний Новгород, ¹НГТУ, г. Нижний Новгород, ²РусПромАвто ТПС, г. Ярославль) 29
18. **Орлов С.А., Миронычев М.А., Хрунков С.Н.¹** «Математическая модель газораспределительного механизма для настройки системы газообмена поршневого двигателя в комплектации «НЕТТО». (ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородской обл., ¹НГТУ, г. Нижний Новгород) 30
19. **Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А.¹, Блинов А.Д.¹** «Применение двукратного впрыскивания топлива для улучшения экологических характеристик дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородской обл.) 31
20. **Блинов А.Д., Епифанов Д.В.** «О возможности применения турбокомпрессора VNT 15 на дизельном двигателе ЗМЗ-5143.10». (ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородской обл.) 32
21. **Бортников Л.Н., Афанасьев А.Н., Русаков М.М.** «Расчет количества бензина и водорода при горении бензоводородовоздушной смеси в ДВС» (Тольяттинский ГУ, г. Тольятти) 33
22. **Арипджанов М.М.** «Снижение тепловых нагрузок и концентраций вредных выбросов путем воздействия на рабочий процесс дизеля» (Ташкентский автодорожный институт, г. Ташкент, Узбекистан) 34
23. **Арипджанов М.М.** «Исследование рабочего процесса в дизелях с теплоизолированной камерой сгорания» (Ташкентский автодорожный институт, г. Ташкент, Узбекистан) 35
24. **Павлов Д.А., Бортников Л.Н., Афанасьев А.Н., Русаков М.М., Тимчук В.А.¹, Лукашев В.Е.¹** «Токсичность автомобиля ВАЗ-21102 при добавке водорода на режимах пуска и прогрева» (Тольяттинский ГУ, г. Тольятти, ¹АО «АвтоВАЗ», г. Тольятти) 36
25. **Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О.** «Математическое моделирование образования оксидов азота в камере сгорания дизеля» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 37
26. **Толшин В.И., Амбросов Д.Б.** «Упрощенный метод контроля окислов азота в выпускных газах судовых дизелей в условиях эксплуатации» (МГА ВТ, г. Москва) 38
27. **Злотин Г.Н., Морщихин Е.Б., Федянов Е.А., Ярыгин К.Е.** «Пути повышения топливной экономичности и экологичности роторно-поршневого двигателя Ванкеля» (Волгоградский ГТУ, г. Волгоград) 39

28. **Будаев С.И., Ивашин П.В., Смоленский В.В., Шайкин А.П., Шайкина Н.А.** «Скорость распространения пламени и концентрация несгоревших углеводородов в бензиновом двигателе» (Тольяттинский ГУ, г. Тольятти) 40
29. **Авдеев К.А.** «О подходах к моделированию процесса нагрева капли углеводородного топлива» (Тульский ГУ, г. Тула) 41
30. **Григорьева Н.В., Агуреев И.Е.** «Учет нестационарного теплообмена в динамических моделях ДВС» (Тульский ГУ, г. Тула) 42
31. **Чесноков С.А., Демидов М.И.** «Моделирование тепломассообмена и химической кинетики в ДВС с искровым зажиганием» (Тульский ГУ, г. Тула) 42
32. **Гаврилов В.В., Мащенко В.Ю.** «Математическое моделирование топливоподачи и локальных внутрицилиндровых процессов в дизеле с объемным смесеобразованием» (СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург) 43
33. **Матиевский Д.Д., Свистула А.Е., Еськов А.В., Силаев Е.С.** «Измерение скорости потока распыленного топлива времяпролетным методом». (Алтайский ГТУ, г. Барнаул) 44
34. **Марченко А.П., Парсаданов И.В.** «Развитие исследований сгорания в дизелях» (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина) 45

Подсекция 2: КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

35. **Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л.** «Задачи гидродинамики струйного охлаждения поршней» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 46
36. **Рудой Б.П.** «Концепция перспективного поршневого двигателя внутреннего сгорания» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 46
37. **Шатров М.Г.** «Стратегия и тактика решения задач снижения шума ДВС в составе автомобиля» (МАДИ (ГТУ), г. Москва) 47
38. **Костюков А.В.** «Прогнозирование технического состояния машин по скоростям изменения вибропараметров» (НПЦ «Динамика», г. Омск) 48
39. **Онищенко Д.О., Голосов А.С.** «Исследование трехмерного температурного поля поршня с применением экспериментальных граничных условий» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 49
40. **Кучин В.В., ¹Пиралишвили Ш.А.** «Исследование теплонапряженности деталей ЦПГ авиационного турбодизеля» (ОАО "НПО "Сатурн", г. Рыбинск, ¹Рыбинская государственная авиационно-техническая академия, г. Рыбинск) 50
41. **Гуняков Р.А., Еникеев Р.Д., Рудой Б.П.** «Принципы проектирования источников электрической энергии на базе ДВС» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 51
42. **Тиняков А.Н.** «Масла для современных тепловозных дизелей» (СП «Лубризол», г. Москва) 53
43. **Румб В.К., Андреев Д.В.** «Ударные и крутильные колебания валопроводов судовых дизельных установок» (СПбГМТУ, г. Санкт-

Петербург)	54
44. Васильев А.В., Дейниченко Е.В., Попов Д.В. «Повышение износоустойчивости сопряжения кулачок-толкатель механизма газораспределения ДВС на основе численного синтеза закона движения толкателя». (Волгоградский ГТУ, г. Волгоград)	55
45. Батуев Б.Б., Самсонов А.И. «Радиальный подшипник с наддувом газа и податливой поверхностью» (Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток)	56
46. Грибиниченко М.В., Самсонов А.И. «Гибридные осевые подшипники с газовой смазкой для турбомашин» (Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток)	56
47. Леонов И.В., ¹Леонов Д.И. «Повышение экономичности машин в процессе проектирования» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ ООО «Elast-Technologies LLC», г. Москва)	57
48. Овсянников С.В., Дидов В.В., Самсонов А.И. «Исследование динамики роторов на радиальных газостатических подшипниках для случая цилиндрической прецессии по методу малых возмущений» (Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток)	58
49. Костюков В.Н., Тарасов Е.В. «Мониторинг усталостного разрушения подшипников» (НПЦ «Динамика», г. Омск)	59
50. Костюков В.Н., Науменко А.П. «О виброакустической диагностике поршневых машин» (НПЦ «Динамика», г. Омск)	60
51. ¹Мищенко Н.И., Заренбин В.Г., Колесникова Т.Н. , «Исследование двигателя с переменной степенью сжатия». (Приднепровская ГА-СиА, г. Днепропетровск, ¹ Донецкий институт автомобильного транспорта, г. Донецк, Украина)	60
52. Иващенко Н.А., Нестеров И.А., Конюхов В.А., Кавтарадзе З.Р., Рогов В.С. «Особенности рабочего процесса двигателей с управляемой степенью сжатия и ходом поршня» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	61
53. Бойченко С.Н. «Спектральная матрица вибрации в автоматической диагностике машин циклического действия». (НПЦ «Динамика», г. Омск)	63
54. Низовцев В.А., Миронычев М.А., Зетрин В.Н., ¹Захаров Л.А. «Методы повышения энергетических показателей поршневого двигателя путем совершенствования КШМ». (ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье, Нижегородская обл., ¹ НГТУ, г. Нижний Новгород)	63
55. Дидов В.В., Самсонов А.И. «Двигатель-генератор на лепестковых газодинамических подшипниках» (Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток)	64
56. Гоц А.Н., Эфрос В.В. «Вероятностный метод расчета долговечности коленчатого вала» (Владимирский ГУ, г. Владимир)	65
57. Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. «Расчет коленчатого вала на прочность по неразрезной схеме» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	67

58. **Семионичев Д.С.** «Определения коэффициента трения в паре поршневое кольцо-втулка цилиндра» (СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург) 68
59. **Стешов В.В.** «Исследование условий работы основных опор скольжения автомобильного двигателя» (НГТУ, г. Нижний-Новгород) 69
60. **Яманин А.И., Павлов М.Е.** «Моделирование вибрационных процессов в поршневом двигателе» (Ярославский ГТУ, г. Ярославль) 70
61. **Шаров Г.И., Ерохин И.А., Никитин И.В., Никитин С.В.** «Создание металлосерпенидной поверхности в узлах трения судового дизеля» (СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург) 71
62. **Покусаев М.Н., Глухов А.Н., Золин О.П., Одинцов Д.Г.** «Стенд для испытания демпферов судовых двигателей» (Астраханский ГТУ, г. Астрахань) 72
63. **Обозов А.А.** «Типовой алгоритм диагностирования технического состояния элементов судового дизеля» (ЗАО УК "БМЗ"- БГТУ, г. Брянск) 73
64. **Ахмадеев О.М., Рудой Б.П.** «Экспериментальное исследование работы подшипника турбокомпрессора в условиях смазки водой» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 73
65. **Дударева Н.Ю., Рудой Б.П.** «Влияние исходного состояния материала заготовки на качество поверхностного слоя, формируемого искровым разрядом» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 74
66. **Герасимов А.Р.** «Обоснование критериев надежности на этапах жизненного цикла сложных технических систем (на примере ДВС)». (Нижегородский ГТУ, г. Нижний Новгород) 74
67. **Давыдов В.В.** «Концепция интегрального силового агрегата легкового автомобиля с газоаккумуляторной системой рекуперации». (Нижегородский ГТУ, г. Нижний Новгород) 76
68. **Шилов С.М., Ковалев В.А.** «Новый подход к численному исследованию картеров коробок передач транспортных двигателей» (ОАО "Автодизель" (ЯМЗ), г. Ярославль) 77
69. **Чайнов Н.Д., Матисен А.Б., Мягков Л.Л.** «Методика прочностного анализа шатунов транспортных форсированных дизелей» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 77
70. **Чайнов Н.Д., Русинковский В.С.** «Методы расчета структурного шума быстроходных дизелей» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 78
71. **Безюков О.К., Жуков В.А.¹, Ратнов А.Е.¹, Тарасов М.А.¹** «Конструктивные и режимные усовершенствования систем охлаждения ДВС» (Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций, г. Санкт-Петербург, ¹Тутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева, г. Тутаев) 79
72. **Леонтьев А.И., Бакулин В.Н., Богданов Э.В., Гришин Ю.А.** «Паровая силовая установка с высокими экологическими параметрами» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 80
73. **Путинцев С.В., Белов А.А., Синюгин А.В.** «Современные задачи экспериментального моделирования процессов трения в ЦПГ поршне-

вых двигателей» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	81
74. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Марусланов А.Е. «Влияние упрочняющей обкатки галтелей коленчатых валов роликами на их усталостную прочность» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	82

Подсекция 3: ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ, ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

75. Голубков Л.Н., Корнилов Г.С.¹, Грачев А.Ю.² «Проблемы применения диметилового эфира в качестве топлива для автомобильных дизелей». (МАДИ, ¹ НАМИ, ² Департамент транспорта и связи г. Москвы, г. Москва)	84
76. Иващенко Н.А., Калинин Д.Н., Борисенко Н.Е., Грехов Л.В., Жердев А.А. «Применение диметилового эфира в качестве альтернативного топлива для городского дизельного автотранспорта» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	85
77. Антонюк П.Н. «О распределении по размерам капель распыляемой жидкости» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	86
78. Маслов Ю.Л. «Перспективы использования энергоустановок с ДВС и газогенератором в «малой энергетике» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	86
79. Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Калинин Д.Н., Рогов В.С. «Описание актуальных для топливоподачи свойств диметилового эфира и его смесей с дизельным топливом» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	87
80. Иващенко Н.А., Маслов Ю.Р. «Энергетические установки с газовыми поршневыми двигателями для энергоснабжения города Москвы» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	89
81. Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Беликов М.О., Шатров М.Г. «Комплектация и некоторые результаты испытаний макетного образца многотопливного дизеля с применением альтернативных энергоносителей» (МАДИ (ГТУ), г. Москва)	89
82. Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю. «Особенности рабочего процесса дизеля и топливной аппаратуры при работе на водотопливной эмульсии» (Хабаровский ГТУ, г. Хабаровск)	90
83. Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю. «Расходные характеристики топливной аппаратуры дизелей как инструментарий для исследования межциклового нестабильности процессов топливоподачи на долевых режимах работы» (Хабаровский ГТУ, г. Хабаровск)	91
84. Драган Ю.Е., Рахметуллаев М.Н. «Результаты исследования параметров электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем дизелей» (ОАО «НИКТИД», г. Владимир)	93
85. Кузнецов А.Г., Марков В.А., Шатров В.И., Фурман В.В.¹, Афанасьев В.Н.¹ «Методика оценки расхода топлива и выбросов токсичных компонентов отработавших газов транспортногo дизеля на неустановившихся режимах» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ ППП «Дизельавтоматика», г. Саратов)	94

86. **Коромыслов А.Н.** «Совершенствование рабочих характеристик транспортного двигателя путем доводки плунжерных пар большого диаметра столбикового ТНВД» (РусПромАвто ТПС, г. Ярославль) 94
87. **Лашко В.А.** «Основные направления и проблемы создания адаптивных двигателей внутреннего сгорания» (Хабаровский ГТУ, г. Хабаровск) 95
88. **Борисов А.О.** «Концепция управления двигателем внутреннего сгорания» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 96
89. **Вознюк С.Н., Трофимов С.В., Шерешов П.И., Чужиков К.А.¹, Федоров П.В.¹, Федорова Э.Н.¹** «Разработка микропроцессорных устройств управления и контроля транспортных ДВС» (ВТУ, ¹РГАЗУ, г. Москва) 97
90. **Марков В.А., Девянин С.Н.¹, Мальчук В.И.², Павлов В.А.³, Тихонов А.В.⁴** «Влияние характеристик впрыскивания топлива на экономические и экологические показатели дизеля» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹НПП "Агродизель", ²МГТУ «МАДИ», ³ОАО "НЗТА", ⁴АМО "ЗиЛ", г. Москва) 98
91. **Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Петраков М.Д.¹, Карасев А.П.², Шевченко Д.Н.³, Аникин С.А.⁴** «Оптимизация работы и эксплуатации дизельного электроагрегата на основе систем пуска от обратимого электрического двигатель-генератора» (ЗАО «Дизель – КАР», ¹ВНИИЭ, г. Москва, ²АО НПО «Сатурн», г. Рыбинск, ³ВИУ, ⁴Холдинг «РусПромАвто», г. Москва) 99
92. **Блинов А.Д., Коньгин Д.И., Шишкин Н.К.** «Определение области работы механизма регулирования скорости циркуляции воздушного заряда на дизельном двигателе ЗМЗ-5145.10». (ОАО ЗМЗ, г. Заволжье, Нижегородская обл.) 100
93. **Хрящев Ю.Е., Скурыгин Е.Ф., Тихомиров М.В.¹** «Об оптимизации алгоритмов регулирования частоты вращения коленчатого вала автомобильного дизеля». (Ярославский ГТУ, г. Ярославль, ¹ОАО ЯЗДА, г. Ярославль) 101
94. **Путеев Н.В., Павлов В.А., Кухаренок Г.М.¹** «Разработка высокоунифицированных форсунок для современных дизельных двигателей» (Ногинский завод топливной аппаратуры, г. Ногинск, ¹Белорусский национальный технический университет, Республика Беларусь, г. Минск) 102
95. **Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Фонов В.В., Ильичев А.Г.¹, Потопов А.И.²** «Топливные насосы высокого давления для аккумуляторных систем типа Common-Rail» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО Заволжский моторный завод, г. Заволжье, ²ОАО Димитровградский автоагрегатный завод, г. Димитровград) 103
96. **Олисевиц О.В.** «Влияние экологических норм на развитие конструкции и параметров топливных систем аккумуляторного типа для автомобильных дизелей» (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва) 104
97. **Азбель А.Б., Корнилов Г.С.** «Работы НАМИ по созданию эффективных малоразмерных турбокомпрессоров» (ФГУП НАМИ, г. Москва) 104

98. **Петриченко М.Р.** «Экстремальные задачи гидравлики неизотермических потоков в системах охлаждения ДВС» (СПбГПУ, г. Санкт-Петербург) 105
99. **Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н.** «О рациональном описании гидродинамических систем ДВС» (Тульский ГУ, г. Тула) 106
100. **Еникеев Р.Д.** «Газовоздушный тракт четырехтактного ДВС» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 107
101. **Рудой Б.П., Черноусов А.А.** «Сравнение численных методов для моделирования пространственных турбулентных течений в рабочих камерах ДВС» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 107
102. **Гальговский В.Р., Скрипкин И.К., Шамаль Н.Л., Голиков В.П., Курманов В.В.¹** «Эволюция развития Транспортного дизеля под действием нормативов ЕЭК ООН» (ОАО «Автодизель», г. Ярославль, ¹НТЦ ОАО «ЯЗТА», г. Ярославль) 109
103. **Гришин Ю.А.** «Расчет течения через органы газообмена с использованием продувочных характеристик» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 110
104. **Гальговский В.Р.¹, Голиков В.П.¹, Гришин Ю.А., Кулешов А.С.** «Смешение потоков в системе рециркуляции газов ДВС» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО «Автодизель», г. Ярославль) 112
105. **Долганов К.Е., Лисовал А.А., Майфет Ю.П.¹, Кострица С.В.¹** «Микропроцессорный регулятор подачи газа для автомобильного газодизеля» (Национальный транспортный университет, г. Киев, ¹Институт газа НАН Украины, г. Киев, Украина) 113
106. **Гришин Ю.А.** «Новые расчетные схемы для численного решения задач газовой динамики в ДВС» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 114
107. **Рудой Б.П., Рудой И.Б.** «Исследование влияния коэффициента избытка воздуха и противодействия на выпуске на основные параметры дизельного двигателя» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 114
108. **Лобов Н.В.** «Методика расчета потерь свежего заряда в цилиндре двухтактного двигателя за период газообмена» (Пермский ГТУ, г. Пермь) 115
109. **Жуков В.А., Курин М.С.** «Исследование влияния параметров наддува на экологические показатели ДВС» (Рыбинская государственная авиационная технологическая академия, Тутаевский филиал, г. Тутаев) 117
110. **Славутский И.Н., Салыкин Е.А., Липилин В.И., Черныш А.Г.** «Интенсификация процесса подачи топлива в дизеле» (Волгоградский ГТУ, г. Волгоград) 117
111. **Черняк Б.Я., Аманов К.А., Смирнов А.Б., Вошанкин С.В., Онищук Ф.С.** «Совершенствование управления двигателем в переходных процессах» (ГТУ «МАДИ», Москва) 118
112. **Марков В.А., Микитенко А.В., Девянин С.Н.¹** «Исследования на дизеле камер сгорания с направленным движением воздушного заряда» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, ¹МГАУ им. В.П. Горячкина, Москва) 119
113. **Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Азбель А.Б.¹, Аникин С.А.²,**

- Чухчин Н.Ф.**³ «Регулирование отключения циклов в цилиндрах промышленных дизельных двигателей с утилизацией теплоты» (ЗАО «Дизель-КАР», ¹ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ²Холдинг «РусПромАвто», ³ФГУП «НАТИ», Москва) 120
114. **Марков В.А., Микитенко А.В., Зенин А.А., Девянин С.Н.**¹, **Кондюрин А.Е.**¹ «Конструкция проточной части распылителя форсунки и показатели транспортного дизеля» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, ¹МГАУ им. В.П. Горячкина, Москва) 120
115. **Девянин С.Н., Пономарев Е.Г. Марков В.А.**¹, **Коршунов Д.А.**¹ «Исследование работы транспортного дизеля на смесевом биотопливе» (НПП «Агродизель», Москва, ¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва) 122
116. **Мальчук В.И., Марков В.А.**¹, **Сиротин Е.А.**² «Нагнетательные клапаны и показатели дизеля» (ГТУ «МАДИ», Москва, ¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, ²ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва) 123

Подсекция 4: МЕТОДИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ 101200

117. **Иващенко Н.А., Рогов В.С.** «Научная и педагогическая школы ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 125
118. **Шатров М.Г., Черняк Б.Я., Смирнов А.Б., Мельников И.В., Голубков Л.Н.** «Применение пакетов Matlab в учебном процессе». (МАДИ (ГТУ), г. Москва) 127
119. **Рудой Б.П.** «Опыт и проблемы инновационной подготовки технического специалиста в университете» (Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа) 128
120. **Иващенко Н.А., Кулешов А.С., Фадеев Ю.М.** «Виртуальная лаборатория математического моделирования процессов в ДВС» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 128
121. **Иващенко Н.А., Козлов А.В.** «Виртуальная лаборатория для обучения студентов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 130
122. **Шатров М.Г.** «Проблемы формирования единого информационного пространства ПДВС» (МАДИ (ГТУ), г. Москва) 131
123. **Гусаков С.В.** «Применение в учебном процессе электронных учебных материалов по ДВС» (РУДН, г. Москва) 131
124. **Еникеев Р.Д.** «Концепция построения базы знаний ДВС» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 132
125. **Хисматуллин К.А.** «Опыт привлечения студентов для исследования, разработки и организации производства двигателя Н-100 на ОАО "Агрегат"» (Уфимский ГАТУ, г. Уфа) 133
126. **Козлов А.В.** «Оценка показателей силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) 135
127. **Галышев Ю.В., Магидович Л.Е., Новичков М.Ю.** «Особенности моделирования рабочих процессов газодизеля» (СПбГПУ, г. Санкт-Петербург) 136

128. Гармай А.С., Гальченко В.П. ¹ «Конвертирование двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с использованием плазмо – электро – химических технологий для работы на природном и синтез-газе» (ГУП «НПО «Астрофизика», г. Москва, ¹ СКБ «Экотранс», г. Серпухов)	137
129. Гармай А.С., Гальченко В.П. ¹ «Разработка двигателей с внешним подводом теплоты (ДВПТ) многоцелевого назначения» (ГУП «НПО «Астрофизика», ¹ СКБ «Экотранс», г. Серпухов)	139
130. Афанасьев А.Н. «Исследование влияния добавок ацетилен в бензовоздушную смесь на рабочий процесс двигателя при частичных нагрузках» (Тольяттинский ГУ, г. Тольятти)	139
131. Фомин В.М., Бендик М.М., Сидоров М.И., Макаров А.Р., Хрипач Н.А. ¹ «Метод регенерирования энергии отработавших газов дизеля, работающего совместно с системой конверсии метанола» (РУДН, г. Москва, ¹ МГТУ «МАМИ», г. Москва)	140
132. Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А. ¹ , Христич В.Н. ¹ «Совершенствование рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания с принудительным зажиганием термохимической регенерацией отводимой теплоты» (ГНЦ РФ "НАМИ", ¹ РУДН г. Москва)	141
133. Ивин В.И. «Методика термодинамического анализа процесса сгорания в двигателе по характеристикам тепловыделения» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	142
134. Ивин В.И., Белов А.А. «Газовый двигатель с внешним и внутренним смесеобразованием» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)	143
135. Звонов В.А., Кутенев В.Ф., Теренченко А.С. «Средства повышения эффективности силовой установки в полном жизненном цикле.» (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ, г. Москва)	144
136. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.А. «К вопросу использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания» (Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина)	146
137. Никишин В.Н. «От обеспечения к управлению качеством машиностроительного предприятия на примере кривошипно-шатунного механизма автомобильного дизеля» (ОАО «КАМАЗ-Дизель», г. Набережные Челны)	147
138. Кончаков Е.И., Куренский А.В. «Безопасность ветроустановок» (Дальневосточный ГТУ, г. Владивосток)	148
139. Григорьев А.Л., Деряненко А.И. «Математическое моделирование колебаний капанных пружин дизельной топливной аппаратуры» (НТУ «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина)	149
140. Мартынюк Н.П. «Применение дифференциального механизма для снижения энергозатрат на привод насоса системы смазки двигателя внутреннего сгорания» (Технический Университет Молдовы, г. Кишинёв, Молдова)	150
	152

ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ПЕРСПЕКТИВЫ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Иващенко Н.А.

МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Циклический характер работы ДВС – один из его недостатков, но вместе с тем именно благодаря ему в ДВС реализуются высокие показатели эффективности. В отдельных образцах малооборотных судовых дизелей эффективный КПД достиг величины 0,52...0,56. В комбинированных силовых установках с дизелем и системами вторичного использования теплоты (силовые газовые турбины, другие типы расширительных машин, и др.) коэффициент использования теплоты достигает 80. .. 90%.

Основными факторами, обеспечивающими силовым установкам с поршневыми двигателями внутреннего сгорания преимущество перед другими типами силовых установок, являются: низкая удельная стоимость (цена/кВт энергии установки); высокая объемная (массовая) энергоемкость (кВт/кг, кВт/м.куб); способность удовлетворять законодательным ограничениям по эмиссии вредных веществ, шуму, экономичности, безопасности; адаптация к рециклированию; резервы дальнейшего развития и адаптация к требованиям развития транспортных средств и энергоустановок. Именно эти показатели качества силовых установок с ДВС дают основания рассматривать их и на ближайшую перспективу как основной вид первичных источников энергии на транспорте и в малой энергетике.

Совершенствование показателей качества транспортных дизелей в последние десятилетия XX века происходило в направлении непрерывного повышения их удельной мощности, снижения выбросов токсичных веществ с отработавшими газами, ограничения уровня виброакустического излучения и повышения надежности. Главным средством для повышения удельной мощности по-прежнему является наддув дизелей и в меньшей степени удельная мощность увеличивалась путем повышения частоты вращения. Наддув двигателей обеспечил транспортным дизелям высокие мощностные показатели, превосходные показатели по маневренности (прежде всего улучшил их внешние характеристики), а повышение частоты вращения легких дизелей до 4000-5000 мин⁻¹ несколько сократил разрыв в литровой мощности между бензиновыми двигателями и дизелями. Характерно, что фирмы для достижения высоких показателей решительно пошли на внедрение технических решений, связанных со значительным усложнением конструкции двигателей и их систем. В конструкции двигателей внедрены системы воздухообеспечения с переменной геометрией, агрегаты наддува с разнообразнейшими средствами регулирования турбин и компрессоров, управляемые фазы газораспределения, интегрированные электронные системы управления топливоподачей, воздухообеспечением, нейтрализации выпускных газов, бортовые системы диагностирования и др. Произошло значительное форсирование двигателей по параметрам рабочего процесса. Например, максимальное давление сгорания в автомобильных дизелях достигло 15-16 МПа, создается топливная аппаратура с максимальным давлением впрыскивания 180-200 МПа. При этом достижение высоких показателей дизелей по показателям функционирования, экологическим показателям и надежности неразрывно связано с повышением качества изготовления деталей, применением новых конструктивных и композитных материалов.

Наибольшая эффективность при решении проблемы повышения экономичности, снижения токсичности и улучшения внешней характеристики может быть достигнута при совместном управлении топливоподачей и воздухообеспечением.

Это управление позволяет целенаправленно изменять коэффициент избытка воздуха α путем согласования подачи воздуха с величиной цикловой подачи топлива в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля. Увеличение давления наддува p_k с низкими α дает возможности уменьшать угол опережения впрыскивания с целью снижения эмиссии оксидов азота NOx без заметного снижения экономичности и увеличения выбросов CO и CHx и сажи. Требуемый закон управления давлением наддувочного воздуха может быть реализован с использованием известных различных способов воздействия на процессы воздухообмена.

В последнее время усилился интерес к управляемым фазам газораспределения и многие фирмы имеют двигатели с достаточно эффективными механизмами изменения фаз газораспределения (системы VTEC (фирма Honda), VVT-I и VVT-L (фирма Тойота), VANOS и Valvetronic (BMW)). Однако наибольшими функциональными возможностями и эффективностью воздействия на показатели двигателей обладает система с электромагнитным приводом клапанов с электронным управлением.

Важнейшее влияние на рабочий процесс, эффективные и экологические показатели дизелей оказывает топливоподающая аппаратура (ТПА). Ведущими тенденциями в развитии ТПА являются электронное регулирование топливоподачей, двигателем и интенсификация впрыскивания.

Значительные резервы в повышении показателей качества двигателей кроются в совершенствовании систем управления двигателями.

Экономически целесообразный процентный выход из нефти отдельных видов топлив оставляет актуальной проблему совершенствования бензиновых двигателей. В последнее время существенно вырос КПД бензиновых двигателей нового поколения. Повышение экономичности было достигнуто благодаря переходу на впрыск топлива во впускной трубопровод или непосредственный впрыск бензина в цилиндр, на четырехклапанное газораспределение, повышению турбулентности заряда в цилиндре, повышению степени сжатия двигателей до 10,5...13,0, применению управляемых фаз газораспределения (в первую очередь, момента закрытия впускных клапанов), расширению пределов эффективного обеднения смеси и переходу на качественное регулирование мощности (двигатели с впрыском топлива непосредственно в цилиндр).

Наряду с повышением экономичности и улучшением экологических характеристик ДВС весьма актуальной задачей является расширение сортамента применяемых видов топлив и улучшение их качества.

Видное место в обосновании концепции транспортного двигателя принадлежит средствам снижения эмиссии токсичных веществ двигателями и снижению их виброакустической активности.

Успехи в развитии ДВС достигнуты на фоне острой конкурентной борьбы с другими видами энергоустановок. Так, в 1960-е годы велись интенсивные работы по созданию паровых двигателей. В 1970 годах зарубежные фирмы вкладывали огромные средства на создание автомобильных газотурбинных двигателей и двигателей Стирлинга. Но автомобильные газотурбинные двигатели и двигатели Стирлинга не смогли конкурировать с ДВС в основном по двум показателям – стоимости и экономичности. Аналогичная ситуация складывается и с внедрением в энергетику силовых установок с топливными элементами. Трудно рассчитывать на преодоление ими рубежа снижения удельной стоимости.

Поэтому силовые установки с ДВС останутся на ближайшую перспективу как основной вид первичных источников энергии на транспорте и в малой энергетике. Вторыми по масштабу распространения станут гибридные силовые установки с поршневыми ДВС в качестве первичных источников энергии.

Подсекция 1: РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Звонов В.А., Гиринович М.П.

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

В настоящее время выделяют следующие основные группы оксидов азота при горении углеводородных топлив: «термические», «топливные», «быстрые» и NO, образующиеся по механизму «N₂O».

В камере сгорания (КС) ДВС «топливные» NO не играют существенного значения, так как концентрации азотсодержащих соединений в бензине и дизельном топливе (ДТ) очень малы.

Для оценки вклада рассмотренных выше механизмов в условиях КС современного дизеля был проведен детальный анализ.

Кинетика сгорания углеводорода и образования NO с учетом всех выше перечисленных механизмов была описана при помощи детального кинетического механизма (ДКМ), составленного на основе отечественных и зарубежных источников.

В качестве модели, описывающей условия, в которых происходит формирование оксидов азота в КС дизеля, была выбрана двухзонная математическая модель процесса сгорания. Поэтому условия, в которых производился анализ механизмов образования NO, соответствуют условиям в зоне продуктов сгорания ($T=2400-2800$ К, $\alpha \approx 1$).

По результатам проведенных численных экспериментов, выполненных на примере сгорания метана при неизменных по времени температурах и давлениях, было установлено, что «быстрый» механизм NO имеет значение только на ранних стадиях процесса образования оксидов азота ($\tau < 10^{-5} \div 5 \times 10^{-5}$ с), происходящих одновременно со сгоранием топлива, когда в смеси присутствует достаточное количество радикалов СН. Механизм «N₂O» вносит некоторый вклад в образование NO только при $\alpha \geq 1$, но его значимость при рассмотренных условиях невелика.

В ДКМ был добавлен механизм, описывающий кинетику быстрого распада сложного углеводорода (C₁₄H₃₀) на радикалы и молекулы, число атомов углерода в которых не превышает трех.

На основе анализа и численных экспериментов была составлена «комбинированная» модель образования оксидов азота. В данной модели расчет NO по ДКМ производится только в области продуктов сгорания, образовавшихся на участке расчета, а в основной зоне продуктов сгорания – по трем реакциям «термического» механизма Зельдовича.

Адекватность полученной модели проверялась по экспериментальным данным.

По результатам проведенной работы были сделаны следующие выводы:

1) при проведении расчетов NO в КС современного дизеля можно ограничиться использованием только «термического» механизма;

2) уменьшение выбросов оксидов азота транспортными двигателями при снижении максимальной температуры приводит к увеличению роли «быстрого» механизма образования NO, так как его зависимость от температуры существенно меньше по сравнению с «термическим» механизмом. Поэтому при проведении предварительных расчетов образования NO в КС проектируемых двигателей возникает необходимость учета «быстрого» механизма. Особое значение это имеет в двигателях с перспективной организацией процесса сгорания («гомогенный» дизель, двигатель, работающий на альтернативном топливе и т.д.), где «быстрые» NO могут играть существенную роль.

ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ И ТРАДИЦИОННЫХ ТОПЛИВ

Кавтарадзе Р. З., Цайлингер К.¹, Цитцлер Г.¹

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹Мюнхенский технический университет, г. Мюнхен

В результате экспериментальных исследований, проведенных в институте двигателей внутреннего сгорания Мюнхенского технического университета на специальной установке с одноцилиндровым дизелем MAN 24/30, получены формулы для расчета задержки воспламенения. Двигатель на различных газах работал как газодизель, т.е. с запальной дозы жидкого дизельного топлива. Получены следующие формулы для расчета задержки воспламенения при работе двигателя на следующих перспективных и традиционных топливах:

1. На синтезгазе (60% H₂ + 20% CH₄ + 20% N₂):

$$\tau_i = 0,188 \cdot p^{-0,357} e^{\frac{3076}{T}}.$$

2. На синтезгазе (30% CH₄+70% N₂):

$$\tau_i = 18,165 \cdot p^{-1,196} e^{\frac{1640}{T}}.$$

3. На природном газе (~ 98% CH₄):

$$\tau_i = 1,76 \cdot p^{-0,866} e^{\frac{2490}{T}},$$

4. На дизельном топливе без рециркуляции отработавших газов

$$\tau_i = 0,55 \cdot p^{-1,3} e^{\frac{4400}{T}}$$

5. На дизельном топливе с рециркуляцией отработавших газов

$$\tau_i = 0,55 \cdot K \cdot p^{-1,3} e^{\frac{4400}{T}},$$

где $K = 3,2 \cdot z^{0,09}$. Степень рециркуляции z определяется как отношение объемных количеств рециркулируемых отработавших газов и свежего заряда задается в процентах. Формула справедлива при $z = 5 \div 40 \%$ и при ее получении были также использованы экспериментальные данные [1]. В приведенных формулах p (бар) и T (К) значения давления и в мс.

Литература

1. Schneider W., Stöckli M., Lutz T., Eberle M. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ. N 11, 1993. S.588-599.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИНВАРИАНТНОСТИ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС К ИЗМЕНЕНИЮ РЕЖИМА РАБОТЫ

Борисов А.О.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Четырехтактный двигатель внутреннего сгорания с количественным регулированием мощности является источником энергии для широкого круга потребителей. Поэтому из всего многообразия требований к двигателю в первую очередь следует выделить обеспечение соответствия полей характеристик двигателя и потребителя, что определяет принципиальную возможность практического использования двигателя.

Известны характерные недостатки поршневого двигателя традиционной конструкции, проявляющиеся при анализе поля режимов его работы:

существенная зависимость величины среднего эффективного давления от частоты циклов двигателя;

значительное ухудшение показателей токсичности двигателя на переходных режимах работы двигателя относительно достигнутых на установившихся режимах;

В связи с этим, совершенство ДВС как многорежимного генератора механической энергии, логично оценивать, во-первых: степенью соответствия его эффективных показателей предельному уровню, достигнутому на современном уровне развития науки и техники и, во-вторых: степенью инвариантности его показателей к изменению режима работы. Рассмотрим возможности совершенствования двигателя в рассмотренном выше плане за счет регулирования расхода воздуха.

В терминах теории автоматического регулирования смена режима работы двигателя (включая изменение параметров окружающей среды) является возмущением для подсистем регулирования его эффективных и экологических показателей.

При этом степень отклонения показателей цикла от достигнутого предельного уровня определяется соотношением противоположно действующих эффектов: отклонением регулируемой величины под действием возмущения и восстановлением ее значения за счет приложения к объекту регулирующих воздействий. Несмотря на развитые аппаратную часть и программное обеспечение бортовых систем регулирования, в переходных процессах двигателя наблюдаются значительные (более чем на порядок относительно допускаемых) отклонения состава смеси.

Таким образом, при заданной конфигурации камеры сгорания, величина среднего эффективного давления двигателя и показатели его токсичности определяются, прежде всего, величиной циклового расхода воздуха и точностью его определения.

В характерном для современных автомобильных двигателей диапазоне частот вращения посредством имитационного моделирования выявлены возможности сохранения по внешней скоростной характеристике предельной величины коэффициента наполнения за счет изменения длины и площади сечений впускного клапана и впускной трубы газоздушного тракта. Подтверждено наличие существенного потенциального резерва расширения поля эффективной работы двигателя за счет регулирования расхода воздуха.

В связи с принципиальной невозможностью аппаратными средствами определения и, тем более, прогнозирования циклового расхода воздуха, для регулирования состава смеси предлагается САР с моделью. Характеристики объекта регулирования в данном случае таковы, что детальную картину газообмена можно получить только в процессе численного эксперимента с использованием имитационных моделей высокого уровня. Как показывает практика, современные модели допускают расчетное определение интегральных показателей двигателя с погрешностью 4...5%, в том числе – и циклового расхода воздуха. Тем не менее, использование имитационных моделей ДВС в реальном времени сегодня не осуществимо по техническим причинам. В связи с этим, была разработана методика, позволяющая согласовать возможности детального численного эксперимента, выполняемого в модельном времени с особенностями определения циклового расхода воздуха через двигатель в реальном времени для режимов ездового цикла. Для подтверждения достоверности модели коэффициентов наполнения, полученной посредством разработанной методики, на полноразмерном двигателе, являющемся оригиналом численной модели, были проведены соответствующие эксперименты. Рассогласование газодинамической картины явлений, полученных численным и физическим экспериментом, как по амплитуде, так и по фазе, не превышает 3%.

УНИФИЦИРОВАННЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВЫХ ДВС

Гарипов М.Д., Рудой Б.П.

Существование двух различных типов двигателей (бензиновых и дизельных) ведет к серьезным последствиям для мирового хозяйства: требуются специальные топлива, смазки, технологии производства и ремонта и т.д. Современные двигатели внутреннего сгорания ориентированы преимущественно на использование жидких топлив из нефти. Если учесть, что легкодобываемые запасы нефти будут исчерпаны в ближайшие несколько десятилетий, то возникает проблема адаптации двигателей к использованию дешевых сортов топлив нефтяного происхождения и нетрадиционных топлив, например, спиртов и растительных масел, являющихся возобновляемыми ресурсами.

В предыдущих работах, выполненных на кафедре ДВС УГАТУ, было показано, что при использовании компрессор-форсунки (КФ) имеется возможность получения высокого качества распыла и воспламенения искрой основных товарных видов топлива: бензина, дизельного, керосина, – в широком интервале температур окружающей среды. Это дает основание полагать, что имеется принципиальная возможность осуществления комбинированного процесса воспламенения и сгорания, т.е. совмещения в цикле двух типов воспламенения: вначале поджигание искрой, затем самовоспламенение несгоревшей части топливовоздушной смеси (ТВС) в рабочей камере (РК) поршневого ДВС (ПДВС) за счет увеличения давления и температуры.

Цель работы: разработка и исследование рабочего процесса с комбинированным воспламенением и сжиганием существующих и перспективных товарных видов топлива за счет управления моментом начала подачи обогащенной топливовоздушной смеси в рабочую камеру и моментом первичного воспламенения искрой для ПДВС со степенью сжатия 10...15 и качественным регулированием нагрузки.

На основе анализа процессов воспламенения и сгорания обоснована физическая модель процесса и предлагается математическая модель (ММ) комбинированного теплоподвода. ММ встроена в систему имитационного моделирования ДВС «Альбея», которая позволяет определить индикаторные и эффективные параметры двигателя в любой момент времени. Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл, что и в уравнении И.И. Вибе.

В качестве базового варианта для осуществления предлагаемого рабочего процесса использовался двухтактный двигатель ТМЗ-200М, с установленной на нем КФ. Степень сжатия равна 12,5. Дросселирование воздуха на впуске не осуществлялось. Для проведения экспериментов была использована классическая батарейная система зажигания с накоплением энергии в индуктивности.

В работе экспериментальным путем подтверждена возможность осуществления в поршневом ДВС унифицированного рабочего процесса, который позволяет сжигать без детонации практически любые товарные и возможные перспективные виды топлив без ограничения по степени сжатия.

Эксперименты с товарными топливами и этанолом показали:

1. Рабочий процесс устраняет ограничения по степени сжатия, характерные как для бензинового двигателя (максимальная – вблизи $\epsilon \approx 10$), так и для дизельного (минимальная – вблизи $\epsilon \approx 15$). Двигатель надежно запускался в диапазоне степеней сжатия 7 – 15 на всех использованных в работе топливах.

2. Рабочий процесс позволяет реализовать качественное регулирование. Максимальный коэффициент избытка воздуха при работе на холостом ходе составил $\alpha = 4,1$.

3. Топливная аппаратура обеспечивает работу двигателя в широком диапазоне частот ($\approx 1900...5500$ об/мин – характерный диапазон работы штатного варианта двигателя). Требуемая минимальная цикловая доза составила $\approx 3,6$ ммЗ.

4. Отсутствие ограничений по частоте вращения при работе двигателя на дизельном топливе.

5. Продолжительность сгорания при комбинированном теплоподводе, на испытанных топливах, не превышает продолжительности, соответствующей карбюраторному варианту исполнения двигателя.

6. Процесс подвода тепла характеризуется двумя этапами: с показателем сгорания Вибре $m \approx 3$ на первом этапе и $m \approx 0,5$ – на втором этапе.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ, ГАЗООБМЕНА, МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И ШУМА ВЫХЛОПА ДВС

Вахитов Ю.Р., Еникеев Р.Д., Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

ДВС, являясь сложной технической системой, обладает сложными внутренними связями. Воздействие тех или иных проектных решений на выходные показатели двигателя может быть определено лишь на основе комплексного моделирования процессов в ДВС и смежных системах. Работа ставила своей целью показать возможности системы имитационного моделирования "ALBEA" при решении исследовательских и проектных задач, на примере проектирования выпускной системы, улучшающей эффективные показатели и шум выхлопа ДВС.

В работе представлены результаты исследования, основанные на математическом моделировании внутрицилиндровых процессов, газообмена, механических потерь и газодинамического шума. Результаты демонстрируют возможности технологии численного моделирования ДВС на примере проектирования выпускной системы четырехтактного двигателя по шумовой характеристике выпуска и внешней скоростной характеристике. Описана конфигурация спроектированной системы выпуска, позволившая снизить уровень шума выхлопа двигателя при улучшении его эффективных показателей. Приведены результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных двигателя с разработанной системой выпуска, подтверждающие высокую достоверность применяемых моделей. Приведены результаты численного исследования шума выхлопа ДВС при резком закрытии дроссельной заслонки. Показано, что причиной увеличения шума выхлопа при закрытии дроссельной заслонки являются возникающие обратные течения газа. Уровень шума на заданном расстоянии от выпускного патрубка глушителя определялся расчетом нестационарного течения газа в окрестности среза трубопровода. Представлены различные методы снижения шума выхлопа при закрытии заслонки, в том числе метод, основанный на воздействии на систему впуска двигателя, что подтверждает тезис о необходимости рассмотрения двигателя как единого целого.

Таким образом, в работе вычислительным экспериментом определена конфигурация системы выпуска четырехтактного четырехцилиндрового двигателя и глушителя легкового автомобиля, снижающая уровень шума выхлопа до перспективных требований при улучшении эффективных показателей двигателя, и экспериментально подтверждены результаты моделирования. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Исследования и проектирование ДВС эффективны лишь при комплексном моделировании процессов, определяющих эффективные и экологические показатели двигателя.

2. Система имитационного моделирования "ALBEA" и методика расчета газодинамического шума позволяют с высокой степенью достоверности предсказывать параметры двигателя и уровни звука выхлопа и впуска как на установившихся, так и на переходных режимах работы двигателя.

3. Разработана новая схема и изготовлена по этой схеме выпускная система двигателя, позволившая снизить шум выхлопа на 8 – 10 дБА по сравнению с серийной и одновременно улучшить мощностные и эффективные показатели двигателя на 5 – 8 %.

4. Теоретически установлено, что причиной увеличения шума при резком закрытии дроссельной заслонки является изменение направления течения отработавших газов, сопровождающееся увеличением амплитуды колебаний скорости.

5. Эффективными способами борьбы с повышенным шумом выхлопа при закрытии дроссельной заслонки являются подача воздуха в газоздушный тракт двигателя или установка обратного клапана в выпускной системе ДВС.

КОМБИНИРОВАННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В УСЛОВИЯХ ДВУХСТАДИЙНОГО ГОРЕНИЯ

Гарипов М.Д., Рудой Б.П., Смирнов А.В.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Существующие дизельные двигатели не могут работать на богатых смесях, а карбюраторные, наоборот, на бедных.

В предыдущих работах, выполненных на кафедре ДВС УГАТУ, было показано, что при использовании компрессор-форсунки (КФ) имеется возможность получения высокого качества распыла и воспламенения искрой основных товарных видов топлива: бензина, дизельного, керосина, – в широком интервале температур окружающей среды. Это дало основание полагать, что имеется принципиальная возможность осуществления комбинированного процесса воспламенения и сгорания, т.е. совмещения в цикле двух типов воспламенения: вначале поджигание искрой, затем самовоспламенение несгоревшей части топливоздушнoй смеси (ТВС) в рабочей камере (РК) поршневого ДВС (ПДВС) за счет увеличения давления и температуры.

Цель работы: анализ комбинированных характеристик поршневого двигателя внутреннего сгорания при условии двухстадийного сгорания в двигателе.

На основе анализа процессов воспламенения и сгорания обоснована физическая модель процесса и предлагается математическая модель (ММ) комбинированного теплоподвода. ММ встроена в систему имитационного моделирования ДВС «Альбея», которая позволяет определить индикаторные и эффективные параметры двигателя в любой момент времени. Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл, что и в уравнении И.И. Вибе.

В качестве базового варианта для проведения расчета использовался двухтактный двигатель ЭМ-100, с установленной на нем КФ.

Полученные комбинированные характеристики существенным образом отличаются от классических комбинированных характеристик. В двигателе с традиционным сгоранием линии равных удельных расходов не пересекаются. В двигателе с двухстадийным сгоранием они пересекаются. Пересечение линий равных расходов объясняется тем, что двигатель с КФ может работать как на бедных смесях (как дизель), так и на богатых (как карбюраторный).

Проделанная работа позволяет с помощью полученных комбинированных характеристик определить линию экономичных режимов работы двигателя с двухстадийным сгоранием с нагрузкой, например, генератором с нефиксированной частотой вращения.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗАКОНОВ УПРАВЛЕНИЯ МАЛОТОКСИЧНЫМИ ДИЗЕЛЯМИ

Кулешов А.С., Грехов Л.В.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Путь к созданию наиболее дорогостоящей составляющей систем электронного управления (СУ) – программы оптимального управления - лежит через проведение длительных (до трех лет) испытаний дизеля на дорогостоящем оборудовании в многопараметрическом поле действующих факторов. Нами предлагаемый альтернативный подход к проблеме – формирование базовой программы управ-

ления с использованием результатов компьютерной оптимизации рабочих процессов (РП).

Укрупнено технологическая цепочка работ по созданию программ управления содержит: 1 - формирование ТЗ на СУ; 2 - идентификация математической модели; 3 - оптимизацию РП на каждом режиме нормируемого цикла; 4 - вычисление функции цели по всем режимам; 5 - проверка на соответствие экологическим нормам (в отрицательном случае выполняется оптимизация РП по конструктивным параметрам и возврат к п.3); 6 - формирование полей управляющих воздействий; 7 - натурная калибровка по нескольким контрольным точкам (как проверка и уточнение) и специфическим режимам (пуск, холостой ход, переходные режимы). Отработка программ управления может иметь продолжение – самообучение на объекте. Тогда снижаются требования к точности моделей и программ, но повышается эффективность СУ. Для этого выполняются: 8 - создание (конкретизация) концепции адаптивной СУ дизеля, 9 - непрерывное сканирование по параметрам управления на объекте, 10 - анализ сигналов датчиков обратных связей и оценка критериев и ограничений, 11 - запоминание оптимизированных настроек.

Этапы 2-6, 8 выполняются с использованием математического моделирования РП. Ключевым вопросом в предлагаемой технологии является адекватность математической модели. В работе использовался апробированный на десятках дизелей программный комплекс Дизель-РК, разработанный в МГТУ им. Н.Э.Баумана (www.diesel-rk.bmstu.ru).

Идентификация математической модели для нужд дизеля, оснащенного системой Common-Rail, велась с использованием результатов испытаний дизеля-прототипа с механическим регулятором - ЗМЗ-514.3 (4ЧН8,7/9,4). Характеристики впрыскивания, обеспечиваемые топливными системами Common-Rail, рассчитывались для каждого режима с использованием программного комплекса Впрыск разработки МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Оптимизация параметров управления велась в поле частот и нагрузок дизеля для ограниченного числа контрольных точек оговоренных нормативами ЕЭК ООН. Принималось во внимание, что необходимо найти компромиссные значения оптимизируемых параметров топливной аппаратуры, обеспечивающие минимум суммарных выбросов. В каждой контрольной точке РП оптимизировался по минимуму целевой функции S_e :

$$S_e = C_{Pm} \cdot \frac{P_m^{\text{действ}}}{P_m^{\text{норм}}} + C_{NOx} \cdot \frac{NO_x^{\text{действ}}}{NO_x^{\text{норм}}},$$

где: $P_m^{\text{действ}}$, $NO_x^{\text{действ}}$ – удельные выбросы твердых частиц и окислов азота, полученные в результате расчетов; $P_m^{\text{норм}}$, $NO_x^{\text{норм}}$ – нормируемые удельные выбросы (например, для норм Евро-II соответственно 0,15 и 7 г/кВт·ч); C_{Pm} , C_{NOx} – эмпирические коэффициенты, полученные при идентификации математической модели для данного типа двигателя.

Согласно нашей концепции, физический смысл критерия S_e , заключается в удалении полученной расчетной точки на поле с координатами выбросов “ NO_x - частицы” от точки максимально разрешенных нормами выбросов.

В качестве ограничений принималось максимальное давление в цилиндре $P_{\text{max}} < 15$ МПа и максимальное давление впрыскивания $P_{\text{inj}} < 165$ МПа. Выбор оптимальных параметров управления производился приоритетно: по условиям выполнения ограничений, по минимуму S_e , по минимуму расхода топлива. По результатам расчета в выбранных точках, с использованием интерполяции, были построены поля оптимальных параметров в рабочем диапазоне режимов дизеля, например, (рис. 1).

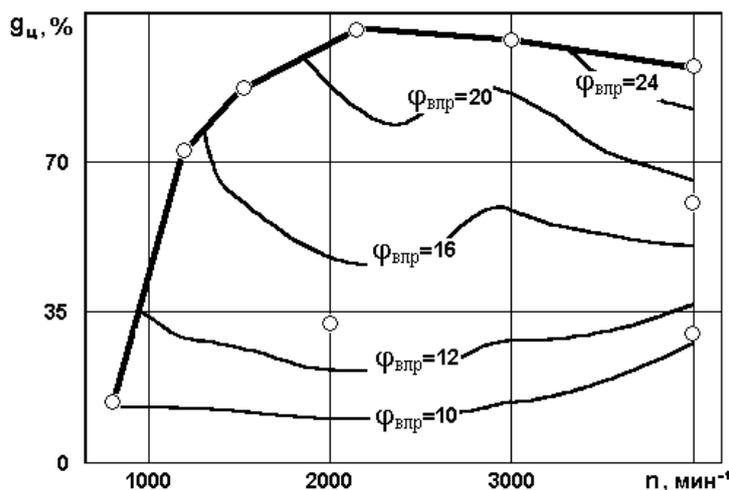


Рис. 1. Оптимальные углы опережения впрыскивания в поле частот и нагрузок дизеля.

Полученные результаты использованы также для нужд проектирования ТНВД. Работа проведена в процессе совместной работы по Госконтракту с ОАО НИКТИД (г. Владимир).

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Гайворонский А.И., Савченков Д.А., Шибанов А.В.
ВНИИГАЗ, г. Москва

Топливо-энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в Российской Федерации и в мире, свидетельствует о том, что природный газ, используемый в качестве моторного топлива, является единственной реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. Однако, природный газ только тогда является экологически чистым топливом, когда решены все проблемы с организацией соответствующего рабочего процесса и аппаратурой, его обеспечивающей.

В условиях конвертации находящихся в эксплуатации двигателей внутреннего сгорания для работы на природном газе, т.е. для так называемого вторичного рынка газоиспользующей техники выбор способа организации рабочего процесса ограничивается технологическими возможностями ремонтных подразделений транспортных предприятий. Поэтому самым распространенным является расточка поршней под степень сжатия, исключающую появление детонации в цилиндре двигателя, с последующей организацией процессов подачи топливно-воздушной смеси во впускную систему и ее воспламенения. При этом на конфигурацию камеры сгорания, как правило, не обращают никакого внимания. Однако образование токсичных компонентов в продуктах сгорания во многом определяется характером распространения фронта пламени, что, в свою очередь, зависит от геометрии впускных органов (на которую при конвертации трудно повлиять) и камеры сгорания (где есть некоторая свобода выбора).

Имея ввиду выше сказанное, во ВНИИГАЗе проводятся исследования рабочих процессов газовых двигателей, направленные на совершенствование камеры сгорания с целью улучшения, в первую очередь, экологических характеристик конвертированных двигателей. Для этого проводятся расчетно-теоретические и экспериментальные работы по совершенствованию камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения, созданного на базе наддувного дизельного двигателя КамАЗ-740. При степени сжатия 11.5 были проведены исследования с камерами сгорания цилиндрического типа и формой типа «малый гессельман».

Для практической работы требуется обработать более 12...14 точек, но затраты времени даже трудно сравнивать с затратами на натурные испытания. Формирование программ управления переходными режимами — отдельная задача. Работа допускает автоматизацию.

Проведенные исследования выявили влияние отдельных областей камеры сгорания на образование тех или иных токсичных компонентов. В частности, геометрия центральной части камеры сгорания определяет образование окислов азота и двуокиси углерода, а геометрия периферийной части влияет на концентрацию несгоревших углеводородов и окиси углеродов. Кроме того, было установлено, что интенсивность вихревого движения свежего заряда в цилиндре газового двигателя должна быть, как минимум, вдвое меньше, чем у базового дизеля. Оптимизация геометрии камеры сгорания позволил достичь норм токсичности на уровне международного стандарта ЕВРО-2 без использования каталитических нейтрализаторов для отработавших газов.

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНОГО РАССЛОЕНИЯ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА ТОКСИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Захаров Е.А., Злотин Г.Н., Иванов Ю.В.

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

На сегодняшний день, по оценкам некоторых специалистов, на долю автомобильного транспорта приходится до 80 % всех вредных выбросов в крупных городах России. Поэтому не теряют своей актуальности вопросы улучшения экономических и экологических характеристик двигателя.

В ВолГТУ предложен и запатентован способ организации рабочего процесса двигателя легкого топлива с локальным расслоением топливовоздушной смеси в области межэлектродного зазора путем подачи в эту область незадолго до искрообразования малых доз горючих газов, например пропана или метана. Эффективность указанного способа с точки зрения повышения топливной экономичности ДВС подтверждена большим объемом теоретических и экспериментальных исследований.

Целью данной работы явилось изучение влияния подобной организации рабочего процесса двигателя на эмиссию одного из наиболее опасных компонентов отработавших газов – оксидов азота NOx.

Для теоретического изучения влияния локального расслоения топливовоздушной смеси на эмиссию NOx была специально разработана математическая модель. Результаты расчета на модели позволили говорить о положительном влиянии указанного способа организации рабочего процесса на снижение выброса оксидов азота. Так, при расслоении смеси и суммарном коэффициенте избытка воздуха по камере сгорания $\alpha \Sigma = 1,1$ концентрация оксидов азота снижается приблизительно на 30 % при коэффициенте избытка воздуха в зоне обогащенной смеси $\alpha I = 0,75$ и относительном объеме обогащенной зоны 10 % от объема камеры сгорания.

Проверка правильности полученных теоретически результатов, проводилась в ходе натурных экспериментов на специально созданной экспериментальной установке, основой которой являлся двигатель ВАЗ – 1111 Волжского автомобильного завода, укомплектованный в соответствии с ГОСТ 14846-86 “Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний”.

Данные экспериментальных исследований подтвердили установленную теоретически эффективность локального расслоения смеси с точки зрения снижения эмиссии оксидов азота. Так, при $\alpha = 1,0$ локальная подача метана позволяет снизить концентрацию оксидов азота в отработавших газах до 15 %, а при $\alpha = 1,15$ – более чем на 60 %.

Экспериментальные исследования показали зависимость эмиссии оксидов азота от продолжительности подачи промотора горения. Например, увеличение длительности впрыска в два раза (с 1 мс до 2 мс) при $\alpha = 1,15$ позволяет дополнительно сократить выбросы NOx на 30%.

Кроме того, форсирование процесса формирования начального очага горения при локальной подаче метана приводит, как показали эксперименты, к снижению межцикловой неустойчивости процесса сгорания. Так, при работе двигателя

на пределе эффективного обеднения смеси без локальных добавок промотора горения ($\alpha = 1,13$) величина коэффициента вариации максимального давления сгорания оказалась на 50 % больше, чем при подаче метана в область электродов свечи зажигания, что обусловлено сокращением числа циклов с пропусками воспламенения. Последнее приводит к уменьшению содержания в отработавших газах негоревших углеводородов.

Таким образом, результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что рабочий процесс двигателя легкого топлива с локальным расслоением топливоздушная смеси в области межэлектродного зазора свечи зажигания не только эффективен с точки зрения повышения топливной экономичности, но с точки зрения повышения экологической безопасности ДВС.

ВЛИЯНИЕ ОБЪЕМА КРИВОШИПНОЙ КАМЕРЫ НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВУХТАКТНЫХ ДВС

Загайко С.А., Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Двухтактные двигатели внутреннего сгорания (ДВС), особенно с кривошипно-камерной продувкой, характеризуются сложными газодинамическими процессами. Для двигателей с кривошипно-камерной продувкой (подпоршневой продувкой) не достаточно ясны механизмы влияния объема кривошипной камеры (КК) на эффективные показатели двигателя. Данные по ним противоречивы. Поэтому получение достоверных данных в данной области двигателестроения представляется актуальным.

Цель данной работы - исследование влияния объема КК на мощность и экономичность двигателей при различной настройке газоздушного тракта (ГВТ). Для имитационного моделирования в системе имитационного моделирования «Альбея», разработанной на кафедре ДВС УГАТУ, в качестве объекта исследования выбран одноцилиндровый двухтактный двигатель с параметрами $D=55$ мм и $S=46$ мм, рабочим объемом 109 мл, отличающийся двумя значениями объема КК (325 мл и 260 мл) за счет различной конструкции щек коленчатого вала. Параметры этих двух вариантов двигателя являлись тестовыми для контроля степени достоверности расчета, так как имелись экспериментально снятые характеристики этих же двигателей.

Для оценки влияния объема КК на эффективные показатели ДВС была собрана расчетная схема двигателя в СИМ «Альбея», с помощью которой проведен ряд расчетов по внешней скоростной характеристике (ВСХ) в диапазоне частот вращения коленчатого вала от 5200 до 7200 об/мин.

Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 1.

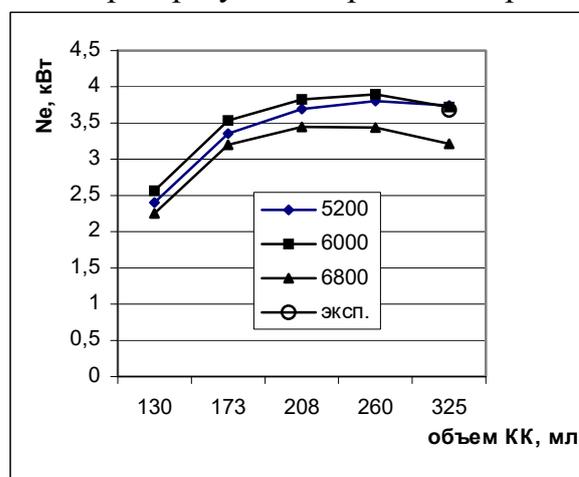


Рис. 1. Влияние объема КК на эффективную мощность двигателя без настройки ГВТ

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что:

Объем КК оказывает существенное (до 1,5 раз) влияние на эффективные показатели двухтактного двигателя на всех скоростных режимах по ВСХ.

2. Кривая эффективной мощности имеет ярко выраженный оптимум в зависимости от объема КК, который зависит от конкретных конструктивных размеров и настройки ГВТ.

ВЛИЯНИЕ ПОДВОДА РАССЛОЕННОГО ЗАРЯДА В ЦИЛИНДР НА МОЩНОСТНЫЕ, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ФОРКАМЕРНОГО ДВС

Кузнецов И.В.

НИИ «Агродизель», г. Москва

Целью разработки форкамерного ДВС с подводом в цилиндр расслоенного заряда являлось улучшение экономичности при снижении в ОГ СН и NOX путем расширения пределов эффективного обеднения рабочих смесей при работе на частичных нагрузках.

Работы проводились совместно с ЗМЗ.

По сравнению с базовым форкамерным ДВС ЗМЗ – 4022.10 в опытный форкамерный ДВС для подвода в цилиндр расслоенного заряда были внесены следующие изменения:

- впускная труба была заменена на модифицированную с отдельными каналами. Один из каналов был соединен с первичной камерой карбюратора К-156 и был предназначен для подвода в цилиндр обогащенной смеси с $\alpha = 0,8 - 0,9$, а другой канал был соединен с вторичной камерой карбюратора и предназначен для подвода в цилиндр чистого воздуха;

- каждый впускной патрубок головки цилиндров был разделен при помощи перегородки на первый и второй каналы. По первому каналу в цилиндр подавалась обогащенная смесь, которую ориентировали к сопловым каналам форкамеры, а по второму каналу в цилиндр поступал чистый воздух в противоположную от форкамеры зону цилиндра;

- заглушены топливные жиклеры во вторичной камере карбюратора;

- привод дроссельных заслонок в первичной и во вторичной камерах был заменен на рычажный для одновременного открытия.

Сравнительные исследования базового и опытного ДВС проводились на моторном стенде при использовании одного и того же блока и с одной и той же головкой цилиндров.

Методика сравнительных исследований заключалась в получении регулировочных характеристик по составу суммарной смеси α_{Σ} при работе ДВС с различными n и η_V .

В результате сравнительных исследований было установлено, что:

- в опытном ДВС по сравнению с базовым улучшено g_e на 7 - 10%, а содержание в ОГ NOX снижено на 30% благодаря эффективной работе на смесях с $\alpha_{\Sigma} > 1,35$ в широком диапазоне η_V ;

- в опытном ДВС по сравнению с базовым содержание в ОГ СН меньше на 40 - 50%, что объясняется меньшими перепадами расхода смеси, поступающей в форкамеры, при изменениях n и η_V . При этом содержание СО в ОГ у сравниваемых ДВС приблизительно одинаково;

- базовый ДВС работает более эффективно на богатых α_{Σ} . При работе на этих смесях он обладает приблизительно на 4 - 6% большей η_e .

ТУРБОПОРШНЕВАЯ УСТАНОВКА

Мокеев Г.А.

Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток

Энергоустановки, содержащие свободнопоршневые дизель-компрессоры (СПДК) и исполнительные газовые турбины обладают, в перспективе, преимуществом по экономичности перед современными ДВС которые в настоящее время, приблизились к непреодолимому для них пределу, тогда как турбопоршневые установки с безвальными ДВС сохранили возможность использовать остающийся существенный резерв.

Экономичность ДВС как теории так и практики зависит, кроме прочих факторов, в большой мере от степени сжатия и степени повышения давления при сгорании. Наблюдается тенденция повышать экономичность ДВС путём увели-

чения этих параметров, но при этом растёт максимальное давление цикла p_k , ограничиваемое с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) прочностью вкладышей мотылевых подшипников. У некоторых современных ДВС у двигателей максимальное давление цикла достигает значения $p_k = 18$ МПа, превзойти которое в ближайшее время нереально, тогда как в свободнопоршневых двигателях величина этого давления, без особых трудностей, может быть достигать в два раза большее, при соответствующем увеличении степени сжатия и повышении качества процесса сгорания, что позволит уменьшить эффективный расход топлива, по меньшей мере, на 7÷8 %. Указанная задача решается путём применения турбопоршневой установки, схема которой выполнена в двух вариантах: в первом – установка открытого типа, где рабочим телом турбины служит воздух; во втором – установка с замкнутым контуром, в котором в качестве рабочего тела использован азот. Схема имеет следующие особенности:

- свободнопоршневой двигатель используется как дизель-компрессор, большая часть работы дизельного цилиндра используется на привод поршневого компрессора, сжимающего рабочее тело турбины, меньшая часть – на привод продувочного нагнетателя;

- используется турбина с промежуточным подогревом и двухступенчатый регенератор, в котором необходимое теплосодержание рабочего тела перед турбиной и после промежуточного подогрева обеспечивается путём утилизации тепла отработавших газов;

- во втором варианте установки нагнетатель продувочного воздуха, воздушный ресивер, рабочий цилиндр дизель-компрессора, затрубное пространство регенератора функционируют в открытом цикле; исполнительная газовая турбина, компрессорные цилиндры дизель-компрессора и внутреннее пространство регенератора, объединённые замкнутым контуром, функционируют в другом, замкнутом цикле.

Использование азота позволяет сжимать рабочее тело в поршневом компрессоре с большей, чем при сжатии воздуха степенью повышения давления и, следовательно, получить большую потенциальную энергию рабочего тела при меньшей затрате топлива в дизельном цилиндре СПДК, поскольку он работает с более высокими степенями сжатия, чем ДВС с КШМ. Соответственно турбина срабатывает большие теплоперепады. При этом утилизация тепла отработавших в дизельном цилиндре для подогрева рабочего тела даёт, большую долю теплоиспользования, чем в установках открытого типа. По этим причинам экономичность турбопоршневой установки с замкнутым контуром будет существенно выше в сравнении с экономичностью современного ДВС с КШМ, имеющие равные рабочий объём и цилиндрическую мощность.

Варианты турбопоршневых установок могут быть созданы на базе отечественных серийных турбопоршневых дизель-компрессоров ДК-2 и ДК – 10. Серия расчётов изменения параметров и показателей работы установок в зависимости от степени сжатия ϵ и коэффициента избытка воздуха α при сгорании, выполнены в следующих диапазонах: для установки открытого типа – пять режимов при ϵ от 20 до 40 и $\alpha = 1,72$; для установки с замкнутым контуром – по пять режимов при ϵ от 20 до 40 с величинами $\alpha = 1,72; 1,8; 2,4$.

По результатам расчётов построены графики из которых видно, что на ряде режимов работы установки с замкнутым контуром эффективный расход топлива не превышает значения $g_r = 0,165$ кг/кВт·ч. Таким образом, существует реальная возможность создать конкурентоспособную по экономичности турбопоршневую установку.

МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

Дюжаков В.Ф., Голубцов В.В., Миронычев М.А., Химич В.Л.¹, Захаров Л.А.¹
ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье Нижегородской области, ¹НГТУ, г. Нижний Новгород

Все транспортные средства будущего должны удовлетворять показателям качества. Высокоскоростной поршневой двигатель продолжает признаваться самым экономичным силовым агрегатом для транспортных средств.

В работе приведена структурная схема и алгоритм методики повышения экономических показателей ДВС путем снижения гидравлических потерь органов впуска и выпуска подсистемы газообмена. Объектом исследования был рядный 4-х цилиндровый двигатель ЗМЗ рабочим объемом 2,445 л. Ключевые параметры для соответствия будущему законодательству по экономичности, динамичности и токсичности определяются рабочими процессами, качеством окислителя и топлива.

Основной упор в разработке компактного и легкого двигателя для транспортных средств сделан на получение достаточного момента на низкой частоте вращения вала, что позволило снизить максимальную частоту вращения. Это улучшило топливную экономичность за счёт: совершенствования рабочих процессов, снижения механических потерь, уменьшения гидравлических потерь регулированием длины впускного трубопровода, фазами газораспределения и турбонаддувом.

Проведен анализ органов впуска и выпуска безмоторным и моторным методами, установлены определяющие параметры и критерии оценки. С использованием определяющих параметров была разработана математическая модель методики повышения экономических показателей поршневого двигателя.

Синтез, проведенный с использованием математической модели показал, что требуемые параметры рабочих процессов могут быть получены за счет:

- определенной температуры воздуха на впуске;
- относительно высокой степени сжатия;
- повышения массового наполнения (4 клапана на цилиндр, изменяющаяся длина трубопровода и фазы газораспределения);
- возможность изменения вихревого числа свежего заряда и др.

Полученные экспериментальные данные и результаты теоретических исследований имеют удовлетворительную сходимость. В результате решения народнохозяйственной проблемы по повышению топливной экономичности двигателя в комплектации «нетто» получено улучшение в рамках 7...8%.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

Миронычев М.А.

ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье Нижегородской области

В основных направлениях экономического и социального развития ОАО «ЗМЗ» поставлены задачи расширения производства рядных 4-х цилиндровых бензиновых двигателей мод. ЗМЗ-406 с высокими технико-экономическими показателями. Огромное значение для решения этих задач приобретает обмен опытом по повышению технического уровня бензиновых двигателей в комплектации «нетто» между отечественными и зарубежными предприятиями. Большой опыт по производству рядных 4-х цилиндровых бензиновых двигателей мод. ЗМЗ-402 и ЗМЗ-406 накоплен Заволжским моторным заводом.

Транспортные средства и стационарные установки с двигателями мод. ЗМЗ-402 и ЗМЗ-406 широко используются в народном хозяйстве. Высокий уровень качества этих двигателей обусловлен планомерным и постоянным выполнением программы научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по совершенствованию рабочих процессов, конструкции, технологии (изготовления, ремонта и обслуживания) бензиновых двигателей.

Особое внимание в работах по повышению технического уровня бензиновых двигателей уделяется увеличению литровой и литрово-цикловой (термической, индикаторной и эффективной) мощностей, снижению удельных (термических, индикаторных и эффективных) расходов топлива и масла, повышению показате-

лей надежности, приемистости, безопасности обслуживания, улучшению (токсических, шумовых и виброакустических) характеристик, совершенствованию систем автоматизации, регулирования и т.п. Наряду с экспериментальными (безмоторными и моторными) исследованиями при проведении указанных работ широко используются и современные расчетные методы с применением построенной САПР ДВС.

Приводится структурная схема и алгоритм комплексной методики повышения технического уровня рядного 4-х цилиндрового двигателя пятого поколения. По разработанной методике проведен анализ рабочих процессов рядного 4-х цилиндрового двигателя четвертого поколения. При анализе были проведены:

исследования газовых каналов органов впуска и выпуска на безмоторной вакуумной установке, выбраны определяющие параметры и критерии оценки для математического и программного обеспечения САПР ДВС;

исследования массового наполнения цилиндров двигателя методом прокручивания вала от постороннего источника со снятием индикаторных диаграмм на «полных и частичных нагрузках». Определены доли влияния каждого органа впуска и выпуска на массовое наполнение цилиндров двигателя. Установлены определяющие параметры и критерии оценки для математического и программного обеспечения САПР ДВС;

исследования рабочих процессов двигателя на полных и частичных нагрузках при работе его на моторном стенде со снятием индикаторных диаграмм. Выбраны определяющие параметры и критерии оценки КШМ, ГРМ, подсистемы газообмена органов впуска и выпуска, подсистем (зажигания, охлаждения смазки и др.) для математического и программного обеспечения САПР ДВС.

исследования рабочих процессов двигателя в составе транспортного средства на специализированных беговых барабанах по ездовому циклу со снятием (записью) текущих значений расхода воздуха и топлива, давления во впускном и выпускном трубопроводах подсистемы газообмена, токсичности ОГ на выпуске CO, CH, NO_x, O₂, CO₂. Выбраны определяющие параметры и критерии оценки для математического и программного обеспечения САПР ДВС.

исследования рабочих процессов двигателя методом вычислительного эксперимента с использованием САПР ДВС. Получены все определяющие параметры, оценивающие технический уровень двигателя, мероприятия и пути его совершенствования, и составлена карта технического уровня двигателя. Сходимость и достоверность расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм не превышает пяти процентов.

С использованием предложенной комплексной методики и результатов проведенного анализа с использованием САПР ДВС были определены рациональные конструкции рядного 4-х цилиндрового двигателя пятого поколения и режимы работы, подготовлена рабочая документация, изготовлена опытная партия двигателей, проведены всесторонние сравнительные испытания двигателей четвертого и пятого поколений.

Совершенствование технических характеристик двигателя пятого поколения осуществлялось на базе широкого комплекса работ, охватывающих все стадии их разработки, промышленного выпуска и эксплуатации. Повышение среднего эффективного давления и улучшение экономичности достигнуто путем повышения массового наполнения с использованием газодинамического наддува, возрастания его эффективности посредством совершенствования и настройки подсистемы газообмена, оптимизации фаз газораспределения, уменьшения диаметрального зазора в паре поршень-цилиндр, снижения сопротивлений газовых каналов органов впуска и выпуска, совершенствования процессов (сжатия, смесеобразования, сгорания), а также органов топливоподачи. Это обусловлено принятием новых конструктивных решений по камере сгорания, топливоподающей подсистемы, а также мероприятий по уменьшению механических потерь в цилиндрах и на привод вспомогательных механизмов.

Реальные преимущества рядного 4-х цилиндрового двигателя пятого поколения в комплектации «нетто» по сравнению с рядным 4-х цилиндровым двигате-

лем четвертого поколения в комплектации «брутто» выражались в повышении показателей в среднем на 18%.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В КОМПЛЕКТАЦИИ «НЕТТО»

Павельев В.Н., Миropyчев М.А., Захаров Л.А.¹

ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье Нижегородской области, ¹НГТУ, г. Нижний Новгород

Заволжским моторным заводом разработан и освоен в производстве ряд различных модификаций дизелей и дизель-генераторов. Создан рядный 4-х цилиндровый базовый дизель рабочим объемом 2,235 л (S/D=94/87 мм) мощностью 72 кВт при 4000 мин⁻¹, моментом 216 Нм при 2300 мин⁻¹. Однако дальнейшее совершенствования технических характеристик этих дизелей осуществляется на базе широкого комплекса работ, охватывающих все стадии их разработки, промышленного выпуска и эксплуатации. Повышение среднего эффективного давления и улучшение топливной экономичности достигнуто путем газотурбинного наддува, возрастание его эффективности посредством совершенствования систем и агрегатов наддува, оптимизации фаз газораспределения и др.

Работы по повышению технических характеристик и качества дизельных агрегатов ведутся планомерно на основе прогнозирования развития дизельной техники. Приводится структурная схема и алгоритм методики совершенствования рабочего процесса рядного 4-х цилиндрового базового дизельного двигателя $V_h=2,235$ л.

В связи с повышенной для дизеля частотой вращения оптимизация его параметров проводилась только на режиме максимальной мощности в комплектации «нетто». При разработке методики проведен всесторонний анализ рядного 4-х цилиндрового дизельного двигателя первого серийного выпуска на безмоторных и моторных стендах в комплектации «нетто». При анализе были проведены:

фундаментальные исследования рабочего процесса со снятием индикаторных диаграмм. Установлены определяющие параметры и критерии их оценки;

безмоторные и моторные исследования аэродинамических параметров смесеобразования в камере сгорания в процессах наполнения и сжатия. Выбраны определяющие параметры и критерии их оценки;

исследования камер сгорания в поршне с различными конструктивными решениями по степени своего воздействия на рабочий процесс. Установлены определяющие параметры и критерии оценки;

исследования процесса газообмена и возможной величины наддува. Выбраны определяющие параметры и критерии оценки.

По выбранным определяющим параметрам разработана методика совершенствования рабочего процесса поршневого дизельного двигателя в комплектации «нетто», позволяющая вычислительным экспериментом прогнозировать улучшения рабочего процесса дизельного двигателя.

ОСОБЕННОСТИ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДОВОДКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Аверкиев Ю.В., Шадрин В.П., Захаров Л.А.¹, Коромыслов А.Н.²

ОАО «РУМО», г. Н. Новгород, ¹НГТУ, г. Н. Новгород, ²РусПромАвто ТПС, г. Ярославль

Несмотря на то, что совершенствование поршневых дизельных двигателей происходит уже много десятилетий, при их конструировании в настоящее время сталкиваются с трудностями больше, чем когда бы то ни было. Причинами этого являются ужесточающиеся требования к топливной экономичности, динамическим характеристикам, токсичности отработавших газов, шумности, пусковым качествам и др. На ОАО «РУМО» разработаны и освоены в производстве много

различных модификаций дизелей и дизель-генераторов. В работе по получению заданных показателей двигателя 8ЧН22/28 уделяется внимание мероприятиям по отработке механизмов и подсистем двигателя.

Приводится структурная схема и алгоритм методики последовательной отработки двигателя до работоспособного образца. При разработке методики были изучены отечественные и зарубежные литературные источники.

При анализе публикаций были обобщены:

интенсификация смесеобразования и сгорания при увеличении цикловых порций топлива. Установлены определяющие параметры и критерии оценки;

повышения максимального давления, степени сжатия и давления впрыска.

Определены определяющие параметры и критерии оценки;

исследования камер сгорания и организация вращательного движения воздушного заряда. Выбраны определяющие параметры и критерии оценки;

повышение эффективности систем наддува. Установлены определяющие параметры и критерии оценки.

По результатам анализа проведен синтез и разработана математическая модель доводки двигателя.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ НАСТРОЙКИ СИСТЕМЫ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ В КОМПЛЕКТАЦИИ «НЕТТО»

Орлов С.А., Миронычев М.А., Хрунков С.Н.¹

ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье Нижегородской области, ¹НГТУ, г. Нижний Новгород

С момента создания первых ДВС вот уже более столетия продолжается интенсивная работа больших групп отечественных и зарубежных специалистов моторных и транспортных предприятий, НИИ и ВУЗов по повышению технического уровня выпускаемых ДВС. К настоящему времени за счёт совместных усилий исследователей и разработчиков поршневые бензиновые ДВС с искровым зажиганием прошли большой путь от первого такого двигателя, предложенного и построенного по проекту инженера И.С. Костовича и развивавшего мощность в 59 кВт при частоте вращения вала 1100 мин⁻¹ при эффективном удельном расходе топлива в 405 гр/кВт.ч, до одной из самых совершенных и эффективных тепловой машины, призванной покрыть энергетические потребности получивших широкое распространение транспортных средств.

Среди двигателей, используемых для привода транспортных средств, особо широкое распространение во второй половине XX века получили рядные четырёхцилиндровые алюминиевые бензиновые двигатели рабочим объёмом порядка 2,5 литров (P-4 $V_h=2,5$ л). Специалистами Горьковского автомобильного завода были созданы поршневые двигатели указанной компоновки, работающие на бензине с низким октановым числом. В дальнейшем производство таких двигателей было развёрнуто на ряде отечественных и зарубежных (китайских) моторных заводах. В течение последних 50 лет технический уровень выпускаемых двигателей непрерывно повышался, и к настоящему моменту времени удалось достичь высоких показателей качества указанных моторов. Широчайшее распространение данных двигателей, обусловленное их высокими потребительскими свойствами по таким показателям качества, как показатели назначения, технологичности, транспортабельности, безопасности, стандартизации и унификации и другим, обуславливает их твердые позиции на рынках сбыта. Это гарантирует их присутствие в выпускаемой двигателестроителями продукции и в XXI веке.

Дальнейшее совершенствование конструкции бензиновых двигателей P-4 $V_h=2,5$ литра призвано обеспечить последующее повышение их энергетических и экономических показателей как на частичных, так и на полной нагрузках. Существенным резервом в этом направлении является возможность использования механизма с изменяемыми фазами газораспределения для массового производства. Такое регулирование на частичных нагрузках требует использования

математической модели газораспределительного механизма, позволяющей эффективно определять оптимальные для данного режима работы двигателя фазы.

Из анализа отечественных и зарубежных источников известны различные математические модели, описывающие те или иные аспекты работы кривошипно-шатунного механизма (КШМ), органов впуска и выпуска, газораспределительного механизма (ГРМ) отдельно друг от друга. Однако общей математической модели, учитывающей взаимное влияние одновременно работающих КШМ, ГРМ и подсистемы газообмена, нет. Предлагается структурная схема и алгоритм такой математической модели. По ним осуществлен анализ настройки системы газообмена двигателя Р-4 $V_h=2,445$ литра, при анализе были проведены:

исследования КШМ на безмоторной и моторной установках, выбор определяющих параметров и критериев оценки;

всесторонние испытания органов впуска и выпуска по существующим методам, установление определяющих параметров и критериев оценки;

обобщение определяющих параметров, подбор нужного математического обеспечения для работы КШМ, подсистемы газообмена и ГРМ с учетом регулирования фаз газораспределения и длины впускного трубопровода.

По разработанной математической модели проведен ряд вычислительных экспериментов, создана экспериментальная рабочая документация вновь спроектированных деталей для бензинового двигателя Р-4 $V_h=2,445$ литра и проведены наладочные исследования. Выполненные изыскания подтвердили сходимость расчетных и экспериментальных данных в пределах $\pm 5...6\%$. По опытным данным вследствие неточности изготовления профиля кулачков распределительного вала по высоте и по ориентации, в следствии не точности установки фаз газораспределения, в следствии накопления остаточных деформаций в деталях привода ГРМ в процессе эксплуатации, а также в следствии целого ряда других причин конструкторско-технологического характера стохастический разброс впускных фаз колеблется в пределах $\pm 15^\circ$ поворота распределительного вала от номинальных. Таким образом, в настоящее время регулирование впускных фаз на частичных режимах работы двигателя может иметь только индивидуальный, учитывающий особенности конкретного двигателя, характер.

ПРИМЕНЕНИЕ ДВУКРАТНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗМЗ-5145.10

Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А.¹, Блинов А.Д.¹
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье

Оптимизация закона подачи топлива при использовании электронно-управляемой топливной аппаратуры открывает широкие возможности в улучшении экологических характеристик поршневых двигателей. С помощью метода [1], разработанного в МГТУ им. Н. Э. Баумана, исследовано влияние различных вариантов впрыскивания топлива на эмиссию оксидов азота [NOx] и шум применительно к дизельному двигателю ЗМЗ-5145.10 с ТНВД типа VE (4СН9,4/8,7, $Pe=87$ кВт, $n=4000$ мин⁻¹, EURO-2). Уровень шума оценивался по эмпирическому выражению в зависимости от скорости нарастания давления.

Анализ полученных результатов позволяет заключить:

1. Наиболее перспективным для данного двигателя является применение двукратного (двойного) впрыскивания с предварительным (пилотным) впрыскиванием. Моделирование других характеристик впрыскивания, таких как ступенчатое впрыскивание, впрыскивание с двойным предварительным впрыскиванием, разделенное впрыскивание, впрыскивание с дополнительным впрыскиванием, показало, что двигатель имеет более высокие эмиссию [NOx] и шум.

2. При увеличении дозы предварительного впрыскивания имеет место повышение тепловыделения в первой фазе сгорания и, соответственно, уменьшение тепловыделения во второй фазе сгорания. При уменьшении дозы предварительного впрыскивания заметно снижается давление и температура в цилиндре, что

способствует снижению $[NO_x]$. Установлено, что на исследуемых режимах работы двигателя оптимальная массовая доля предварительного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания.

3. Период задержки воспламенения и тепловыделение для предварительного впрыскивания зависят от температуры смеси и концентраций реагентов, а для основной дозы, кроме этих двух факторов, период задержки воспламенения и тепловыделение зависят от наличия продуктов сгорания и несгоревших паров предварительной дозы топлива. Это может привести к локальному горению частиц основной дозы топлива в условиях нехватки кислорода, т.е. способствовать образованию сажи.

4. Расчеты показывают, что наибольший эффект снижения содержания $[NO_x]$ достигается в интервале 140 у.п.к.в. между пилотным и основным впрыскиваниями. При этом концентрация оксидов азота может быть снижена до уровня $[NO_x] = 563$ ppm на режиме максимального крутящего момента и до уровня $[NO_x] = 518$ ppm на режиме номинальной мощности, что соответствует уровню норм EURO-3. Снижение составляет 30-32 % по сравнению с экспериментальными значениями $[NO_x]$ на дизельном двигателе ЗМЗ-5145.10 при стандартном (однократном) впрыскивании.

5. Снижение скорости нарастания давления по предварительным оценкам приведет к уменьшению шума на 2 дБ на номинальном режиме работы. Следует иметь в виду, что предварительное впрыскивание снижает эмиссию HC, повышает надежность холодного пуска и устойчивость работы двигателя на режиме холостого хода.

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА VNT 15 НА ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ ЗМЗ-5143.10

Блинов А.Д., Елифанов Д.В.
УГК ЗМЗ, г. Заволжье

Фирма Volkswagen одной из первых стала применять на дизельных двигателях турбокомпрессоры (ТКР) VNT 15 с регулируемым сопловым аппаратом турбины производства фирмы Honeywell-Garrett для улучшения динамических и экологических характеристик автомобиля. Например, в 1993 г. был разработан дизельный двигатель с рабочим объемом 1,9 литра в комплектации с электронно-управляемым насосом VP 37 (фирма Bosch), ОНВ и ТКР VNT 15 ($M_{к.маx} = 235$ Нм / 1900 мин-1 и $N_{ном} = 81$ кВт / 4150 мин-1).

С дизельным двигателем ЗМЗ-5143.10 автомобиль УАЗ-3160 выполняет нормы Евро 2, однако для повышения тягово-динамических характеристик требуется увеличение максимального крутящего момента при одновременном смещении его в сторону меньших частот вращения коленчатого вала. Одним из способов решения данной задачи является применение ТКР VNT 15.

Экспериментальные работы проводились на опытном дизельном двигателе ЗМЗ-5143.10 с рабочим объемом 2,235 литра в комплектации с ТНВД VE (фирма Bosch) и ТКР C12-92-01 ($f_t = 4$ см²) с клапаном WG (фирма CZ Strakonice. a.s.), который развил $M_{к.маx} = 228$ Нм / 2000 мин-1 и $N_{ном} = 77,7$ кВт / 4000 мин-1 ($SZ_{ном} = 3,4$ FSN при противодавлении 71 мБар на выходе из ТКР).

Известно, что тягово-динамические характеристики автомобиля тем выше, чем больше коэффициент приспособляемости ко двигателя. У дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10 с ТКР C12-92-01 коэффициент приспособляемости $k_o = 2,458$.

ТКР VNT 15 на низких частотах вращения коленчатого вала двигателя за счет поворота лопаток соплового аппарата турбины увеличивает скорость вращения ротора ТКР и расход воздуха через двигатель, что позволяет увеличить цикловую подачу топлива и, соответственно, крутящий момент при одновременном улучшении экономических и экологических характеристик по сравнению с двигателем, укомплектованным ТКР с клапаном WG.

Дизельный двигатель ЗМЗ-5143.10 с рабочим объемом 2,235 литра в комплектации с ТНВД VE и ТКР VNT 15 с.) развил $M_{к.маx} = 266$ Нм / 1850 мин-1 и

$N_{ном} = 76,2 \text{ кВт} / 4000 \text{ мин}^{-1}$ ($SZ_{ном} = 3,6 \text{ FSN}$ при противодавлении 163 мБар на выходе из ТКР). При этом коэффициент приспособляемости увеличился до $ko = 3,161$. Проведенные экспериментальные исследования выявили необходимость применения электронного регулирования ТКР VNT 15 на двигателе ЗМЗ-5143.10 с ТНВД VE.

РАСЧЁТ КОЛИЧЕСТВА БЕНЗИНА И ВОДОРОДА ПРИ ГОРЕНИИ БЕНЗОВОДОРОДОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ДВС

Бортников Л.Н., Афанасьев А.Н., Русаков М.М.

Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти

Применению водорода в качестве топлива или добавок к углеводородным топливам в поршневых ДВС посвящено большое количество исследований в результате которых было установлено, что добавки водорода даже в малых количествах оказывают существенное влияние на рабочий процесс, способствуя более полному сгоранию топлива, и, как следствие, повышению экономичности и снижению токсичности продуктов сгорания.

Вместе с тем до настоящего времени отсутствует расчётная методика определения соотношения бензин-водород в топливной композиции, позволяющая оценить необходимое для обеспечения устойчивой работы ДВС количество бензина в зависимости от добавок водорода, что приводит к необходимости проведения в каждом конкретном случае специальных испытаний. Понятно, что задача сводится к нахождению для любой топливной композиции пределов устойчивого горения для конкретных значений расхода бензина и водорода.

Для решения данной задачи на основе результатов экспериментальных исследований предложен безразмерный параметр, полученный из следующих соображений.

Из опытных данных известно, что добавка водорода к бензину приводит к снижению расхода топлива и смещению предела устойчивого горения в сторону обеднения. На основе этого факта можно записать баланс подведённой теплоты в следующем виде:

$$Q_{под} = \beta \cdot G_{б0} \cdot H_{уб}, = G_{б} \cdot H_{уб} + G_{н} \cdot H_{ун},$$

где: β -коэффициент, учитывающий уменьшение расхода углеводородного топлива, $G_{б0}$ -расход бензина при горении топлива без водорода, $H_{уб}$, $H_{ун}$ - низшие теплотворные способности бензина и водорода, $G_{б}$ - расход бензина при добавках водорода в количестве $G_{н}$. Отсюда

$$\beta = \frac{G_{б} \cdot H_{уб} + G_{н} \cdot H_{ун}}{G_{б0} \cdot H_{уб}} = \frac{G_{б} + k \cdot G_{н}}{G_{б0}},$$

где $k=H_{ун}/H_{уб}=2,73$.

Анализ данного выражения показывает, что β является безразмерной величиной; все входящие величины могут быть определены экспериментально; при $G_{н}=0$ $\beta=1$.

Испытания, проведенные на поршневом ДВС рабочим объёмом 1,5 л., степенью сжатия $\varepsilon=9,9$ позволили получить в зависимости от коэффициента избытка воздуха α данные, представленные на рис.1.

Точками на данном графике обозначены результаты, полученные при обработке регулировочных характеристик при постоянной мощности и оптимальных углах опережения зажигания, полученных в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала. При построении графика использовалась аппроксимация исходной регулировочной характеристики $G_{б0}=f(\alpha)$ уравнением второго порядка и экстраполяция данных в области $\alpha>1,3-1,4$.

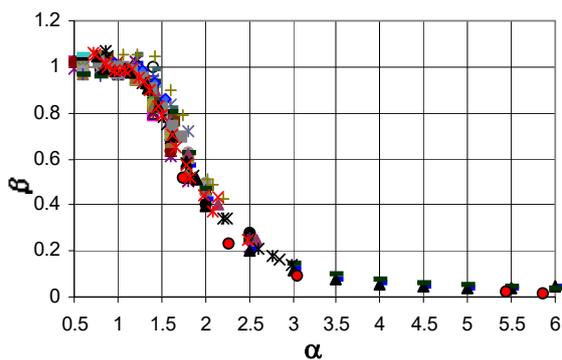


Рис. 1

В качестве такого уравнения может быть использована известная зависимость от α безразмерного параметра: $\psi = \frac{G_n}{G_n + G_b}$, определяющего нижний предел устойчивого горения бензоводородовоздушной смеси [1].

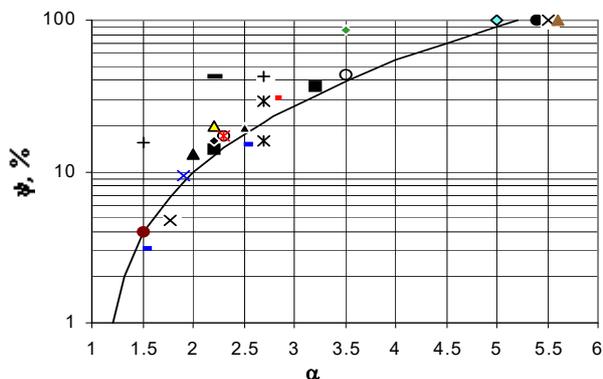


Рис. 2

имеющую единственное решение для каждого режима работы ДВС, удовлетворяющее условию сгорания смеси на нижнем пределе устойчивого горения.

Таким образом, предложена расчётная методика, позволяющая на основе экспериментально полученных безразмерных параметров, определить для любого режима работы поршневого ДВС расход бензина и водорода в топливной композиции, соответствующие нижнему пределу устойчивого горения.

Литература

1. А.И. Мищенко. Применение водорода для автомобильных двигателей. Киев: Наукова думка, 1984.

СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И КОНЦЕНТРАЦИЙ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ПУТЕМ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЯ

Арипджанов М.М.

Ташкентский автомобильно-дорожный институт, г. Ташкент, Узбекистан

В качестве основных исходных данных для проведения расчетно-теоретических исследований, кроме обычно применяемых стандартных параметров (P_e , n , g_e и др.), используются закон впрыскивания топлива, интенсивность закрутки впускного воздуха и индикаторная диаграмма. В целях повыше-

Рассмотрение данного графика показывает наличие статистической зависимости параметра β от α вне зависимости от расхода бензина и водорода, т.е. режима работы двигателя, что позволяет заключить о существовании взаимосвязи величин, составляющих данный безразмерный параметр.

Вместе с тем в выражение для β входят обе неизвестные величины: G_b и G_n , что не позволяет определить их однозначно, т.е. требуется дополнительное уравнение, содержащее эти величины.

На рис.2 приведены результаты обработки экспериментальных данных, соответствующих рис.1 и сравнение их с графиком, полученным в работе [1], из которого можно видеть хорошее их соответствие.

Тогда совместное использование этих безразмерных величин позволяет получить систему из двух уравнений:

$$\begin{cases} \beta = \frac{G_b + k \cdot G_n}{G_{b0}} \\ \psi = \frac{G_n}{G_n + G_b} \end{cases}$$

ния достоверности расчетно-теоретических результатов все эти данные были получены опытным путем.

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях на специально разработанной и созданной установке с одноцилиндровым быстроходным двигателем ($S/D=96/120$ мм/мм, $\varepsilon=15,0$) с четырех клапанной головкой. При этом в одном из двух выпускных клапанов была установлена ширма, позволяющая изменять интенсивность впускного воздуха в зависимости от положения ширмы.

Скорость тепловыделения определялась по методу, изложенному в [1] для однозонной модели рабочего процесса с применением известного соотношения Вошни для определения теплоотдачи от рабочего тела в стенку.

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования позволили выявить возможности и наметить пути снижения локальных тепловых нагрузок на основные детали двигателя путем воздействия на рабочий процесс без ухудшения топливной экономичности. Таким относятся изменение закона впрыскивания и давления впрыскивания, изменение интенсивности вихря впускного воздуха, изменение количества и конструкции сопловых отверстий форсунки, стремление к гомогенизации топливо – воздушной смеси. Были подобраны оптимальные значения указанных параметров, позволяющие снизить общий уровень температуры газа в цилиндре двигателя, тем самым снизить и тепловые нагрузки на поверхности камеры сгорания.

Снижение максимальной температуры цикла способствует снижению концентрации оксидов азота. Расчетные исследования показали, что концентрация NO_x уменьшается примерно на 20 % по сравнению с исходным вариантом организации рабочего процесса.

Литература

1. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 58 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДИЗЕЛЯХ С ТЕПЛОИЗОЛИРОВАННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

Арипджанов М.М.

Ташкентский автомобильно-дорожный институт, г. Ташкент, Узбекистан

Целью опытных исследований, проведенных на стенде с быстроходным одноцилиндровым дизелем, была сравнительный анализ рабочего процесса (при возможности идентичных условиях) для двух вариантов двигателя:

С базовыми конструкциями поршня и гильзы;

С составным поршнем с керамической вставкой на днище и с составной гильзой с керамической втулкой в верхней части.

Головка поршня, как базового, так и опытного, имеет форму, соответствующую камере типа Гессельмана, а керамические вставки на опытных конструкциях были изготовлены из нитрида кремния.

Эксперименты проводились на трех скоростных режимах $n = 1000$ мин⁻¹, 1500 мин⁻¹, 2000 мин⁻¹. При этом в обоих вариантах испытуемого двигателя (базового и опытного с частично изолированной камерой сгорания) во время проведения опытов соблюдалась идентичность таких показателей, как закон впрыскивания топлива и давления впрыскивания, угол опережения впрыскивания, интенсивность закрутки впускного воздуха (положение заширленного впускного клапана).

Сравнительные испытания и анализ полученных данных показали относительное ухудшение топливной экономичности дизеля с теплоизолированной камерой сгорания примерно на 6 % по сравнению с базовым вариантом двигателя, что объясняется изменением условий теплообмена. С другой стороны, применение теплоизоляции существенно улучшает теплонапряженное состояние поршня, поэтому компенсации снижения расхода топлива следует достигать путем

перестройки и правильной организации рабочего процесса при применении керамических материалов.

ТОКСИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-21102 ПРИ ДОБАВКЕ ВОДОРОДА НА РЕЖИМАХ ПУСКА И ПРОГРЕВА

Павлов Д.А., Бортников Л.Н., Афанасьев А.Н., Русаков М.М., Тимчук В.А.¹, Лукашев В.Е.¹

Тольяттинский гос. университет, г. Тольятти, ¹АО «АвтоВАЗ», г.Тольятти

Известно, что режим пуска и прогрева ДВС характеризуется значительными выбросами СН, СО [1,2]. Для их снижения можно использовать «активные» добавки, в частности водород [3,4,5].

Схема системы подачи водорода на автомобиле

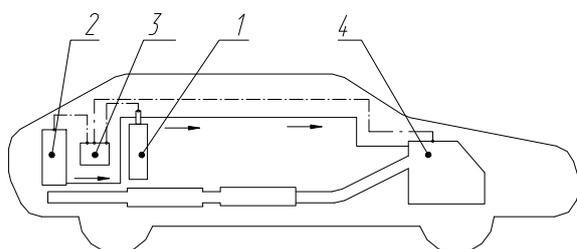


Рис.1

1 – водородный баллон, 2 – электролизер, 3 – блок управления, 4 – ДВС.

Изменение концентрации СН и СО при пуске и прогреве двигателя на режиме ХХ

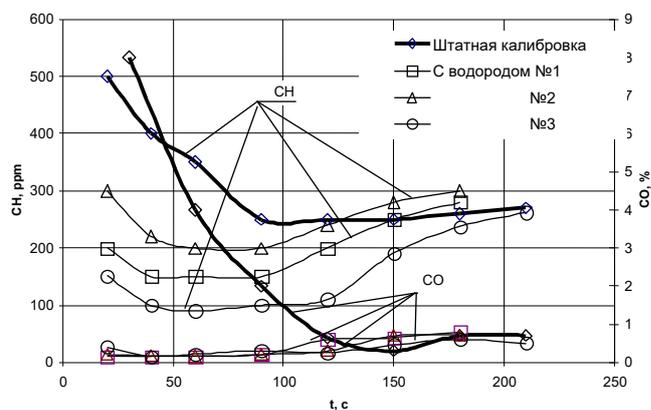


Рис. 2

управления 3. Баллон наполнялся водородом во время движения автомобиля с помощью электролизера 2.

На рис. 2 представлены результаты сравнительных испытаний по оценке выбросов СО и СН при пуске двигателя от температуры +20°C и его последующем прогреве на ХХ. При этом была произведена оптимизация топливоподачи и угла опережения зажигания. Результаты испытаний показали, что использование водорода, с соответствующей оптимизацией калибровок контроллера, позволило снизить объемное содержание СН примерно, в 2 раза, СО - в 7 раз по сравнению со штатными значениями на фазе прогрева двигателя.

Таблица

В работе исследовалась возможность снижения токсичности ОГ при применении добавок водорода в период пуска и прогрева ДВС и получение оценок токсичности при испытаниях по Правилам 83-05 ЕЭК ООН (Евро-3).

Объектом испытания являлся автомобиль ВАЗ-21102, укомплектованный двигателем ВАЗ-2111 и соответствующий нормам токсичности Евро-2. Дополнительно автомобиль оснащался системой подачи водорода, схема которой представлена на рис. 1.

Результаты испытания автомобиля, выполненные по методике (Правила 83-05 ЕЭК ООН) в лаборатории токсичности УПД АО «АВТОВАЗ», представлены в таблице.

В период пуска и прогрева водород подавался в ДВС из водородного баллона 1. При этом, параметры подачи водорода контролировались блоком

Результаты испытаний автомобиля по ездовому циклу Евро-3				
Исходная комплектация	CH, г/км	CO, г/км	NOx, г/км	CO ₂ , г/км
Автомобиль ВАЗ-21102 в комплектации 4С (Евро-2)	0,37	2,62	0,10	167,5
Автомобиль ВАЗ-21102 в комплектации 4С (Евро-2), дооснащенный системой добавок водорода	0,25	1,57	0,11	165,7

Таким образом, использование системы добавок водорода на режимах пуска и прогрева двигателя позволило снизить эмиссию CH в среднем на 30%, CO на 36%, при этом, уровень выбросов NOx и CO₂ сохранился, практически, неизменным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебн. пособие / Владим. гос. ун-т, Владимир, 2000.
2. Exhaust Gas Ignition, D. Eade, R. Grley, V. Rutter, Automotive Engineering. April 1996, p.p.70-73.
3. Применение водорода для автомобильных двигателей А.И. Мищенко, Киев, Наука думка, 1984.
4. Пределы стабильного сгорания обедненных бензовоздушных смесей в ДВС при различных способах интенсификации, М.М. Русаков и др., сб. трудов XI симпозиум по горению и взрыву, г. Черноголовка, 1996.
5. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: Справ. изд./ Д.Ю. Гамбург, и др.; Под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. – М.: Химия, 1989.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О.

МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Разработана математическая модель образования оксидов азота, идентификация модели проводилась с применением экспериментальных данных завода изготовителя. Численные эксперименты проводились для быстроходного дизеля ЗМЗ-5145.10 с ТНВД типа VE (4ЧН, S/D=94/87мм/мм, Ne=87 кВт, n=4000 мин-1, EURO-2) с помощью программы и метода расчета [1], разработанных в МГТУ им. Н. Э. Баумана. Метод основан на концепции многозонной модели рабочего процесса.

Исследованы влияния на образования оксидов азота таких факторов, как

Схема механизма образования оксидов азота (классический и расширенный механизмы Зельдовича);

Гомогенизация топлива - воздушной смеси в цилиндре дизеля;

Теплообмен между отдельными зонами многозонной модели рабочего процесса.

Анализ полученных результатов показал, что

1. Классический механизм Зельдовича по сравнению с расширенным механизмом (и с экспериментальными данными) может привести к снижению [NOx] на ~ (200 – 300) ppm. Следует заметить, что в случае двигателя ЯМЗ-7511 (8ЧН12/14) оба механизма дают практически одинаковые суммарные за цикл концентрации оксидов азота;

2. Моделирование так называемого гомогенного сгорания в дизелях, известного как процесс HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), осуществлялась путем обеспечения одинаковых значений локальных концентраций паров топлива во всех зонах цилиндра. Для исследуемого двигателя на режиме максимального крутящего момента снижение оксидов азота происходит от [NOx] =

821 ppm (рабочий цикл серийного двигателя с гетерогенным сгоранием) до [NOx] = 744 ppm (с гомогенным сгоранием);

3. Теплообмен между отдельными зонами многозонной модели оказывает существенное влияние на величину локальных (зональных) концентраций оксидов азота и может привести к разнице суммарных [NOx] до ~ 150 ppm по сравнению со случаем без учета теплообмена. Это указывает на то, что применение «адиабатных» многозонных моделей, не учитывающих теплообмен между отдельными зонами, по крайней мере не целесообразно.

Литература

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. №1, 2004. С. 43-59.

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ОКИСЛОВ АЗОТА В ВЫПУСКНЫХ ГАЗАХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Толшин В.И., Амбросов Д.Б.

МГА ВТ, г. Москва

В настоящее время вопросам снижения вредных выбросов транспортных двигателей в воздушную среду придается большое значение. За период последнего десятилетия нормы на вредные выбросы оксидов азота (ГОСТ Р 51249-99) существенно ужесточились с 14-29 г/(кВтч) до 18 г/(кВтч) для судовых дизелей. Практика показывает, что в период эксплуатации, концентрации вредных выбросов могут возрастать в несколько раз и поэтому контроль вредных выбросов дизельных двигателей в условиях эксплуатации необходим. Согласно ГОСТ Р 51249-99 контролю подвергаются все дизели мощностью 65 кВт и более, а точность замеров при этом должна составлять по NOx ±10%. Естественно, что многочисленные транспортные средства, работающие автономно, не могут быть оснащены дорогостоящими газоанализаторами. Поэтому необходима разработка и применение более дешевых, но достоверных методов и способов контроля.

В судовых установках речного транспорта в основном используются среднеоборотные дизели, которые в подавляющем большинстве имеют индикаторные краны, позволяющие регистрировать давление в цилиндре двигателя.

Для определения концентрации NOx предлагается приближенная зависимость, полученная на основе использования уравнения Максвелла и уравнений, по которым определяется температура в локальной зоне.

Расчеты NOx проводились по формуле для бимолекулярной реакции, для которой получена наибольшая сходимость.

Температуру в локальной зоне можно определить по формуле:

$$T_{л.з} = \frac{b_{ц} \cdot H_u}{14,3 \cdot C''_{v} \cdot M_{л.з}} + \frac{\bar{C}'_v}{C'''_v} T_c$$

Алгоритм расчета может быть внесен в программу обработки индикаторной диаграммы в цилиндре на судах, в которых имеются автоматизированные системы диагностики типа Autronica.

Проведенные эксперименты подтверждают достоверность предлагаемого метода при сравнительной оценке изменения концентрации оксидов азота в условиях эксплуатации. Сравнение результатов расчетов совместной работы двигателя и турбокомпрессора с экспериментальными данными так же позволяет судить о достоверности методики расчета совместной работы.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧНОСТИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ

Злотин Г.Н., Морщихин Е.Б., Федянов Е.А., Ярыгин К.Е.
Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

В настоящее время вновь повысился интерес к роторно-поршневым двигателям Ванкеля (РПД). Эти двигатели обладают неоспоримыми преимуществами по удельной мощности, уравновешенности, металлоемкости, антидетонационным характеристикам, однако имеют несколько больший, чем у четырехтактных поршневых двигателей, эксплуатационный расход топлива и повышенное содержание в отработавших газах (ОГ) несгоревших углеводородов.

В настоящее время на кафедре "Теплотехника и гидравлика" Волгоградского государственного технического университета продолжают работы, целью которых является улучшение топливной экономичности и экологичности РПД. Исследования ведутся в двух направлениях: первое связано с применением управляемого фазированного впрыскивания топлива во впускное окно, а второе – с использованием способа отключения части рабочих циклов при уменьшении нагрузки.

Улучшение показателей РПД путем фазирования впрыскивания топлива на впуске достигается за счет расслоения топливовоздушного заряда и, как следствие, уменьшения недогорания топлива около задней, по ходу вращения, вершины ротора.

Для определения необходимых значений фаз и продолжительности впрыскивания проведено моделирование процесса распространения пламени в камере сгорания РПД. Специально разработанная для этих целей математическая модель учитывает все принципиальные особенности процесса сгорания в РПД, в том числе влияние на него однонаправленного движения заряда, обусловленного вращением ротора. Для описания распространения турбулентного пламени использована модель "погружения".

Проведенные расчеты показали, что предельные положения фронта пламени, распространяющегося против потока в сторону задней вершины ротора, зависит как от скоростного, так и от нагрузочного режимов. По мере обеднения заряда влияние нагрузки ослабевает.

Согласно результатам моделирования, устранение недогорания топлива на осредненном режиме городского цикла ($p_e = 0,2$ МПа, $n = 2000$ мин⁻¹) позволяет снизить расход топлива примерно на 20 %.

С целью оценки эффективности отключения части рабочих циклов при работе РПД на частичных нагрузках найдена величина снижения удельного расхода топлива (g_e) в зависимости от доли отключенных циклов, а также требуемая доля отключаемых циклов, при которой величина g_e на заданном частичном режиме минимизируется. Кроме того, определены углы открытия дроссельных заслонок, необходимые для работы на заданном режиме при отключении части циклов. В ходе исследований использованы экспериментально найденные зависимости удельного эффективного расхода и среднего давления механических потерь от нагрузки. Величина среднего индикаторного давления определялась путем моделирования индикаторного процесса.

Результаты исследования показали, что на осредненном режиме городского ездового цикла для сохранения минимальной по нагрузочной характеристике величины удельного расхода требуется отключение 68% рабочих циклов. В настоящее время проводится экспериментальная оценка влияния доли отключаемых циклов на равномерность частоты вращения.

СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ И КОНЦЕНТРАЦИЯ НЕСГОРЕВШИХ УГЛЕВОДОРОДОВ В БЕНЗИНОВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Будаев С.И., Ивагин П.В., Смоленский В.В., Шайкин А.П., Шайкина Н.А.
Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти

Выполнение норм ЕВРО-3 и ЕВРО-4 токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей с искровым зажиганием при сохранении достигнутого уровня эконо-

мичности их работы возможно лишь при совершенствовании процесса смесеобразования и сгорания топливно-воздушной смеси (ТВС). Исследования для решения этих проблем направлены на создание систем и устройств, обеспечивающих расслоение заряда ТВС при требуемых уровнях средней и пульсационной скоростей движения заряда и изменении физико-химических свойств топлива. Эти мероприятия предназначены для обеспечения максимальной полноты сгорания ТВС вблизи верхней мертвой точки и в конечном итоге – высокой скорости сгорания в широком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха и скоростных режимов работы двигателя.

Испытания на одноцилиндровой установке УИТ-85 с ионизационным датчиком, установленным в зону камеры сгорания, наиболее удаленную от свечи зажигания, проводились при двух скоростных режимах: 600 и 900 об/мин, при изменении коэффициента избытка воздуха α от 0.8 до предела бедного срыва. Физико-химические свойства ТВС изменялись с помощью добавки газообразного водорода.

В основной фазе сгорания для средней скорости пламени в зависимости от состава смеси и двух скоростных режимов работы установки 600 и 900 об/мин максимальное значение скорости определено при коэффициенте избытка воздуха, близком к 0.9 с заметным уменьшением при обеднении смеси. Увеличение числа оборотов в минуту n коленчатого вала установки с 600 до 900 вызывает увеличение скорости сгорания от 37% при $\alpha = 0.9$, 30 % при $\alpha = 1$, до 25% при $\alpha = 1.3$. Рост оборотов поршневого двигателя вызывает увеличение турбулентности топливно-воздушного заряда. Следовательно, увеличение средней скорости распространения пламени в рассматриваемых случаях обусловлено ростом пульсационной скорости заряда ТВС.

В отличие от средней скорости распространения пламени основной фазы в заключительной - увеличение скоростного режима не приводит к изменению скорости распространения пламени, а зависимость от состава смеси более значительная. Максимальное значение скорости соответствует 5,5 м/сек при $\alpha = 0.9$ – 0,95, 5м/сек при $\alpha = 1,0$ и далее практически линейно до 2м/сек при $\alpha = 1,3$.

Независимость скорости сгорания ТВС в заключительной фазе от скоростного режима можно объяснить, анализируя результаты исследований определения средней и пульсационной скоростей течения заряда ТВС в цилиндре ДВС, представленные в Р. Jones, J.S. Jandaj Full Cycle Computational Fluid Dynamic Calculations In a Motored Four Valve Pent Roof Combustion Chamber and Comparison with Experiment, SAE 95086. Степень закрутки потока оказывает значительное влияние на среднюю скорость движения заряда ТВС и практически не влияет на скорость турбулентных пульсаций. Следовательно, достаточно сложно воздействовать на изменение пульсационной скорости движения заряда, которая к тому же при приближении к стенкам камеры сгорания имеет тенденцию к уменьшению. По-видимому, вблизи стенок камеры сгорания, наиболее удаленных от свечи зажигания, скорость турбулентных пульсаций близка к нулю, поэтому выгорание ТВС происходит с нормальной скоростью распространения пламени.

Добавка водорода в ТВС приводит к росту средних скоростей распространения пламени и в основной, и заключительной фазах сгорания. Причем влияние добавки водорода более значительное, чем увеличение скоростного режима. Так, для составов смеси беднее стехиометрического в основной фазе сгорания добавка водорода в количестве 3% от расхода бензина приводит к большему приросту скорости сгорания, чем увеличение оборотов с 600 до 900 об/мин. В заключительной фазе сгорания добавка водорода вызывает больший рост скорости распространения пламени, чем в основной фазе, особенно в области обедненной ТВС.

Определение взаимосвязи концентрации несгоревших СН в ОГ со средними скоростями распространения пламени в заключительной фазе сгорания, U , показали наличие минимума выделения несгоревших СН при величине U , равной 0,81-0,84 от скорости распространения пламени при $\alpha = 1,0$.

О ПОДХОДАХ К МОДЕЛИРОВАНИЮ ПРОЦЕССА НАГРЕВА КАПЛИ УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА

Авдеев К.А.

Тульский государственный университет, г. Тула

Доминирующим при сгорании газочапельных смесей является, как правило, диффузионный механизм. Один из его ключевых процессов – прогрев одиночной капли. Поэтому разработка модели её теплообмена с газовой фазой – важный этап получения математического описания диффузионного горения распыленного топлива.

Широкое распространение при построении указанных выше моделей нашёл стационарный подход, в рамках которого температура окружающей среды полагается постоянной, а на границе "жидкость-газ" задаётся коэффициент конвективного теплообмена и температура газовой фазы. В тоже время известно, что последняя не может быть постоянной, особенно в прилегающей к капле области (2-3 радиуса). В подобной ситуации необходимо привлечение нестационарного подхода, позволяющего учитывать изменение температуры газовой фазы, которая вычисляется по соответствующему уравнению энергии. Однако, усложнение модели, а также применение граничных условий 4-го рода приводит к увеличению затрат машинного времени, что ограничивает возможность применение нестационарного подхода к решению практических задач.

В соответствии с изложенным, цель настоящей работы заключается в определении областей возможного применения нестационарного и стационарного подходов к моделированию нагрева капли углеводородного топлива в среде окислителя.

Поставленная цель была достигнута в результате проведения теоретического исследования процесса нагрева "крупных" (средний диаметр 70 мкм) и "мелких" (средний диаметр 10 мкм) капель тетрадекана в среде окислителя с начальной температурой 363.15 К и постоянным давлением (0.1 МПа). Необходимые расчёты выполнены при помощи программного обеспечения, в основе которого лежит математическая модель процесса теплообмена сферических тел в покоящейся среде с заданным законом изменения давления, допускающая использование различных типов граничных условий.

В ходе исследования для каждой капли при идентичных начальных условиях было вычислено изменение температуры поверхности с течением времени, как при постоянной температуре окружающей её газовой фазы, так и переменной. Сопоставление полученных результатов, позволило сделать следующие выводы:

1. При моделировании нагрева мелких капель в покоящейся среде целесообразно применять нестационарный подход, позволяющий точнее вычислять такой важный параметр как температура поверхности капли в начальной стадии процесса, что существенно именно для мелких капель, время "жизни" которых незначительно по сравнению с крупными;

2. При решении задач о нагреве крупных капель допускается применение стационарного подхода, так как расхождение значений температур поверхностей, вычисленных в рамках рассмотренных подходов, на протяжении всего процесса не превышает 0.6%.

УЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ ДВС

Григорьева Н.В., Агуреев И.Е.

Тульский государственный университет, г. Тула

Сложность гидродинамических и физических процессов в камере сгорания затрудняет определение интенсивности нестационарного конвективного теплообмена. Поэтому для изучения теплообмена проводят эксперименты на физиче-

ских моделях. В результате различными авторами (Розенблит Г.Б., Кавтарадзе Р.З., Петриченко Р.М.) предложено большое количество эмпирических соотношений, связывающих одну из важнейших характеристик интенсивности теплообмена – мгновенных значений коэффициента теплоотдачи – с параметрами рабочего тела в цилиндре и параметрами, характеризующими конструкцию двигателя и гидродинамику в камере сгорания.

Одной из проблем, которая до настоящего времени не имела полноценного решения, является выбор и определение кинематического параметра рабочего тела, ответственного за интенсивность теплообмена. В качестве таких параметров принимались разные величины, например, средняя скорость поршня или так называемая определяющая скорость газа, вычисляемая в зависимости от интенсивности вихрей в камере сгорания (Розенблит Г.Б.) или с учетом влияния процесса горения (Вошни) и т. д.

При этом, как правило, принимаются достаточно простые допущения относительно структуры газового потока и динамики температуры пограничного слоя и «ядра» потока в камере сгорания.

Предоставляется логичным в качестве указанной выше «определяющей скорости газа» принимать такую величину, которая обладала бы следующими свойствами:

могла быть непосредственно найдена из задачи расчета рабочего процесса ДВС в динамической постановке;

действительно являлась осреднённой по объёму камеры сгорания мерой движения рабочего тела – мгновенной функцией времени.

Реализация этих условий обеспечивается в таких моделях ДВС, где уравнение баланса импульса рабочего тела сохраняется в общей системе уравнений сохранения, а также содержащих уравнения движения вала двигателя.

В работе сформулирована модель многоцилиндрового ДВС, в которой в рамках «нуль» - мерного подхода записаны обыкновенные дифференциальные уравнения для переменных p , m , v , ω , соответствующие начальные условия и вспомогательные зависимости; в том числе формула для расчета коэффициента теплоотдачи, в которой в одном виде присутствует величина v , выбранная в качестве определяющей скорости газа. Приведены примеры расчета с помощью полученной формулы, обсуждается её связь с другими зависимостями, а также особенности применения.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕНА И ХИМИЧЕСКОЙ КИНЕТИКИ В ДВС С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

Чесноков С.А., Демидов М.И.

Тульский государственный университет, г. Тула

Необходимость оценки токсичности продуктов сгорания ДВС требует описания горения в двигателе на уровне процессов турбулентного теплообмена и химической кинетики. В работе осуществлена попытка построения кинетической модели горения во фронте пламени и турбулентной модели догорания за фронтом для двигателей с искровым зажиганием на основе детального кинетического механизма горения легких углеводородов в условиях ДВС Басевича В.Я. Схема реакций, дополненная реакциями распада *n*-октана, имитирующего бензин, и реакциями образования NO, включает 266 реакций для 33 частиц. При решении уравнений Зельдовича и Франк-Каменецкого совместно с уравнениями химической кинетики для потока, пересекающего фронт горения, получены функция тепловыделения, скорость ламинарного горения, температура на выходе фронта и состав продуктов горения для различных значений коэффициента избытка воздуха в горючей смеси. Это позволило создать алгоритм движения фронта горения в неоднородной бензо-воздушной смеси и с помощью обычных уравнений термодинамики рассчитать изменение параметров рабочего процесса: давления и средней температуры продуктов сгорания.

Помимо этого, полученные данные позволили поставить задачу химического теплообмена в зоне догорания (за фронтом пламени). По результатам решения во фронте пламени определены 26 ведущих реакций догорания CO и образования NO при участии 14 компонентов. Учитывается конвекция оттока продуктов горения за фронтом пламени. Турбулентная диффузия компонентов определяется на основе $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Учтено нелинейное осреднение констант скорости реакций при турбулентных пульсациях температур. Расчеты выполнены для двигателей с непосредственным впрыском "Mitsubishi" и ВАЗ-21011. Получены трехмерные поля массовых долей компонентов при горении и расширении. Обнаружен фронт неравновесности на периферии камеры сгорания, где скорости реакций в несколько раз превышают общий уровень. По величине скорости реакций в контрольных точках обсуждается различное влияние реакций на содержание CO и NO, а также процессов массопереноса на формирование полей компонентов. Увеличение констант скорости химических реакций при турбулентных пульсациях температуры приводит к значительному (почти двукратному) повышению содержания оксида азота и увеличению (до 10 %) доли оксида углерода. К концу горения наибольшая концентрация оксида углерода сохраняется в зоне свечи зажигания, где горела богатая топливная смесь. В основном поле камеры сгорания доля CO снижается во времени под влиянием ведущих реакций догорания: $\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$, $\text{CO} + \text{HO}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{OH}$ и $\text{CO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{O}$. Скорость первой из них увеличивается на порядок во фронте неравновесности, что значительно ускоряет догорание окиси углерода. Максимальное содержание оксида азота наблюдается в зоне стехиометрической горючей смеси. В области высоких температур реакция $\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$ совместно с реакциями $\text{N}_2 + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{N}$ и $\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{NO}$ интенсивно генерируют окись азота. Вдали от фронта горения концентрация NO уменьшается под воздействием реакций раскисления азота: $\text{N} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}$, $\text{H} + \text{NO} \rightarrow \text{OH} + \text{N}$, $\text{NO} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}_2$. Это уменьшение значительно усиливается во фронте неравновесности за счет реакции $\text{O} + \text{NO} \rightarrow \text{O}_2 + \text{N}$.

Полученные данные позволяют определить конечное содержание CO и NO в выхлопе двигателя.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ И ЛОКАЛЬНЫХ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДИЗЕЛЕ С ОБЪЕМНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Гаврилов В.В., Машенко В.Ю.
СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург

Для решения актуальных проблем повышения технико-экономических и экологических показателей дизелей необходимо применение методов, основанных на математическом моделировании топливоподачи и внутрицилиндровых процессов.

Разработана система математических моделей топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания в дизеле с объемным смесеобразованием. Основными отличительными свойствами моделей являются локальность описания процессов и подтвержденность адекватности моделирования результатами экспериментальных исследований элементарных процессов, а также промежуточных и заключительных стадий комплекса процессов.

При разработке методики расчета топливоподачи за основу принята широко известная динамическая модель. Для улучшения адекватности ее реагирования на изменение длины трубопровода высокого давления уточнены выражения скоростей топлива в его граничных сечениях. Предложены варианты методики расчета распыливания топлива, основанные на моделях моносферного и полидисперсного распада топливной струи. При численном моделировании топливная струя рассматривается как совокупность изолированных друг от друга капель, движущихся в спутном газовом потоке и обменивающихся с ним энергией. Учтено движение газа, вызванное сжатием заряда цилиндра, и радиально

направленным перетеканием заряда в КС. Смоделировано взаимодействие топливных струй со стенками камеры сгорания. При описании неравновесного процесса испарения топлива учтены неоднородность полей скорости, концентрации и температуры компонентов смеси, а также распределение интенсивности турбулентности в газовой фазе струи. Разработана кинетическая модель предпламенных процессов, дающая возможность рассчитывать не только момент времени самовоспламенения горючей смеси, но и положение в пространстве зоны очага воспламенения. Моделирование горения выполнено в форме уравнений химической кинетики, описывающих локальные процессы.

Представленная модель комплекса процессов использована при согласовании параметров топливной аппаратуры, камеры сгорания и заряда цилиндра для ряда судовых среднеоборотных дизелей. Сопоставление результатов расчетов по модели с данными испытаний дизелей показало вполне удовлетворительное их взаимное соответствие. Это позволило сделать вывод о целесообразности применения предложенной модели при решении практических задач, например, задачи обеспечения максимальной топливной экономичности дизеля при ограничении напряженности его конструкции и токсичности отработавших газов.

ИЗМЕРЕНИЕ СКОРОСТИ ПОТОКА РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА ВРЕМЯПРОЛЕТНЫМ МЕТОДОМ

Матиевский Д.Д., Свистула А.Е., Еськов А.В., Силаев Е.С.

Алтайский государственный технический университет, г. Барнаул

Работа посвящена исследованию фундаментальной проблемы смесеобразования топлива в двигателе внутреннего сгорания. Описываемые исследования проводились оптическим времяпролетным методом на экспериментальном стенде распыления топлива в атмосферных условиях. В работе определяется скорость порций топлива через выбранные оптические сечения потока. Приведенная методика определения скорости топливного потока дает предпосылки к созданию стенда комплексной диагностики топливных распылителей в условиях массового производства с целью разбивки их на группы однотипных параметров.

РАЗВИТИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Марченко А.П., Парсаданов И.В.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина

Традиционно одним из приоритетных направлений научных исследований кафедры двигателей внутреннего сгорания НТУ «Харьковский политехнический институт» является разработка методов и математических моделей расчета рабочего процесса дизелей. Начало этому направлению положено выдающимися учеными профессорами Цветковым В.Т. и Глаголевым Н.М. и получило дальнейшее развитие в многочисленных трудах его учеников.

Огромный вклад в разработку расчетных методов оптимизации параметров сгорания внес профессор Разлейцев Н.Ф. Рациональное сочетание расчета, основанного на физико-химическом представлении смесеобразования и сгорания, и эксперимента позволило:

реализовать высокоэффективные рабочие процессы в современных форсированных дизелях;

выявить закономерности образования в цилиндре наиболее агрессивных вредных веществ – монооксида азота и сажевых частиц.

Проводимые в настоящее время на кафедре исследования смесеобразования и сгорания в дизелях связаны с учетом микро- и макрораспределения в характерных для испарения в зонах топливной струи и камеры сгорания: в оболочке струи, в переднем фронте струи, в пристеночной зоне поверхности камеры сго-

рания, в пристеночной зоне крышки цилиндра, у гильзы цилиндра и в зоне контакта соседних топливных струй у поверхности поршня. Результатом этих изысканий явились разработка и идентификация информационно-связанного программного комплекса, обеспечивающего функционирование системы расчетных методов анализа и синтеза индикаторных диаграмм дизелей, и позволяющего выполнить компьютерную оптимизацию рабочего процесса форсированных дизелей в интерактивном режиме.

Для оценки показателей рабочего процесса используется комплексный топливно-экологический критерий, учитывающий уровень затрат на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия отработавших газов на окружающую среду при эксплуатации дизеля. Такая оценка позволила обосновать основное направление топливно-экологического совершенствования дизелей, связанное со снижением расхода топлива и выбросов в атмосферу монооксида азота.

Известно, что при моделировании процесса образования оксидов азота в соответствии с моделью проф. Н.Ф.Разлейцева, выход монооксида азота с отработавшими газами соотносится не с величинами локальных температур и концентраций реагирующих веществ, а непосредственно с динамикой сгорания и некоторыми другими факторами, определяющими рабочий процесс дизеля. Уточнение данной модели предусматривает в процессе выполнения расчетов учитывать динамику образования монооксида азота по дифференциальным выражениям. В этом случае длительность первого периода сгорания определяется из расчета дифференциальных характеристик тепловыделения, что позволяет с большей точностью учесть особенности процесса сгорания в цилиндре двигателя. Повышается также чувствительность модели к изменению влияющих факторов, в том числе и к изменению низшей теплоты сгорания. Применение уточненной модели позволило оценить выброс монооксида азота при использовании в дизелях различных видов альтернативных топлив.

Подсекция 2: КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

ЗАДАЧИ ГИДРОДИНАМИКИ СТРУЙНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Кареньков А.В.

МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Струйное охлаждение поршней остается наиболее простым способом управления температурным состоянием поршня. Организация струйного охлаждения ставит ряд задач. Вот некоторые из них.

1). Увеличение относительной скорости обтекания струей масла поверхности охлаждения поршня без уменьшения расхода охлаждающей жидкости через жиклер, подающий смазку в виде настильной струи на поверхность поршня. Необходимость такой постановки задачи связано с тем, что, как правило, увеличение подачи смазки сопровождается снижением скорости истечения масла из жиклера и утолщением струи;

2). Требуется увеличить период безотрывного обтекания струей смазки поверхности охлаждения поршня. Эта задача связана с динамикой пленки в относительном движении. При разгоне поверхности охлаждения поршня от НМТ возможен срыв струи с поверхности охлаждения или распад струи на фрагменты. Скорость относительного движения струи и конфигурация поверхности охлаждения должны удовлетворять условиям устойчивости обтекания;

3). Требуется рационально оценить роль трехмерных эффектов обтекания струей тяжелой вязкой жидкости охлаждаемой поверхности жидкости. Вероятно, при обтекании струей поверхности охлаждения проявление эффекта «сбояности» струи (локализации распространения струи в окрестности оси струи) существенно. Это приводит к значительной неравномерности охлаждения поверхности поршня.

4). Каково влияние нестационарных гидродинамических факторов (переменности массовых сил, относительной скорости обтекания, колебаний расхода) на теплоотдачу? Следует или нет «модулировать» расход смазки через сопло с тем, чтобы интенсифицировать теплоотдачу или эти эффекты ничтожно мало влияют на средний уровень теплоотдачи?

Конечно, сложность гидродинамической обстановки не позволяет целиком доверяться прогнозам, полученным с помощью гидродинамических моделей течения и теплообмена в струе. Сомнителен эффект применения лицензионных кодов, используемых для расчетов обтекания подвижных поверхностей (турбомашин). Эти коды ориентированы на совершенно другой класс задач, в которых итерационные процедуры решения уравнений Стокса и теплопередачи тестируются и настраиваются на квазилинейных тестовых задачах типа Бюргерса.

Избран компромиссный путь. Уравнения движения и теплообмена записываются в гидравлической (струйной) форме (осреднение на уровне модели). Недостающие величины (скорости и расходы, наличие или отсутствие срывов струи, температурные напоры) берутся из физического эксперимента.

КОНЦЕПЦИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Энергетика является ключевым элементом в экономике любого государства, его безопасности. Значимое место принадлежит автономной мобильной энергетике, основой которой в настоящее время являются поршневые ДВС.

В условиях истощения природных ресурсов и озабоченности мирового сообщества экологическими проблемами ведутся интенсивным поискам альтернативных ПДВС мобильных источников энергии. Поэтому актуальной проблемой является определение вектора дальнейшего развития ПДВС.

Целью данной работы является обоснование варианта концепции развития поршневых ДВС.

В результате многолетних исследований на кафедре ДВС УГАТУ выкристаллизовались основные системные положения концепции:

1. Цикл двигателя – двухтактный с подпоршневой продувкой.
2. Для воздухообмена двигателя должны эффективно использоваться волновые процессы.
3. Двухэтапная организация процесса сгорания за счет вдува обогащенной топливовоздушной смеси и воспламенением струи вблизи ВМГ.
4. Смазка и подавление окислов азота за счет использования воды.
5. Эффективное управление процессами воздухообмена, подачи топливовоздушной смеси и ее воспламенением.
6. Двигатель должен изготавливаться из одного материала или таким образом, чтобы различные материалы с минимальными затратами могли отсортировываться.

Для минимизации воздействия на окружающую среду за счет введения в неё продуктов переработки ископаемого сырья необходимо внедрить ПДВС с кругооборотом веществ в природе. Рассматриваются возможные варианты.

СТРАТЕГИЯ И ТАКТИКА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ СНИЖЕНИЯ ШУМА ДВС В СОСТАВЕ АВТОМОБИЛЯ

Шатров М.Г.

МАДИ (ГТУ), г. Москва

“Правила №51” ЕЭК ООН, регламентирующие предельные показатели шума транспортных средств и предписываемая ими методика определения акустических показателей автомобиля предопределяют, что до 95% нормативной излучаемой им звуковой мощности приходится на его энергетическую установку. Опыт создания транспортных средств показал, что улучшение экологических качеств ДВС без учета автомобиля, в котором двигатель является его подсистемой, обречены на неудачу.

Для современного автомобиля априори можно утверждать, что при доведенных системах впуска и выпуска основным источником его акустического излучения является структурный шум. Структурный шум ДВС, полученный в стендовых условиях в предположении о ненаправленности источника акустического излучения, генерирует звуковую мощность $P_{w\text{ см}}$ и создает интенсивность $J_{\text{см},n}$ в нормативной точке измерительной полусферы радиуса R вокруг автомобиля $J_{\text{см},n} = P_{w\text{ см}} / 2 \pi R^2$.

На пути распространения звука двигателя, капотированного в моторном отсеке автомобиля, часть звуковой энергии рассеивается в подкапотном пространстве. Тогда фактическая интенсивность структурного шума ДВС в точке нормирования составит $J_{\text{см}} = P_{w\text{ см},\phi} / 2 \pi R^2 = k_{\text{кан}} P_{w\text{ см}} / 2 \pi R^2$. Здесь $k_{\text{кан}} = 10^{-0,1 \Delta L_{\text{кан}}}$ - коэффициент звукопоглощения моторного отсека, представляющий собой долю звуковой мощности источников шума, расположенных в моторном отсеке, выходящей за его пределы подкапотного пространства. $\Delta L_{\text{кан}}$ – величина снижения звуковой мощности структурного шума ДВС за счет его капотирования в моторном отсеке. Она задается в техническом задании на разработку автомобиля и может варьироваться в пределах от 3 дБ (акустически не обработанный моторный отсек) до 20 дБ (отсек в виде герметичной капсулы). Она определяет в дальнейшем стратегию виброакустической доводки автомобиля, т.к. требуемая величина $J_{\text{см},\phi}$ в нормативной точке может быть обеспечена двумя способами: уменьшением $P_{w\text{ см}}$ путем реорганизации и доводки рабочего процесса и кон-

струкции двигателя или увеличением звукопоглощения на ограждающих двигатель элементах в его подкапотном пространстве.

Выразим вклад всех источников акустического излучения в суммарный шум автомобиля через их долю относительно структурного шума двигателя. Тогда все источники шума ДВС и автомобиля (шум шин, трансмиссии, воздушные потоки, обтекающие автомобиль) создадут в нормативной точке интенсивность $J_{авт\Sigma} = J_{ДВС} + J_{авт} = [k_{кан} (1+k_{вн}) + k_{вып} + k_{авт}] P_{w\text{ см}} / 2 \pi R^2 = k_{авт\Sigma} P_{w\text{ см}} / 2 \pi R^2$. Здесь $k_{вн}$, $k_{вып}$, $k_{авт}$ – коэффициенты представляющие долю звуковой мощности, излучаемой системами впуска, выпуска, автомобиля относительно звуковой мощности структурного шума двигателя.

При требуемом нормативном уровне шума автомобиля $[L_{норм}]$ необходимо выполнять соотношение $L_{авт\Sigma} \leq [L_{норм}]$. Тогда уровень прогнозируемого структурного шума двигателя автомобиля не должен превышать

$$L_{w\text{ см}} = [L_{норм}] + 10 \lg 2\pi R^2 - 10 \lg k_{авт\Sigma}.$$

При выборе тактики акустической доводки двигателя на стадии его разработки особую актуальность приобретает проблема определения акустических характеристик основных источников структурного шум ДВС: рабочего процесса и соударений между сопряжёнными подвижными элементами ДВС.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МАШИН ПО СКОРОСТЯМ ИЗМЕНЕНИЯ ВИБРОПАРАМЕТРОВ

Костюков А.В.

НПЦ “Динамика”, г. Омск

Доказано теоретически и подтверждено практически, что тренды вибропараметров развиваются по экспоненциальной модели (1) на участках катастрофического износа машин.

Из практики вибродиагностики известно, что различные дефекты развиваются на разных интервалах времени. Следовательно, и стадия катастрофического износа различных узлов занимает разное время, таким образом, продолжительность экспоненциального роста тренда вибропараметра определяется типом дефекта или неисправности, имеющих износ в данный момент времени (т.е. типом процесса износа).

Исходя из вышесказанного, можно производить диагностику технического состояния машин, определяя скорости роста на разных интервалах времени (на разных участках тренда), которые соответствуют различным неисправностям и стадиям их развития. Превышение скорости роста на определенном участке говорит об опасном развитии соответствующего дефекта или неисправности.

В цифровых измерительных системах измерения производятся дискретно с определенной периодичностью. В результате накопления значений по каждому параметру образуются тренды измеряемых параметров. Таким образом, тренд представляет собой дискретную функцию с определенным шагом по времени. Для определения скорости роста вибропараметра в таком случае удобно использовать конечную разность тренда 1-го порядка n -го запаздывания.

Однако известно, что тренд вибропараметра может быть значительно зашумлен (есть случайный процесс нестационарный) вследствие многообразия механических взаимодействий деталей и узлов машины. Например, при случайных отклонениях виброускорения $\Delta A = 1 \text{ м/с}^2$, при $\Delta t = 90 \text{ с.}$, скорость роста изменится на $40 \text{ м/с}^2/\text{час}$. Такие большие скачки при измерении скорости роста будут приводить к ложному определению опасных участков износа. Поэтому необходимо производить фильтрацию мгновенных значений скорости.

Для линейного закона изменения параметров скорость практически неизменна и колеблется вокруг некоторого ожидаемого значения. Оценка скорости роста и ее последующая фильтрация на экспоненциальном участке тренда с применением усреднения значений приведут к заниженному значению скорости роста вибропараметра и, следовательно, к более оптимистическому прогнозу, что опасно и недопустимо.

$$Y(t) = Y_0 \cdot e^{\alpha \cdot t}, \quad V(t) = \alpha \cdot Y(t),$$

$$T_{\text{ндп}} = \frac{Y(t)}{V(t)} \cdot \ln \frac{Y_{\text{ндп}}}{Y(t)}. \quad (1)$$

где t – период работы агрегата;
 Y_0 – значение вибропараметра в начальный момент времени;
 $Y(t)$ – модель тренда вибропараметра;
 $V(t)$ – скорость изменения вибропараметра;
 $T_{\text{ндп}}$ – период прогноза достижения вибропараметра недопустимого значения $Y_{\text{ндп}}$.

При экспоненциальной модели развития тренда, неизменными остаются параметры модели α и Y_0 , следовательно, усреднению нужно подвергать именно эти параметры, а на их основе определять скорость роста и рассчитывать прогноз.

Результаты оценки скорости изменения тренда виброускорения и относительной ошибки его прогноза, построенного по модели, представляющей собой сумму экспоненциальной, периодической и случайной составляющих, показали, что оценка скорости роста по линейной модели занижена на 15-20 % от оценки по экспоненциальной модели, и, как следствие, относительная ошибка прогноза по линейной модели больше на 20-50 % относительной ошибки прогноза по экспоненциальной модели.

Кроме того, ошибка прогноза снижается при уменьшении относительного интервала наблюдения. Таким образом, увеличение запаздывания или уменьшения времени предсказания (интервала прогноза) ведет к снижению ошибки прогноза.

Данная методика расчета скорости роста вибропараметров и прогнозирования технического состояния машин предъявляет минимальные требования к вычислительным ресурсам, так как не требует загрузки и хранения трендов вибропараметров. Для обеспечения работы данной методики требуется своевременная загрузка только одного значения для каждой скорости роста на интервале $\tau = n \cdot \Delta t$ назад и хранение последнего вычисленного значения скорости роста.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПОРШНЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

Онищенко Д.О., Голосов А.С.
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Задача определения теплового состояния поршня дизеля 8ЧН 12/12 была решена в трёхмерной постановке с реальными граничными условиями, полученными экспериментально непосредственно на двигателе [1]. Сопоставление этих результатов с результатами, полученными решением аналогичной задачи в осесимметричной постановке, показало, что несимметричность граничных условий, установленных по непосредственным измерениям, приводит к несимметричному распределению температуры в поршне. Отклонение от симметричности распределения температур объясняется как конструкционными особенностями поршня (наличие бобышек), так и физическими условиями (различные условия трения в поперечных и продольных плоскостях относительно оси пальца, имеющих место при движении поршня).

Экспериментальные исследования показали, что учёт наличия бобышек в трёхмерной модели по сравнению с осесимметричной приводит к тому что, в районе второго и третьего поршневого кольца уровень температуры понижается на 10-15 °С. Кроме того, это приводит к снижению температуры и на тепловоспринимающих поверхностях поршня, а именно в области непосредственно ка-

меры в поршне над бобышками на 15°C. Теплоотводящая роль бобышек в области верхнего компрессионного кольца незначительна.

В целях уменьшения затрат при расчёте на ПК трёхмерный расчёт поршня традиционно сводят к расчёту его четвертинки. Однако, реально даже в случае осесимметричности граничных условий, такое допущение является необоснованным. В частности это приводит к тому что, тепловые потоки, направленные по нормали к плоскостям, делящие поршень на четвертинку, не являются нулевыми (как они обычно принимаются) именно из-за наличия бобышек. Поэтому трёхмерный расчёт теплового состояния следует проводить для полного поршня, а не для его части.

Литература:

Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Москва, изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ АВИАЦИОННОГО ТУРБОДИЗЕЛЯ

Пиралишвили Ш.А., Кучин В.В.¹

РГАТА, г. Рыбинск, ¹ ОАО «НПО «Сатурн, г. Рыбинск

Рассмотрены подходы в расчетно-экспериментальном определении характеристик тепловыделения и граничных условий по теплообмену в деталях цилиндрической поршневой группы (ЦПГ). Представлены экспериментальные данные по индицированию рабочего процесса и термометрированию деталей ЦПГ. Выполнена идентификация расчетной модели и экспериментальных данных. Проведено расчетное моделирование теплонапряженности деталей на режимах, превышающих максимально достигнутые при испытаниях.

Современный мощный ряд авиационных двигателей, устанавливаемых на крыло, выглядит следующим образом: до 100 л.с. 2-х тактные двигатели фирмы Rotax, от 100 до 400 л.с. 4-х тактные двигатели фирмы Teledyne Continental, свыше 1000 л.с. газотурбинные двигатели. На ОАО «НПО» Сатурн» предпринята попытка создания авиационного турбодизеля ДН200 взлетной мощностью 200 л.с. Двигатель 2-х тактный, выполнен по схеме с противоположно движущимися поршнями (ПДП). Имеет три цилиндра размерностью $D/S=70/2 \times 72$. Наддув ($P_k=3,4 \text{ кг/см}^2$) осуществляется по схеме ТКР + нагнетатель «Рута» без охлаждения наддувочного воздуха. Удельный вес двигателя 0.8 кг/л.с. Литровая мощность 120 л.с./л. Среднее эффективное давление $11,5 \text{ кг/см}^2$. Благодаря высокой экономичности ($g_e=166 \text{ г/э.л.с.ч.}$), авиационный турбодизель ДН200 может быть конкурентноспособным, несмотря на больший вес по сравнению с бензиновыми двигателями. На одноцилиндровом отсеке были экспериментально получены параметры крейсерского режима ($N_e=100 \text{ л.с.}$, $n=3700 \text{ об/мин.}$, $g_e=175 \text{ г/э.л.с.ч.}$).

Высокая теплонапряженность ЦПГ привела к «прихвату» поршней, объяснение которого потребовало термометрирования поршней термосталлами ИМТК, гильзы цилиндра термопарами, а также индицирования рабочего процесса индикоскопом AVL 647. Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) методом конечных элементов (МКЭ) с использованием 2D и 3D моделей подтвердил возникновение «прихвата» в результате температурного расширения поршней. Таким образом, для достижения параметров взлетного режима ($N_e=200 \text{ л.с.}$, $n=4700 \text{ об/мин.}$) необходимо было решить проблему высокой теплонапряженности деталей ЦПГ.

Для расчета тепловой и механической напряженности деталей широко используются универсальные программные комплексы, например ANSYS. Для их применения нужны достоверные граничные условия (ГУ) по теплообмену. Целью исследований является создание предметно-ориентированной методики

расчета ГУ по теплообмену на поверхности камеры сгорания на всех режимах работы двигателя.

В качестве базовой методики выбрана известная программа совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния деталей ЦПГ (разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана) в одномерной осесимметричной постановке задачи. Для решения обратной задачи определения выделения тепла с учетом неадиабатности рабочего процесса при обработке экспериментальной индикаторной диаграммы программа была доработана, так чтобы расчет выполнялся по фактически замеренному значению давления газа в цилиндре. Расчет выполнялся с шагом в 1 градус по углу поворота коленчатого вала. Расчет теплового состояния деталей выполнялся в стационарной постановке задачи.

Для предельно достигнутой при испытании мощности получены характеристики тепловыделения при сгорании топлива и проведена идентификация формулы Вибе для тепловыделения и формулы Вошни для расчета мгновенных коэффициентов теплоотдачи рабочего тела со стенками камеры сгорания:

Граничные условия теплообмена в системе охлаждения гильзы цилиндров и полива масла на внутреннюю поверхность поршня приняты с учетом рекомендаций, приведенных в литературе.

Результаты выполненного на крейсерском режиме термометрирования деталей ЦПГ позволили получить математическую модель двигателя и ГУ по теплообмену на поверхности камеры сгорания на всех режимах работы двигателя.

Программа позволяет обрабатывать экспериментальные индикаторные диаграммы и моделировать еще экспериментально не достигнутые режимы работы двигателя и ГУ по теплообмену.

Расчет взлетного режима показал необходимость введения охлаждения наддувочного воздуха или применения составных поршней со стальной накладкой.

На базе 1D-модели МКЭ создана математическая модель авиационного турбодвигателя с ПДП, которая позволяет моделировать параметры рабочего процесса и теплового состояния деталей ЦПГ с учетом экспериментальных индикаторных диаграмм. В отличие от существующих методов обработки индикаторных диаграмм разработанный метод позволяет определить не только качественные, но и количественные параметры тепловыделения.

Полученные в результате моделирования граничные условия по теплообмену в камере сгорания позволяют связать результаты испытаний двигателя с расчетами НДС деталей ЦПГ на 2D и 3D -моделях МКЭ в универсальных программных комплексах (таких как ANSYS).

Проведенные экспериментальные и расчетные исследования рабочего процесса авиационного турбодвигателя с ПДП подтвердили принципиальную возможность достижения заявленных параметров двигателя.

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ДВС

Гуляков Р.А., Еникеев Р.Д., Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Традиционный подход к разработке источников характеризуется следующим:

- разработка единого энергетического комплекса заменяется разработкой первичного двигателя и генерирующей системы вне связи друг с другом;
- используется устаревшие подходы к проектированию как первичных двигателей, так и генерирующих систем;
- отсутствует единая концепция проектирования источников электроэнергии (ИЭ) различного назначения.

Обеспечение важнейших показателей ИЭ на уровне современных требований, в первую очередь массогабаритных показателей, в рамках существующего подхода к разработке ИЭ невозможно.

Анализ показывает, что традиционные дизельные и бензиновые двигатели исчерпали возможности своего совершенствования. Тем не менее, принципиально поршневой двигатель внутреннего сгорания, на сегодняшний день, не имеет конкурентов в качестве первичного двигателя. При решении проблем производства, хранения и использования водородного топлива возможна конкуренция только с электрохимическими генераторами. Таким образом, проблема обеспечения важнейших показателей ИЭ сводится к разработке ДВС с новым рабочим процессом и рабочими характеристиками, способным обеспечить максимально полное использование энергии топлива.

Работа ставила своей целью разработку принципов проектирования ИЭ на базе ДВС и испытания ИЭ в стендовых и эксплуатационных условиях. На основе анализа современных требований к ИЭ сформулированы принципы их проектирования.

1. ИЭ должны проектироваться и конструироваться как единые системы автоматического управления (САУ ИЭ) с основными элементами в виде двигателя внутреннего сгорания (ДВС), системы генерирования (СГ), супервизора (СВ), выполняющего согласование рабочих точек ДВС и СГ в рамках текущей задачи САУ ИЭ.

2. САУ ИЭ должны обеспечивать работу в качестве источника электрической энергии с различными номинальными напряжениями и частотами в гостимулируемой номенклатуре с приводом ГС от ДВС с нефиксированной частотой вращения.

3. САУ ИЭ, путем изменения рабочей точки ДВС в широких пределах по специальному закону, должна достигать: минимума удельного расхода топлива (экономичный режим – ЭР), минимума шумности (скрытный режим - СР), минимального времени на переходные процессы (режим повышенной готовности - РПГ), минимума токсичных выбросов (малотоксичный режим - МТР), и иных экстремумов или целевых функций, в зависимости от условий, диктуемых окружающей средой и пользователем.

4. Применение нефиксированной рабочей точки САУ ИЭ действиями СВ в отношении ДВС и СГ должно обеспечивать возможность конструирования электростанций с равными максимальными мощностями ДВС и генератора (конструирование по минимуму веса и объема - КМВО).

5. Определяющим компонентом в САУ ИЭ, следует считать ДВС со специальной – «растянутой» по частоте вращения коленвала моментной характеристикой, безэкстремумной характеристикой системы смесеобразования и динамикой топливо-газо-воздушного тракта, согласованной с динамическими параметрами компонентов САУ.

6. При разработке САУ ИЭ требуется разрабатывать СГ с «пластичной», изменяемой в зависимости от рабочей точки двигателя, токоскоростной характеристикой и динамическими характеристиками, приемлемыми с точки зрения ДВС. Например, необходимо реализовывать искусственное затягивание переходных процессов и оптимизировать их траекторию, а также вводить имитацию центробежных муфт и ограничителей оборотов.

7. СГ с нефиксированной частотой вращения должна поддерживать динамическое, «на лету», согласование с ДВС мгновенных рабочих точек в рамках САУ по критериям ЭР, СР, МПГ и МТР. Переходные режимы должны не противоречить подходу КМВО.

8. Реализация названных режимов в САУ ИЭ должна сопровождаться значимым улучшением показателей по весу, объему, ресурсу, времени готовности к принятию полной нагрузки, экологическим характеристикам.

Таким образом, САУ ИЭ должна проектироваться как единая система в силу необходимости согласования характеристик всех компонентов для обеспечения эффективной работы в любом из вышеперечисленных режимов.

В настоящее время разработан и успешно испытан ИЭ народнохозяйственного назначения, реализующий элементы разработанного подхода. Представлены результаты стендовых и эксплуатационных испытаний.

МАСЛА ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Тиняков А.Н.

СП «Лубризол», г. Москва

Масла для тепловозных дизелей имеют существенные отличия от масел для тяжело нагруженных дизелей магистральных грузовиков и внедорожной техники (HD – Heavy Duty oils). Как правило, по уровню эксплуатационных свойств они не превышают уровня CD для четырёхтактных дизелей, но имеют более высокое щелочное число, поскольку стандарты на дизельное тепловозное топливо позволяют более высокое содержание серы. В тепловозных маслах имеется классификация, разделяющая масла на поколения (см. Таблицу 1).

Тепловозные масла, выпускаемые Российской промышленностью: М-14В2, М-14Г2цс, М-16ДР, по-видимому, можно отнести к маслам II поколения. Нужно отметить, что щелочное число (TBN – Total Base Number) выше 13 мгКОН/г в маслах IV-V поколений рекомендуется для топлив с содержанием серы более 0,5%. Тенденция понижения серы в дизельных топливах не имеет такого ярко выраженного характера, как автомобильных топливах. Европейский стандарт EN 590, ограничивающий содержание серы в топливе уровнем 350 ppm, не распространяется на топлива для тепловозов и внедорожной техники, не говоря уже о более жёстких национальных стандартах, которые требуют к 2007 году практически нулевого уровня серы. Однако требования по сере будут ужесточаться и по отношению к топливам для железных дорог.

Как видно из таблицы, уже начиная с масел III поколения, в рецептуры тепловозных масел включены беззольные дисперсанты. Когда мы говорим о резерве щелочного числа, следует иметь в виду не столько его высокий исходный уровень, который может быть легко обеспечен, сколько скорость срабатывания щелочного числа (TBN retention), и именно этот показатель позволяет увеличить срок смены масла при увеличении ресурса двигателя. Практика показывает, что без эффективно работающей композиции дисперсантов этого сделать нельзя. Можно утверждать, что решение задачи по увеличению срока смены масел в тепловозных дизелях до 100 000 км с использованием рецептур присадок не содержащих дисперсантов, ни теоретически, ни практически невозможно. Известны примеры и из отечественной практики, когда масла, имеющие более низкое исходное щелочное число позволяли сохранить его более высокий уровень в конце испытания при лучшем состоянии двигателя, чем масла, имевшие более высокое исходное щелочное число, как это было, например, при испытаниях на карьерных самосвалах в Нюрнгри, проведённых НАМИ в 1993-1994 годах.

Вывод: Для обеспечения срока смены масла 100 000 км пробега в современных четырёхтактных тепловозных дизелях, имеющих низкий уровень масла на угар (до 0,5 г.кВт.час) и высокий уровень форсирования (P_{ме} до 2,1МПа) необходимо применять масла, имеющие высокие нейтрализующие свойства (щелочное число не менее 13 мгКОН/г) и высокие диспергирующие свойства.

Таблица 1

По-ко-ле-ние	Год введения	TBN поASTM D 2896 мгКОН/г	Требования эксплуатации	Особенности рецептур
I	1958	5		
II	1964	7	Увеличенный срок службы фильтра	Применение первых дисперсантов

	1969	7	Улучшенная защита от пригорания колец (дизели GE)	Улучшенные детергентные свойства для уменьшения отложений нагара в верхней канавке
III	1970	10	Увеличенный запас нейтрализующих свойств	Более высокая щёлочность
	1975	10	Улучшенный контроль за нерастворимыми продуктами	Более высокие диспергирующие свойства
IV	1976	13	Дальнейшее улучшение нейтрализующих свойств и контроля за нерастворимыми продуктами	Увеличенные щёлочность и диспергирующие свойства
V	1989	13-20	Улучшенные антиокислительные свойства	Более эффективные антиокислительные присадки

УДАРНЫЕ И КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАЛОПРОВОДОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Румб В.К., Андреев Д.В.

Морской Технический Университет, г. Санкт-Петербург

В настоящее время для расчета крутильных колебаний валопроводов энергетических установок с ДВС используется энергетический метод. Этот метод, наряду с простотой применения, имеет ряд недостатков. В частности, к таким недостаткам можно отнести представление возмущающего момента в виде гармонического ряда, с удержанием доминирующих гармоник, что не может гарантировать высокой точности расчета. К тому же возмущающий момент должен обладать постоянством от цикла к циклу. Однако, в реальности возмущающие усилия часто носят случайный и явно ударный характер. Примерами такого воздействия является плавание во льдах судна ледового активного плавания, когда лопасть ударяется о лед, или пахота трактором целины, когда под плуг попадает валун. В таких случаях предлагается использовать для расчета крутильных колебаний метод главных (нормальных) координат. Этот метод, при переходе от обобщенных к главным координатам, позволяет представить колебания многомассовой дискретной модели в виде независимых друг от друга дифференциальных уравнений. Это позволяет представить решение каждого уравнения в виде интеграла Дюамеля. После решения всех уравнений осуществляется переход к обобщенным координатам.

Для определения нагрузок со стороны гребного винта используется метод имитационного моделирования, заключающийся в том, что случайные величины, такие как время между ударами, координата удара, масса льдины и др. описываются одним из законов распределения случайных величин. Так, например, время между ударами, по многочисленным исследованиям, подчиняется экспоненциальному закону. Для определения ударной силы и напряженно-деформированного состояния валопровода вследствие удара, используется уравнение энергетического баланса и уравнение движения. Преобразуя эти уравнения и решая методом последовательных приближений, при известных координатах соударения и массы льдины, получаем вид ударной силы. Максимальные значения ударной силы могут достигать «900 кН, при оборотах гребного вала 100 об/мин, и массе льдины 200 кг. Далее, зная механические свойства льда, которые также являются случайными величинами, можем определить необходимое усилие для прорезания льдины. Таким образом, зная координату удара, определяем момент со стороны гребного винта в результате взаимодействия

лопасти со льдом. Максимальные значения этого момента могут превышать номинальный момент двигателя в 6 раз, что согласуется с экспериментальными данными.

Полученные зависимости, в совокупности с имитационным моделированием, позволяют получить аналитическое описание ударного воздействия на лопасти гребного винта, и могут использоваться для расчетов валопроводов судов активного ледового плавания методом главных координат.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СОПРЯЖЕНИЯ КУЛАЧОК-ТОЛКАТЕЛЬ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО СИНТЕЗА ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

Васильев А.В., Дейниченко Е.Д., Попов Д.В.

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

Улучшение мощностных, экономических и экологических показателей современных ДВС связано с совершенствованием процессов газообмена, что зачастую сопровождается ростом нагрузок на детали механизма газораспределения (МГР), в том числе в сопряжении кулачок-толкатель. В связи с этим участились повреждения рассматриваемой пары, в частности, изнашивание ее рабочих поверхностей. Выполненные ранее исследования показали, что износ данного сопряжения приводит к существенному снижению мощности двигателя, его топливной экономичности, увеличению токсичности отработавших газов и динамических нагрузок в клапанном приводе, что обусловлено нарушением конфигурации кулачка.

Известно, что значительным резервом повышения износостойкости сопряжения кулачок-толкатель, наряду с технологическими мерами, является рациональный выбор профиля кулачка. При этом специально разработанные для решения рассматриваемой задачи методы профилирования кулачков главным образом ориентированы на улучшение гидродинамики смазки пары кулачок-толкатель, существенно влияющей на её изнашивание. Однако понятно, что скорость изнашивания поверхности кулачка зависит также от свойств материала, контактных напряжений и условий контакта.

В связи с этим в данной работе осуществлено дальнейшее развитие пошагового численного метода синтеза закона движения толкателя, связанное с введением ограничения на задаваемую величину интенсивности изнашивания, учитывающую, наряду с гидродинамикой смазки, все перечисленные выше факторы. Разработанные алгоритм и компьютерная программа позволяют проектировать такие кулачки, у которых обеспечивается выравнивание интенсивности изнашивания на участках их предельно допустимых значений. При этом в качестве функции цели используется время-сечение клапана. В работе приведены полученные законы движения толкателя и характеристики сопряжения для различных типов и кинематических схем МГР, в частности, двигателей ВАЗ и 8ЧВН15/16.

Коэффициент трения и интенсивность изнашивания определялись по методике Ю.Н. Дроздова и Ю.В. Воробьева, учитывающей, наряду с толщиной смазочной плёнки, такие факторы, как микротвёрдости, модули упругости контактирующих материалов, скорости перемещения точки контакта по кулачку и толкателью, шероховатости поверхностей, вязкость смазки, а также её зависимость от давления и температуры. С целью идентификации используемых в расчёте полуэмпирических зависимостей, а также для исследования трибологических условий работы сопряжения кулачок-толкатель и динамики МГР была создана экспериментальная установка, представляющая собой клапанный механизм двигателя ВАЗ, приводимый от лабораторной электрической машины. При работе механизма обеспечивается автоматическое поддержание теплового режима и регулирование частоты вращения распределительного вала. Данная установка позволяет проводить ускоренные и сравнительные испытания кулачков, спроектированных тем или иным способом.

В статье также приведены методика и результаты исследования влияния изнашивания профиля кулачка на динамику МГР и показатели двигателя. Данное исследование выполнено на основе математического моделирования с использованием разработанного комплекса компьютерных программ.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Т02–06.7-2703 Министерства образования и науки РФ.

РАДИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК С НАДДУВОМ ГАЗА И ПОДАТЛИВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Батуев Б.Б., Самсонов А.И.

Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток

В данной работе представлены исследования характеристик радиального подшипника с наддувом газа и податливой поверхностью.

Конструкция подшипника предусматривает наддув смазочного воздуха в зазор через один ряд питателей, расположенных по середине длины подшипника. Податливая поверхность представляет собой два лепестка. Для данной конструкции подшипника разработана математическая модель и составлена программа расчета основных интегральных характеристик, таких как несущая способность, мощность трения, угол положения линии центров на языке программирования С++, позволяющая провести численный эксперимент. Она позволяет наглядно увидеть распределение давления в смазочном слое подшипника.

Расчет основных характеристик подшипника произведен с учетом прогиба лепестков и изменения коэффициента расхода воздуха через питатели, а также зависимость их от переменных параметров, таких как параметр А, учитывающий расход воздуха через питатели, жесткость упругой подложки, зазора при концентрическом положении цапфы подшипника.

Анализ полученных результатов позволяет дать определенные рекомендации по конструкции подшипника, жесткости применяемых материалов упругой подложки, обеспечивающей податливость рабочей поверхности, оптимальном количестве питателей и их диаметре.

На рис.1 представлен один из графиков - зависимость относительной несущей способности подшипника w_b от относительного эксцентриситета, выступающего в роли нагрузочного фактора.

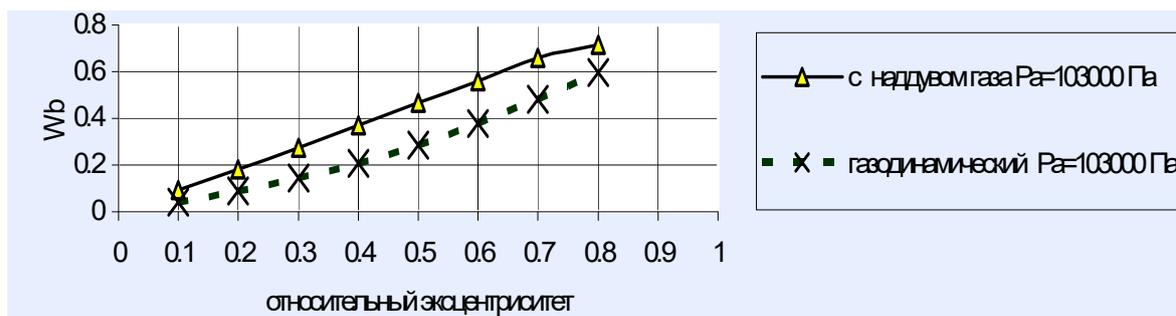


Рис. 1. Зависимость w_b от относительного эксцентриситета ϵ со следующими параметрами подшипника: $\lambda=0.8$; $a=0,623$; $n=110000$ об/мин $P_s=250000$ Па.

Данный график показывает увеличение несущей способности подшипника после применения наддува смазочного воздуха по сравнению с чисто газодинамическим вариантом подшипника, при одинаковых граничных условиях и конструкции подшипника.

ГИБРИДНЫЕ ОСЕВЫЕ ПОДШИПНИКИ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ ДЛЯ ТУРБОМАШИН

Грибиниченко М.В., Самсонов А.И.

Цель научно-исследовательской работы – разработка методики расчета осевого гибридного подшипника на газовой смазке и получение рекомендаций по проектированию данной опоры.

Подшипники с газовой смазкой по принципу создания несущей способности разделяются на две основные группы: газодинамические и газостатические.

Исследуемый подшипник на газовой смазке, совмещает свойства газодинамических и газостатических подшипников, т.е. является гибридным. Данная опора имеет профилированную рабочую поверхность в виде клиновидных участков и участков с постоянным зазором, а через отверстия (питатели) расположенные по окружности в смазочный зазор подается газ (рис.1).

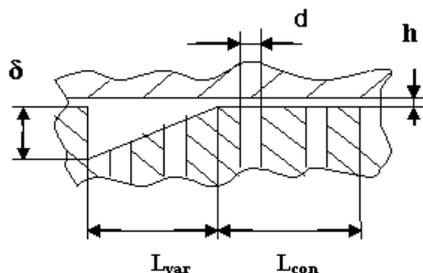


Рис. 1. Клиновидно-равномерный сектор рабочей поверхности осевого подшипника.

Расчет основывается на математической модели, которая выведена из общих уравнений движения вязких сжимаемых жидкостей (уравнения Навье – Стокса) и представляет собой систему уравнений, с помощью которых рассчитывается распределение давлений в смазочном слое подшипника.

При известном распределении давлений не представляет труда определение интегральных характеристик подшипника: несущей способности, жёсткости, расхода газа на смазку, момента и мощности трения.

Составленная на основе математической модели программа расчета на языке программирования C++, позволила провести численный эксперимент по определению свойств осевого гибридного подшипника.

Эксперимент показал, что при правильно выбранных параметрах гибридный подшипник имеет преимущества как по сравнению с газодинамическими, так и газостатическими подшипниками.

Разработаны рекомендации по проектированию гибридных подшипников (определение основных конструктивных элементов).

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ МАШИН В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Леонов И.В., Леонов Д.И.¹

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва, ¹ООО «Elast-Technologies LLC», г. Москва

Развитие машиностроения происходит в острой конкурентной борьбе, основными приёмами которой являются повышение эффективности машин, под которой понимается, в первую очередь, их производительность и расход энергии в эксплуатационных условиях. Правительством РФ приняты «основные положения энергетической стратегии РФ на период до 2010 года». В соответствии с этой программой поставлены следующие задачи:

Реконструкция и перевооружение топливно-энергетического комплекса.

Снижение расхода энергии в промышленности и коммунальном хозяйстве.

Конструирование высоко эффективного энергосберегающего отечественного импортозамещающего оборудования.

Одним из основных направлений научных исследований при решении поставленных в программе задач является разработка методов расчёта экономических характеристик машин на основе методов оптимизации. Использование методов оптимизации в свою очередь требует разработки обоснованных критериев оптимизации, характеризующих эффективность эксплуатации машин.

Снижение расхода энергии является одним из наиболее важных вопросов, решаемых при проектировании энергетических машин. Универсальным критерием расхода энергии является КПД машины. Рассмотрение энергетического баланса энергетической машины в самом общем виде позволило выделить перспективные возможные направления повышения экономичности машин в условиях эксплуатации на базе моделирования мгновенного и циклового коэффициентов полезного действия при проектировании машин. Такими универсальными методами повышения экономичности машин различного назначения является применение рекуперированных устройств при работе на неустановившихся режимах с динамическим торможением и применение разгружающих устройств, позволяющих снизить номинальную мощность и расход энергии установленного двигателя без снижения динамических качеств.

На основе разработанной общей теории математическим моделированием выявлены следующие возможности снижения расхода энергии при эксплуатации машин:

Возможность снижения на 30% расхода топлива гибридных автомобилей с ДВС, оснащённых рекуператорами энергии при работе в цикле «разгон-торможение».

Выявлена возможность повышения экономичности некоторых типов грузоподъёмных машин в цикле «подъём – опускание» грузов рекуперацией энергии.

Процесс многостадийного механического измельчения изношенных автомобильных шин имеет коэффициент полезного действия $\eta = 4-5\%$. Методами механики разрушения получена математическая модель удельного расхода энергии в зависимости от прочности, модуля упругости и напряжённого состояния измельчаемого материала. Получен патент РФ на экономичный способ измельчения изношенных автошин, который включен в реестр перспективных изобретений России и получил серебряную медаль на международном салоне интеллектуальной собственности «Архимед-2003».

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРОВ НА РАДИАЛЬНЫХ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ ДЛЯ СЛУЧАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЕЦЕССИИ ПО МЕТОДУ МАЛЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ

Овсянников С.В., Дидов В.В., Самсонов А.И.

Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток

Целью проведения данных исследований является определение максимальной безразмерной амплитуды колебаний цапфы ротора A_{max}/E_m в зависимости от частоты вращения ротора при различных значениях безразмерных параметров:

\bar{P}_a - относительное давление на торцах подшипника; λ - относительная длина подшипника; \bar{L} - относительное расстояние от торца подшипника до первого ряда питателей; m - параметр режима подшипника. Метод малых возмущений заключается в линеаризации нестационарного уравнения Рейнольдса и уравнений движения ротора и определении амплитуды вынужденных колебаний ротора по уравнениям движения ротора под действием дисбаланса. В результате такой линеаризации динамические характеристики подшипников представлены в виде совокупности коэффициентов жесткости и демпфирования, которые затем подставляются в линеаризованные уравнения движения ротора. Результаты расчётов представляются в виде графиков, см. рис. 1.

Зависимость A_{max}/E_m от ω при разных значениях P_a . Жёсткое закрепление

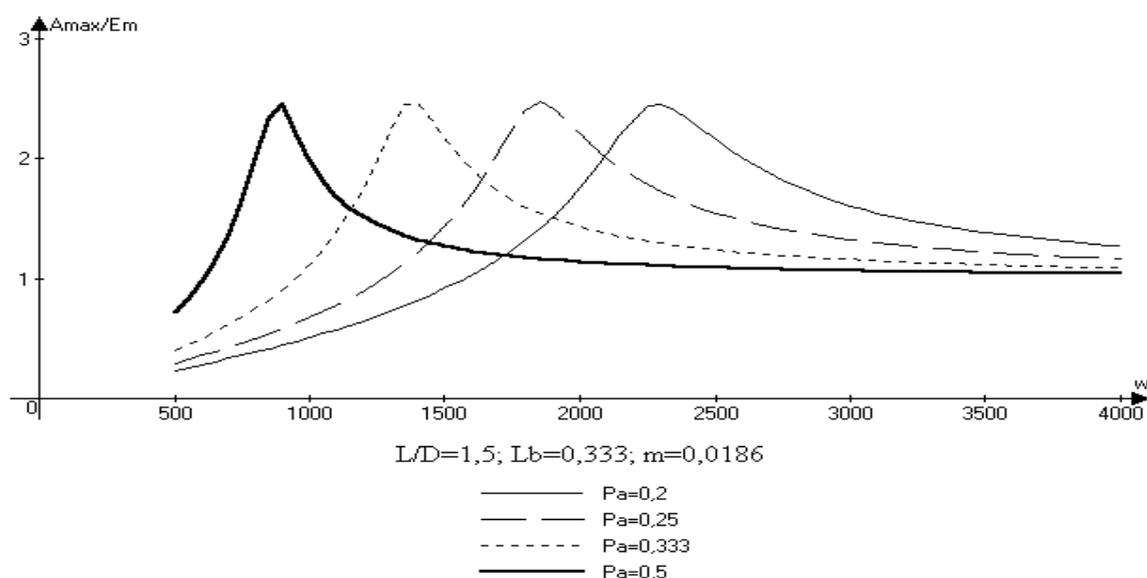


Рис.1. Зависимость A_{max}/E_m от ω при разных значениях $\overline{P_a}$

На основе метода малых возмущений составлена программа на алгоритмическом языке ФОРТРАН, позволяющая проводить анализ динамической устойчивости жёсткого ротора на радиальных газостатических подшипниках в зависимости от параметров, перечисленных выше. Результаты расчёта записываются в текстовый файл в удобном для построения графиков формате.

МОНИТОРИНГ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

Костюков В.Н., Тарасов Е.В.

НПЦ «Динамика», г. Омск

Подшипник качения (далее подшипник) является основным элементом, от которого зависит работоспособность любого машинного агрегата, так как надёжность подшипника ограничивает срок эксплуатации агрегата. Процессы деградации и усталостного разрушения подшипников различны и проходят в несколько стадий. Количество стадий разрушения зависит от тяжести развивающегося дефекта и условий эксплуатации агрегата. По количеству и интенсивности стадий разрушения можно выделить три основных периода разрушения подшипника:

- зорождения дефекта;
- развития дефекта;
- катастрофических (необратимых) разрушений.

При этом усредненная оценка интенсивности стадий разрушения при зарождении дефекта находится на уровне 0,3 стадий в сутки, при развитии дефекта - 0,67 стадий в сутки и при катастрофических разрушениях 1,4 стадии в сутки. Так же различаются и силы воздействующие на разрушающийся подшипник проявление которых выражается в изменении виброускорения. При зарождении дефекта скорость изменения виброускорения составляет 10 м/с^2 , при развитии дефекта - 50 м/с^2 и при разрушении элементов подшипника свыше 50 м/с^2 .

Тренды многостадийных процессов разрушения подшипника описываются распределением Вейбулла - Гнеденко, при этом аппроксимация процесса производится с достоверностью не ниже 0,93, что подтверждает адекватность данных математических моделей.

Полученные данные позволяют осуществить разработку математического аппарата позволяющего при появлении роста параметра виброускорения обес-

печить расчет процесса разрушения, провести раннюю диагностику и построить прогноз работоспособности оборудования.

О ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Костюков В.Н., Науменко А.П.

НПЦ «ДИНАМИКА», г. Омск

Контроль технического состояния поршневых машин и, в частности, двигателей внутреннего сгорания (ДВС), основывается на анализе параметров характеризующих и сопровождающих работу машины, а также на основе анализа её динамики. При этом определяющими факторами являются структурные параметры машины, характеризующие состояние деталей и узлов, связанные с износом. Диагностические параметры или признаки, т.е. параметры сигналов, характеризующие проявление структурных параметров, наиболее эффективно можно определять по параметрам виброакустического сигнала. В настоящее время в связи с большим парком транспортных ДВС становится актуальной задача их диагностирования на станциях технического обслуживания, а также задача мониторинга состояния транспортных ДВС по параметрам виброакустического сигнала. Поэтому развитие методов диагностирования поршневых машин по параметрам виброакустического сигнала является актуальной проблемой.

Экспериментальные исследования в области виброакустического диагностирования ДВС связаны со значительными затратами на разработку, изготовление и содержание стендов. Более реально использовать для проведения экспериментальных исследований стационарные компрессорные установки, результаты которых можно перенести и на ДВС. Такой подход правомерен, если контроль технического состояния ДВС проводить при их прокрутке, что позволяет избавиться от мощного виброакустического сигнала процесса сгорания.

Измерение и сохранения виброакустических сигналов в базах данных за последние 9 лет стационарной системы мониторинга технического состояния КОМПАКС, а также персональной системы автоматической диагностики Com-racs-micro с датчиков, установленных на различных узлах поршневого компрессора, позволили накопить солидную базу данных сигналов и данных, связанных с эксплуатационным износом различных узлов и деталей компрессоров.

В частности, выявлены диагностические признаки неисправностей клапанов, износа деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-ползунного механизма, что позволило разработать методические основы диагностирования поршневых машин, а также провести нормирование вибропараметров различных его узлов.

В докладе приводятся примеры из практики диагностирования различных неисправностей поршневых машин с описанием их диагностических признаков.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ

Мищенко Н.И., Заренбин В.Г.¹, Колесникова Т.Н.¹

Донецкий институт автомобильного транспорта, Украина, г. Донецк,

¹Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, Украина, г. Днепропетровск

Среди различных способов повышения топливной экономичности ДВС является регулирование степени сжатия (ϵ) на частичных нагрузках. Применительно к бензиновым двигателям предложено большое количество различных механизмов изменения ϵ . Среди них следует упомянуть прежде всего двигатели фирм SAAB (Швеция), Daimler Chrysler (Германия), Sandia (США), ГНЦ НАМИ (Россия) и др.

Недостатками их являются недоиспользование резерва повышения эффективного КПД двигателя из-за ограничения максимальной ϵ на частичных нагрузках вследствие значительного роста потерь на трение с повышением степени

сжатия ϵ свыше 12+14, а также сложность реализации переменной степени сжатия. В известных двигателях механизмы изменения ϵ имеют сложную конструкцию, требуют больших затрат энергии на привод самого механизма и обладают сравнительно низким быстродействием, что особенно важно для бензиновых ДВС, где в момент изменения режима работы возникает кратковременная детонация.

С точки зрения повышения ϵ на малых нагрузках свыше 14 перспективным является бесшатунный двигатель (БД), в котором отсутствует боковое давление поршня на стенки цилиндра. В БД, в отличие от известных двигателей, эффективный КПД имеет тенденцию повышаться при увеличении ϵ до 17 и выше вследствие относительно малых потерь на трение на всех режимах. Кроме того, на базе этого двигателя значительно проще можно реализовать переменную ϵ .

При участии авторов в Донецком национальном техническом университете (Украина) разработан экспериментальный одноцилиндровый двухтактный двигатель с $\epsilon = \text{var}$ на базе ранее созданного в ДонНТУ бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом. Степень сжатия изменяется на работающем двигателе в пределах от 7 до 21 с помощью специально разработанного механизма изменения ϵ .

В БД регулирование ϵ на частичных нагрузках в диапазоне от 7 до 19 повышает топливную экономичность на 30+45 %. Выбросы СН с отработавшими газами снижаются на 30+40 %, а концентрация NOx возрастает в 2+3 раза, однако при этом эмиссия оксидов азота не превышает 100 ppm и остается гораздо ниже, чем у четырехтактных бензиновых ДВС. Разница в величине механических потерь в бесшатунном и классическом двигателях с повышением ϵ существенно возрастает.

В БД удельный эффективный расход топлива (g_e) снижается с повышением ϵ до 17 и выше на всех скоростных и нагрузочных режимах. В исследуемом классическом ДВС при степени сжатия 14 происходит увеличение g_e из-за роста потерь на трение. Механизм изменения ϵ имеет высокую чувствительность. Так, при частоте вращения вала двигателя 6000 мин⁻¹ изменение ϵ на единицу происходит в течение 1+3-х рабочих циклов. На привод механизма затрачивается незначительная энергия (0,1+0,2 % максимальной мощности двигателя).

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ С УПРАВЛЯЕМОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ И ХОДОМ ПОРШНЯ

Иващенко Н.А., Нестеров И.А., Конохов В.А., Кавтардзе З.Р., Рогов В.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Одним из перспективных направлений совершенствования двигателей внутреннего сгорания является реализация управляемого движения поршня. Поршневая машина с регулируемым ходом поршня позволяет независимо от частоты вращения коленчатого вала перемещать геометрическое расположение ВМТ и НМТ, что расширяет возможности традиционного цикла работы двигателя.

Регулируемая скорость и ход поршня, независимо от частоты вращения коленчатого вала, дает широкие возможности разнообразить обычный цикл как бензинового, так и дизельного двигателя.

Одной из важнейших особенностей двигателя с регулируемым ходом поршня является возможность осуществления продолженного наполнения и продолженного расширения. Реализация продолженного наполнения позволяет перейти от регулирования мощности двигателя дросселированием на впуске регулированием двигателя изменением количества заряда при неизменном коэффициенте наполнения за счет изменения хода наполнения.

Конструкция двигателя с управляемым движением поршня позволяет производить и регулируемый выпуск отработавших газов, совершая внутрицилиндровую рециркуляцию, что приведет к уменьшению содержания оксидов азота в отработавших газах.

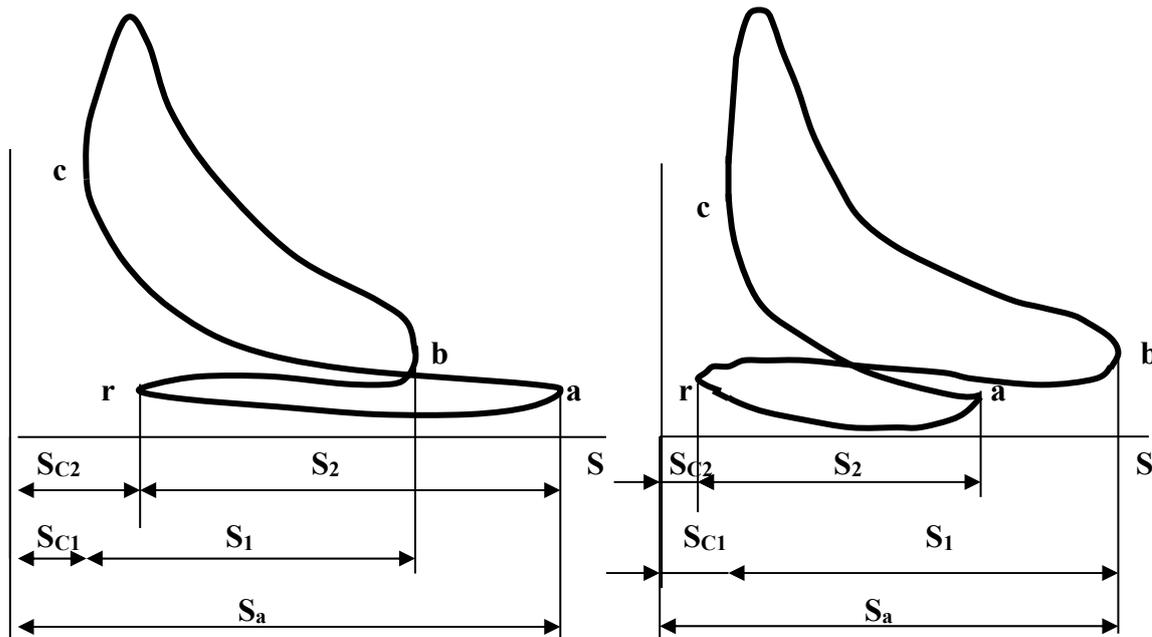


Рис. 1

Рис. 2

Для обеспечения более полного выпуска отработавших газов конструкция позволяет уменьшить камеру сжатия до необходимого по технологическим соображениям минимума, снизив коэффициент остаточных газов.

Двигатель с регулируемым ходом поршня позволяет сделать рабочий цикл многофакторным от остановки поршня до двойного хода, изменения скорости поршня, что в конечном счете обеспечит оптимальные условия для совершения теплового процесса двигателя с высокими эффективными и токсичными показателями.

Возможность изменения положения ВМТ и НМТ для каждого хода поршня по отдельности требует введения дополнительных параметров для характеристики рабочих циклов: степень общего расширения в цилиндре δ_0 , равная отношению объема цилиндра в конце хода расширения к объему цилиндра в начале расширения, степень выталкивания ε_v , равная отношению объема цилиндра в начале хода выталкивания к объему цилиндра в конце такта выталкивания, степень наполнения δ_n , равная отношению объема цилиндра в конце хода наполнения к объему цилиндра в начале хода наполнения, а также степень сжатия в цилиндре ε_0 , равная отношению объема цилиндра в начале хода сжатия к объему цилиндра в конце хода сжатия.

Согласно рис. 1 рабочий ход величиной S_1 не равен ходу наполнения S_2 , объем камеры сжатия S_{C1} не равен объему камеры выталкивания S_{C2} . На рис. 1. приведен цикл, в котором ход наполнения превышает ход расширения (рабочий ход), т.е. представлен цикл с продолженным наполнением. Возможны и другие варианты организации цикла. Например, при $S_{C2} = S_{C1}$ и $S_1 > S_2$ (Рис. 2) имеем один из вариантов цикла с продолженным расширением (цикл Гемфри).

Существенно, что и степень полного расширения, и степень наполнения можно корректировать в довольно широких пределах.

В докладе рассмотрены особенности различных реализаций циклов с управляемым движением поршня, в том числе особенности цикла с продолженным наполнением, особенности цикла с продолженным выпуском, влияние степени выталкивания, влияние степени продолженного расширения, влияние продолжительности остановки поршня в ВМТ на показатели двигателя, а также рассмотрена стратегия формирования внешних скоростных характеристик двигателей с управляемым ходом поршня.

СПЕКТРАЛЬНАЯ МАТРИЦА ВИБРАЦИИ В АВТОМАТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ МАШИН ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Бойченко С.Н.

НПЦ «Динамика», г. Омск

В настоящее время для диагностики машин циклического действия различных типов (двигателей, компрессоров, насосов) используются переносные и стационарные системы, в состав которых входят экспертные системы (ЭС) автоматической диагностики и прогнозирования технического состояния.

При использовании ЭС в реальном производстве актуальной является задача построения системы, инвариантной к типу диагностируемого оборудования и режиму его работы. Для решения поставленной задачи были разработаны диагностические алгоритмы, работающие с набором диагностических признаков, получаемых из спектра виброакустического сигнала особым образом – признаков спектральной матрицы. Принцип спектральной матрицы основан на способе виброакустической диагностики машин периодического действия с использованием синхронной гребенчатой фильтрации. Современные вычислительные средства обеспечивают возможность реализовать данный способ в частотной области, что позволило повысить точность выделения кратных частотных компонент, увеличить быстродействие путем обеспечения возможности работы на выборках ограниченной длины.

При работе алгоритма получения спектральной матрицы амплитудный спектр виброакустического сигнала разделяется на синхронные составляющие и шум, который, в свою очередь, разделяется на дискретные и случайные компоненты. Каждая из составляющих спектральной матрицы содержит информацию о величине соответствующего ей дефекта: лопаточные гармоники – дефекты рабочего колеса, кавитационные режимы, (дефекты зубьев шестеренных передач); 1 оборотная гармоника – дисбаланс; 2 - 3 оборотная гармоника – расцентровка, перекос; ряд дискретных шумовых компонент – дефекты подшипников; случайная шумовая составляющая – прочие дефекты.

Необходимые для работы алгоритма параметры – частота вращения и число зубьев (лопаток) на колесе автоматически определяются по спектру виброакустического сигнала, используя тот факт, что суммарная мощность соответствующих гармоник в спектре вибрации максимальна. Для получения более точной оценки частоты в алгоритме используется метод интерполяции значений частотных оценок с использованием функции окна (окно Ханна).

Для получения нормативной базы признаков спектральной матрицы была проведена статистическая обработка экспериментальных данных, полученных системой КОМПАКС[®], в результате которой было показано, что распределения признаков подчиняются закону Вейбулла-Гнеденко, рассчитаны параметры распределений, определены пороговые значения для определения состояний признаков. На основе алгоритмов спектральной матрицы была разработана экспертная система СОМРАС[®], которая обеспечивает достаточно быструю, полную и надежную безразборную диагностику технического состояния машин.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КШМ

Низовцев В.А., Миронычев М.А., Зетрин В.Н.¹, Захаров И.Л.¹

ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье Нижегородской области., ИНГТУ, г. Нижний Новгород

Возрастающее производство поршневых бензиновых ДВС убедительно свидетельствует о том, что двигатели внутреннего сгорания не имеют альтернативы и не утратили своего доминирующего положения на транспортных средствах и на стационарных установках. Однако, радикальный сдвиг в сторону какого-либо нового типа двигателей маловероятен, и двигатели внутреннего сгорания останутся ведущим типом двигателей далеко в XXI веке.

Самыми общими задачами в области совершенствования двигателей, как и в прошлые годы, остается повышение топливной экономичности и снижение токсичности ОГ. Приводится структурная схема и алгоритм методов повышения энергетических и экономических показателей рядного 4-х цилиндрового двигателя модели ЗМЗ рабочим объемом 2,445 л в комплектации «нетто».

На основании подробного анализа существующих методов проектирования кшм был сделан вывод о необходимости радикального шага, позволяющего обеспечить надежный отвод теплоты от головки поршня.

Были разработаны новые концепция и методы совершенствования кшм поршневого ДВС. Предлагается ограничивать вторичные перемещения поршня и обеспечивать рациональные характеристики функционирования кшм в основном с помощью следующих мероприятий:

- разработать и изготовить заготовку поршня из алюминиевого сплава с малым коэффициентом линейного расширения;

- профилировать боковую поверхность поршня по всей высоте, включая головку, и обеспечить непосредственный контакт головки поршня с цилиндром при работе двигателя. Подобный радикальный шаг позволяет обеспечить надежный отвод теплоты напрямую от поршня;

- применить компрессионные и маслосъемные кольца уменьшенной высоты и расположить их на поршне с уменьшенным жаровым поясом;

- профилировать макропрофиль рационального движения поршня с учетом минимального зазора в паре цилиндр-поршень. Это второй радикальный шаг, позволяющий обеспечить надежное кольцевое уплотнение и значительно улучшение качества протекания процессов газообмена на частичных нагрузках;

- повысить степень динамической уравновешенности поршня относительно оси поршневого пальца снижением массы на 15-20%, что должно улучшить самоустановку поршня и за счет этого снизить шум и вибрацию двигателя;

- выбрать математическое обеспечение для процессов газообмена, вторичной динамики поршня, температурных полей поршня для разработки методов их расчета.

По разработанным методам спроектирован кшм (цилиндр, поршень, камера сгорания), подготовлена рабочая документация, изготовлена опытная партия деталей, проведены всесторонние сравнительные испытания модернизированной и серийной конструкций кшм. Реальные преимущества усовершенствованной конструкции двигателя в комплектации «нетто» по сравнению с базовым вариантом в комплектации «брутто» выразились в повышении показателей в среднем на 7%.

ДВИГАТЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР НА ЛЕПЕСТКОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Дидов В.В., Самсонов А.И.

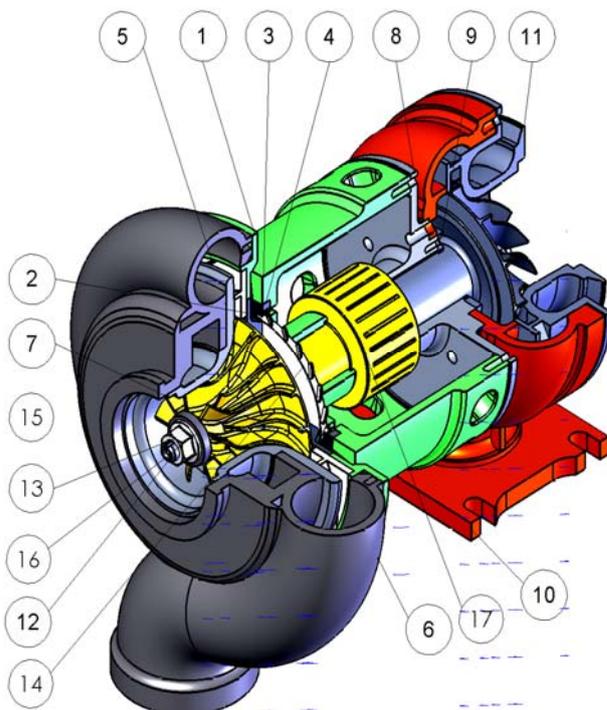
Дальневосточный государственный технический университет, г. Владивосток

В последнее десятилетие в энергетических установках в серийном производстве началось применение лепестковых газодинамических подшипников.

Разработка генераторов электрической и тепловой энергии для удаленных от промышленных сетей объектов представляет собой важную и актуальную задачу. Конструкция генератора должна удовлетворять следующим требованиям:

- высокая надежность работы генератора;
- безопасность в эксплуатации;
- высокая экономичность;
- минимальное загрязнение окружающей среды.

Этим требованиям удовлетворяет разработанная в ДВГТУ конструкция газотурбинного двигателя генератора на лепестковых газодинамических подшипниках (ЛГП).



Двигатель генератор на ЛГП рис.1 представляет собой конструкцию на базе серийного турбокомпрессора ТКР 11.

Рис.1. Газотурбинный двигатель генератор на лепестковых газодинамических подшипниках.

1-корпус электрогенератора, 2-уплотнение компрессора, 3-подшипник осевой лепестковый, 4-кольцо дистанционное, 5-лопаточный диффузор компрессора, 6-улитка компрессора, 7-направляющий аппарат компрессора, 8-корпус подшипника турбины, 9-втулка уплотнительная, 10-улитка турбины, 11-сопловый аппарат турбины, 12-ротор электрогенератора с вставками

из постоянного магнита, 13-гайка колеса компрессора, 14-диск упорный с лопатками вентилятора, 15-колесо компрессора, 16-шайба балансирующая, 17-ротор турбогенератора.

Эффективная мощность двигателя генератора составляет 30 кВт, частота вращения ротора 72000 об/мин, расход газа через турбину 0,340 кг/с, температура газов перед турбиной 1023 К, степень повышения давления в компрессоре $\pi=3,5$. Для повышения КПД установки на выходе из турбины установлен утилизационный котел.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Гоц А.Н., Эфрос В.В.

Владимирский государственный университет, г. Владимир

Так как нагрузка в условиях эксплуатации носит, как правило, случайный характер, а характеристики сопротивления усталости материалов также являются случайными величинами, то трактовка условий прочности должна основываться на вероятностных представлениях.

Для определения ресурса коленчатого вала в часах предположим, что за время t_i работы двигателя в эксплуатации на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_i и угловой скоростью вращения вала ω_i в течение всего срока службы (до разрушения) T , на него будет произведено n_i циклов нагружения, которое для четырехтактных двигателей равно

$$n_i = \frac{30\omega_i}{2\pi} 60t_i = \frac{900\omega_i}{\pi} f_i T, \quad (1)$$

где f_i – плотность вероятности работы двигателя на данном режиме.

Из уравнения усталостной кривой $M_{\max} - N$ коленчатого вала определяем количество циклов нагружения, необходимое для его разрушения при заданном уровне нагружения

$$N_i = \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m N_0, \quad (2)$$

где m – показатель наклона кривой усталости ($m = \text{ctg} \alpha$); α – угол наклона левой ветви усталости; $M_{\max i}$ – амплитуда максимального изгибающего момента; $M_{\max 0}$ – предельный изгибающий момент, соответствующий пределу выносливости при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$.

Таким образом, за время t_i коленчатым валом будет накоплена определенная мера повреждения:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{900 \omega_i f_i T}{\pi \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m \cdot N_0}. \quad (3)$$

Согласно скорректированной линейной гипотезе накопления усталостных повреждений разрушение вала произойдет тогда, когда сумма накопленных повреждений будет равна:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = a_p, \quad (4)$$

($M_{\max i} > M_{\max 0}$)

где k – режимы работы двигателя в эксплуатации;

$$a_p = \frac{\zeta M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}{M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}; \quad (5)$$

$$\zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m}; \quad (6)$$

($M_{\max i} > 0,5 M_{\max 0}$)

$$v_m = \sum_{i=1}^{i=k} v_{ai} - \text{общее число циклов нагружения}; \quad v_{ai} - \text{число циклов повторе-}$$

ния амплитуд $M_{\max i}$ в блоке нагружения.

При использовании ограниченного предела выносливости следует полагать:

$$a_p = \zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m}, \quad (7)$$

где суммирование распространяется по всем амплитудам нагружения без отбрасывания малых амплитуд.

Из (3) следует

$$\frac{900 T}{\pi N_0} \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\omega_i f_i}{\left(M_{\max 0} / M_{\max i} \right)^m} = a_p. \quad (8)$$

Откуда может быть найдена долговечность коленчатого вала по условию усталостного сопротивления:

$$T = \frac{\pi N_0 a_p}{900 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\omega_i f_i}{(M_{\max 0} / M_{\max i})^m}}. \quad (9)$$

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ ПО НЕРАЗРЕЗНОЙ СХЕМЕ

Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Задача разработки и оптимизации деталей современного двигателя внутреннего сгорания, в частности коленчатого вала как одной из самых напряжённых, ответственных и дорогостоящих деталей, сложна и требует всестороннего использования математических моделей. В этой ситуации наиболее целесообразен иерархический подход, принятый в инженерной практике расчётов базовых деталей ДВС. При таком подходе различные этапы общей задачи рационально выполнять с применением математических моделей различного уровня.

Существующие методы расчета валов основаны на рассмотрении вала как разрезной, так и неразрезной систем и являются приближенными. Метод расчета вала по разрезной системы, в отличие от неразрезной, не учитывает влияния надпорных изгибающих моментов, действующих в различных плоскостях.

Теоретически возможен полный конечно-элементный расчёт вала. Однако даже современный уровень развития вычислительной техники и прикладных расчётных программ не позволяет реализовать этот метод для сложного коленчатого вала многоцилиндрового двигателя в трёхмерной постановке с учётом всего спектра нагрузок и граничных условий.

При использовании первых двух расчетных схем важное место отводится определению коэффициентов концентрации. В этой области проделана большая работа по составлению эмпирических зависимостей, где коэффициент является функцией различных безразмерных геометрических соотношений элементов вала. Наибольшее распространение получили зависимости Лейкина. Однако современные конструкции коленчатого вала характеризуются большим перекрытием щек, их малой толщиной, наличием косых отверстий и др., что часто приводит к превышению условий применимости эмпирических зависимостей и, как следствие, невозможности их использования. В этом случае для определения коэффициентов концентрации применяется конечно-элементный расчёт. В ходе этого расчёта создаётся 3-х мерная конечно-элементная модель колена с подробным описанием зон концентрации и нагружается условной единичной нагрузкой. Отношение полученных напряжений в зоне концентрации к номинальным и будет представлять собой искомый коэффициент.

Для исследования коленчатых валов по описанному алгоритму на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана создана программа KVAL, позволяющая проводить расчеты коленчатых валов многоцилиндровых двигателей с произвольным числом рядов и секций (в т.ч. многорядных звездообразных двигателей) по неразрезной схеме.

В докладе приведены значения коэффициентов концентрации для коленчатого вала дизеля 16ЧН26/26 для различных вариантов его конструкции, которые затем использовались в сравнительных расчётах по разрезной и неразрезной схеме.

Приведены сравнительные результаты расчетов различных схем двигателей. Показано влияние числа цилиндров и их расположение в двигателе на запасы прочности отдельных элементов коленчатого вала и целесообразность использования неразрезной схемы при расчете коленчатого вала на прочность.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ПАРЕ ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО – ВТУЛКА ЦИЛИНДРА

Семионичев Д. С.

Санкт-Петербургский Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург

Отсутствие обобщенной модели работы пар трения кольцо-втулка цилиндра объясняется двумя связанными между собой причинами.

Первая обусловлена большим количеством значимых факторов, располагающихся как на макро-, так и на микроуровнях, причем значимость и взаимодействие многих из них изменяется во времени.

Вторая причина – это скудность надежного экспериментального материала, вызванного техническими сложностями измерения весьма малых величин, динамических характеристик, в условиях работающего двигателя.

Предлагается подход к получению недостающей информации для уточнения параметров масляной пленки в паре кольцо-втулка.

Одним из важнейших и вместе с тем трудно определяемых параметров является коэффициент трения в парах кольцо-втулка, поршень-втулка, изменяющийся как во времени по тактам, так и по месту по высоте втулки.

Предлагается оценивать переменный коэффициент трения на основе косвенных показателей, а именно износа рабочей поверхности цилиндрической втулки. В качестве допущения принимается утверждение о пропорциональности работы трения в паре и работы изнашивания сопряженных поверхностей кольца и втулки, поршня и втулки.

Цилиндрическая втулка при эксплуатации изнашивается в результате совместного воздействия комплекта колец и тронка поршня. Рассмотрение характера износа рабочей поверхности показывает, что изнашивание неодинаково по высоте и по окружности.

Эллипсоидность профиля зеркала цилиндра, т. е. неодинаковость радиального износа по направлениям объясняется совместным воздействием колец и поршня. Причем радиальные перекладки поршня, вызванные изменяющейся нормальной силой определяют износ только в плоскости качания поршня.

Изнашивающее действие колец, связанное с их эпюрой давления будет практически равномерным по окружности по двум причинам:

прижатие кольца к поверхности втулки практически не связано с перекладками поршня;

кольцо при нормальной работе достаточно интенсивно вращается.

Из приведенного следует, что износ втулки, вызванный работой комплекта колец, будет соответствовать износу втулки в направлении оси коленчатого вала, а износ в направлении качания – это совместное изнашивающее действие колец и поршня.

Таким образом, на любом уровне по высоте цилиндрической втулки можно выделить «вклад» в радиальный износ отдельно кольца и поршня.

Изменение износа по высоте втулки объясняется:

переменным прижимом колец к зеркалу цилиндра, вызванного изменяющимся давлением газа на кольцо со стороны заколочного объема;

переменной величиной и направлением нормальной силы.

При этом «вклад» колец и поршня пропорционален их силовому воздействию, давлению на рабочую поверхность втулки цилиндра.

Определив отдельно износы по высоте и по окружности втулки, вызванные кольцами и поршнем можно построить кривые износа. Учитывая принятое допущение о пропорциональности работы сил трения и работы износа можно заключить, что кривая износа в некотором масштабе является графиком изменения силы трения по высоте цилиндрической втулки.

Знание величины силы трения в любой точке по высоте втулки позволяет определить коэффициент трения в том случае, если известна сила прижатия колец к поверхности втулки.

Определение силы прижатия кольца к втулке – это собственная расчетная задача, которая при необходимости может быть решена.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ОСНОВНЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Стешов В.В.

Нижегородский филиал института машиноведения РАН, Нижегородский государственный технический университет, г. Нижний Новгород

Проведено исследование по изучению условий работы подшипников (коренных и шатунных) коленчатого вала автомобильного бензинового двигателя Р-4 модели ЗМЗ-4062.10.

Произведено определение:

1). Толщины смазочного слоя (ТСС) в подшипниках коленчатого вала.

Измерение ТСС проводилось ёмкостным методом. При этом подшипниковый узел рассматривался как плоский конденсатор переменной емкости, одной обкладкой которого является поверхность вкладыша подшипника, а другой - электрод, жестко заделанный в шейке коленчатого вала и электрически от него изолированный. Применён оригинальный метод установления соответствия (тарировки) между записываемым сигналом и зазором в реальном подшипнике.

2). Давления газов в цилиндрах двигателя.

Измерение давления газов в цилиндрах двигателя производилось с помощью свечи-датчика, устанавливаемого в четвертый и второй цилиндры двигателя. Значения давлений измерялись через 0,1 градуса поворота коленчатого вала на протяжении цикла работы двигателя. Записывалось в память компьютера 100 циклов, затем данные усреднялись и сохранялся один цикл с усредненными значениями давлений.

3). Относительных удлинений в опасных сечениях крышек коренных подшипников и болтах их крепления.

Измерение проводилось с помощью тензодатчиков, наклеенных на крышках коренных подшипников коленчатого вала и на тензометрических втулках, установленных под головками удлиненных болтов крепления коренных крышек. На каждой из пяти опор измерения проводились в шести точках.

4). Температур на поверхностях нижних вкладышей всех пяти опор.

Температура измерялась с помощью хромель-алюмелевых термопар с диаметром головки спая 0,3-0,5 мм, вмонтированных в нижний вкладыш, не доходя 0,5 мм до поверхности вкладыша. Устанавливалось четыре термопары, равномерно расположенные по полуокружности каждого вкладыша.

Экспериментальная часть работы по п.п. 1) – 4) проводилась на базе ОАО «Заволжский моторный завод» по его заказу и с его активным участием. Двигатель модели ЗМЗ-4062.10 испытывался на режимах характеристик внешней скоростной, нагрузочной, холостого хода. Измерялись также условные механические потери.

Использовалась цифровая измерительная аппаратура ф. НВМ, Германия, ф. NI, США, ф. AVL (Австрия). Запись всех показаний осуществлялась одновременно с помощью компьютера.

5). Модуля упругости материала крышек коренных подшипников (чугун марки ВЧ-50) для более достоверной обработки результатов эксперимента по определению относительных удлинений.

В соответствии с ГОСТ с помощью разрывной машины на образцах из чугуна той же марки была получена диаграмма растяжения и на ее основе были рассчитаны значения модуля упругости, временного сопротивления разрыву, относительного удлинения.

Была использована разрывная машина ф. Amsler и самописец от машины УМЭ 10 Т.

2. Уточнена по результатам экспериментальной части исследования математическая модель, описывающая условия работы подшипников коленчатого вала.

Модель состоит из расчета по классической методике сил, действующих на шейки и подшипники, и расчета ТСС по оригинальным зависимостям.

Модель организована с использованием Microsoft Excle и встроенного языка программирования Visual Basic for Applications.

3. Из анализа полученных результатов следует, что на некоторых режимах опоры коленчатого вала не всегда работают в благоприятных условиях, (малые значения ТСС и высокие температуры на поверхностях вкладышей). Коренные опоры имеют достаточный запас жесткости и прочности.

Математическая модель имеет достаточно хорошую точность и вместе с методикой и применённой аппаратурой может быть рекомендована для использования в практике проектирования.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Яманин А.И., Павлов М.Е.

Ярославский государственный технический университет, г. Ярославль

Поставлена и решена задача разработки методики прогнозирования вибрационного состояния двигателя, включающая расчет полей перемещений при вынужденных колебаниях; амплитудно-частотные характеристики колебательной системы при учете упруго-диссипативных свойств конструкции и контактом взаимодействии деталей при быстропеременном возмущении в течение всего срока конструкторского сопровождения двигателя. Методика основана на кибернетическом способе расчета передаточных функций для определения поведения колебательной системы при изменении характера возмущения и конструкции. Реализация этой методики предполагает:

создание твёрдотельной и конечно-элементной моделей (КЭМ) двигателя для вычисления вибрационного отклика;

обоснование выбора программного продукта, позволяющего с необходимой точностью описать распространение механических колебаний в работающем двигателе;

определение передаточных функций для расчета параметров процесса распространения вибрационного возмущения.

Показано, что описанная методика достаточно удовлетворительно реализуется при использовании пакета прикладных программ LS-DYNA, встраиваемого в программный комплекс ANSYS. Показано, что при проведении расчетов важны правильный выбор значения шага по времени (до 10^{-6} - 10^{-7} с) и глубокая дискретность конечно-элементной модели. Малый шаг обеспечивает корректность моделирования распространения вибрационного возмущения по материалу конструкции двигателя; дискретность важна для корректного описания распределения массы конструкции диагональной матрицей.

В качестве возмущающей силы, вызывающей вибрации двигателя, рассматривается сила давления продуктов сгорания топлива, задаваемая в виде предварительно оцифрованной индикаторной диаграммы.

На первом этапе исследований было вынужденно принято, что коленчатый вал не вращается и находится в положении, соответствующем максимальному давлению сгорания. Учет вращения вала потенциально возможен, но требует значительных вычислительных ресурсов.

Максимумы частот расчетной передаточной функции системы «поршень – палец – шатун – вал – блок цилиндров» двигателя 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-7511) соответствуют собственным частотам отдельных деталей (рис. 1): максимум в интервале частот 0,7 ... 1,1 кГц соответствует собственным частотам колебаний картерной части блока, что удовлетворительно согласуется с известными экспериментальными данными.

Наличие передаточной функции колебательной системы позволяет найти элементы конструкции, усиливающие вибрацию и приводящие к резонансным

явлениям. Изменяя упруго-диссипативные свойства системы деталей, можно добиться снижения уровней вибрации.

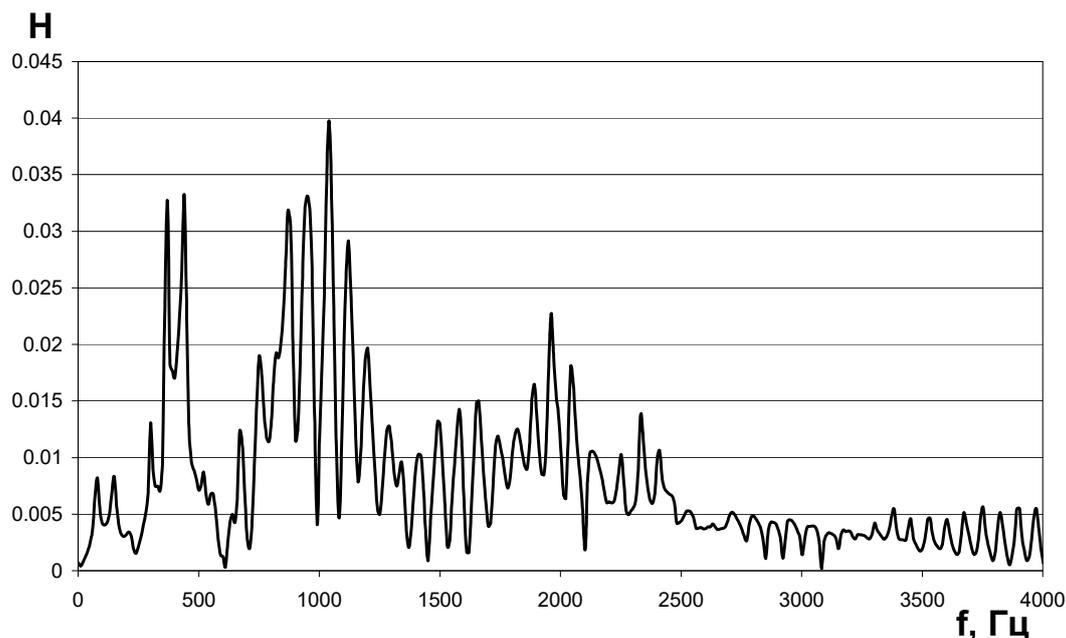


Рис. 1. Расчетная передаточная функция вибрационного процесса дизеля 8ЧН 13/14

СОЗДАНИЕ МЕТАЛЛОСЕРПЕНИДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Шаров Г.И., Ерохин И.А., Никитин И.В., Никитин С.В.

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург

Работа любого узла трения и его износостойкость прежде всего определяется химическим составом контактирующих материалов, атомно-кристаллическим строением работающих поверхностей, шероховатостью и режимом эксплуатации механизма. Теория металлического строения рассматривает металл, как вещество с кристаллической структурой, состоящее из положительно заряженных ионов, окружённых отрицательно заряженными частицами – электронами, слабо связанными с ядром. Лёгкое передвижение этих электронов, принадлежащих не одному какому-то атому, а всей совокупности атомов, обуславливает наличие у металлов определённых металлических свойств, таких как теплопроводность, пластичность, способность к внедрению одного тела в другое в зоне контакта. На начальной стадии работы, рабочие поверхности имеют «технологический рельеф», а по мере приработки, приобретают «рабочий рельеф», при этом, при довольно большой номинальной площади контакта, определяемой размерами соприкасающихся тел, фактически площадь касания будет намного меньше. Она представляет собой сумму площадей точек касания. На работу узла трения и интенсификацию износа определяющим образом влияют нагрузки в точке контакта, а также упругие характеристики материалов соприкасающихся деталей, а также прочность и толщина масляной плёнки.

Процессы изнашивания протекают в местах фактического контакта трущихся поверхностей деталей при их относительном перемещении. Нормальные и тангенциальные силы, действующие в этих местах, вызывают упругопластические деформации микрообъёмов материала. Многократное их повторение приводит к ускоренному разрушению поверхностных слоёв, а при соответствующей конфигурации микровыступов происходит микросрезание, т. е. отделение микростружки, которая в дальнейшем является загрязнителем узла трения и, как правило, способствует абразивному изнашиванию. Кроме того, в местах истинного

контакта в зоне срезания микровыступов повышается температура, которая при определённых условиях может достигать 900 – 1200°C и приводит к изменению кристаллической структуры металла и образованию «мостиков сварки». Интенсивность процессов упругопластического деформирования и мкросрезания возрастает при наличии в зоне контакта абразивных частиц с твёрдостью, превышающей твёрдость материала соприкасающихся деталей, при этом под воздействием внешних нагрузок происходит взаимное внедрение элементов поверхностей. При плотном контакте металлов и отсутствии между ними масляной или окисной плёнки возникает молекулярное взаимодействие соприкасающихся поверхностей. На поверхностные слои металла воздействует кислород воздуха, образуя окисные плёнки. Они защищают металлические поверхности от появления между ними молекулярных связей, но сами, будучи более рыхлыми, чем основной металл, разрушаются и отделяются от поверхности трения.

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ДЕМПФЕРОВ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Покусаев М.Н., Глухов А.Н., Золин О.П., Одинцов Д.Г.

Астраханский государственный технический университет, г. Астрахань

Заводами-изготовителями регламентируется ресурс силиконовых демпферов судовых двигателей в районе 25...30 тысяч часов. В целях обеспечения безопасности мореплавания правила Российского морского регистра судоходства (РС) и Российского речного регистра (РР) обязывают судовладельческие компании и судоремонтные заводы, осуществляющие капитальный ремонт двигателей, заменять демпфера на новые или доказать, что демпферы находятся в работоспособном состоянии и им может быть продлен ресурс.

Однако, замена демпферов на новые не всегда возможна в силу высокой стоимости или снятия их с производства. Одним из путей решения проблемы продления ресурса демпферов является проведение сравнительных испытаний новых и отработавших свой ресурс демпферов на специально созданных стендах.

Испытательным центром «Marine Technology Service» (Центр) ФГОУ ВПО «Астраханский государственный технический университет» (Университет) разработан и изготовлен электромеханический стенд, моделирующий условия работы силиконового демпфера в составе судовых установок двигатель-потребитель любой архитектуры.

Стенд включает в себя фундаментную раму, на которой установлены электродвигатель и генератор постоянного тока, жестко соединенные между собой валом с высокой податливостью. Генератор выполняет роль нагрузочного устройства. Между электродвигателем и генератором установлены сосредоточенные массы для получения одноузловой и многоузловых форм колебаний. На свободном конце вала электродвигателя размещается испытуемый демпфер.

Принцип действия стенда основан на возбуждении крутильных колебаний (в том числе и резонансных) многомассовой системы путем циклического изменения питающего напряжения электродвигателя.

Система управления позволяет получить равномерное и сложное вращение демпфера, сопровождающееся крутильными колебаниями.

Для снятия характеристик демпфера стенд оборудован системой измерений и регистрации крутильных колебаний - тензометрическим комплексом английской фирмы «Astech Electronics».

Стенд способен производить испытания демпферов в диапазоне частот вращения 50... 1500 об/мин при изменении частоты вынужденных колебаний в диапазоне 5... 1000 Гц. На стенде можно проводить исследовательские, производственные и послеремонтные испытания демпферов.

ТИПОВОЙ АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Обозов А.А.

ЗАО УК "БМЗ"- БГТУ, г. Брянск

В докладе предлагается алгоритм диагностирования судового малооборотного дизеля, используемый в течение ряда лет специалистами "Брянского машиностроительного завода" при сервисном обслуживании дизелей в эксплуатации.

Диагностирование осуществляется при помощи компьютеризированной системы, позволяющей наблюдать в реальном масштабе времени индикаторный процесс в цилиндрах дизеля, процесс топливоподачи (наблюдается процесс изменения давления топлива в тракте топливоподачи), перемещение выпускного клапана. Автоматически регистрируются характерные (информативные) параметры процессов, определяющие техническое состояние элементов дизеля. Также диагностированием охвачены система турбонаддува и охладители наддувочного воздуха.

В докладе приведены конкретные результаты диагностирования главных двигателей, полученные на теплоходах "CORONA FORTUNE" (двигатель MAN B&W, 8L60MC) и "SOROKALETIE POBEDY" (двигатель MAN B&W, 7K80GF).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА В УСЛОВИЯХ СМАЗКИ ВОДОЙ

Ахмадеев О.М., Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

В настоящее время снижение вредных выбросов ДВС в окружающую среду является одной из актуальных проблем. Применение в узлах трения экологически чистых смазочных материалов – один из способов решения указанных проблем. Природа располагает таким материалом – это вода. Применение воды в узлах трения потребует одновременно интенсивного развития технологий получения поверхностей, работающих с водой (например, оксидированные поверхности).

Целью исследования было экспериментальное исследование работы подшипника турбокомпрессора в условиях смазки водой.

Для исследования работы пары трения в условиях смазки водой был разработан стенд, состоящий из подшипника скольжения (в качестве базовой конструкции был выбран турбокомпрессор ТКР 7Н-1), корпуса, вала, электропривода, муфты и нагружающего устройства. Смазочным материалом являлась дистиллированная вода. Вал и цапфа подшипника скольжения были изготовлены из алюминиевого сплава, а трущиеся поверхности подшипника скольжения были обработаны с помощью технологии микро-дугового оксидирования (МДО), с последующим шлифованием поверхности. Технология МДО позволяет получать на поверхности алюминиевых сплавов слой износостойкого оксида алюминия. Вал при помощи электропривода приводился во вращение. Радиальная нагрузка варьировалась при помощи нагружающего устройства. Вода в подшипник подавалась самотеком, на выходе подшипника была установлена термопара.

В результате проведения серии экспериментов было выявлено условия устойчивой работы подшипника: $p=0.32$ МПа, при $v=2,5$ м/с, расход воды составил 0,2 кг/час, температура воды, прошедшей через подшипник увеличилась на 2°С. Микрообмер вала и цапфы подшипника, проведенный до и после исследования, не выявил износа (в пределах погрешности измерения).

Проведенная работа позволяет сделать вывод, что дальнейшие исследования по использованию смазочных материалов на основе воды и подбора материала поверхностей, работающих с водой, могут обеспечить работу подшипника скольжения турбокомпрессора в условиях ДВС.

ВЛИЯНИЕ ИСХОДНОГО СОСТОЯНИЯ МАТЕРИАЛА ЗАГОТОВКИ НА КАЧЕСТВО ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ, ФОРМИРУЕМОГО ИСКРОВОМ РАЗРЯДОМ

Дударева Н.Ю., Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Увеличение износостойкости пар трения в двигателях внутреннего сгорания, особенно цилиндропоршневой группы, традиционно является актуальной задачей современного машиностроения. Наиболее эффективным способом повышения долговечности деталей, работающих в условиях повышенного изнашивания, является создание на трущихся поверхностях прочных и износостойких слоев. Прочность и износостойкость напрямую зависят от твердости и глубины упрочненного поверхностного слоя. Метод искрового упрочнения позволяет создать на поверхности детали модифицированные слои значительной толщины с высокой микротвердостью.

Процесс искрового упрочнения заключается в воздействии искрового разряда на поверхность заготовки, в результате которого химические элементы газовой среды образуют с материалом заготовки химические соединения. На качество формируемой поверхности влияет множество различных факторов. Одним из таких факторов является размер кристаллических зерен материала заготовки. Цель данной работы: установить влияние размера кристаллических зерен материала на качество поверхностного слоя, формируемого методом искрового упрочнения.

Были проведены теоретические исследования, которые показали возможность существования взаимосвязи между размером кристаллического зерна заготовки с глубиной и микротвердостью упрочненного слоя. За основу исследований была взята гипотеза формирования модифицированного поверхностного слоя, согласно которой атомы и ионы газовой среды проникают вглубь материала заготовки по дислокационным кристаллическим дефектам. Базируясь на островковой модели границ зерен, была показана взаимосвязь между размером зерен, плотностью дислокаций и площадью обработанной поверхности от которой напрямую зависит микротвердость упрочненного слоя. Кроме того, проведено обоснование влияния размера зерен на глубину упрочненного слоя.

Экспериментально методом искрового упрочнения были обработаны образцы из алюминиевого сплава 1420 с различной степенью предварительной пластической деформации и, соответственно, с различным размером кристаллических зерен. Размеры зерен образцов: 10,0; 1,0 и 0,1 мкм. Обработка проводилась на одинаковых технологических режимах.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что:

Уменьшение размера кристаллических зерен заготовки приводит к возрастанию толщины упрочненного слоя, формируемого методом искрового упрочнения.

Уменьшение размера зерна заготовки способствует увеличению площади обработанной поверхности и повышению ее микротвердости.

ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ НАДЕЖНОСТИ НА ЭТАПАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ (НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ)

А.Р.Герасимов

Нижегородский государственный технический университет, г. Нижний Новгород

В существующих классификациях этапов жизненного цикла СТС отсутствуют разделы предпроектных исследований и утилизации этих изделий. Но как не были различны подходы к рассмотрению данных этапов жизненного цикла изделия, их объединяет одно: процесс становления и развития технического изде-

лия должен быть управляемым. Цель управления заключается в том, чтобы обеспечить наибольшую эффективность СТС на этапах жизненного цикла.

С целью получения количественного и качественного обоснования наилучших путей достижения поставленной цели представим изменения надёжности СТС в процессе ее жизненного цикла в виде графика (рис.1).

Проблема надёжности связана в первую очередь с прогнозом, так как констатация того или иного уровня надёжности для системы уже отработавшей свой ресурс, имеет весьма малую ценность.

Если эффективность СТС определяется известной формулой

$$\Theta = \sum_i \Phi_i P_i(H_i), \quad (1)$$

то необходимо решать систему дифференциальных уравнений относительно каждого состояния. Для упрощения задачи введем интегральную меру эффективности n -го порядка

$$M_{\Theta}^{(n)} = n \int_0^{\infty} t^{n-1} W(t) dt, n = 1, 2, \dots \quad (2)$$

Подставляя (1) в (2) получим
$$M_{\Theta}^{(n)} = \sum_i \Phi_i n \int_0^{\infty} t^{n-1} P_i(H_i) dt \quad (3)$$

По аналогии с интегральным критерием (3) можно вывести интегральный критерий надёжности сложной системы. Эти критерии надёжности будут иметь вид

$$H_{\Theta}^{(n)} = \sum_i \Phi_i n \int_0^{\infty} t^{n-1} P_i(H_i) dt \quad (4) \quad \text{и} \quad H_w^{(n)} = \frac{1}{W_0} \sum_i W_i n \int_0^{\infty} t^{n-1} P_i(H_i) dt \quad (5)$$

Таким образом, если в результате контроля нам стали известны вероятности состояний $P_i(0) = C_i$, то с помощью рекуррентных знакопеременных рядов можно оценить прогнозируемые вероятности состояний H_i .

Марковские задачи прогнозирования надёжности систем, рассмотренные выше, могут интерпретироваться как задачи внезапных отказов системы по моментам появления предвестников при условии, что связь между предвестниками и отказами системы является марковской.

В качестве критериев надёжности изделий при их эксплуатации целесообразно применять не только известный показатель – параметр потока отказов, но также интегральный показатель качества, наиболее полно характеризующий технико-экономическую эффективность изделия при оценке его надёжности.

Интегральный показатель технико-экономической эффективности за жизненный цикл СТС будет определяться отношением полезного эффекта от потребления продукции к суммарным затратам на предпроектные исследования, проектирование, создание, эксплуатацию и утилизацию, то есть $K = A\beta_{\alpha} / C$,

где C – суммарные расходы на проектирование, испытания, изготовление, эксплуатацию и ремонт, утилизацию ДВС, руб.

Критерием для процесса утилизации предлагается принять коэффициент сохранения эффективности (КСЭ), показывающий какая часть изделия при достижении им предельного состояния, можно эффективно использовать как вторичное сырье.

Один из методов расчета КСЭ изделий является метод усреднения по составу, в котором КСЭ определяется формулой
$$K_{\text{эф}} = \sum_n P_n \overline{W}_n,$$

где P_n - вероятность n -го состава изделия; $\overline{W}_n = W_n / W_0$ - коэффициент относительной эффективности изделия в n -ом составе.

Таким образом, предпринята попытка обосновать критерии надёжности на этапах жизненного цикла сложных технических систем.

КОНЦЕПЦИЯ ИНТЕГРАЛЬНОГО СИЛОВОГО АГРЕГАТА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ГАЗО-АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ РЕКУПЕРАЦИИ

Давыдов В. В.

Нижегородский государственный технический университет, г. Нижний Новгород

В настоящее время в условиях ухудшения экологической обстановки и приближающегося истощения углеводородного сырья правительства развитых стран ужесточают требования к расходу топлива и выбросам токсичных веществ автомобильных двигателей. В условиях жёсткой конкуренции конструкторы автомобильных компаний вынуждены идти по пути сохранения существующей конструкции механической части двигателей внутреннего сгорания, одновременно усложняя конструкцию систем питания, нейтрализации отработавших газов, а также трансмиссий. На рынок выходят автомобили с гибридными силовыми установками. Практически все крупные автомобильные компании вкладывают значительные инвестиции в разработку электрохимических генераторов. Путь, по которому развиваются современные силовые агрегаты автомобилей, приводит к повышению их стоимости, снижению надёжности, а также требует повышения качества, и, соответственно, стоимости моторного топлива.

Предлагается концепция интегрального силового агрегата, включающего двигатель, трансмиссию и систему рекуперации, объединённые в одном корпусе, и имеющие общие узлы.

Техническим результатом, на который направлена работа, являются значительное снижение расхода топлива автомобиля по городскому циклу и некоторое снижение выбросов вредных веществ, при одновременном упрощении конструкции силового агрегата по сравнению с перспективными автомобильными гибридными силовыми установками, повышении его надёжности и снижении стоимости изготовления и технического обслуживания.

Главной особенностью концепции является использование газового аккумулятора, сообщаемого с камерой непрерывного сгорания. Цикл работы двигателя аналогичен циклу работы газовой турбины постоянного давления, с тем отличием, что функцию компрессора и турбины выполняют не лопаточные машины, а объёмные.

В качестве рабочих органов двигателя предлагается использовать роторно-лопастную машину, состоящую из двух соосных роторов, с шестью лопастями, попарно закреплёнными на роторах, и образующих изменяющиеся за счёт неравномерного вращения роторов объёмы.

Газовый аккумулятор выполняет функцию рекуперации кинетической энергии торможения с последующей её отдачей при разгоне, а также позволяет сгладить влияние переходных режимов на процессы сгорания. Циклический КПД рекуперации (отношение поглощённой энергии торможения к высвобожденной энергии разгона с учётом потерь в трансмиссии) может достигать 0.8, тогда как для систем электромеханической рекуперации этот показатель составляет менее 0.7. Применение газового аккумулятора позволит добиться благоприятной для автомобиля внешней скоростной характеристики, что сделает возможным отказ от применения коробки передач или вариатора в трансмиссии.

На текущий момент произведены основные расчёты для силового агрегата с геометрическим объёмом рабочей полости 500 см^3 , и с объёмом газового аккумулятора 35000 см^3 . Выполнена компоновка агрегата для размещения в подкапотном пространстве автомобиля ВАЗ-1111 "Ока".

НОВЫЙ ПОДХОД К ЧИСЛЕННОМУ ИССЛЕДОВАНИЮ КАРТЕРОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Шилов С.М., Ковалёв В.А.

ОАО «Автодизель» (ЯМЗ), г. Ярославль

С ростом мощностных показателей дизелей повышаются требования к коробкам передач как по нагрузочной способности, так и по надёжности. Надёжность и работоспособность современных коробок передач в значительной степени определяется способностью выдерживать большие нагрузки картерными несущими деталями. К таким деталям, в частности, относится картер коробки передач. Для выработки мер, направленных на поддержание несущей способности конструкции картера, необходимо знание его достоверной картины напряжённо-деформированного состояния (НДС). Информацию о НДС картера можно получить выполнив расчётное исследование картера методом конечных элементов (МКЭ) при нагружении последнего реальными действующими в условиях эксплуатации силами, используя технологию проектирования CAD/CAE. До последнего времени прочность картера определялась по аналитическим формулам и касалось в основном отдельных частей картера, а не всего картера. Также применялись экспериментальные методы, в частности методы тензометрии при статическом и динамическом нагружении коробок передач на стендах.

Авторами выполнено расчётное исследование НДС картера перспективной коробки передач ЯМЗ при нагружении последнего нагрузками, возникающими при включении низшей передачи демультипликатором коробки.

Средствами пакета прикладных программ Solid Works была создана твердотельная модель сборки картеров коробки, сцепления, демультипликатора, первичного, вторичного и промежуточного валов и шестерён, участвующих в зацеплении. При этом модель картера коробки создавалась с учётом всех тонкостей геометрии конструкции, а модели других деталей сборки создавались с достаточной степенью точности упрощено для уменьшения времени расчёта. Модели шестерён задавались упрощено в виде дисков без зубьев. Взаимодействие шестерён осуществлялось по диаметрам делительных окружностей. Затем модель сборки экспортировалась в среду программы Design Space для проведения прочностного анализа по МКЭ. К твердотельной модели сборки картеров коробки были приложены кинематические и силовые граничные условия, соответствующие экстремальному случаю нагружения картера коробки при включении низшей передачи демультипликатором.

В ходе исследования получена деформационная картина картера коробки, разделены виды деформирования и выявлены наиболее опасные зоны их действия.

Для обеспечения достоверности результатов расчёта был выполнен опорный эксперимент на статическом стенде. Определялись деформации наружных поверхностей картера коробки при закручивании первичного вала коробки моментом $2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при включении низшей передачи демультипликатором. Сравнение результатов натурного эксперимента и расчёта показало качественное и количественное совпадение.

МЕТОДИКА ПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА ШАТУНОВ ТРАНСПОРТНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Чайнов Н.Д., Матисен А.Б., Мягков Л.Л.

МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Важным направлением совершенствования среднеоборотных дизелей является повышение их удельной мощности, которое достигается форсированием рабочего процесса. Интенсивный рост рабочих нагрузок требует повышенного внимания к звеньям, входящим в шатунно-поршневую группу, в том числе – к шатуну.

Обзор литературы показал, что существующие в настоящее время методы прочностного расчета шатунов имеют как положительные, так и отрицательные стороны и нуждаются в дальнейшем совершенствовании.

Как в случае других сложных конструкций при прочностном анализе шатунной группы очевидна целесообразность применения иерархического подхода. В связи с этим целью работы явилось создание комбинированной двухуровневой системы моделей прочностного анализа с поэтапной реализацией макроэлементной и объемной конечно-элементной моделей.

Первый этап расчета производится методом макроэлементов и позволяет с достаточной точностью при охвате многообразия нагрузочных положений определить значения инерционных распределенных нагрузок от собственных масс шатуна, усилия в шарнирах от давления газов и инерционных нагрузок поршня, произвести силовой расчет элементов шатуна на уровне стержневой модели. Преимущество от использования макроэлементной модели на данном этапе расчета заключается в рассмотрении порядка 80-100 макроэлементов против десятков тысяч элементов в КЭ модели, что позволяет сократить время расчета, и вместе с этим является вполне достаточным на данной ступени для адекватного отражения действительных условий работы звена.

По результатам макроэлементного расчета выбираются наиболее опасные положения шатуна, требующие более полного исследования НДС.

На втором этапе методом КЭ производится подробная проработка только отдельных положений шатуна из множества предварительно рассмотренных.

Для каждого из выбранных положений рассчитанные распределенные нагрузки и реакции прикладываются к конечно-элементной модели шатуна вместе с найденными силовыми факторами для уточнения величины напряжений в зонах концентрации.

Следующим этапом идет расчет шатуна на выносливость с определением запасов циклической прочности в наиболее опасных зонах шатуна и сопоставлением их с принятыми нормами прочности.

Таким образом, предложена методика инженерного расчета, позволяющего в короткие сроки отработать несколько вариантов конструкции и в тоже время обладающего достаточной точностью для адекватного отражения действительных условий работы звена в механизме.

В сочетании с необходимой достоверностью и полнотой исходных данных предлагаемый подход обеспечит сокращение времени на экспериментальные исследования при создании шатунной группы двигателей нового поколения.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА СТРУКТУРНОГО ШУМА БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Чайнов Н.Д., Руссинковский В.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Автомобильный транспорт является одним из основных источников шума в городах. Поршневые двигатели внутреннего сгорания излучают до 70-80% акустической мощности автомобиля. По сравнению с искровыми двигателями, дизели излучают больший шум. Чтобы не допустить дальнейшего акустического загрязнения городов, повышаются законодательные требования к внешнему шуму автомобилей. Для того чтобы двигатели соответствовали принимаемым нормам, заводы-изготовители разрабатывают меры по снижению шума.

В условиях современной экономики необходимо сокращать цикл проектирования и доводки двигателей. Натурный эксперимент на моторном стенде заменяется расчетным экспериментом на «виртуальном стенде». Процесс перехода к расчетным методам зависит от адекватности и возможностей применяемых расчетных моделей. На сегодняшний день модели структурного шума корпусных деталей весьма несовершенны. Следовательно, актуальной является разработка новых методов.

Рассмотрено создание современного метода расчета структурного шума, излучаемого корпусными деталями дизеля, за счет объединения расчета вибрации методом конечных элементов и последующего расчета шума методом граничных элементов. Достигнуто сокращение временных затрат на расчет за счет использования метода передаточных функций.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- классификация источников вибрации двигателя;
- разработка методов расчета источников вибрации, наиболее значимых для корпусных деталей;
- разработка алгоритма расчета вынужденных колебаний корпусных деталей двигателя методом конечных элементов;
- разработка алгоритма передачи результатов расчета вибрации в расчет излучения шума;
- разработка алгоритма расчета излучения вибрирующими корпусными деталями шума;
- разработка алгоритма построения передаточных функций вибрации и шума корпусных деталей;
- разработка алгоритма пересчета результатов в интегральные характеристики, используемые государственными и отраслевыми стандартами при определении допустимости эксплуатации дизеля и при сравнении акустического совершенства различных конструкций двигателей.

В основе разработанного программного комплекса заложены метод конечных элементов, метод граничных элементов, метод суперпозиции собственных частот, метод передаточных функций.

Приведены результаты расчетов структурного шума корпусных деталей перспективных отечественных автомобильных дизелей.

КОНСТРУКТИВНЫЕ И РЕЖИМНЫЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Безюков О.К., Жуков В.А.¹, Ратнов А.Е.¹, Тарасов М.А.¹

Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций, г. Санкт-Петербург, ¹Тутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева, г. Тутаев

подавляющее большинство современных высокофорсированных комбинированных двигателей имеют жидкостные системы охлаждения. Эксплуатация таких систем сопровождается кавитационно-коррозионными разрушениями элементов систем, накипеобразованием в полостях охлаждения.

Совершенствование конструкции систем и выбор режимов охлаждения должны прежде всего обеспечить решение отмеченных проблем, а также позволить оптимизировать теплоотвод от деталей цилиндро-поршневой группы и надувочного воздуха.

Исследования авторов велись по следующим направлениям:

- модернизация отдельных элементов системы охлаждения (расширительного бака, охладителя надувочного воздуха);
- оптимизация эксплуатационных режимов охлаждения (температуры охлаждающей жидкости, давления в системе охлаждения, скорости циркуляции);
- совершенствование физико-химических свойств теплоносителей (воды и этиленгликолевых смесей).

Работа носила комплексный характер и включала в себя лабораторные исследования коррозии и процессов теплообмена, численный эксперимент, стендовые испытания на реальных двигателях.

Основные результаты исследований:

- модернизация расширительного бака позволяет предотвратить насыщение охлаждающей жидкости и изменять давление в системе охлаждения;

- изменение давления в системе позволяет перейти на высокотемпературное охлаждение и, за счет этого, сократить тепловые потери и воздействовать на протекание рабочего процесса;

- оптимизация физико-химических свойств теплоносителей позволяет понизить их коррозионную агрессивность, а также воздействовать на процессы теплообмена в зарубашечном пространстве с целью изменения теплового состояния деталей и сокращения тепловых потерь.

Результаты проведенных исследований свидетельствуют, конструктивные и режимные усовершенствования системы охлаждения позволяют улучшить эксплуатационные показатели двигателя. За счет предотвращения кавитационно-коррозионных разрушений, накипеобразования и снижения температурных градиентов в деталях повышается надежность двигателя. За счет сокращения тепловых потерь снижается удельный эффективный расход топлива. За счет повышения температурного уровня деталей изменяется протекание рабочего цикла, что приводит к сокращению времени прогрева двигателя и улучшению его экологических показателей.

ПАРОВАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА С ВЫСОКИМИ ЭКОЛОГИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Леонтьев А.И., Бакулин В.Н., Богданов Э.В., Гришин Ю.А.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

В условиях все более ужесточающихся требований норм по выбросам отработавших газов существующие автомобильные двигатели достигли такого уровня, при котором дальнейшее повышение экологических параметров невозможно без перехода на новый качественный уровень.

Одним из возможных путей решения является создание автомобильного двигателя с внешним способом подвода тепла. Экспериментальные разработки таких двигателей показали практическую возможность достижения предельно малых величин выбросов токсичных веществ. Одной из последних известных разработок является проект ZEE – Zero Emission Engine, осуществленный немецким инженерным сообществом IAV (Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr). Результаты проекта показали, что современный паровой двигатель в состоянии разрешить противоречия между экологическими требованиями и экономическими показателями, возникающие в настоящее время при разработке силовых установок будущих автомобилей. К преимуществам паровых двигателей относится возможность использования различных по составу и качеству топлив.

Роторно-спиральный двигатель (РСД) относится к тепловым двигателям с внешним подводом теплоты и работает по видоизмененному циклу Ренкина. Отличительными особенностями предлагаемого РСД являются: регенеративный термодинамический цикл, оригинальная расширительная машина, компоновочная схема и другие конструктивные решения. Цикл рабочего тела является замкнутым, конденсационным.

Разрабатываемый двигатель может быть применен на легковом, городском и грузовом видах транспорта. Обладая целым рядом преимуществ, он может рассматриваться как альтернатива существующим транспортным силовым установкам. Благодаря внешнему способу подвода теплоты в двигателе значительно снижаются требования, предъявляемые к качеству и составу топлива, что позволяет более полно использовать имеющиеся запасы нефтяных ресурсов с последующим переходом на альтернативные виды топлива. Наиболее перспективным из них представляется природный газ.

В основу РСД положена объемная расширительная машина спирального типа. Известно применение данной машины в качестве агрегата для компримирования газов. Машина является обратимой, и в данной работе предполагается использовать ее с некоторыми конструктивными изменениями в качестве расширительной. В данной машине обеспечивается монотонное движение рабочего тела, что позволит избежать потерь первичной конденсации, присущих поршне-

вым паровым машинам. Существенным преимуществом РСД в сравнении с поршневым ДВС является более плавная кривая крутящего момента в течение рабочего цикла. Благоприятной конструктивной особенностью является также отсутствие кривошипно-шатунного механизма с возвратно-поступательным движением.

Для уменьшения потерь тепла и улучшения эксплуатационных характеристик в двигателе используется прямоточный паровой котел. Высокую плотность и равномерность теплового потока предполагается получить за счет использования высокотемпературной тепловой трубы (ВТТ). Применение ВТТ снижает возможность пережога стенок теплообменника и увеличивает надежность конструкции. Кроме этого ВТТ оптимизирует распределение потоков теплоты по отдельным секциям двигателя.

Камеру сгорания предполагается выполнить с использованием принципа беспламенной горелки на пористой керамической матрице. Это позволит обеспечить предельно низкий уровень выбросов токсичных веществ без применения нейтрализаторов. Такой процесс сгорания использован и в двигателях ZEE, что позволило снизить величину выбросов окислов азота до 25% от норм SULEV без применения нейтрализаторов и рециркуляции отработавших газов.

Проведенный предварительный анализ конструкции РСД и технические достижения в разработке новейших материалов подтверждают принципиальную возможность создания силовой установки для транспортных средств, отвечающую самым жестким экологическим требованиям и способную составить конкуренцию существующим.

СОВРЕМЕННЫЕ ЗАДАЧИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ В ЦПГ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Путинцев С.В., Белов А.А., Синюгин А.В.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Экспериментальная оценка механических потерь поршневого ДВС – это необходимый и весьма ответственный этап доводки конструкции и/или проверки эффективности применения новых технических решений, технологических процессов обработки деталей, смазочных материалов и специальных присадок. Наряду с типовыми методами относительно недавно стали разрабатываться и применяться (в основном для научных целей) специальные методы измерения сил и моментов трения как на работающем двигателе, так и на моделях и установках, в той или иной степени воспроизводящих работу поршневой машины. В отличие от моторных методов, испытания по определению сил трения на моделирующих установках часто позволяли глубже исследовать саму природу трения, получить более высокую точность и воспроизводимость результатов измерений. В то же время большинство известных сегодня методов и соответствующих им установок весьма далеки от геометрического и физического подобия объекту моделирования – поршневому ДВС. Кроме того, у большинства установок, моделирующих трение двигателя, не говоря уже об экспериментах на самом объекте, точность измерений сил и моментов трения до сих пор не достигла уровня, позволяющего улавливать разницу в механических потерях, обусловленных, например, разницей в вязкости моторного масла соседних вязкостных классов. И, наконец, за редким исключением, известные технические решения пока не обладают свойством мобильности, понимаемым в данном случае как компактность установки, позиционирование ее как части измерительно-вычислительного комплекса, использование которого подразумевает проведение выездных экспресс-исследований, автоматический режим испытаний и обработку результатов, использование оборудования и метода для демонстрационно-тестовых целей.

Анализ существующих конструкций и методов в области трибологии поршневых машин показал, что ближе всего к решению большинства из названных

проблем моделирования и оценки трения в поршневых машинах стоит применение поршневого трибометра, разработанного на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана. Однако в существующем виде это устройство и метод его использования способны решать лишь узкий круг задач, не выходящих за рамки сравнительных антифрикционных испытаний моторных масел и присадок; оборудование не представляет собой единый комплекс и не отвечает критерию мобильности.

В этой связи перспективным направлением работ в области моделирования и исследования процессов трения в ЦПГ поршневых ДВС является теоретико-расчетное обоснование, а затем разработка и применение на этой основе мобильного измерительного комплекса на базе поршневого трибометра МГТУ.

Для достижения поставленной цели в исследовании ставятся и решаются следующие задачи:

1. Выполнение критического анализа существующих технических решений и методов измерения сил (моментов) трения в поршневых машинах для выработки концепции и принципов конструирования мобильного измерительного комплекса.

2. Представление теоретического обоснования и научных положений, включая разработку аналитических зависимостей и масштабных факторов, позволяющих связывать результаты моделирования на поршневом трибометре с результатами моторных испытаний.

3. Выполнение расчетов приводной и измерительной частей устройства.

4. Разработка алгоритма и управляющей программы режимами измерений и обработки результатов.

5. Модернизация существующего поршневого трибометра, отладка его работы в составе мобильного измерительно-вычислительного комплекса.

6. Проведение экспериментального исследования на поршневом трибометре по оценке антифрикционных свойств моторных масел и присадок.

7. Проверка сопоставимости полученных на трибометре результатов с результатами экспериментов на поршневом ДВС.

В итоге мобильный поршневой трибометр и методика его применения должны стать составной частью комплексного метода оценки энергосберегающих свойств моторных масел и антифрикционных присадок

ВЛИЯНИЕ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБКАТКИ ГАЛТЕЛЕЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ РОЛИКАМИ НА ИХ УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Марусланов А.Е.

МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Несмотря на большой опыт, накопленный отечественным и зарубежным машиностроением по расчету и конструированию, изготовлению и эксплуатации коленчатых валов, в практике еще нередки случаи их поломок по причинам конструкторского и технологического характера. Причем главная из них — недостаточный запас усталостной прочности в галтелях коренных и шатунных шеек, щеках, а также у радиальных отверстий в шейках. И чаще всего коленчатые валы разрушаются по галтелям коренных и шатунных шеек.

Анализ поломок коленчатых валов показал, что примерно 60-80 % поломок происходит из-за разрушений от изгибных нагрузок по щекам в плоскости кривошипа в области галтельного перехода. Теоретические исследования также показали, что наибольшие напряжения возникают в галтелях шатунных и коренных шеек коленчатых валов при действии знакопеременного изгибающего момента в плоскости кривошипа. Наличие поломок свидетельствует о недостаточном запасе прочности галтелей коленчатых валов.

В условиях снижения объема производства и увеличения стоимости машин одной из важнейших задач становится повышение их надежности и долговечности. С ростом долговечности деталей машин значительно снижаются расходы на их ремонтные работы, сокращается потребность в запасных частях и механиз-

мах, сводится к минимуму простой оборудования. Предпринято немало попыток улучшить эксплуатационные свойства галтелей коленчатых валов, среди которых выделяется метод обкатки роликами.

В ходе обсуждения проблемы упрочнения галтелей методом обкатки роликами, было обнаружено, что этот способ наиболее оптимален для обкатки. Он позволяет повысить усталостную прочность галтелей коленчатых валов в два раза, при этом твердость на поверхности накатанных галтелей в полтора раза выше по сравнению с исходным материалом, происходит измельчение зерна в микроструктуре металла, так же пропадает пористость металла. Повышение усталостной прочности галтелей коленчатых валов объясняется повышением прочностных свойств поверхностного слоя, и появлением благоприятных остаточных напряжений сжатия.

Всё это позволяет повысить прочностные характеристики детали в 1,5-2 раза, а следовательно и увеличить ресурс детали почти в два раза.

Однако обзор литературы показал, что вопрос определения коэффициента упрочнения при поверхностном пластическом деформировании методом обкатки роликами рассмотрен в современной технической литературе не достаточно глубоко, и выявлена необходимость создания математической модели для аналитического определения коэффициента упрочнения. Это необходимо для более точных расчетов в области усталостной прочности деталей.

Подсекция 3: ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ, ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Голубков Л.Н., Корнилов Г.С.¹, Грачев А.Ю.²

МАДИ, ¹НАМИ, ²Департамент транспорта и связи города Москвы, г. Москва

Автомобильный транспорт является одним из крупнейших загрязнителей окружающей среды. В большей степени это касается мегаполисов. В частности, доля автотранспорта Москвы в загрязнении атмосферного воздуха достигает 85%.

В последние годы все большее распространение на автомобильном транспорте получают дизельные двигатели. Например, в Европе доля продаж автомобилей с дизельными двигателями возросла с 1,3% (1970г.) до 27-28% (2000г.), эта тенденция прослеживается и в Москве. Суммарно все виды дизелей, работающих в Москве, потребляют в год приблизительно 1 млн. тонн дизельного топлива. Анализ выбросов основных компонентов токсичных веществ в атмосферный воздух города в 2002 г. показывает, что не только по выбросу частиц, но и по оксидам азота дизельные двигатели вносят решающий вклад в суммарные выбросы.

Известно, что одним из основных путей снижения негативного влияния автомобиля на экологию мегаполисов является использование экологически более чистых альтернативных топлив. Важно отметить, что если для двигателей с искровым зажиганием набор этих топлив достаточно широк (сжатый природный и сжиженный нефтяной газы, спирты), то как альтернативные топлива для дизелей можно в настоящее время рассматривать, в основном, только диметиловый эфир (ДМЭ) и рапсовый метилэфир.

Моторные испытания на одноцилиндровой установке 1Ч12/12, проведенные в НАМИ с участием МАДИ, показали следующее. Как и предполагалось из рассмотрения химической формулы ДМЭ ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$), 34,8% кислорода и отсутствие связи углерод-углерод обеспечивают полное отсутствие сажи в отработавших газах (ОГ). При переходе с дизельного топлива на ДМЭ зафиксировано уменьшение выбросов NO на 36-60% по нагрузочной характеристике ($n=1600$ мин⁻¹), причем, большее снижение получено при высоких нагрузках (Pi). В современных дизелях с целью уменьшения NO используют работу с более поздним углом опережения впрыскивания (УОВ). Регулировочная характеристика по УОВ, снятая при той же частоте, показывает, что уменьшая УОВ, можно получить выигрыш в снижении NO по сравнению с работой на ДТ при оптимальном (по Pi) УОВ в 4 раза. Если же сравнивать с работой на ДТ с поздним УОВ, то преимущество по NO можно получить в 2,3 раза. Однако уменьшение NO может быть и больше, учитывая, что при работе на ДМЭ не накладывается ограничение по дыму на уменьшение УОВ.

Анализ индикаторных диаграмм показал, что при работе на ДМЭ наблюдается уменьшение максимальной температуры цикла на 175...280 К на максимальных и средних нагрузках ($n=1600$ мин⁻¹). Следовательно, снижаются и локальные температуры в зонах горения и образование NO. Кроме того, наличие внутреннего кислорода в ДМЭ сокращает площадь фронта и, следовательно, зону возможного образования NO. Получено также сравнительное уменьшение максимальной скорости нарастания давления в 1,8...3,9 раз (при оптимальном по Pi УОВ), о чем свидетельствует уменьшение уровня шума.

Одной из проблем, требующих решения, является некоторое увеличение выбросов CO и CH при переходе с ДТ на ДМЭ. Эта проблема, как показывает анализ литературных источников, может быть решена частично доводкой рабочего процесса и более кардинально установкой окислительных нейтрализаторов. Следует также отметить, что если на больших нагрузках индикаторный КПД η_i

при работе на ДМЭ сопоставим с η_i при работе на ДТ, то на частичных нагрузках η_i ухудшился до $\eta_i=0,34\dots 0,24$. Следовательно, необходима дальнейшая работа по доводке рабочего процесса и оптимизации параметров топливной аппаратуры. К проблемам использования ДМЭ как топлива следует отнести также пониженную вязкость и, следовательно, возможность увеличения износа прецизионных соединений топливной аппаратуры. В настоящее время проблема решается с помощью противоизносной присадки Любризол-539Н.

В настоящее время в Москве проведено переоборудование трех опытных партий автомобилей ЗИЛ-5301 «Бычок» (силами НАМИ, НИИД, МГТУ им. Н.Э. Баумана) и проводятся их эксплуатационные испытания с целью дальнейшего совершенствования и доводки автомобильного дизеля, работающего на ДМЭ.

ПРИМЕНЕНИЕ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА В КАЧЕСТВЕ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ГОРОДСКОГО ДИЗЕЛЬНОГО АВТОТРАНСПОРТА

Иващенко Н.А., Калинин Д.Н., Борисенко Н.Е., Грехов Л.В., Жердев А.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Наблюдающийся в последнее время существенный рост парка автотранспорта вызывает ухудшение экологической обстановки, особенно в крупных городах. Для снижения вредных выбросов автомобилей с дизельными двигателями в последнее время предлагается использовать альтернативное топливо — диметиловый эфир (ДМЭ). Применение ДМЭ в качестве моторного топлива позволяет резко снизить уровень шума, исключить выбросы сажи и снизить выбросы окислов азота.

Значительное различие в свойствах ДМЭ и дизельного топлива (ДТ) вызывает ряд специфических проблем. Например, с учетом более низкой плотности и теплотворной способности для сохранения мощности дизеля необходимы в 1,7...1,9 раза большие объемные цикловые подачи. При проектировании топливного насоса высокого давления приходится учитывать, что в силу значительно большей сжимаемости ДМЭ, необходимо увеличивать запас по объемной производительности на номинальном режиме в 2,4 ...2,7 раза. Топливоподача и рабочий процесс дизеля при переходе с дизельного топлива (ДТ) на ДМЭ претерпевают значительные изменения. В результате повышенной сжимаемости ДМЭ подача начинается позднее. Возникают и другие специфические проблемы при питании дизеля ДМЭ. Ухудшается наполнение плунжерной полости, в результате возрастает нестабильность подачи. ДМЭ ввиду малой вязкости, создает проблемы запуска дизеля, утечек и долговечности прецизионных пар, подкачки топлива в линии низкого давления. Более короткий и широкий факел приводит к перераспределению тепловых нагрузок на детали цилиндро-поршневой группы, перегреву деталей центральной части камеры сгорания и др. Кроме того, необходимо учитывать значительную зависимость свойств ДМЭ от температуры, что вызывает необходимость введения в систему топливоподачи терморегулятора.

На основании изложенного и имеющегося опыта нами осуществлен проект экологически чистого топлива - ДМЭ в смеси с традиционным дизельным топливом. Его доля составляет для различных моделей дизелей и режимов работы от 10 до 40 %. При этом сглажены или отсутствуют многие специфические проблемы питания дизеля чистым ДМЭ. Протекание рабочих процессов улучшается (распыливание, испарение, воспламенение, сгорание). Уменьшение выбросов вредных веществ позволяет обеспечить законодательные нормы ближайшей перспективы даже на относительно старых моделях дизелей доступными техническими средствами.

Для получения смесового топлива предложена и спроектирована система безнасосной подпитки линии высокого давления, которая позволяет снять значительную часть изложенных выше проблем.

В настоящее время в ФГУП «Мосавтохолод» проходят испытания 10 автомобилей ЗИЛ-5301 «Бычок», оборудованные системой питания смесевым топливом (ДТ и ДМЭ).

О РАСПРЕДЕЛЕНИИ ПО РАЗМЕРАМ КАПЕЛЬ РАСПЫЛИВАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Антонюк П.Н.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Процесс распыливания жидкости, вытекающей из сопла форсунки, во многом подобен процессу образования осколков при взрыве твердого тела. Жидкость распадается на капли, твердое тело распадается на осколки. Как показывают многочисленные эксперименты, и в первом и во втором случае имеет место одна и та же функция распределения. Распределение капель по радиусам описывается эмпирической функцией Розина-Раммлера, распределение осколков по массам описывается эмпирической функцией Вейбулла. В момент образования капель их форма далека от шарообразной, поэтому только что образовавшиеся капли более правильно называть осколками. Математическая эквивалентность функций Розина-Раммлера и Вейбулла указывает на универсальный характер функции распределения по размерам осколков, образующихся в результате быстрого распада однородной и изотропной трехмерной сплошной среды. Исходя из методов статистической физики необходимо теоретически вывести универсальную функцию распределения по размерам осколков сплошной среды.

Рассматриваются следующие пути теоретического вывода функции распределения.

1. Математическая теория множеств Кантора позволяет исследовать распад на осколки трехмерной среды, состоящей из N молекул, при помощи фазового пространства осколков, состоящего из 2^N осколков. Для нахождения вероятностей осколков используется также комбинаторика.

2. Вывод функционального уравнения для функции распределения (метод Максвелла).

3. Распределение Гиббса для всех молекул распадающейся среды дает возможность перейти к распределению осколков по энергиям связи.

Для проверки теоретических построений важно также продолжить экспериментальные исследования распределения осколков, значительно повысив точность измерений.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ДВС И ГАЗОГЕНЕРАТОРОМ В «МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ»

Маслов Ю.Л.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва

В последние годы практически во всех странах повысился интерес к проблемам развития малой энергетики, основу которой составляют стационарные и передвижные энергоустановки (ЭУ) с ДВС, перекрывающие диапазон мощностей от 1 до 2000 кВт и более. Это объясняется стремительным ростом потребления энергоресурсов на душу населения и экономическим развитием практически всех стран. Причем острую потребность в увеличении энергопотребления испытывают как отдаленные и труднодоступные регионы, так и крупные мегаполисы. Однако, строительство в указанных районах крупных ТЭЦ требует больших финансовых затрат, значительного времени, прокладки новых и реконструкции существующих электро- и тепловых магистралей и поэтому становится экономически невыгодным. Наиболее эффективным решением этой проблемы является широкое применение автономных ЭУ с ДВС, которые обеспечивают максимальное приближение генерирующих мощностей к потребителям, повышают надежность их энергоснабжения и существенно экономят финансовые затраты и время при строительстве. Однако, дальнейшему развитию малой энергетики суще-

ственно препятствуют возрастающий дефицит нефтяных топлив, повышение стоимости их добычи, переработки и доставки к месту потребления. Для отдаленных регионов стоимость завозимого топлива увеличивается в несколько раз.

Поэтому все более остро становится задача использования в малой энергетике нетрадиционных возобновляемых источников энергии и местных видов топлива. Анализ имеющихся ресурсов в отдаленных регионах и предшествующий опыт показывают, что наиболее радикальным решением этой проблемы является использование в ЭУ газовых ДВС, работающих на энергетическом газе (генераторном и биогазе), которые получают в газогенераторных установках и биореакторах из различных видов местных твердых топлив и отходов растениеводства и животноводства. При наличии в регионе запасов газа или магистрального газопровода ДВС могут быть переведены на работу на природном газе. Для организации теплоснабжения потребителей ЭУ должны быть оснащены системами утилизации тепловой энергии, что позволяет увеличить общий КПД установки до (80-90)%.

Для решения поставленной на первом этапе задачи в МГТУ разработан и изготовлен опытный макетный образец ЭУ с ДВС мощностью 8 кВт с газогенераторной установкой на древесных и растительных отходах. Установка предназначена для автономного электроснабжения различных промышленных предприятий, а также для привода разнообразных механизмов средств малой механизации. ЭУ размещается в специальных модулях, транспортируется автомобильным транспортом и устанавливается на место эксплуатации без фундамента. Необходимое увеличение мощности достигается суммированием мощностей разработанных модулей. Расчетный расход древесного топлива (1.2-1.4) кг/кВт.ч. Эксплуатация таких ЭУ позволяет снизить токсичные выбросы с выпускными газами, организовать на месте переработку отходов и улучшить экологическую обстановку в регионе.

С работой макетного образца ЭУ можно ознакомиться в лаборатории ДВС МГТУ. Проведенные расчеты ежегодно получаемых объемов древесных растительных отходов в РФ показывают возможность надежного обеспечения топливом (30-40) тыс. ЭУ мощностью 10 кВт и получения (0.8-1.0) млн. кВт.ч электроэнергии без затрат дефицитного нефтяного топлива. Наличие стабильного рынка позволяет организовать серийное производство ЭУ в различных регионах со сроком окупаемости вложенных средств через 1-1.5 года.

ОПИСАНИЕ АКТУАЛЬНЫХ ДЛЯ ТОПЛИВОПОДАЧИ СВОЙСТВ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА И ЕГО СМЕСЕЙ С ДИЗЕЛЬНЫМ ТОПЛИВОМ

Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Калинин Д.Н., Рогов В.С.
МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

Физические свойства альтернативного экологичного топлива для дизелей - диметилового эфира (ДМЭ) – значительно отличаются от свойств традиционного дизельного топлива (ДТ). Так, плотность ДМЭ ниже в 1,25 раза, вязкость - в 33 раза, давление насыщенных паров выше в 320 раз, сжимаемость - в 2,5 раза, сильнее проявляется ее зависимость от температуры и т.д. Ранее были совершенно не выяснены свойства смесей этих топлив, находящие реальное применение в дизелях. Неточность оценки этих свойств затрудняет расчет топливоподачи и проектирование топливоподающей аппаратуры.

Важнейшее свойство топлива при подаче – сжимаемость – будем описывать уравнением связи. Для однофазного топлива в жидкой (капельной) фазе:

$$\left(\frac{V_0}{V}\right)^{\varkappa} = \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^{\varkappa} = \frac{B+p}{B}$$

Для справки: при 20⁰С для ДТ $B=222 \cdot 10^6$, $\varkappa=7.5$, а для ДМЭ $B=33 \cdot 10^6$, $\varkappa=9.75$. Возможен пересчет коэффициента сжимаемости β и скорости звука α :

$$\beta = [\aleph \cdot (P + B)]^{-1}; \quad \alpha = \sqrt{\frac{\aleph}{\rho_0} B^{\frac{1}{\aleph}} (P+B)^{\frac{\aleph-1}{\aleph}}} \quad \text{или} \quad \frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{P+B}{P_0+B} \right)^{\frac{\aleph-1}{2\aleph}} \approx \left(\frac{P+B}{B} \right)^{\frac{\aleph-1}{2\aleph}}$$

Уравнение связи и скорости звука для смеси k жидких топлив получаем, если введем понятие объемного содержания i -ой компоненты в многокомпонентной смеси:

$$\varepsilon_{j_0}^j = \left(V_j / \sum_{j=1}^k V_j \right), \quad \text{тогда плотность смеси } \rho_{см}: \quad \frac{\rho_{см}}{\rho_{см0}} = \left[\sum_{j=1}^k \varepsilon_{j_0}^j \left(\frac{B_j}{B_j + p} \right)^{\frac{1}{\aleph_j}} \right]^{-1}.$$

Скорость звука в смеси k жидких топлив:

$$a_{см} = \sum_{j=1}^k \varepsilon_{j_0}^j \left(\frac{B_j}{p + B_j} \right)^{\frac{1}{\aleph_j}} \cdot \left[\rho_{см0} \cdot \sum_{j=1}^k \frac{\varepsilon_{j_0}^j \cdot B_j^{\frac{1}{\aleph_j}}}{\aleph_j} (B_j + p)^{\frac{1+\aleph_j}{\aleph_j}} \right]^{-0,5}.$$

Плотность газожидкостной смеси топлив вычисляется с использованием закона политропного сжатия газовой фазы:

$$\left(\frac{V_0}{V} \right)^{n_r} = \left(\frac{\rho_r}{\rho_{r0}} \right)^{n_r} = \frac{p}{p_0}. \quad \text{Тогда } \rho_{см} = \frac{m_{ж} + m_r}{V_{ж} + V_r} = (1 - \varepsilon_r) \rho_{ж} + \varepsilon_r \rho_r.$$

Плотность смеси и скорость звука в смеси k - жидких топлив и газа:

$$\rho_{см} = \frac{\rho_{см0}}{\sum_{j=1}^k \varepsilon_{j_0}^j \left(\frac{B+p}{B} \right)^{\frac{1}{\aleph}} + \varepsilon_{r0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_r}}};$$

$$a_{см} = \frac{\varepsilon_{r0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_r}} + \sum_{j=1}^k \varepsilon_{j_0}^j \left(\frac{B_j}{B_j + p} \right)^{\frac{1}{\aleph}}}{\sqrt{\rho_{см0} \left[\frac{\varepsilon_{r0}}{n_r} p_0^{\frac{1}{n_r}} \cdot p^{\frac{1+n_r}{n_r}} + \sum_{j=1}^k \varepsilon_{j_0}^j \frac{B_j^{\frac{1}{\aleph_j}}}{\aleph_j} (B_j + p)^{\frac{1+\aleph_j}{\aleph_j}} \right]}}$$

Вязкость смеси двух топлив при атмосферном давлении.

$$\nu_{см} = \frac{(v_1 \cdot \rho_1)^{\varepsilon_{01}} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_{см}} \cdot (v_2 \cdot \rho_2)^{\varepsilon_{02}} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_{см}}}{\rho_1 \varepsilon_{01} + \rho_2 \varepsilon_{02}}.$$

Полученные соотношения выявили важные особенности нетрадиционных топлив, позволили построить более адекватные модели подачи. С их помощью, частности, нами удалось разработать и оптимизировать топливopодающую аппаратуру автомобиля ЗиЛ-4333 (Бычок) для питания его смесевым топливом (ДМЭ+ДТ), которая с 2003-2004 г. эксплуатируется на 11 автомобилях в г. Москвы. Вместе с тем, еще остаются нерешенные научные вопросы, в частности, о гистерезисе двухфазного состояния в быстропотекающем процессе топливopодаче при наличии ДМЭ, вязкости многокомпонентного и многофазного смесевого топлива и количественных показателей ее зависимости от давления. Над этим ведется работа.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ДЛЯ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ГОРОДА МОСКВЫ

Иващенко Н.А., Маслов Ю.Л.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

В настоящее время с целью повышения надёжности энергоснабжения города и во исполнение постановления Правительства Москвы от 13.01.2004 №3-ПП в г. Москве на период 2003-2010 гг.. предполагается “осуществить внедрение генерирующих мощностей на основе строительства в столице газотурбинных установок (ГТУ) средней и малой мощности, а также мини-ТЭЦ на основе газопоршневых двигателей и пневмоэлектрогенераторных агрегатов на основе редуцирования газа” в условиях их максимального приближения к потребителям.

Одним из центральных направлений решения поставленной задачи, является, исходя из существующего мирового опыта, более широкое применение автономных энергетических установок (ЭУ) с газопоршневыми двигателями (ГД). Это обосновывается тем, что в настоящее время ГД достигли высокой степени совершенствования конструкции и технологичности, обладают среди используемых тепловых двигателей в малой энергетике, одним из наиболее высоких эффективных значений к.п.д., уменьшенной эмиссией токсичных составляющих, имеют высокие агрегатные мощности (до 7 МВт и более) и высокую степень автоматизации систем управлений, Поэтому ГД находят всё более широкое применение для энергоснабжения крупных городов.

Широкое применение газовых двигателей объясняется более низкой стоимостью газообразного топлива по сравнению с нефтяными топливами, более высокими эффективными к.п.д. (по сравнению с паровыми и газотурбинными установками), высокими экологическими характеристиками, повышенным по сравнению с дизелями в (1,5-2) раза ресурсом двигателей до капитального ремонта, возможностью создания газовых двигателей на базе выпускаемых дизелей, в связи с чем не требуется организации новых производств или значительной модернизации существующих.

Дополнительно рентабельность ЭУ с ГД может быть существенно повышена за счёт утилизации теплоты отработавших газов, охлаждающей жидкости, масла и для двигателей с наддувом теплоты сжатой газозоудушной смеси для различных нужд (горячее водоснабжение, отопление, получение пара и горячего воздуха для технологических процессов и т.д.). В этом случае общий к.п.д. ЭУ достигает (80-90)%.

Опыт использования ЭУ с ГД в различных странах показывает, что для районов, снабжаемых газом из магистральных газопроводов, и при существующих до настоящего времени ценах на газ, себестоимость вырабатываемой электроэнергии оказывается практически равной себестоимости электроэнергии, получаемой на мощных ТЭС. Поэтому при сохранении тенденции роста добычи газа в РФ, расширении газоснабжения и использования газовых топлив на транспорте в г. Москве, ведущих к сокращению потребления нефтяных топлив и являющихся важным этапом в оздоровлении воздушного бассейна столицы, широкое строительство мини-ТЭЦ на основе газовых поршневых двигателей должно стать, с нашей точки зрения, центральным направлением решения поставленной задачи - повышения надёжного энергоснабжения Московского региона.

КОМПЛЕКТАЦИЯ И НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА МНОГОТОПЛИВНОГО ДИЗЕЛЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Беликов М.О., Шатров М.Г.

ГТУ «МАДИ», г. Москва

Работа посвящена созданию рабочих процессов многотопливного дизеля с применением альтернативных энергоносителей.

В представленном докладе излагаются результаты расчетно-экспериментальной комплектации системы топливоподачи дизеля Д-120, позволяющей обеспечить совместную и независимую подачу традиционного и альтернативного топлив. Расчетные работы осуществлялись с использованием специально созданного пакета программ, принципиальная особенность которого в том, что решается обратная задача, когда по заданным характеристикам впрыскивания и состава смеси определяются параметры рабочего процесса топливной системы и ее конструктивные параметры. Экспериментальные исследования спроектированной и изготовленной топливной системы осуществлялись на стробоскопической установке и на полноразмерном дизеле Д-120. Опыты проводились с применением традиционного топлива и этанола. Испытания показали, что топливная система позволяет в начале впрыскивания обеспечивать преимущественную подачу дизельного топлива (до 80%), а окончание процесса ввода смеси в камеру сгорания происходит с преимущественным содержанием этанола (до 60%).

Испытания дизеля Д-120, укомплектованного опытной топливной системой, показали работоспособность и эффективность разработок с позиции решения экологических проблем двигателей. Так на режиме максимального крутящего момента применение смеси энергоносителей, в сравнении с традиционным топливом, позволило, в частности, уменьшить содержание в отработавших газах твердых частиц в 1,5 - 2 раза.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ И ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ПРИ РАБОТЕ НА ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю.

Хабаровский государственный технический университет, г. Хабаровск

Водотопливные эмульсии (ВТЭ) получили признание как альтернативное топливо. Однако, изучением свойств и применением ВТЭ в эксплуатации занимается сравнительно небольшой круг специалистов. В эксплуатации, к сожалению, эмульсия применяется весьма ограничено, что делает актуальными работы в части использования ВТЭ.

До сих пор не изжита «водобоязнь» организаций, эксплуатирующих ДВС, и практически внедрение ВТЭ так и не состоялось до настоящего времени. Главный довод противников использования ВТЭ – коррозия топливной аппаратуры (ТА) и деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ). При этом недооценивается улучшение топливной экономичности (3...7%), снижение температуры газов при сгорании, клапанов и поршня (на 20...30°C). Более того, водяные пары способствуют газификации частиц углерода и снижают нагарообразование или разрыхляют уже существующие отложения, снижают концентрацию сажи в 1,5...2 раза. Снижение температуры ОГ и деталей дизеля при использовании ВТЭ допускает перегрузку двигателя, плавание в тропиках при работе на полной мощности.

Следует остановиться на влиянии воды на процессы сгорания и механизм износа. Индикаторный процесс в цилиндре безусловно изменяется в лучшую сторону за счет каталитического воздействия воды на цепные реакции сгорания. Подтверждается гипотеза о микровзрывах капель воды, охваченных оболочкой из микрокапель топлива. Облегчается добавка к топливу водорастворимых и не токсичных присадок.

Данные по износу противоречивы. И все же преобладают сообщения о снижении износов (2...3%). Причины этого - уменьшение нагарообразования, температура паров воды, превосходящая точку росы. При этом остается требование пуска и останова двигателя на чистом топливе.

Особенности топливоподачи можно выявить путем гидродинамического моделирования работы ТА, для чего необходимо располагать информацией по физико-механическим свойствам ВТЭ, в первую очередь, сжимаемость и скорость звука в ВТЭ.

Активный ход плунжера увеличится примерно на величину $0,9 c_w$, где c_w - массовое водосодержание в эмульсии. В соответствии с критерием Сифмана N возрастает максимальное давление впрыскивания при незначительном увеличении продолжительности топливоподачи. На холостом ходу повышается межцикловая стабильность.

Более сложной задачей является сопоставительный анализ процессов распада струи впрыскиваемого чистого топлива и эмульсии. В высокофорсированных дизелях при высоком наддуве начинают проявлять себя подвпрыскивания топлива. Вот почему применение ВТЭ повышает экономичность дизеля особенно при относительно невысоких степенях его форсирования.

Эмульсия представляет собой двухфазную, т.е. коллоидную систему. Сплошная струя ВТЭ при выходе из сопла ведет себя иначе, чем чистое топливо. Процессы дробления протекают более активно, так как нарушенная микрокаплями воды структура стержня распадается легче. Именно в этом проявляется положительный эффект ВТЭ в части повышения экономических и экологических показателей дизеля. При применении ВТЭ, полученной, например, гидродинамическим способом, вносятся и другие положительные воздействия на рабочий процесс. Возможны различия в процессах смесеобразования и сгорания прямых и обратных эмульсий. Например, эмульсии типа вода-масло при вводе в среду камеры сгорания с температурой $600...800^{\circ}\text{C}$ улучшают процессы физического распада струи топлива при выходе ее из канала распылителя за счет разрушения сплошной части стержня и, далее, за счет так называемых микровзрывов и создания большого количества активных центров горения. Для прямых эмульсий типа масло-вода эффект определится за счет расклинивающих сил, что должно привести к изменениям в формировании факела и его размещении в объеме камеры сгорания. В любом случае вносятся позитивные изменения в смесеобразование и сгорание топлива.

Задержка воспламенения должна несколько увеличиться за счет снижения температуры на $20...40^{\circ}\text{C}$. Новое свойство комбинированных эмульсий, получаемых гидродинамическим способом - способность аккумулировать энергию при приготовлении ВТЭ и отдавать ее при впрыскивании. Это также повышает эффективность использования эмульсии.

Автотранспорт с ОГ выбрасывает в атмосферу до 150 млн. тонн NO_x (70% всех выбросов). ВТЭ позволяет успешно решать и эту задачу. Проблема - замерзание воды. Возможное решение - создание эмульсий на метаноле. Многие вопросы приготовления эмульсии, определения ее свойств, требуют дальнейшей проработки.

ВТЭ должны занять отдельное место в списке альтернативных топлив. Это путь улучшения качества и глубины использования традиционных топлив, ВТЭ позволяют вводить присадки в топливо, обеспечивать качественное выгорание углеводородных, азотоводородных, спиртовых и бензومتанольных смесей и топлив. ВТЭ обеспечивают «моточистку» двигателя, обеспечивают снижение оксидов азота в ОГ до 2...2,5 раз.

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ КАК ИНСТРУМЕНТАРИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕЖЦИКЛОВОЙ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ДОЛЕВЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю.

Хабаровский государственный технический университет, г. Хабаровск

Как было в [1] для исследования стабильности процессов топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания возможно использовать расходные характеристики топливного насоса высокого давления (ТНВД) объемного расхода

насоса $V_k = f_1(p_{ocm})$ и форсунки $V_\phi = f_2(p_{ocm})$ от величины остаточного давления P_{ocm} .

Для анализа протекания процессов топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания используется критерий стабильности процессов впрыскивания X , определяющийся растром угла взаимного пересечения расходных характеристик

$$X = \left[\frac{df_2(p_{ocm})}{dp_{ocm}} - \frac{df_1(p_{ocm})}{dp_{ocm}} \right] \cdot \frac{1}{\alpha V_c} = K_\phi - K_n,$$

где α - коэффициент сжимаемости топлива; V_c - объем СВД;

$K_\phi = \frac{df_2(P_{ocm})}{dP_{ocm}} \cdot \frac{1}{\alpha V_c}$ - наклон расходной характеристики форсунки;

$K_n = \frac{df_1(P_{ocm})}{dP_{ocm}} \cdot \frac{1}{\alpha V_c}$ - насоса.

Анализ расходных характеристик, полученных моделированием процессов топливоподачи для различных скоростных и нагрузочных режимов показал, что характеристики линейны только вблизи номинала. Это означает, что наклон характеристик неодинаков при разных P_{ocm} . Это означает, что критерий X зависит от P_{ocm} и принимает различные от цикла к циклу значения, что затрудняет оценку стабильности впрыскивания.

Нелинейность расходных характеристик в первую очередь объясняется повышенным влиянием различного рода утечек, сжимаемости топлива, а также наличием разрывов сплошности в ЛВД и влиянием волновых процессов в трубопроводе высокого давления на величину цикловой подачи.

Предлагается метод расчетно-экспериментального исследования качества работы топливной аппаратуры на частичных режимах. Суть метода состоит в разбиении расходных характеристик на минимально возможное количество относительно линейных участков с последующей аппроксимацией кривых. На конкретном участке получаем прямую вида $y = k \cdot x + b$ ($V_k = k_1 \cdot P_{ocm} + b_1$ и $V_\phi = k_2 \cdot P_{ocm} + b_2$), т.е. получаем расходные характеристики, состоящие из нескольких прямых. Точки пересечения соседних прямых (т.1, т.2, т.3 на рис.2) – точки излома характеристик. Далее, расходные характеристики разбиваются на участки по точкам излома характеристик, при этом учитываются все точки на V_k и V_ϕ , малыми участками следует пренебречь. При этом растр угла в точке пересечения полученных прямолинейных расходных характеристик, а, следовательно, и критерий стабильности X неизменны по всей длине одного и того же участка. Тогда для оценки реальной стабильности процессов топливоподачи рекомендуется использовать усредненное значение:

$$X_{cp} = \frac{\sum X}{n} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n},$$

где n - количество участков.

Следует также учитывать, что на некоторых режимах возможно наличие участков с величиной критерия стабильности много больших значений других участков вплоть до $X \geq 2$. Тогда следует учитывать и максимальное значение X , которое при достаточно большой относительной длине участка может быть определяющим.

На режимах с небольшими колебаниями остаточного давления от цикла к циклу несмотря на нелинейные расходные характеристики для оценки межциклового неустойчивости достаточно знать величину критерия стабильности вблизи только точки пересечения расходных характеристик, тогда как величины X на остальных участках будут определять характер и длительность переходных процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горелик Г. Б. Физическая природа нестабильной от цикла к циклу работы топливной аппаратуры дизелей и критерий стабильности режима // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: Сборник научных трудов. Хабаровск: Изд-во ХабГТУ, 1999. С. 29-37.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЕЙ

Драган Ю.Е., Рахметуллаев М.Н.

ОАО «Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт двигателей» (ОАО «НИКТИД»), г. Владимир

Исследования проводятся с целью отработки конструкции электрогидравлической форсунки (ЭГФ), параметры которой должны обеспечить возможность осуществления многократного, в том числе и предварительного, впрыскивания топлива с уровнем давления порядка 100...150 МПа для высокооборотного дизеля легкового или малотоннажного автомобиля, а также для получения исходной информации для программирования контроллера электронного управления топливоподачей дизеля. Эти исследования входят составной частью в работу по созданию отечественной аккумуляторной топливной системы типа «Common Rail», выполняемой ОАО «НИКТИД» совместно с МГТУ им. Н.Э. Баумана по государственному контракту.

На предыдущих этапах в НИКТИД на основе математического моделирования разработана конструкция ЭГФ с оптимальными расчетными значениями параметров гидравлических трактов. Эта форсунка изготовлена Ногинским заводом топливной аппаратуры, а электромагнитный привод создан в НИКТИД.

В соответствии с методикой исследований разработаны, изготовлены и смонтированы в форсунку датчики перемещений якоря электромагнитного клапана (ЭМК) и иглы распылителя ЭГФ, разработаны и изготовлены приборы преобразования сигналов датчиков, проведена их тарировка. Созданы средства силовой электроники и контроллер для управления ЭМК, которые обеспечивают возможность осуществления форсирующего, удерживающего и размагничивающего импульсов тока в его обмотке.

Метод реализации поставленных целей заключается в выявлении зависимостей цикловых подач от давления в аккумуляторе, а также от таких параметров электрических импульсов, как их длительность, напряжения и токи в обмотке ЭМК. Анализ полученных зависимостей позволил уточнить математические модели и получить исходную информацию для программирования контроллера. Накопленный опыт дал возможность усовершенствовать конструкцию ЭГФ. Новая партия электрогидравлических форсунок изготовлена ООО «Прецизика-Сервис» (г. Ярославль).

В результате работы создана отечественная малогабаритная электрогидравлическая форсунка, на конструкцию которой получен патент Российской Федерации, созданы программные и аппаратные средства для исследования и управления ЭГФ, датчики емкостного типа, с помощью которых записываются осциллограммы перемещений якоря ЭМК и иглы распылителя ЭГФ. Определены зависимости цикловых подач от режимных параметров, определены параметры тока, при которых возможно осуществление предварительного и основного впрыскиваний топлива для дизеля ЗМЗ-514.10 Заволжского моторного завода.

Таким образом, разработаны методические, конструктивные и технологические основы создания аккумуляторных топливных систем. Приобретенный опыт может быть полезен разработчикам подобных топливных систем с электронным управлением для дизелей другого назначения.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РАСХОДА ТОПЛИВА И ВЫБРОСОВ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Кузнецов А.Г., Марков В.А., Шатров В.И., Фурман В.В.¹, Афанасьев В.Н.¹
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ППП «Дизельавтоматика», г. Саратов

Дизели транспортного назначения до 90% времени эксплуатации работают на неустановившихся режимах. Работа дизелей с турбонаддувом на этих режимах характеризуется значительными отличиями параметров теплового состояния двигателя и давления наддувочного воздуха от соответствующих значений этих параметров на установившихся режимах. Это объясняется тем, что из-за инерционности системы турбонаддува комбинированного двигателя для его работы на неустановившихся режимах характерно рассогласование подач топлива и воздуха, что существенно ухудшает качество протекания рабочего процесса.

Разновидностью неустановившихся режимов являются процессы перехода двигателя от одного установившегося режима к другому, называемые переходными процессами. Наиболее характерные переходные процессы транспортных дизелей - переходные процессы разгона и наброса нагрузки. В этих переходных процессах дизелей с турбонаддувом турбокомпрессор не успевает своевременно увеличить подачу воздуха в соответствии с быстрым увеличением подачи топлива. Это вызывает кратковременное снижение коэффициента избытка воздуха α , неполное сгорание топлива, ухудшение экономических, экологических и динамических качеств дизеля.

Методики расчета переходных процессов транспортных дизелей достаточно полно разработаны в трудах отечественных ученых: Г.Г. Калиша, В.И. Крутова, А.М. Каца, Н.Н. Настенко, М.И. Левина, В.И. Толшина, И.И. Кринецкого, А.А. Грунауэра и ряда других исследователей. Они позволяют оценить изменение параметров дизеля в переходных процессах и его динамические качества. Но, как правило, в этих методиках остаются неопределенными расход топлива и выбросы токсичных компонентов отработавших газов (ОГ).

Для оценки указанных параметров в переходных процессах предлагается методика, базирующаяся на анализе характеристик расхода топлива и содержания в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , легких углеводородов C_nH_m , а также сажи), полученных на установившихся режимах работы в условиях моторного стенда, и их корректировке с учетом отличий значений коэффициента избытка воздуха α на установившихся и неустановившихся режимах работы дизеля. Проведенные расчетные исследования показателей топливной экономичности и токсичности ОГ транспортного дизеля типа КамАЗ-740 подтвердили эффективность предложенной методики и возможность ее использования для практических расчетов экономических и экологических показателей в наиболее характерных для транспортных дизелей переходных процессах.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ ДОВОДКИ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА СТОЛБИКОВОГО ТНВД

А.Н. Коромыслов
РусПромАвто ТПС, г. Ярославль

Повышение уровня научно-технических разработок определено «Государственной комплексной топливно-энергетической программой России». Ни одна разработка поршневого дизельного двигателя, работающего по циклу Г.В. Тринклера, не обходится без разработки и применения новых типов топливоподающей аппаратуры. Если за период с 20-х до 70-х годов XX века максимальное давление впрыска топлива быстроходных дизелей медленно росло в рамках 20...60 МПа, то к началу XXI века его уровень вырос до 90...250 МПа. Быстрое и планомерное проектирование новых конструкций плунжерных пар ТНВД от-

крывает новые возможности в совершенствовании дизелей. Концепция развития энергетики и законодательные экологические нормы предопределяют сохранение этой тенденции.

Создание плунжерных пар большого диаметра с современными показателями требует сокращения сроков их проектирования. Особенно существенно это для новых систем, по которым не накоплен достаточный опыт. Именно по ним ведётся активный поиск, они видятся передовым производителям топливоподающей аппаратуры наиболее перспективными. Таким образом, появилась необходимость в создании удобных в пользовании, быстродействующих, достоверных средств математического моделирования топливных систем произвольных схем и конструкций. Отсутствие таких средств в математическом и программном обеспечении САПР ДВС не позволяет оценивать нетрадиционную топливоподающую аппаратуру, проводить параметрическую и дискретную оптимизацию, в том числе совместно с наиболее эффективным способом – с оптимизацией рабочего процесса поршневого дизельного двигателя мод. ЧН 22/28.

В работе приводится структурная схема и алгоритм расчета топливоподачи, средств исследования, проектирования и оптимизации плунжерных пар большого диаметра ТНВД для двигателя мод. ЧН 22/28. Для достижения этой цели в работе решены следующие задачи:

разработаны плунжерные пары большого диаметра с высокими техническими характеристиками;

улучшены рабочие характеристики транспортного дизеля за счет улучшения процессов смесеобразования и сгорания;

разработана математическая модель для проектирования топливоподающей аппаратуры произвольных схем.

Методологическую основу исследования составили математическое моделирование гидродинамических, термодинамических и механических процессов, метод экспериментального исследования гидродинамических процессов, а также расчетные, безмоторные и моторные исследования образцов топливоподающей аппаратуры, разработано математическое и программное обеспечение САПР ДВС.

Достоверность и обоснованность полученных теоретических и экспериментальных результатов с известными апробированными результатами в пределах шести процентов.

Научная новизна работы заключается в создании способов адекватного описания протекающих процессов при разработке новых систем топливоподачи с высокими параметрами.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ АДАПТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Лашко В.А.

ХабГТУ, г. Хабаровск

Объект исследования – термогазогидродинамическая система комбинированного двигателя внутреннего сгорания (КДВС). Данная система относится к классу, которая обладает традиционными метрическими свойствами (нижний уровень – дифференциальная динамика).

Выполнен критический анализ исследования общей задачи управления термогазогидродинамическими процессами КДВС.

При построении аксиоматики исследуемого класса систем управления уже имеется определенный опыт для термогазогидродинамической системы. Что касается принципа и цели управления, то такая попытка также сделана, но пока весьма приближенно. В отношении структурных свойств сложной технической системы – КДВС – эта задача не решена.

Сделана попытка подойти к рассмотрению термогазогидродинамической системы как логико-динамической системы (ЛДС). Система в общем случае рассматривается как интерпретация двух фундаментальных моделей: конечных ди-

намических систем (КДС); динамических дифференциальных систем (ДДС). «Органическое» объединение их и представляет модели логико-динамического класса.

Рассмотрены основные проблемные вопросы создания адаптивных двигателей. Показано, что КДВС – сложная техническая система, имеющая сугубо нелинейное взаимодействие между подсистемами. Установлено, что необходима постановка вариационной задачи, базирующейся на фундаментальной теории управления.

Дается критический анализ использования элементов адаптации в современных КДВС. Особое внимание обращено на возможность проблемного использования аналитического конструирования регуляторов. Однако при решении вышеизложенной проблемы существует ряд серьезных вопросов, которые требуют своего разрешения:

1. Как найти квадратичный функционал для описываемых динамических систем?

2. Какой физический аналог необходимо найти при замене механических систем?

3. Как найти оптимальную траекторию управления, которая непосредственно связана с особенностями физических процессов в двигателях?

И последнее, на что было обращено внимание, это отсутствие теоретической базы описания физических процессов работы адаптивных двигателей в условиях реальной эксплуатации. Теория рабочих процессов адаптивных двигателей на несколько порядков сложнее, более общая и рассматривает сугубо нелинейные процессы. Было выдвинуто предположение об изменяемом рабочем процессе – «нелинейной деформации» рабочих процессов при переходе от номинального режима к частичным нагрузкам.

КОНЦЕПЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.О. Борисов

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

1. Цели управления. В дополнение к традиционным показателям, степень совершенства двигателя предлагается определять степенью инвариантности его показателей к изменениям режима работы. Последние с позиций теории автоматического регулирования рассматриваются в качестве возмущений, снижающих эффективность рабочего процесса, достигнутую, например, на режиме максимального момента.

В этом плане эталоном внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания является частотная характеристика безинерционного звена, а поле возможных режимов работы в координатах «частота вращения» - «эффективный момент» является прямоугольником. В данном случае целью управления является обеспечение инвариантности величины эффективного момента двигателя к изменению частоты вращения.

Качество управления двигателя в переходных режимах естественно оценивать по форме переходной характеристики (в координатах «время» - «эффективный момент»), вызванной ступенчатым перемещением органа регулирования мощности. Попытаемся определить идеализированные динамические характеристики двигателя, исходя из следующих утверждений. Изменение количества воздуха в цилиндре является возмущением для подсистем регулирования индикаторной работы цикла, топливной экономичности и токсичности отработавших газов, поэтому для регулирования (по принципу компенсации) этих показателей ДВС необходимо определение величины циклового расхода воздуха. При идеальной компенсации изменения циклового наполнения двигателя, его переходная характеристика должна соответствовать характеристике инерционного звена 1-го порядка. Целью управления в этом случае является обеспечение указанного соответствия.

2. Структура системы управления. В общем случае система управления двигателем представляет собой иерархически построенную систему управления несколькими взаимодействующими между собой многомерными нестационарными объектами (по числу цилиндров).

Высший иерархический уровень рассматриваемой системы управления включает в себя анализатор ситуаций, формирователи цели (или целей) управления и алгоритмов регулирования выходных показателей системы, а также находящиеся в цепи обратной связи вычислитель требуемой функции качества регулирования, и элемент сравнения, позволяющие оценить степень достижения цели.

Средний иерархический уровень представляет собой устройство выбора и выработки задающих и управляющих воздействий, обработка которых на нижнем уровне обеспечивает реализацию требуемых алгоритмов регулирования выходных показателей системы.

Первый (нижний) иерархический уровень содержит взаимосвязанные объекты регулирования, составляющие управляемую систему, исполнительные механизмы органов регулирования и управляющее устройство реального времени.

3. Управляющие воздействия. Достижение заявленных целей управления невозможно без существенного расширения перечня регулирующих воздействий. В настоящее время процедура выбора регулирующих параметров не формализована прежде всего по причине недостаточно полной картины влияния тех или иных регулирующих воздействий на показатели рабочего процесса. Для исследования способов обеспечения целей управления вводится понятие «гуттаперчевый» двигатель, в соответствии с чем агрегаты и отдельные элементы его конструкции должны рассматриваться в качестве органов регулирования объекта.

4. Реализация алгоритма управления. В силу ряда причин показатели двигателя наиболее полно реализуются в случае управления с эталонной моделью. Модель представляет собой звено с такими динамическими характеристиками, которые хотелось бы иметь в реальной системе. Модель должна быть включена в систему управления таким образом, чтобы обеспечить последней свои свойства.

РАЗРАБОТКА МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС

Вознюк С.Н., Трофимов С.В., Шерешов П.И., Чужиков К.А.¹, Федоров П.В.¹, Федорова Э.Н.¹

Военно-технический университет (ВТУ) г. Москва, ¹Российский государственный аграрный государственный заочный университет (РГАЗУ), г. Балашиха

Современное наземное транспортное средство с двигателем внутреннего сгорания представляет собой сложный, многомерный объект управления, функционирующий в условиях случайных возмущений, при неполной информации о параметрах объектовых частей системы управления (СУ), при вероятностном значении этих параметров.

На пути аппаратной реализации задач интеллектуального управления транспортным двигателем авторами разработано устройство, включающее анализатор ситуации движения машины, формирователь критерия качества, решающее устройство, пакеты эталонных программ, исполнительные устройства, блок датчиков параметров режима двигателя, задатчик и датчик скорости машины. Работоспособность устройства была доказана при ходовых испытаниях автомобиля МАЗ-500, трактора МТЗ-80 и МТЗ-100.

Одним из легко реализуемых способов уменьшения токсичности транспортных ДВС, при одновременном достижении экономии топлива является рациональный выбор режимов двигателя при движении автомобиля, что может быть достигнуто за счет подачи информации водителю о степени загрузки двигателя.

Разработан ряд устройств непрерывного мониторинга загрузки дизеля, позволяющих водителю (оператору) выбирать оптимальную зону режима дизеля, не допуская его перегрузки и длительной работы в области малых нагрузок. В основу этих устройств положен метод косвенного измерения энергетического показателя дизеля, основанного на использовании линейной зависимости крутящего момента дизеля от цикловой подачи топлива, определяемой положением рейки топливного насоса. Устройства для измерения мощности дизеля включают индуктивный измеритель – датчик хода рейки, датчик частоты вращения и электронное устройство, перемножающее сигналы датчиков.

После обработки сигналов в электронных блоках на пульт управления оператора машины подается информация о текущем значении мощности дизеля на мнемоническую шкалу и в абсолютных единицах на цифровой индикатор. Параллельно информация об измеряемой мощности записывается в счетчик, подсчитывающий эффективную работу дизеля в кВт·ч.

Испытания разработанных устройств для двигателей Д-240 на моторных стендах и на колесном бульдозере ДЗ-71 показали, что в диапазонах наиболее вероятных эксплуатационных нагрузок приборы позволяют оценить энергозатраты дизеля с достаточной для практических целей точностью.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Марков В.А., Девянин С.Н.¹, Мальчук В.И.², Павлов В.А.³, Тихонов А.В.⁴
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹МГАУ им. В.П. Горячкина, г. Москва, ²ГТУ «МАДИ», г. Москва, ³ОАО «НЗТА», г. Ногинск, ⁴АМО «ЗиЛ», г. Москва

Значительное влияние на экономические и экологические показатели дизеля оказывает система топливоподачи. Одним из наиболее важных ее элементов является распылитель форсунки, конструкция которого должна обеспечить требуемое качество впрыскивания топлива. Заметное влияние на процесс впрыскивания оказывает расположение распыливающих каналов. Применяются распылители, в которых распыливающие каналы выходят либо в подыгольную полость (в колодец), либо на поверхность запирающего конуса. Проведенные исследования позволили отметить лучшее качество распыливания топлива, меньшие расход топлива и эмиссии продуктов неполного сгорания при использовании распылителей с выходом распыливающих каналов на запирающий конус. Но эти исследования проведены на ограниченном числе режимов.

Оценка влияния конструкции распылителя на параметры топливоподачи проведена с использованием аппаратуры, включающей топливный насос высокого давления 4 УТНМ производства НЗТА и форсунки ФДМ-22 с давлением начала впрыскивания $p_{\text{фо}}=22,0$ МПа. Форсунки поочередно оснащались распылителями НЗТА (типа 145.1112) с выходом распыливающих отверстий в колодец и распылителями фирмы Motorpal (типа DOP 119) с выходом распыливающих отверстий на запирающий конус. При испытаниях на топливном стенде венгерской фирмы Merkiz форсунки впрыскивали топливо в среду без противодействия. Стенд был оборудован датчиком силы F_c гидродинамического давления струи топлива на воспринимающую поверхность датчика, который устанавливался на расстоянии L_d от одного из распыливающих каналов ($L_d=5$ мм и $L_d=50$ мм). Испытания проведены на режимах с частотой вращения кулачкового вала $n_{\text{тн}}=1200$ и 800 мин⁻¹, на каждом из которых устанавливалось пять нагрузочных режимов, соответствующих режимам 13-ступенчатого цикла (правила ЕЭК ООН № 49).

Степень возмущенности струи топлива оценивалась при частотном анализе характеристики силы F_c , проведенном на персональном компьютере в программной среде Office 2000 с использованием встроенного пакета математических функций электронных таблиц Excel. Для каждого режима характеристика силы F_c разлагалась в ряд Фурье на гармонические функции с различными частотой f и амплитудой A . Анализ построенных амплитудно-частотных спектров (АЧС) показал, что при $L_d=5$ мм диапазон частот колебаний силы F_c составил

$f=0,64...80$ кГц, а при $L_d=50$ мм наблюдалось уменьшение максимальных частот колебаний со значимыми амплитудами до $f=50$ кГц. Для оценки турбулизации струи топлива с использованием полученных АЧС были рассчитаны значения площади S_A под АЧС, характеризующие интегральную для всего диапазона частот f возмущенность струи. При $L_d=50$ мм наилучшие показатели по величине S_A дает распылитель Motorpal, что создает предпосылки к быстрому распаду струи, улучшению смесеобразования и показателей дизеля.

Оценка влияния конструкции распылителя на показатели двигателя проведена при исследованиях дизеля Д-245, проведенных на моторном стенде АМО «ЗиЛ». Полученные данные свидетельствуют о том, что на всех режимах 13-ступенчатого цикла наибольший расход топлива наблюдался при использовании распылителей 145.1112. При их замене на распылители DOP 119 условный средний на режимах 13-ступенчатого цикла расход топлива снижается на 5,9%. От типа распылителей зависят и выбросы с отработавшими газами (ОГ) нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO, легких углеводородов CH_x , а также сажи). Оба типа исследуемых распылителей обеспечивают примерно одинаковые выбросы NO_x , меньшие предельно допустимых стандартом EURO-2. Требования норм EURO-2 по выбросам CO выполняются лишь при использовании распылителей DOP 119. Наибольший эффект от использования распылителей DOP 119 получен по выбросам CH_x . Замена распылителей 145.1112 на распылители DOP 119 приводит к сокращению содержания CH_x в ОГ в среднем в 2-3 раза. Требования норм EURO-2 по выбросам CH_x обеспечивались лишь распылителями DOP 119.

Прогнозирование показателей дизеля по результатам безмоторных исследований может быть проведено по величине площади S_A под АЧС силы F_c . При этом имеет место выраженная зависимость показателей топливной экономичности и токсичности ОГ от площади S_A . С ростом S_A расход топлива g_e , концентрации в ОГ CO и CH_x уменьшаются, а содержание в ОГ NO_x , напротив, возрастает. Корреляционный анализ показал, что выборочные коэффициенты корреляции зависимости $g_e=f(S_A)$, $C_{NO_x}=f(S_A)$, $C_{CO}=f(S_A)$, $C_{CH_x}=f(S_A)$ оказались равны $r=0,8...0,9$, что подтверждает наличие тесной связи между показателями работы дизеля и качеством топливоподачи.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЬНОГО ЭЛЕКТРОАГРЕГАТА НА ОСНОВЕ СИСТЕМ ПУСКА ОТ ОБРАТИМОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Петраков М.Д.¹, Карасев А.П.², Шевченко Д.Н.³, Аникин С.А.⁴

ЗАО «Дизель – КАР», г. Москва, ¹ВНИИЭ, г. Москва, ²АО НПО «Сатурн», г. Рыбинск, ³(ВИУ, г. Москва), ⁴Холдинг «РусПромАвто», г. Москва

Получивший наибольшее распространение электростартерный способ электропуска дизельных двигателей малой и средней мощности обладает рядом недостатков, связанных с необходимостью установки для этого электропривода постоянного тока стартера с обеспечением высоких эксплуатационных требований и, в первую очередь, по электрической емкости к аккумуляторной батарее.

Более перспективными являются системы конденсаторного пуска, где в качестве источника электроэнергии используются молекулярные суперконденсаторы, постоянно заряжаемые от аккумуляторов малой мощности и подключаемые к электрическому стартеру через специальный преобразователь напряжения и тока, что позволяет снизить требования к бортовым батареям аккумуляторов, но сохраняют недостатки из-за наличия стартера постоянного тока. Перспективным способом запуска дизельного двигателя электроагрегата является запуск путем перевода синхронного силового генератора электроагрегата в двигательный режим посредством питания от статического преобразователя частоты и напряжения.

Авторами предложены способ и устройство запуска дизельного двигателя электроагрегата силовым асинхронным обратимым электрическим двигатель-генератором. Это позволяет существенно упростить систему пуска и резко повысить надежность, т.к. отсутствует ненадежный зубчатый механизм, соединяющий зубчатый венец маховика дизельного двигателя с шестерней вала электро-стартера. Одновременно резко повышается моторесурс, увеличивается время наработки на отказ и не требует сложного и трудоемкого технического обслуживания, которое необходимо при электростартерном пуске. Применение такого пуска позволяет уменьшить емкость бортовых аккумуляторов в 2 – 2,5 раза, а также уменьшить время запуска дизельного двигателя до 1,5 – 2 сек. В докладе рассматриваются схема и средства дизельной автоматики на основе датчиков давления масла в главной масляной магистрали двигателя, конденсаторов возбуждения, реле пуска и возбуждения, обеспечивающих надежный и экономичный запуск.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА НА ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ ЗМЗ-5145.10

Блинов А.Д., Коньгин Д.И., Шишкин Н.К.
УГК ЗМЗ, г. Заволжье

Для улучшения экологических характеристик дизельных двигателей, устанавливаемых на автомобили с полной массой до 3500 кг, все ведущие моторостроительные фирмы применяют механизмы регулирования скорости циркуляции (МРЦ) воздушного заряда в цилиндре двигателя на такте впуска.

Например, в широко известном 4-х цилиндровом дизельном двигателе OM-611 (Mercedes-Benz) с электронной системой топливоподачи Common Rail (Bosch) с помощью поворотных заслонок МРЦ перекрывает левые тангенциальные впускные каналы цилиндров на частичных нагрузках вплоть до частоты вращения коленчатого вала 2300 мин⁻¹. При этом увеличивается скорость циркуляции воздушного заряда, поступающего в цилиндр двигателя через правый винтовой впускной канал, что улучшает экологические характеристики двигателя при работе на частичных нагрузках. По мнению фирмы данное техническое решение является одним из наиболее эффективных для выполнения норм эмиссий Евро 4.

На Заволжском моторном заводе экспериментальные исследования по определению области работы МРЦ и его влиянию на дымность отработавших газов (ОГ) были проведены на дизельном двигателе ЗМЗ-5145.10, укомплектованном топливным насосом высокого давления VE (Bosch) с механическим регулятором.

Результаты испытаний приведены на рисунке.

Верхняя граница области работы МРЦ определена по точкам пересечения нагрузочных характеристик по дымности ОГ, полученных при включенном и отключенном МРЦ.

Нижняя граница области работы МРЦ совпадает с характеристикой холостого хода ($M_k=0$, $800 < n < 4000$ мин⁻¹), где имеет место наибольший относительный эффект снижения дымности ОГ.

Внутри области регулирования дымность ОГ на 0,5 – 1,0 ед. Бош снижается при работе МРЦ.

Расчет установившихся режимов работы дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10 в составе автомобиля УАЗ-31608 с полной массой 2630 кг при испытаниях по циклу NEDC показал, что большая часть из них расположена внутри области работы МРЦ. Поэтому для дизельных двигателей ЗМЗ-5145.10 применение МРЦ следует рассматривать, как один из эффективных способов снижения дымности ОГ.

Следует отметить, что применение электронно-регулируемой топливной аппаратуры позволяет существенно сократить область работы МРЦ как по частоте вращения коленчатого вала двигателя, так и по нагрузке.

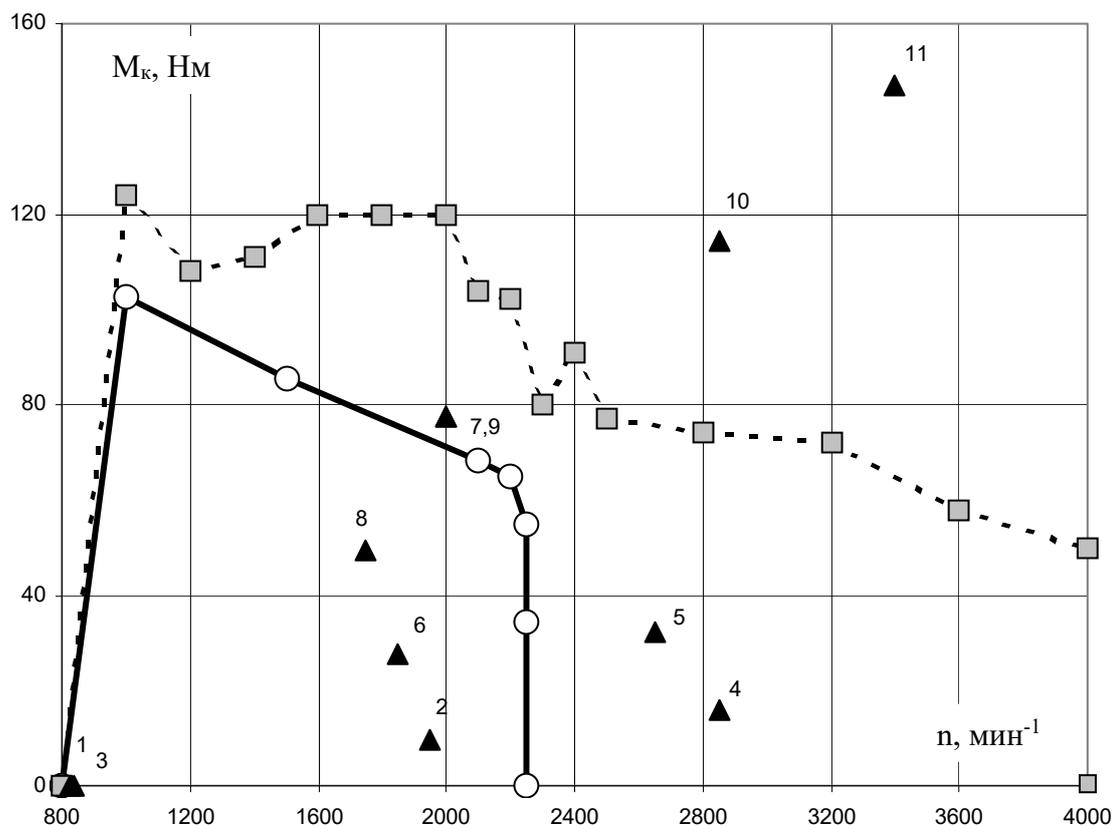


Рис. Области работы МРЦ дизельных двигателей:

○ - - OM 611 ($iV_h=2.151$ л, $N=92$ кВт/4200 мин⁻¹, впускные тангенциальный и винтовой каналы на цилиндр, турбокомпрессор с клапаном перепуска части ОГ, минуя турбину, охладитель наддувочного воздуха);

□ - - ЗМЗ-5145.10 ($iV_h=2.235$ л, $N=79$ кВт/4000 мин⁻¹, два впускных винтовых канала на цилиндр, турбокомпрессор с клапаном перепуска части ОГ, минуя турбину, охладитель наддувочного воздуха);

▲ - - установившиеся режимы работы дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10 в составе автомобиля УАЗ-31608 при испытаниях по циклу NEDC:

1, 3 – режимы холостого хода при трогании с места на 1 и 2 передачах, соответственно;

2 ($V=15$ км/ч), 4 ($V=32$ км/ч), 5 ($V=50$ км/ч), 6 ($V=35$ км/ч) – режимы единичного городского цикла;

7 ($V=70$ км/ч), 8 ($V=50$ км/ч), 9 ($V=70$ км/ч), 10 ($V=100$ км/ч), 11 ($V=120$ км/ч) – режимы загородного цикла.

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ АЛГОРИТМОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Хрящев Ю.Е., Скурыгин Е.Ф., Тихомиров М.В.

ЯГТУ, г. Ярославль

Известно, что существует проблема обеспечения устойчивости холостого хода автомобильных дизелей, оснащенных электронными системами управления (ЭСУ), что приводит к созданию специальных систем управления (СУ). Такая проблема возникла при доводке ЭСУ-1 на дизелях серии КамАЗ-740-60, по-

сколькx двухкаскадный ПИД регулятор автоматически не обеспечивает устойчивости работы двигателя при отключении нагрузки. При этом резко повышается отклик частоты вращения на шумы двигателя, что уменьшает запас устойчивости вплоть до ее потери. Алгоритмы управления получаютx более эффективными, если не создавать специальной СУ холостого хода, а найти универсальные, т.е. обеспечивающие устойчивую работу дизеля на всех нагрузочных режимах, включая и режимы холостого хода, и режимы торможения двигателя.

В настоящей работе исследуется регулятор частоты вращения коленчатого вала Ω , в котором положение рейки топливного насоса h_0 в текущий момент времени t задается в виде

$$h_0 - h_1 = \alpha R_h + (1 - \alpha) R_\Omega;$$

$$R_h = -\frac{k}{k_1} \left[\frac{1}{T_i F} (h_0 - h_p(\Omega_0)) + (h_0 - h_1) + k_1 (\Omega_0 - \Omega_1) + T_d F (\Delta_2 h_0 + \lambda \Delta_2 \Omega_0) \right]; \quad (1)$$

$$R_\Omega = -k \left[\frac{1}{T_i F} (\Omega_0 - \Omega_p(h_1)) + (\Omega_0 - \Omega_1) + \lambda (h_0 - h_1) + T_d F (\Delta_2 \Omega_0 + k_1 \Delta_2 h_0) \right],$$

где $h_i = h(t-i/F)$, $\Omega_i = \Omega(t-i/F)$, $i=0,1,2,\dots$, F – частота дискретизации по времени, T_i , T_d – постоянные времени регулятора, $h_p(\Omega)$ – задаваемое положение рейки топливного насоса для частоты вращения, Ω , $\Omega_p(h)$ – функция, обратная $h_p(\Omega)$, вычисляющая задаваемую частоту вращения для положения рейки h ,

$$\Delta_2 h_0 = h_0 - 2h_1 + h_2 L \quad \Delta_2 \Omega_0 = \Omega_0 - 2\Omega_1 + \Omega_2 L \quad k_1 = -\frac{dh_p}{d\Omega}(\Omega_0) L \quad \lambda = -\frac{d\Omega_p}{dh}(h_0)$$

Принципиальным для регулятора (1) является использование неявной формулы вычисления h_0 , что резко повышает его устойчивость. Теоретические оценки показывают, что регулятор (1) значительно превосходит по запасу устойчивости классический ПИД регулятор по частоте. Двигатели упомянутой серии успешно прошли сертификацию на соответствие экологическим нормам Евро-3.

РАЗРАБОТКА ВЫСОКОУНИФИЦИРОВАННЫХ ФОРСУНОК ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Путеев Н.В., Павлов В.А., Г.М. Кухаренок¹

Ногинский завод топливной аппаратуры, г. Ногинск, ¹Белорусский национальный технический университет, Республика Беларусь, г. Минск

Для производителей топливной аппаратуры переход на рыночные отношения в экономике совпал с периодом смены поколений в выпускаемой продукции. Первое снизило объем сбыта и усилило конкуренцию, второе требует серьезных инвестиций и времени. Поэтому особое внимание к унификации для минимизации затрат.

Заводом совместно с БНТУ ведется работа по совершенствованию топливной аппаратуры с целью выполнения норм Евро-2 и Евро-3. Подготовлены новые конструкции форсунок, пригодные к работе в составе топливных систем с повышенными требованиями по экологии и шуму, но при этом обладающие очень высокой степенью унификации, предназначенные как для различных марок ДВС, так и для различного уровня требований к ДВС внутри одного модельного ряда.

Форсунки выполнены в вариантах с одной и двумя пружинами для двигателей ММЗ, ВТЗ и КАМАЗ. Серийная форсунка ФД-22 длиной 183 мм весит 650 гр. Новая форсунка в двухпружинном исполнении для серии ДВС Д-245, Д-260 имеет длину 158 мм при весе 550 гр., в однопружинном соответственно 151 мм и 505 гр., форсунка для ДВС ВТЗ уменьшила длину на 38 мм и вес на 195 гр. При этом сохранены базовые размеры заготовок, а также применяемых конструктивных элементов (резьбы, сверлений и т.д.), что упрощает технологическую подго-

товку к производству и компенсирует неизбежное увеличение цены за счет введения новых компонентов в конструкцию.

Удалось добиться того, что все форсунки в однопружинном исполнении сохранили удобную в эксплуатации непрерывную регулировку усилия пружины. Это позволяет на самых массовых форсунках легко управлять величиной давления начала впрыска, не применять прецизионные регулировочные шайбы.

У двухпружинных форсунок по одной из пружин сохранена схема и детали из однопружинных с непрерывной регулировкой, усилие второй пружины регулируется шайбами и без разборки форсунки в эксплуатации не может быть изменено.

Также реализовано техническое решение, позволяющее применять серийные распылители с хвостовиком на игле. Величина хода иглы до включения второй пружины обеспечивается набором пакета шайб по замеру выступания штанги после сборки низа форсунки с распылителем. Полный ход иглы определяется распылителем.

Таким образом, в новых форсунках настройки величины зазора, определяющего момент включения второй пружины, а также давления начала и характера роста давления впрыска значительно упрощены, а регулировка усилия пружин позволяет применить одну и ту же форсунку в ДВС с различной форсировкой.

Одно- и двухпружинный варианты форсунок для серии ДВС Д-245, Д-260 содержат (без распылителя) 8 и 12 деталей соответственно, из них 5 - общие, а корпус изготавливается из одной заготовки. Пружины, штанги, шайбы уплотнительные и регулировочные, колпаки общие у всех разработанных форсунок.

ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ АККУМУЛЯТОРНЫХ СИСТЕМ ТИПА COMMON-RAIL

**Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Фонов В.В., Потапов А.И.,
Миropyчев М.А.¹, Павельев В.Н.¹, Ильичев А.Г.¹**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО Заволжский моторный завод, г. Заволжье

Значительная роль в обеспечении экологических требований, предъявляемых к современным транспортным дизелям, отводится улучшению топливоподачи. Наибольшими возможностями в направлении оптимизации рабочего процесса, даже по сравнению с альтернативными системами с электронным управлением, обладают (CR).

Среди важнейших задач создания CR выделяются традиционные – создания эффективных электрогидравлических форсунок, клапанов и их приводов, а также программ управления, надежных и дешевых комплектующих, топливных насосов высокого давления (ТНВД). Последней задачей до 1997 г. просто не занимались.

ТНВД, заимствованный из традиционных дизельных систем, малоприспособлен для CR. Некоторые типовые решения вредны (разгружающий клапан, кулачковый привод, золотниковое регулирование отсечки и др.). Ввиду специфики условий работы при выборе технических решений опыт конструирования ТНВД систем непосредственного действия порой скорее вреден, чем полезен. В промышленной гидравлике отсутствуют насосы, рассчитанные на необходимые для дизелей параметры.

Выбор схемы и базовых технических решений при проектировании ТНВД для систем CR следует осуществлять из соображений обеспечения производительности, работоспособности, обеспечения технологических и экономических требований. В качестве наиболее целесообразного решения применительно к отечественному дизелю было обосновано использование 2-х секционной рядной конструкции.

Производительность ТНВД рассчитывается из условий обеспечения подачи на номинальном режиме, при $M_{кр}^{max}$, пуске. Принимается во внимание обеспечение динамического резерва при набросе нагрузки и потери топлива в форсунке.

Важнейший вопрос в проектировании ТНВД – обеспечение работоспособности привода плунжеров. Расчетно-экспериментальный анализ серийных ТНВД Siemens и Bosch выявил, что по типовым методикам расчета подшипников они должны быть 14-кратно неработоспособны. Другая проблема – работоспособность клапанов. Нагнетательные клапаны привычных насосов оказываются неработоспособны. Лучшим решением, используемым немецкими фирмами, являются обратные шариковые клапаны. Во-первых, ТНВД их производительность регулировалась блокировкой впускного клапана, однако, наиболее эффективный и экономичный способ – метод дросселирования на всасывании. Целесообразно оснащение ТНВД подкачивающим насосом, антидренажным клапаном, одним или двумя электроуправляемыми органами, использование смазки топливом.

В МГТУ им. Н.Э.Баумана создана методика проектирования ТНВД и его элементов. Для отечественной аккумуляторной системы высокооборотного дизеля построены опытные ТНВД, обеспечившие подачу топлива под давлением до 200 МПа.

ВЛИЯНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ НОРМ НА РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ АККУМУЛЯТОРНОГО ТИПА ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Олисевиц О.В.

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

В настоящее время все большее распространение на автомобильных дизелях получают аккумуляторные системы топливоподачи типа «Common Rail». Основным преимуществом таких систем является разделение во времени процессов создания энергии впрыскивания топлива и управления формой характеристики впрыскивания в зависимости от совокупности всех внешних и внутренних факторов, воздействующих на работу дизеля.

Постоянная модернизация систем «Common Rail» производится под воздействием жестких экологических требований к дизелю. На сегодняшний день ведущие фирмы-производители серийно выпускают системы 3-х поколений и разрабатывают системы 4-го поколения. При практически близких параметрах по топливоподаче эти системы различаются по конструктивному исполнению основных элементов, применяемым средствам микропроцессорного управления и управляющим алгоритмам.

Системы 1-го поколения, разработанные в 90-х годах, обеспечивали 1 или 2 такта впрыска топлива за цикл. Современные системы 3-го поколения стабильно обеспечивают до 4-х тактов впрыскивания за цикл в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля.

Для выполнения более жестких норм токсичности EURO-5 ведутся разработки новых модернизированных систем типа «Common Rail», обеспечивающих увеличение дискретности процесса топливоподачи с заданными параметрами.

РАБОТЫ НАМИ ПО СОЗДАНИЮ ЭФФЕКТИВНЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Азбель А.Б., Корнилов Г.С.

ФГУП НАМИ, г. Москва

В докладе рассмотрены основные приоритеты по созданию современных регулируемых систем и агрегатов наддува автомобильных двигателей, проведен анализ направлений, определяющих достижение современными дизельными и бензиновыми двигателями высоких удельных показателей по мощности, экологии, динамике и другим характеристикам. Рассмотрены методы создания прочных частей компрессора и турбины, регулируемых турбокомпрессоров, подшипников и других элементов.

Разработанные способы, технологии и конструктивные решения являются оригинальными и защищены патентами. Описаны результаты работ по оптими-

зации характеристик двигателей за счет совершенствования системы наддува, а также способы улучшения экологических показателей за счет выбора рациональных показателей системы наддува.

В докладе приводится информация по результатам исследований по совершенствованию элементов системы наддува, а также систем наддува альтернативных компрессорам.

Даны результаты работ по созданию и исследованию впервые созданных (полностью отечественных) и апробированных на легковых автомобилях ВАЗ, АЗЛК, ГАЗ, УАЗ и др. регулируемых систем турбонаддува.

Одновременно с анализом конструктивных элементов рассмотрены возможные пути их реализации с учетом современных технологий и материалов.

ЭКСТРЕМАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИКИ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Петриченко М.Р.

СПбГПУ, г. Санкт-Петербург

Гидравлика неизотермических потоков в системах охлаждения ДВС сформировалась как ветвь гидравлики переменного расхода, ориентированная на решение задач при наличии теплообмена. Специфика постановки и решения задач этого раздела гидравлики отделяет ее от *теории гидравлических сетей*, развитых в связи с расчетом *гидравлически длинных трубопроводов*. Элементы контура системы охлаждения представляют короткие или весьма короткие проточные части с доминирующим влиянием местных потерь напора. Течение в таких трубопроводах не стабилизируется, традиционное определение гидравлических элементов потока невозможно. Продольные градиенты температуры не малы. Режимы теплопередачи чередуются. На отдельных элементах тракта возможны очаги парообразования. Вертикальные градиенты температуры велики. Вынужденная конвекция теплоносителя подчас сопровождается свободной конвекцией.

Конечно, такой класс течений может быть изучен с применением лицензионных кодов Fluent, Star CD и других солверов, доставляющих точные гидромеханические решения. Такие задачи успешно решаются для несжимаемых течений вязкой жидкости в работах Е.М. Смирнова, В.В. Риса и их школы.

В то же самое время сохраняют некоторую привлекательность и подходы, основанные на осреднении модели течения. Такое осреднение позволяет явным образом ввести напор и другие гидравлические параметры через механическую мощность потока, т.е. как функционалы, заданные на множестве расходов с

ограниченным изменением $W(H_e) := \int_{Q_0}^{Q_0+\Delta Q} H_e(Q) dQ + H_{e0} \cdot Q_0$

Тогда напор находится как среднее арифметическое значение механической мощности потока в промежутке $Q_0 < Q < Q_0 + \Delta Q$ значений расхода. Для равномерного движения новое определение напора совпадает с традиционным определением.

Оказывается, что уравнения неравномерного движения с резко изменяющимся расходом (на узлах деления расхода – на тройниках, крестовинах, на щелях, перепускных окнах) содержатся как необходимые условия Эйлера - Лагранжа в постулате о минимуме изменении мощности транзитного потока. Этот постулат известен в теории гидравлических сетей как принцип минимума объема сети: в сети заданной конфигурации устанавливается распределение расхода по ветвям сети, доставляющее минимум потерям механической энергии. Двойственный принцип: при заданной затрате мощности на перемещение вязкой жидкости в сети величина расхода через сеть достигает точной верхней грани. Или: пропускная способность сети определяется ее минимальным сечением.

Для компактных сетей принцип минимума объема сети эквивалентен условию минимума изменения мощности транзитного потока. Это изменение мощности минимально при заданном изменении расхода. Двойственное условие: при фиксированном изменении мощности транзита изменение расхода достигает максимума. Использование этого условия и свободы в трактовке понятия «транзитный поток» позволяет сравнительно просто оценить распределение расходов по длинам коллекторов, раздающих и собирающих охлаждающую жидкость. Точно также определяется изменение расхода по длине зарубашечного пространства в блоке цилиндров при наличии переливных окон. Конкретные оценки показывают следующее:

1) Невозможно достичь однородного распределения расходов по цилиндрам в коллекторах с малым гидравлическим сопротивлением делителей;

2) Увеличение величины «остаточного» транзита увеличивает однородность распределения расходов по длине коллектора, раздающего жидкость или собирающего ее;

3) Обращение циркуляции в контуре охлаждения и увеличение сопротивления блока за счет «встречной» объемной силы плавучести увеличивает однородность распределения расходов.

Использование этих результатов позволяет улучшить технические показатели систем охлаждения ДВС.

О РАЦИОНАЛЬНОМ ОПИСАНИИ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДВС

Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н.

Тульский государственный университет, г. Тула

Современный этап теоретических исследований ДВС характеризуется существенной сложностью используемых математических моделей. Это, прежде всего, касается многомерных математических моделей, описывающих течение жидкого или газообразного рабочего тела в проточных частях двигателя. Используемые математические модели, как правило, на достаточно высоком уровне описывают течение жидкой или газовой среды в отдельных элементах гидрогазодинамических систем при значительных затратах машинного времени. При этом процесс функционирования двигателя в целом часто исключается из рассмотрения, а его влияние на исследуемый элемент заменяется соответствующими граничными условиями.

В данной работе предлагается единый, рациональный подход к описанию гидрогазодинамических систем ДВС, основные идеи которого можно сформулировать следующим образом:

– описание термодинамических и механических процессов (процесса функционирования двигателя в целом) осуществляется с помощью построенной на основе тепломеханики динамической модели, которая является ядром набора взаимосвязанных моделей двигателя и его систем. В основу динамической модели положены законы сохранения энергии и массы рабочего тела в полости цилиндра, уравнение состояния а также законы движения твердых звеньев двигателя;

– представление гидрогазодинамических систем ДВС в виде совокупностей взаимосвязанных элементов, в том числе простейших типовых элементов таких как: трубопровод постоянного поперечного сечения, постоянное или переменное местное сопротивление, разветвление, полость;

– выбор в зависимости от поставленных задач исследования и характера потока соответствующих математических моделей, описывающих течение жидкости или газа в рассматриваемых элементах. Это математические модели одно-, двух- и трехмерного нестационарного течения сжимаемой среды, в основу которых положены уравнения Эйлера или Навье-Стокса. При этом в качестве замыкающего уравнения используется уравнение состояния для соответствующего

рабочего тела, а в качестве метода решения – метод Годунова и его модификации;

– объединение математических моделей с различным числом пространственных координат на основе сохранения в исходном и осредненном потоках одинаковыми величин расхода газа, импульса и полной энергии.

Предложенный единый подход к описанию гидрогазодинамических систем ДВС по сравнению с существующими позволяет на стадии проектирования с меньшими временными затратами осуществить выбор основных параметров названных систем с целью обеспечения наилучших характеристик двигателя. При этом могут быть обоснованно сформулированы требования к гидрогазодинамическим системам ДВС в соответствии с требованиями, предъявляемым к двигателю в целом.

ГАЗОВОЗДУШНЫЙ ТРАКТ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВС

Еникеев Р.Д.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

При всем многообразии требований к ДВС они могут быть сведены к обеспечению заданных эффективных показателей и показателей токсичности и шума. Газовоздушный тракт (ГВТ) двигателя выполняет многообразные функции, обеспечение которых требует компромиссов. Так, функции высокого наполнения и качественного смесеобразования не могут быть выполнены идеально одновременно вследствие того, что средства их обеспечения противоречат друг другу. Аналогичные примеры можно привести и относительно системы выпуска. Работа ставила своей целью определение оптимальной конфигурации ГВТ четырехтактного ДВС, позволяющей получить для заданного типа двигателя одновременно предельно высокие мощностные, экономические и экологические показатели.

На основе анализа требований к ГВТ и численного моделирования процессов в ГВТ и рабочей камере двигателя предложен ГВТ, система впуска которого обеспечивает двухпоточную подачу заряда в рабочую камеру. Теоретически и экспериментально показана возможность управления параметрами заряда, определяющими экономичность и токсичность двигателя, при сохранении предельно высокого наполнения по внешней скоростной характеристике. Показана возможность подогрева и закрутки заряда на впуске до степеней, определяемых только требованиями экономичности и токсичности. Показана возможность дополнительного улучшения наполнения двигателя с данной системой впуска. Система выпуска позволяет снизить шум выхлопа двигателя при улучшении его эффективных показателей. Математическое моделирование внутрицилиндровых процессов, газообмена, механических потерь и газодинамического шума выполнялось с помощью системы имитационного моделирования. Эксперименты проводились на безмоторных установках, моторных стендах с полноразмерными двигателями и автомобиле в условиях дорожных испытаний. Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Обеспечение всех основных требований к двигателю возможно лишь при рассмотрении двигателя как единого целого при комплексном моделировании происходящих в нем процессов.

2. Предложена оптимальная схема ГВТ четырехтактного ДВС, позволяющая выполнить все основные требования к двигателю.

СРАВНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ В РАБОЧИХ КАМЕРАХ ДВС

Рудой Б.П., Черноусов А.А.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Высокая достоверность результатов численного моделирования внутрицилиндровых процессов может быть обеспечена расчетами в достаточно детальной

постановке. В такой постановке течение в рабочей камере рассматривается как квазитурбулентное, развивающееся во времени, в котором крупномасштабная составляющая движения *выявляется расчетом* на достаточно подробной сетке, а мелкомасштабная *представляется моделью* подсеточной турбулентности.

Подобная постановка задачи (в рамках методики «моделирования крупных вихрей») требует применения высокоточных схем метода конечных объемов, обеспечивающих получение монотонных решений в сочетании с высоким порядком аппроксимации как по пространству, так и по времени.

Возникает вопрос о выборе предпочтительного метода для численного расчета течений в газоздушных трактах ДВС. С одной стороны, необходимо иметь возможность «сквозного» счета явными схемами течений с околосзвуковыми скоростями (что имеет место в процессах газообмена), но также необходима высокая «разрешающая способность» метода при расчете медленных течений с $M \ll 1$. Подобным требованиям, условно говоря, могут удовлетворять методы двух известных нам классов: (а) методы типа Годунова высокого порядка аппроксимации и родственные им (MUSCL-, TVD-, ENO-схемы) и (б) методы расчета переноса с коррекцией потоков (FCT-схемы).

Для целей сравнения степени пригодности двух этих классов методов к задачам расчета течений по методике «моделирования крупных вихрей» нами проводились тестовые расчеты. В расчетах моделировалась турбулентная неизотермическая струя, и целью было выявить степень соответствия получаемых результатов между собой и с другими расчетными результатами. Были написаны исследовательские программы на языке C для многопроцессорных ЭВМ, допускающие распараллеливание на основе интерфейса передачи сообщений (Message Passing Interface – MPI) с применением соответствующей библиотеки функций. В этих программах было реализовано по одному алгоритму обоих классов: монотонный метод типа Годунова третьего порядка аппроксимации и FCT-метод четвертого порядка аппроксимации для гладких решений. Второй метод выгодно отличает от первого отсутствие неблагоприятного сложения «вязких» и «невязких» потоков (при расщеплении по физическим процессам) и более высокий формальный порядок аппроксимации потоков по пространству.

Расчеты по программам выполнялись на многопроцессорной ЭВМ (кластере), содержащей 24 процессора AMD Athlon XP 2000. Каждый расчет, при задействовании всех процессоров содержащий 12 млн. расчетных ячеек, длился около 15 суток для накопления статистики осредненного течения. Из расчетов получены двумерные поля мгновенной завихренности, осредненной скорости и температуры в центральной плоскости и соответствующие одномерные профили. Также проводилась запись расчетных осциллограмм давления и вектора скорости в выбранных точках расчетной области – для получения уровня звукового давления в этих точках. Результаты расчетов сравнивались по профилям продольной скорости и температуры с имеющимися экспериментальными данными для неизотермических струй в спутном потоке. Уровень звукового давления также оценивался и сопоставлялся с таковым, полученным из формулы Лайтхилла (последний тест, показывающий погрешности в определении акустических характеристик турбулентной струи, является наиболее жестким).

По результатам сравнения сделан вывод о том, что более достоверные результаты применительно к расчету свободных турбулентных течений получаются с применением высокоточных FCT-схем. Действительно, выравнивание параметров по длине струи, полученное схемой типа Годунова, оказывается неприемлемо завышенным. Неприемлемой оказывается и погрешность в определении уровня шума турбулентной струи (погрешность в –6 дБ). Погрешности расчетов, проведенных с использованием FCT-схемы, того же знака, но значительно меньше по величине. Относительная мелкость разбиения расчетной сетки составляет при этом 16 ячеек на диаметр струи.

Было принято решение переводить имеющиеся программы моделирования течений в ГВТ ДВС на схему FCT четвертого порядка аппроксимации.

ЭВОЛЮЦИЯ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ НОРМАТИВОВ ЕЭК ООН

Гальговский В.Р., Скрипкин И.К., Шамаль Н.Л., Голиков В.П., Курманов В.В.¹

ОАО «Автодизель», г. Ярославль, ¹НТЦ ОАО «ЯЗТА», г. Ярославль

Представление вредных выбросов (ВВ) с отработавшими газами (ОГ) в виде удельных показателей и в функции времени определило революционный процесс развития транспортных дизелей (ТД) и технологию их производства. Появилась экологическая оценка качества выработанной энергии, а также определены пути снижения ВВ за счёт уменьшения: концентраций ВВ/

Первыми результатами принятых документов ЕЭК ООН явилось введение обязательной сертификации ТД, а также «уход» от оригинальных процессов смесеобразования вследствие определенной их «узкорежимности» и существенного увеличения выбросов СО и СН в зонах малых нагрузок.

Нормативы EURO 1 могли быть выполнены на лучших по организации рабочих процессов безнаддувных ТД. Однако основная масса выпускаемых ТД оснащается наддувом (Н) с использованием охладителя наддувочного воздуха (ОНВ). В них существенно снижаются выбросы NO_x, СО и СН. Этим утверждается обязательное использование Н + ОНВ и увеличение литровой мощности двигателя. Наметилось смещение мощностных рядов с потерей нижнего диапазона мощности и возникла необходимость создания нового поколения двигателей с меньшим V_h и большей литровой мощностью. Пересматривается конструкция цилиндра-поршневой группы (ЦПГ). Повышаются требования к качеству используемого топлива (содержания в нём серы и количества ароматических углеводородов)

Нормативы EURO 2 выполняются уже при существенном изменении процесса сгорания. Увеличиваются: диаметр КС до $d_{кс} \approx 0,58 - 0,65$; число сопловых отверстий в распылителе до $i_{co} = 5 - 7$ с предпочтительным осесимметричным расположением форсунки; степень сжатия до $\varepsilon \approx 16,5 - 17$ и $E_{охл. ном.} \approx 0,8 - 0,82$. Снижаются закрутка заряда в КС и установочные углы опережения впрыска – Θ_y до верхней мёртвой точки. Процесс сгорания формируют на линии расширения. Используется топливная аппаратура (ТА) с высокой объёмной скоростью топливоподачи и распылителем с малой эффективной пропускной способностью, способствующими увеличению давления впрыскивания топлива до $p_{ф max} \approx 1100 - 1300$ бар в зависимости от V_h .

Использование низких $\lambda_{ном.}$ и Θ_y сопровождается снижением пусковых качеств двигателя. Для их восстановления на плунжер вводят переменную геометрию в верхней части, которая позволяет управлять Θ_y в зависимости от нагрузки.

Увеличивается литровая мощность, что приводит к необходимости изменения: всех силовых деталей; водяного и масляного насосов; ЦПГ с целью снижения расхода масла «на угар» до $\bar{g}_{мном} \leq 0,15 (0,2) \%$ и обеспечения работоспособности (в поршне используется струйное и начинают применять полостное охлаждение маслом). Вводятся водомаслянный теплообменник и гаситель крутильных колебаний на коленчатый вал и другое.

Определяющую роль в удельных выбросах ВВ этих двигателей начинают играть g_{NOx} и g_{PT} , которые при воздействии на процесс сгорания изменяются противоположно.

Сложность реализации новых мероприятий в старой конструкции ТД и ТА для снижения удельных выбросов ВВ служат основанием западным фирмам для обновления своей продукции с использованием новой электроуправляемой ТА.

Это ТА с кулачковым приводом плунжера без управляющих кромок на основе индивидуальных насосных секций ТНВД или насос форсунок, а также топливная система Common Rail с аккумулятором давления и электроуправляемыми форсунками.

Нормативы EURO 3 выполняются в продолжении ранее выработанных технических решений. В частности, как правило, с использованием 4-х клапанной головки цилиндра с осесимметричным расположением форсунки и КС.

ТА формируется в направлении увеличения давления впрыскивания топлива до 1400 ÷ 1550 бар. Турбокомпрессор предпочтительно регулируемый. Картерные газы через систему фильтрации рециркулируются на впуск. Система охлаждения двигателя разделяется на активную – в верхней части цилиндра и пассивную – в нижней. Конструкция деталей ЦПГ формируется в направлении уменьшения зазоров в сопряжениях, температур и расхода масла «на угар» до $\bar{g}_{\text{м.ном}} \leq 0,1 \%$, а также обеспечения работоспособности. Отмеченное легло в основу конструкции двигателя ЯМЗ – 658 с использованием 2-х клапанной головки цилиндра с центрально расположенной форсункой и электроуправляемой ТА, сертифицированного под нормативы EURO 3. Однако выработка всех технических решений по конструкции двигателя и организации рабочих процессов осуществлялась с использованием макетного образца традиционного ТНВД «Компакт-40», форсированного по параметрам топливоподачи.

С выполнением нормативов EURO 3 завершается процесс традиционного совершенствования конструкции и показателей ТД. Наступает период физико-химического воздействия на процессы сгорания и обработку ОГ.

Нормативы EURO 4. Для снижения g_{NOx} используется охлаждаемая рециркуляция отработавших газов (РОГ) на впуск. Наряду с воздействием на физико-химические процессы, происходящие при сгорании топлива, РОГ позволяет уменьшить количество ОГ и величину α в приведённом выше уравнении. Степень РОГ ~ 10 – 12 % при 100 % N_e в зависимости от n по мере снижения нагрузки в двигателе увеличивают до 30 – 40 % независимо от уровня C_{NOx} и при 10 – 15 % N_e её отключают для «очистки» цилиндра. Качество топливоподачи и смесеобразования в этом случае улучшают для снижения дымности ОГ вследствие снижения α . Для управления РОГ и α используют турбокомпрессор с переменной геометрией турбины и ЭБУ.

Норматив EURO 4 по отношению к EURO 3 предписывает снижение g_{PT} в 5 раз, резервов для которых в конструкции двигателя нет. Поэтому необходим фильтр в системе ОГ, тепловое состояние которого должно поддерживаться топливоподачей с помощью электроуправляемой форсунки.

Нормативы EURO 5 выполняются за счёт физико-химической обработки ОГ.

РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ОРГАНЫ ГАЗООБМЕНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОДУВОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Гришин Ю.А.

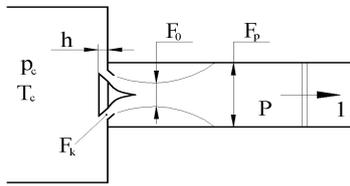
МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

Использование экспериментальных продувочных характеристик упрощает расчеты газообмена в ДВС, повышает их точность. Рассмотрим вначале методику продувок выпускного канала с клапаном в головке цилиндра. В отечественной практике и за рубежом продувки выпуска проводятся обычно без пристыковки отрезка трубы длиной 6-8 калибров к выпускному патрубку головки цилиндра (см., например, отчет AVL: FS-Report N47, Graz, 1999, Austria). Использование такого отрезка обеспечило бы присоединение оторвавшегося за клапаном потока к стенкам канала, что соответствует режиму реального «закрытого» течения в ДВС. При этом были бы учтены действительные потери отрывного течения за клапаном, учтен эффект значительного снижения статического давления p_0 в минимальном сечении оторвавшейся струи. Оно равно давлению в зоне отрыва вокруг клапана и именно оно определяет режим истечения, а не давление p_p в системе после присоединения потока.

В случае продувок без дополнительного отрезка трубы оторвавшийся за клапаном поток не успевает присоединиться к стенкам патрубка в головке, и отрывная зона сообщается с окружающей средой. Полученный при таких продувках коэффициент расхода $\mu = \varepsilon\phi$ фактически является коэффициентом сужения ε

оторвавшейся струи, поскольку, как известно из гидравлики, на участке сужения около зоны отрыва потери скорости практически отсутствуют ($\varphi = 1$).

Рассмотрим использование полученной при таких продувках характеристики $F_0 = \mu F_k = f(h)$ для расчета реальных «закрытых» систем (см.рис.). Связь между параметрами в минимальном сечении F_0 и сечении присоединения F_p будем определять в соответствии с представлением о внезапном расширении. Тогда



$$z(\lambda_p) = z(\lambda_0) + \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{1}{y(\lambda_0)} \left(\frac{F_p}{F_0} - 1\right),$$

где $z(\lambda)$ и $y(\lambda)$ – газодинамические функции. Вначале следует определить режим истечения – докритический или критический. Предположим режим критический, и тогда в горле, в наиболее узком сечении, $\lambda_0 = 1$. Подставив в уравнение это значение, получим соответствующее $\lambda_{pкp}$. Из уравнения расхода $F_0 p_c q(\lambda_0) = F_p p_p y(\lambda_p)$ при $\lambda_0 = 1$

для данного F_p/F_0 определим соответствующее значение критического перепада давлений $(p_c/p_p)_{кp}$. Очевидно, что этот перепад будет существенно меньше, чем известная величина $\beta_{кp} = [(k+1)/2]^{\frac{k}{k-1}}$, и действительный режим запираания имеет место при значительно более низких перепадах давления p_c/p_p между цилиндром и выпуском. Расчеты с использованием $\beta_{кp}$ дадут неточные, завышенные расходы из цилиндра.

Если действительный $p_c/p_p < (p_c/p_p)_{кp}$ - режим истечения докритический. Для определения параметров в сечениях 0 и p следует решить систему из приведенных выше уравнений импульса и расхода с определением 2-х неизвестных λ_0 и λ_p . Если же $p_c/p_p \geq (p_c/p_p)_{кp}$ - режим будет критическим с запираанием потока в горле F_0 . Расчет в этом случае значительно упрощается, т.к. из уравнения расхода при $\lambda_0 = 1$ можно сразу определить $\lambda_{pкp}$. Скорость вычисляется по формуле $v_p = \lambda_p a_{kp} = \lambda_p \sqrt{2kRT_c / (k+1)}$, расход - $G = F_p v_p p_p / RT_p$. При расчете нестационарного течения в выпускной системе необходимо еще учесть перепад параметров на фронте отраженной от граничного условия – клапана элементарной волны, т.е. между зонами p и 1 (см.рис.).

По сравнению с выпуском расчет течения на впуске значительно упрощается. Система «впускной патрубков - клапан» есть профилированное конфузорное сопло с горлом μF_k и выходом в цилиндр. В данном случае основную роль в снижении μ играет неравномерность потока (загрузка) в клапанной щели, так как патрубки выполняются тангенциальными или винтовыми, потерями же можно пренебречь вследствие конфузорности патрубка. Для расчета используются уравнение расхода: $F_p q(\lambda_p) = \mu F_k q(\lambda_k)$ и перепада давлений между входом в патрубок (p) и клапанной щелью (k): $p_p / p_k = \pi(\lambda_p) / \pi(\lambda_k)$. При этом следует учесть, что для докритического режима $p_k = p_c$, для сверхкритического $\lambda_k = 1$.

СМЕШЕНИЕ ПОТОКОВ В СИСТЕМЕ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ГАЗОВ ДВС

Гальговский В.Р., Голиков В.П., Гришин Ю.А.¹, Кулешов А.С.¹
 ОАО «Автодизель», г. Ярославль, ¹МГТУ им Баумана, г. Москва

Рециркуляция выпускных газов является эффективным средством снижения токсичности выхлопа ДВС. Для смешения потоков при рециркуляции применяют осесимметричные устройства, состоящие из конфузорной части с соотношением площадей проходного сечения F_0/F_a , через которую проходит свежий воздух, горловой части (камеры смешения, КС), где за счет пониженного давления происходит подсос части выпускных газов, направляемых на рециркуляцию, и диффузорной части с F_d , где заканчивается процесс смешения, см. рис. Наиболее простой будет конструкция, когда газы подводятся через сверление, выполненное нормально в стенке горла ($\gamma = 90^\circ$).

Пусть имеем расходы воздуха G_a и газов G_g , а также их исходные параметры p_a^* , T_a^* , T_g^* , $R_a = 287,3$ и $R_g = 288,3$ Дж/(кг·К), $k_a = 1,4$ и $k_g = 1,33$, табличную или аналитическую зависимость c_p от температуры и состава смеси.

Записав уравнение расхода для входа в КС

$$G_a = m_a F_a p_a^* q(\lambda_a) / \sqrt{T_a^*}, \quad (1)$$

можно получить λ_a , затем $p_a = p_a^* \pi(\lambda_a)$, $T_a = T_a^* \tau(\lambda_a)$.

Используя для КС известный в гидрогазодинамике принцип расщепления по физическим процессам, будем считать, что процесс смешения полностью завершается в ее цилиндрической части ($F_a = F_m$), в диффузорной же части от F_m до F_d с некоторыми потерями ζ будет происходить только сжатие потока. С помощью уравнения сохранения энергии $G_m c_{pm} T_m^* = G_a c_{pa} T_a^* + G_g c_{pg} T_g^*$, где $G_m = G_a + G_g$, и зависимости

между температурой T_m и теплоемкостью c_{pm} с учетом изменения состава смеси найдем T_m^* . Далее $k_m = (G_a k_a + G_g k_g) / G_m$, $R_m = (G_a R_a + G_g R_g) / G_m$.

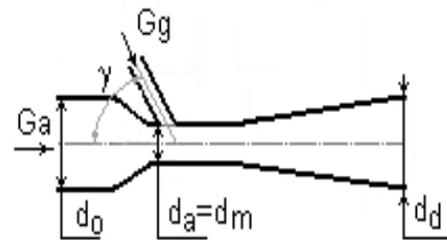
При $\gamma = 90^\circ$ поток газов G_g не создает импульса по основному направлению течения. В результате можно записать уравнение сохранения импульсов для сечений входа и выхода из КС в виде:

$$G_a w_a + p_a F_a = G_m w_m + p_m F_m \quad (3)$$

или, через функцию $z(\lambda)$: $G_a a_{kpa} z(\lambda_a) (k_a + 1) / 2k_a = G_m a_{kpm} z(\lambda_m) (k_m + 1) / 2k_m$. В случае наклонного подвода газов под углом γ к оси в левой части уравнения (3) будет присутствовать слагаемое $G_g w_g \cos \gamma$.

Определив из последнего уравнения λ_m , найдем скорость после смешения $w_m = a_{\text{едм}} \lambda_m$. Используя исходную запись (3) уравнения импульсов с учетом $F_a = F_m$, можно найти $p_m = p_a + (G_a w_a - G_m w_m) / F_m$, затем давление торможения $p_m^* = p_m / \pi(\lambda_m)$.

Для расчета течения смеси в диффузорной части необходимо задаться коэффициентом полноты гидравлического удара в диффузоре ψ . Для оптимальных значений угла раскрытия диффузора $\alpha = 6 - 8^\circ$ с учетом трения ψ



= 0,20. Коэффициент гидравлических потерь в диффузоре ζ кроме ψ зависит от соотношения проходных сечений входа и выхода $\zeta = \psi(F_d / F_m - 1)^2$, а коэффициент восстановления полного давления σ в диффузоре зависит еще и от приведенной скорости на выходе: $\sigma = 1 - \zeta \lambda_d^2 k_m / (k_m + 1)$. Т.к. $p_d^* = \sigma p_m^*$, то с помощью уравнения расхода

$$G_d = G_m = m_m F_d \sigma p_m^* q(\lambda_d) / \sqrt{T_m^*}$$

можно определить λ_d , затем с помощью газодинамических функций все остальные параметры потока после смешения: $T_d = T_m^* \tau(\lambda_d)$, $p_d = \sigma p_m^* \pi(\lambda_d)$ и $w_d = a_{\text{эод}} \lambda_d$.

Расчеты с помощью предложенной методики были сопоставлены с экспериментальными данными, полученными в ОАО «Автодизель» на специальном стенде. Устройство для смешения потоков имело следующие геометрические характеристики: $d_0 = d_d = 85$ мм, $d_a = d_m = 35$ мм, длина диффузорной части 206 мм. Воздух подавался с параметрами $G_a = 0,1594$ кг/с, $p_a^* = 153130$ Па, $T_a^* = 304$ К, и за счет разрежения в камеру смешения подсасывались газы с расходом $G_g = 0,01049$ кг/с и температурой $T_g^* = 357$ К. Давление смеси на выходе из диффузорной части составляло 146750 Па. В результате расчета на выходе было получено значение давления 150240 Па, что на 2,4 % отличается от экспериментального. Такой результат можно считать вполне удовлетворительным.

МИКРОПРОЦЕССОРНЫЙ РЕГУЛЯТОР ПОДАЧИ ГАЗА ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОДИЗЕЛЯ

Долганов К.Е., Лисовал А.А., Майфет Ю.П.¹, Кострица С.В.¹

Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина, ¹Институт газа НАН Украины, г. Киев, Украина

Кафедра «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ) с 1986 г. совместно с отделом переработки и транспорта природного газа Института газа НАН Украины ведут работы по созданию систем питания и регулирования для газодизелей.

Накоплен значительный опыт в переоборудовании автомобильных, тракторных и стационарных дизелей для работы на природном газе по газодизельному циклу.

Разработанные под руководством проф. Долганова К.Е. механические и гидро-механические системы автоматического регулирования подачи газа устанавливались на переоборудованные автомобили МАЗ, КрАЗ, БелАЗ, трактора Т-150, стационарные дизели на газовых месторождениях Украины и Вьетнама. В большинстве разработанных систем применена подача газа в цилиндры газодизеля под избыточным давлением. В режиме холостого хода и малых нагрузок газодизель работает по дизельному циклу.

Дальнейшее развитие этих работ направлено на разработку систем питания и автоматического регулирования с микропроцессорным управлением подачей газового топлива.

Разработан электронный микропроцессорный регулятор подачи газового топлива для газодизелей с двухрежимным регулированием работы двигателя по дизельному и по газодизельному циклам. В регуляторе использован микропроцессор фирмы Microchip Technology Incorporated PIC 16F877. Схема имеет аналоговые и цифровые входы.

Электронный регулятор обрабатывает входные сигналы по разработанному алгоритму и выдает их на схему выходной информации. Далее сигнал усиливается и подается на управление исполнительными устройствами. Исполнительным устройством в дозаторе газа есть шаговый двигатель.

Изготовлен экспериментальный образец регулятора и проведены исследования на безмоторном стенде, которые показали функциональную работоспособность регулятора. Он обеспечивает формирование заданных алгоритмом управления внешних и частичных скоростных характеристик и не имеет гистерезиса.

НОВЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ В ДВС

Гришин Ю.А.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

При численном моделировании нестационарных течений в газоздушных трактах ДВС в МГТУ им. Баумана используются, в основном, 3 базовых численных метода и их модификации: метод характеристик с плавающей сеткой (МХ), метод распада разрыва (МРР) и метод крупных частиц (МКЧ). Для настройки протяженных индивидуальных трактов на динамический наддув и очистку цилиндров применяется МХ в одномерной постановке, т.к. только он обеспечивает необходимое фазовое и амплитудное соответствие моделируемого и реального процессов. Метод необходим также для наиболее точной отладки и проверки граничных условий на различных элементах тракта: клапанах, коленах и разветвлениях коллекторов, компрессорах и турбинах. Наряду с явным преимуществом хорошего отражения реальной физической картины нестационарных волновых процессов базовый МХ имеет недостаток – он является неконсервативным. Это приводит к определенным неточностям в определении итоговых масс, импульсов и энергий. Это обусловлено тем, что он опирается только на дифференциальные уравнения, выражающие изменения инвариантов Римана вдоль характеристических направлений. С использованием принципа осреднения параметров в деформируемых ячейках и соблюдения всех законов сохранения при переходах через фронты элементарных волн, идущих вдоль характеристик, в МГТУ была разработана абсолютно консервативная схема МХ. При этом учитываются также диссипативные процессы трения и теплообмена со стенками каналов.

С использованием представления о наклонных секущих, проведенных через 3 смежные ячейки, были разработаны неявные схемы с расщеплением по физическим процессам для МРР и МКЧ, базирующихся на фиксированные сетки. Эти методы широко применяются как в одномерной так и пространственной постановке для моделирования в развернутых газоздушных трактах и их элементах. Принцип неявности позволил существенно увеличить сеточное число Куранта, что привело к увеличению точности расчетов и резкому сокращению времени вычислений. Это особенно актуально для решения практических задач по оптимизации профиля проточных частей. Дополнительное значительное улучшение характеристик МКЧ за счет ликвидации вычислительной неустойчивости на передних фронтах волн сжатия было получено при использовании соотношений распада разрыва вместо осреднения параметров на границах ячеек а также за счет учета изменения плотности в ячейках на первом, эйлеровом этапе.

Для всех применяемых численных методов разработаны универсальные граничные условия, реализующие законы сохранения массы, импульса и энергии при нестационарном течении.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ НА ВЫПУСКЕ НА ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рудой Б.П., Рудой И.Б.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Эволюционный процесс развития поршневых ДВС в настоящее время характеризуется все более широким спектром технологий, в которых он используется. Для некоторых технологий важны знания о влиянии противодавления в широ-

ком диапазоне и состав отработавших газов. Исследования непосредственно на двигателе, особенно в единичных ситуациях нестандартного применения, дорого. Использование высокоточных имитационных моделей на стадии проектирования оказывается более предпочтительным.

Цель данной работы заключалась в исследовании возможности определения основных параметров дизельного двигателя вычислительным экспериментом, тестированным по известным базовым параметрам двигателя.

Объектом исследования являлся дизельный двигатель В-58-7, в котором вместо турбокомпрессора использовался газоздушный тракт, настроенный на максимальный коэффициент наполнения. Вычислительный эксперимент проводился с использованием системы имитационного моделирования «Альбея-ДВС» v.5.01, разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Уфимского государственного авиационного технического университета.

В процессе эксперимента исследовалось влияние на основные параметры дизеля

- коэффициента избытка воздуха, как основного показателя, количественно характеризующего состав отработавших газов (ОГ);
- противодействия на выпуске, являющегося следствием присоединения к выпускной системе дизеля различных потребителей ОГ.

Потребители ОГ выпускной системы имитировались постановкой ресивера с дросселированием в атмосферу, что позволяло поддерживать в ресивере постоянное абсолютное давление (противодействие) при различных значениях коэффициента избытка воздуха.

Противодействие задавалось в диапазоне 120000...220000 Па, коэффициент избытка воздуха в диапазоне 1,1...1,8.

Были получены и проанализированы зависимости для следующих параметров: индикаторная и эффективная мощность, механический КПД, коэффициент наполнения, коэффициент остаточных газов, средний индикаторный часовой расход воздуха и топлива, температура в выпускном ресивере, содержание кислорода в ОГ.

Из основных результатов численного эксперимента можно отметить, что увеличение противодействия существенно снижает мощностные параметры, увеличивает расход топлива, но позволяет снизить температуру ОГ в выпускном ресивере. Также было выявлено снижение механического КПД при увеличении коэффициента избытка воздуха, и отсутствие его существенного влияния на коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОТЕРЬ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА ПЕРИОД ГАЗООБМЕНА

Лобов Н.В.

Пермский государственный технический университет, г. Пермь

Существенным недостатком малогабаритных двухтактных бензиновых двигателей с кривошипно-камерной продувкой (ДВС) является наличие потерь топливной смеси при осуществлении процесса газообмена. Минимизировать эти потери позволяют пространственно-трехмерные газодинамические модели двигателя. В ходе выполнения научного исследования по минимизации этих потерь, была разработана собственно сама математическая модель двигателя и методика расчета потерь свежего заряда в процессе газообмена. Предлагаемая методика позволяет оценить уровень конструкторской разработки на стадии проектирования двигателя и, тем самым, существенно сократить затраты, связанные с освоением новой техники.

Основной отличительной особенностью созданной пространственно-трехмерной математической модели двигателя являлось то, что двигатель рассматривался как единая система, в которой имелись системы впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипная камера. Для описания нестационарных газодинамических процессов во внутренних полостях двигателя

был использован отечественный метод - метод Давыдова или метод, более известный как метод крупных частиц. В качестве исходной газодинамической системы дифференциальных уравнений, была взята система уравнений Эйлера, записанная в дивергентном виде. В нее вошли: уравнение неразрывности (сохранения массы); уравнения сохранения импульса по осям координат; уравнение сохранения полной удельной энергии и уравнение неразрывности (сохранения массы) для продуктов сгорания. Для замыкания системы использовалось уравнение состояния для идеального газа.

Разработанная математической модель ДВС была протестирована, а достоверность получаемых с ее помощью расчетных данных оценена с помощью большого количества экспериментальных данных.

Суть предлагаемой методики расчета потерь свежего заряда в процессе газообмена заключается в следующем. Для количественной оценки потерь свежего заряда в процессе газообмена производится расчет *массового расхода свежей смеси* через контрольные сечения продувочного и выпускного каналов в зависимости от угла поворота коленчатого вала. В качестве контрольных сечений были выбраны: стык продувочного канала с цилиндром и стык выпускного окна с цилиндром двигателя. Массовый расход свежей смеси на входе в цилиндр в данном случае определяется по формуле:

$$q_{\text{вх}} = \sum_{i=1}^N A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i),$$

где N - число целых ячеек в контрольном сечении продувочного канала; ρ_i - плотность газа, находящегося в ячейке;

b_i - плотность продуктов сгорания, находящихся в ячейке. Если в ячейке находятся только продукты сгорания $b_i = \rho_i$;

u_i - скорость газа в ячейке, перпендикулярная контрольному сечению; A - площадь ячейки в контрольном сечении.

Количество свежего заряда, попавшего в систему выпуска в процессе продувки, определяется по формуле:

$$q_{\text{вых}} = \sum_{i=1}^M A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i),$$

где M - число целых ячеек в контрольном сечении выпускного канала.

Предлагаемая методика оценки эффективности процесса газообмена была опробована при выполнении пространственно-трехмерного газодинамического расчета серийного двигателя бензиномоторной пилы «Урал-2Э» для номинальной частоты вращения коленчатого вала. Проведенное численное исследование процесса газообмена в двухтактном двигателе позволило зафиксировать такие закономерности в его работе, как заброс продуктов сгорания в кривошипную камеру в начальной фазе процесса газообмена и поступление части свежего заряда из цилиндра в подпоршневое пространство в заключительной фазе; определить объем и момент поступления свежей смеси в систему выпуска. Искомые потери свежего заряда в систему выпуска, определенные с использованием предлагаемой методики для двигателя «Урал-2Э» при номинальной частоте вращения коленчатого вала составили около 14-16%. Таким образом, разработанная математическая модель ДВС и предлагаемая методика расчета потерь свежего заряда в процессе газообмена позволяют уже на стадии проектирования оптимизировать конструкцию впускных, выпускных и продувочных окон, конструкцию всего газозоудушного тракта двигателя и минимизировать данные потери.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ НАДДУВА НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС

Жуков В.А., Курин М.С.

Гутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии, г. Гутаев

Одним из важнейших направлений развития конструкции ДВС является совершенствование систем газотурбинного наддува. Первоначально наддув рассматривался только как средство повышения агрегатной мощности двигателей, однако ужесточение требований к экологическим показателям ДВС приводит к необходимости уделять все больше внимания влиянию параметров наддува на токсичность и дымность отработавших газов, уровень шума, сопровождающего работу двигателя. Проводимые авторами исследования посвящены данным вопросам.

Основным методом исследований являлся численный эксперимент, посредством которого по специальным прикладным программам моделировался рабочий цикл дизеля с последующей оценкой токсичности отработавших газов.

Для дизелей форсированных по наддуву с объёмным смесеобразованием и неразделёнными камерами сгорания токсичность отработавших газов в существенной мере зависит от коэффициента избытка воздуха, который в свою очередь определяется цикловой подачей топлива и сочетанием температуры и давления наддувочного воздуха. С целью установления влияния температуры наддувочного воздуха на токсичность отработавших газов были произведены исследования дизеля ЯМЗ - 8423.10, производства ОАО «Гутаевский моторный завод».

Результаты исследований свидетельствуют, что охлаждение наддувочного воздуха значительно снижает выбросы оксидов азота. Это объясняется тем, что при снижении температуры наддувочного воздуха повышается плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха, а также снижается максимальная температура цикла, которая и оказывает определяющее влияние на эмиссию NO_x .

Снижение глубины охлаждения и повышение температуры наддувочного воздуха приводят к росту максимальной температуры цикла. В результате этого происходит интенсификация процесса диссоциации диоксида углерода с образованием угарного газа и сажи, одновременно с этим улучшается испарение топлива, приводящее к снижению образования сажи. Численное моделирование показало, что для исследуемого двигателя преобладает диссоциация CO_2 и с увеличением температуры наддувочного воздуха выброс «твёрдых частиц» увеличивается. Этому способствует существенное снижение коэффициента избытка воздуха, который приближается к значению $\alpha \approx 1,3$, соответствующему пределу дымления.

Таким образом, охлаждение наддувочного является, действенным методом снижения токсичности и дымности отработавших газов дизелей. Однако положительное влияние охлаждения существенно снижается с повышением давления наддува. Одной из целей, проводимых исследований является разработка методики определения оптимального сочетания давления наддувочного воздуха и глубины его охлаждения, а также обеспечение возможности регулирования глубины охлаждения наддувочного воздуха в зависимости от режима работы двигателя.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

Славуцкий В.М., Салыкин Е.А., Липилин В.И., Черныш А.Г.

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

Исследуются возможности интенсификации процесса подачи топлива системой с традиционным насосом высокого давления. Целью исследования является повышение давления и сокращение продолжительности впрыскивания топлива.

В качестве метода интенсификации принято увеличение объемной скорости плунжера за счет удвоения частоты вращения вала насоса. При этом дополнительный цикл подачи топлива используется для регулирования начальных условий в нагнетательной магистрали путем перепуска части топлива из последней. Этот метод регулирования начального давления запатентован. Объект исследований - топливная система с насосом высокого давления УТН-5.

В результате численных и натуральных экспериментов доказана возможность повышения давления впрыскивания в 1,5... 1,7 раза и сокращение продолжительности подачи топлива на 25%. Получено заметное улучшение мощностных и экономических показателей дизеля Д-144.

Предложен метод проектирования кулачков топливного насоса, обеспечивающих уменьшение контактных напряжений в сопряжении кулачок-толкатель на 300...350 МПа.

Исследование особенностей механизма подачи топлива при скоростном форсировании насоса высокого давления позволило предложить новый метод дозирования цикловой порции топлива. Метод основан на принудительном закрытии нагнетательного клапана.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Черняк Б.Я., Аманов К.А., Смирнов А.Б., Воцанкин С.В., Онищук Ф.С.
ГТУ «МАДИ», Москва

Основные резервы повышения топливной экономичности и экологических показателей автомобильных двигателей с искровым зажиганием связаны с развитием методов комплексного управления их рабочими процессами, обеспечивающих возможные наилучшие показатели на каждом эксплуатационном режиме. В процессе эксплуатации двигатель основное время работает на неустановившихся режимах, поэтому совершенствованию управления переходными процессами следует уделить особое внимание.

Существует большое число способов связанного управления рабочими процессами двигателя, причем, если методы эффективной организации такого управления на установившихся режимах хорошо известны, то задача подбора и реализации параметров управления в переходных процессах достаточно сложна. Это обусловлено рядом причин:

- Необходимостью динамического управления в переходных процессах.
- Изменением состояния объекта управления и эксплуатационных факторов, что препятствует эффективному использованию программной динамической коррекции управления.
- Наличием задержек в системах получения информации, ее обработки и реализации управляющих воздействий.
- Трудностью использования поисковых экстремальных методов управления из-за краткого времени переходных процессов, множественности влияющих факторов и неопределенности условий протекания переходных процессов.

Преодолеть эти трудности можно, используя управление по моделям с распределенными параметрами, обучающимся в процессе эксплуатации.

В работе исследованы способы обучения моделей и динамических корректоров с распределенными параметрами с применением искусственных нейронных сетей (ИНС). При исследовании использовались исходные экспериментальные данные, полученные в лаборатории НПП «ЭЛКАР», математические модели, разработанные в ГТУ «МАДИ», и программное обеспечение пакета MATLAB. Показана возможность применения ИНС как для быстрого обучения обычного цифрового динамического корректора, так и для построения нейронных корректоров. При этом обучение моделей можно вести по ограниченному числу регистраций переходных процессов, получаемых в эксплуатационных условиях. Разработаны процедуры автоматического подбора структуры и параметров искусственных нейронных сетей для решения задач динамического управления.

ИССЛЕДОВАНИЯ НА ДИЗЕЛЕ КАМЕР СГОРАНИЯ С НАПРАВЛЕННЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА

Марков В.А., Микитенко А.В., Девянин С.Н.¹

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва,¹ МГАУ им. В.П. Горячкина, Москва

Смесеобразование в дизелях с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания (КС) и непосредственным впрыскиванием топлива осуществляется как за счет энергии впрыскиваемого в КС топлива, так и за счет энергии движения воздушного заряда. В быстроходных дизелях с полуразделенными КС в поршне эффективность процесса смесеобразования в значительной степени определяется интенсивностью вихревого движения воздушного заряда. В таких дизелях вихревое движение воздуха возникает к концу такта сжатия, когда при движении поршня к ВМТ воздух вытесняется из надпоршневого пространства цилиндра в КС в поршне. Вихревое движение воздуха способствует более равномерному распределению топлива по объему КС, его лучшему испарению и многоочаговому воспламенению, что обеспечивает снижение выбросов продуктов неполного сгорания и улучшение топливной экономичности.

Для повышения энергии смесеобразования и улучшения его качества в дизеле с КС типа АМЗ (Алтайского моторного завода) предложен ряд конструкций поршней, обеспечивающих направленное движение воздушного заряда за счет выполнения профилированных каналов на верхней торцевой поверхности поршня. Первый вариант поршня обеспечивает направление воздушного заряда к стержню струи топлива для увеличения содержания кислорода в центральной части струй. Второй вариант позволяет направлять воздушный заряд в пристеночную зону для увеличения доли окислителя у стенки КС, что способствует более интенсивному выгоранию топлива с ее стенок. Третий вариант поршня аналогичен предыдущему, но он выполнен без острых граней для снижения теплонапряженности острых кромок профилированных каналов. При этом движение воздуха согласуется с направлением топливных струй, впрыскиваемых в КС через четырехсопловую форсунку типа 6А1 производства АМЗ.

Для сравнения показателей дизеля с поршнями предложенных конструкций и оценки возможности оптимизации давления впрыскивания и характера движения воздуха авторами проведены экспериментальные исследования. Их объектом являлся дизель семейства АМЗ с диаметром поршня $D=13$ см, его ходом $S=14$ см и цилиндровой мощностью $N_e=33$ кВт при частоте вращения $n=1900$ мин⁻¹. Двигатель имеет традиционную для дизелей АМЗ камеру сгорания в поршне диаметром $d_k=80$ мм и глубиной $h_k=24$ мм, степень сжатия $\varepsilon=15$, систему наддува, обеспечивающую на номинальном режиме давление наддува $p_k=0,20$ МПа (избыточное), и разделенную систему непосредственного впрыскивания топлива.

Моторные исследования проведены на одноцилиндровой установке этого двигателя (1 ЧН 13/14) с рабочим объемом $V_h=1,86$ дм³. Установка имела автономную систему подачи воздуха, позволяющую изменять давление наддува p_k от 0 до 0,25 МПа при температуре $T_k=50-80^\circ$ С. При моторных исследованиях устанавливались давления наддува $p_k=0,14$ и 0,18 МПа (при отношении давлений после компрессора p_k и перед турбиной p_t , равном $p_k/p_t=1,05$) и $p_k=0,20$ и 0,25 МПа (при $p_k/p_t=1,1$). Система топливоподачи содержала топливный насос высокого давления (ТНВД) семейства ТН с плунжером диаметром $d_{пл}=10$ мм и ходом $h_{пл}=10$ мм. Изменение интенсивности впрыскивания достигалось за счет гидродогружения форсунки от дополнительного насоса, работающего на гидроаккумулятор и приводимого от коленчатого вала установки. Такая система топливоподачи позволяла изменять давление в гидроаккумуляторе $p_{фг}$ от 0 до 40 МПа, что приводило к увеличению максимального давления топлива в линии высокого давления (максимального давления в штуцере ТНВД - $p_{тн\ max}$) от 27 до 80 МПа.

Результаты проведенных испытаний подтвердили улучшение показателей дизеля при использовании поршней предложенных конструкций. В частности, замена штатного поршня опытным по первому варианту и одновременная оптими-

зация давления впрыскивания в дизеле, работающем на режиме с частотой вращения $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузкой $N_e=33 \text{ кВт}$, позволили снизить удельный эффективный расход топлива g_e с 258 до 246 г/(кВт·ч) при увеличении дымности ОГ K_x с 32 до 45% по шкале Хартриджа. Опытный поршень по второму варианту в этих условиях также снижает g_e до 246 г/(кВт·ч) при одновременном снижении K_x до 21% по шкале Хартриджа. Опытный поршень по третьему варианту обеспечил $g_e=252 \text{ г/(кВт·ч)}$ и $K_x=25\%$ по шкале Хартриджа. Аналогичного улучшения показателей дизеля при оптимизации давления впрыскивания и движения воздушного заряда следует ожидать и на других режимах работы дизеля.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИКЛОВ В ЦИЛИНДРАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Азбель А.Б.¹, Аникин С.А.², Чухчин Н.Ф.³
*ЗАО «Дизель-КАР», ¹ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ²Холдинг «РусПромАвто»,
³ФГУП «НАТИ», Москва*

Предложенные ЗАО «Дизель-КАР» способ и устройство частотно-импульсного регулирования безнаддувных дизельных двигателей электроагрегатов позволяет обеспечивать поддержание усредненного коэффициента избытка воздуха в их цилиндрах на всех нагрузочных режимах при постоянной частоте вращения вала силового генератора.

В нормальных условиях и номинальном скоростном режиме ($n_{дв}=750,1500, 3000 \text{ мин}^{-1}$) оптимизации работы промышленного дизельного двигателя по различным критериям - топливной экономичности, экологии - достигается за счет согласования постоянного импульса цикловой подачи топлива с постоянным импульсом расхода воздуха. Регулирование крутящего момента двигателя осуществляется частотно-импульсной модуляцией цикловой подачи топлива при поддержании постоянной частоты вращения его вала. Однако требования по улучшению удельных показателей по металлоемкости, мощности, топливной экономичности, экологии, обеспечению номинальной мощности на высотах эксплуатации выше 1000-4000 м над уровнем моря вызывают необходимость установки устройства наддува дополнительного воздуха.

Анализ работы промышленных дизельных двигателей в различных условиях эксплуатации показал, что оптимальное согласование систем наддува с выше-рассмотренным способом и устройством частотно-импульсного регулирования цикловой подачи топлива промышленных дизельных двигателей целесообразно осуществлять только на основе электроуправляемых систем наддува, осуществляющих поддержание постоянным цикловую подачу воздуха не только на всех нагрузочных режимах, но и не независимо от давления и температуры окружающей среды (высоты над уровнем моря). В этой связи были разработаны способ и устройство согласованного регулирования по выбранному критерию оптимальности работы двигателя системы топливоподачи и воздухообеспечения промышленных дизельных двигателей электроагрегатов. Способы и устройство позволяют поддерживать оптимальным коэффициент избытка воздуха при различных нагрузочных режимах и разнообразных высотах эксплуатации над уровнем моря.

КОНСТРУКЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ И ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Марков В.А., Микитенко А.В., Зенин А.А., Девянин С.Н.¹, Кондюрин А.Е.¹
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, ¹МГАУ им. В.П. Горячкина, Москва

Конструкция топливоподающей аппаратуры оказывает значительное влияние на показатели дизелей. В первую очередь, это относится к форсунке, формирующей характеристики впрыскивания и распыливания топлива. Форсунка обеспечивает требуемые геометрические характеристики струй топлива, структуру

топливного факела и распределение топлива по объему камеры сгорания (КС). В дизелях с объемным смесеобразованием необходимо также предотвратить попадание топлива на стенки КС. Решение всех этих задач возможно путем оптимизации конструкции проточной части распылителя форсунки.

Одним из наиболее значимых конструктивных параметров является длина l_p распыливающих отверстий или отношение их длины l_p к диаметру d_p . Этот параметр выбирается с учетом формы КС, расположения форсунки в головке цилиндров, числа и расположения распыливающих отверстий, уровня давления впрыскивания. Решение такой комплексной задачи оптимизации длины l_p расчетным путем не всегда возможно, особенно в транспортных дизелях, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

Оценка влияния длины l_p на экономические и экологические показатели проведена при экспериментальных исследованиях дизеля Д-245 (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода. Дизель имел топливную систему, включающую ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров $d_{пл}=10$ мм и их полным ходом $h_{пл}=10$ мм и форсунки ФДМ-22 производства АО «Куроаппаратура» (г.Вильнюс), отрегулированные на давление начала впрыскивания $p_{ф0}=22,0$ МПа. При испытаниях исследовались серийные пятисопловые распылители типа 145.1112 производства НЗТА и опытные распылители того же типа, дообработанные с целью оптимизации процесса топливоподачи.

Серийные распылители имели длину распыливающих отверстий $l_p=0,90$ мм при их диаметре $d_p=0,32$ мм и отношении $l_p/d_p=2,81$. Целесообразность дообработки этих распылителей обусловлена тем, что исследуемый дизель имел КС в поршне типа ЦНИДИ с диаметром горловины $d_r=38$ мм, а форсунки установлены в головке цилиндров со смещением $e_f=10$ мм. В дизеле организовано объемно-пленочное смесеобразование, при котором наблюдается частичное попадание топлива на боковые стенки КС, прилегающие к горловине. Следствием этого являются недостаточно высокие показатели двигателя.

Уменьшение доли топлива, попадающего на стенки, может быть достигнуто путем сокращения длины струй топлива, вытекающего из распыливающих отверстий, наиболее близких к стенкам КС. Ряд исследований показывает, что сокращение длины струй наблюдается при уменьшении длины l_p распыливающих отверстий. Поэтому для уменьшения доли пленочного смесеобразования в исследуемом дизеле целесообразно сформировать струи различной длины L : желательно иметь длинные струи топлива в направлении удаленной от распыливающего отверстия стенки КС и короткие струи в направлении менее удаленной стенки.

Для формирования струй с различной длиной проведена дообработка носков распылителей серийных форсунок. Она заключалась в том, что два распыливающих отверстия, обращенные к удаленной стенке КС оставлены без изменений ($l_p=0,90$ мм, $l_p/d_p=2,81$), носок распылителя вблизи распыливающего отверстия, обращенного к ближайшей стенке, был сошлифован до длины $l_p=0,45$ мм ($l_p/d_p=1,41$), носок распылителя вблизи двух оставшихся распыливающих отверстий был сошлифован до длины $l_p=0,70$ мм ($l_p/d_p=2,19$).

Экспериментальные исследования подтвердили улучшение показателей дизеля при замене серийных распылителей опытными, выполненными с распыливающими отверстиями различной длины l_p . Дымность отработавших газов K_x на номинальном режиме (при $n=2400$ мин⁻¹) уменьшилась с 40 до 33% по шкале Хартриджа, т.е. на 17,5%, а на режиме максимального крутящего момента (при $n=1500$ мин⁻¹) - с 49,5 до 48%, т.е. на 3,0%. Удельный массовый выброс оксидов азота NO_x при работе дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла (правила ЕЭК ООН № 49) сократился с 5,749 до 5,631 г/(кВт·ч), т.е. на 2,1%. Удельный массовый выброс монооксида углерода CO в этих условиях снизился с 7,872 до 7,126 г/(кВт·ч), т.е. на 9,5%, а удельный массовый выброс углеводородов CH_x уменьшился с 2,207 до 1,967 г/(кВт·ч), т.е. на 10,9%. Повышение экологических показателей сопровождалось улучшением топливной экономичности дизеля. Удельный эффективный расход топлива g_e на номинальном режиме сни-

зился с 285,4 до 283,6 г/(кВт·ч), а на режиме максимального крутящего момента - с 248,2 до 243,9 г/(кВт·ч).

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ НА СМЕСЕВОМ БИОТОПЛИВЕ

Девянин С.Н., Пономарев Е.Г. Марков В.А.¹, Коршунов Д.А.¹
НИИ «Агродизель», Москва, ¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Современная структура топливно-энергетического баланса характеризуется продолжающимся повышением мировых цен на нефть и заметным истощением запасов нефти. Эти факторы делают актуальными работы по применению в быстроходных транспортных дизелях альтернативных топлив. Одно из наиболее перспективных альтернативных топлив для дизелей - рапсовое масло, являющееся возобновляемым источником энергии. Высокая урожайность рапса дает возможность получать с одного гектара посевов рапса 1000-1500 литров биотоплива. Это существенно расширяет сырьевую базу для получения моторного топлива.

Преимуществом использования на транспорте рапсового масла являются его высокие экологические свойства. Оно не загрязняет почву и грунтовые воды при утечках, так как в атмосферных условиях полностью разлагается в течение трех недель. Содержание в рапсовом масле около 12% кислорода (по массе) позволяет заметно снизить выбросы в атмосферу с отработавшими газами продуктов неполного сгорания топлива - монооксида углерода СО и легких углеводородов СН_x, являющихся нормируемыми токсичными компонентами. Рапсовое масло не содержит соединений серы, что приводит к отсутствию в отработавших газах оксидов серы SO_x - сернистых газов и образующихся из них кислот. В рапсовом масле отсутствуют и полициклические ароматические углеводороды, являющиеся канцерогенами. Использование в качестве топлива рапсового масла не нарушает баланс между кислородом и углекислым газом в атмосфере. Все эти факторы позволяют существенно улучшить экологические показатели транспортных дизелей при их работе на рапсовом масле.

Однако, при работе дизелей на рапсовом масле возникают серьезные проблемы, вызванные отличиями его физико-химических свойств от свойств стандартных дизельных топлив. В первую очередь, это относится к большей вязкости рапсового масла, которая является важнейшим параметром, определяющим качество процессов распыливания, смесеобразования и сгорания. Рапсовое масло отличается и худшей воспламеняемостью в условиях камеры сгорания дизеля - его цетановое число заметно ниже, чем у дизельного топлива (соответственно 36 против 45 единиц). Меньше и удельная теплота сгорания рапсового масла: низшая теплота сгорания дизельного топлива составляет около 43 мДж/кг, а рапсового масла - 37 мДж/кг. Все эти факторы снижают эффективность использования чистого рапсового масла в качестве топлива для транспортных дизелей.

Указанные различия физико-химических свойств приводят к тому, что при работе дизеля на рапсовом масле возникает целый ряд проблем, связанных с худшим смесеобразованием. Но эти проблемы могут быть решены при использовании не чистого рапсового масла, а его смеси с дизельным топливом. Оптимизация содержания рапсового масла в смесевом топливе позволит использовать его в серийных дизелях без существенных конструктивных переделок и ухудшения показателей их работы.

Для осуществления такой оптимизации состава смесевого топлива проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245 (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода при его работе на смесевом биотопливе - смеси рапсового масла и дизельного топлива. При этом содержание рапсового масла в смесевом топливе варьировалось от 0 до 60 % (объемных). Полученные экспериментальные данные подтвердили возможность оптимизации состава смесевого биотоплива с учетом обеспечения требуемых экономических и экологических показателей дизеля. Показана необходимость совершенствования геометрии проточной части

распылителя форсунки для достижения высоких показателей транспортного дизеля, работающего на смесевом биотопливе.

В современных системах топливоподачи максимальные давления впрыскивания достигли 150-200 МПа. При такой интенсивности впрыскивания необходима стабилизация топливоподачи, предусматривающая стабилизацию характеристик давления впрыскивания, уменьшение неравномерности подачи топлива между отдельными секциями, повышение стабильности подачи от цикла к циклу, уменьшение чувствительности аппаратуры к колебаниям размеров элементов аппаратуры, в первую очередь распыливающих отверстий форсунки. Стабилизация топливоподачи позволяет осуществлять процесс сгорания топлива с более стабильными коэффициентами избытка воздуха α , что благоприятно сказывается на топливной экономичности дизеля и токсичности его отработавших газов (ОГ).

Эффективным способом решения этой проблемы является использование стабилизирующих нагнетательных клапанов. В мировой практике наибольшее распространение получили клапаны грибового типа, которые обеспечивают высокую стабильность топливоподачи. На базе такого клапана в ГТУ «МАДИ» разработано ряд конструкций стабилизирующих клапанов. Один из вариантов клапана имеет штифт, образующий с установленной в седле клапана шайбой дросселирующее отверстие. При такой конструкции создаются условия для плавной посадки клапана на седло, гашения волн давлений и создания остаточного давления в линии нагнетания без дополнительных впрыскиваний. Конструктивные размеры клапана выбирались по результатам расчета, проведенного с использованием математической модели процесса топливоподачи, базирующейся на известных уравнениях гидродинамики. Для оценки влияния стабилизирующих (опытных) клапанов на характеристики топливоподачи и параметры дизеля проведены безмоторные и моторные экспериментальные исследования.

Определение показателей дизеля ЗиЛ-645 (8 Ч 11/11,5) при его оснащении серийными и опытными клапанами проведено при испытаниях на одноцилиндровом стенде АМО «ЗиЛ». Показано, что опытный клапан позволяет улучшить топливную экономичность дизеля. В частности, на номинальном режиме при частоте вращения $n=2800$ мин⁻¹ и нагрузке $p_i=0,875$ МПа снижение удельного индикаторного расхода топлива при установке опытного клапана достигает $\Delta g_i=5$ г/(кВт·ч). С уменьшением нагрузки преимущество опытной комплектации по топливной экономичности уменьшается и при $p_i<0,75$ МПа сравниваемые комплектации становятся практически равноценными. При снижении нагрузки ниже $p_i=0,55$ МПа преимущество имеет опытная комплектация. На режимах с $n=1200$ мин⁻¹ сравниваемые комплектации обеспечивают примерно одинаковый расход топлива g_i . Наибольшая разница в расходе топлива дизеля с исследуемыми комплектациями отмечена на режимах с $n=2000$ мин⁻¹ и большими нагрузками. Так при $p_i=0,8$ МПа опытная комплектация позволяет снизить расход топлива на $\Delta g_i=10-12$ г/(кВт·ч).

Исследования дизеля Д-240 (1 Ч 11/12,5) производства ММЗ с серийными и опытными клапанами проведены на моторном стенде с установочным углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ) $\theta=23^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.) до ВМТ. Результаты исследований свидетельствуют о том, что при $n=1700$ мин⁻¹ опытные клапаны обеспечивают меньший расход топлива на режимах с большими и с малыми нагрузками. При $N_e>45$ кВт и $N_e<20-25$ кВт улучшение топливной экономичности достигало $\Delta g_i=3-4$ г/(кВт·ч). На режимах со средними нагрузками сравниваемые комплектации обеспечивали практически одинаковый расход топлива. При максимальной частоте вращения $n=2200$ мин⁻¹ опытная комплектация имела преимущество по топливной экономичности на всех нагрузочных режимах. Улучшение топливной экономичности на режимах с $N_e>55$ кВт составляло $\Delta g_i=4-5$ г/(кВт·ч), а на режимах с $N_e<30$ кВт достигало $\Delta g_i=7-9$ г/(кВт·ч).

Исследования дизеля Д-245 (1 ЧН 11/12,5) производства ММЗ проведены на моторном стенде АМО «ЗиЛ» с установочным УОВТ $\theta=13^\circ$ п.к.в. до ВМТ. При $n=2400$ мин⁻¹ установка опытных клапанов приводит к улучшению топливной

экономичности во всем диапазоне нагрузок. При $n=1700$ мин⁻¹ снижение g_e отмечается на режимах с малыми ($N_e < 25$ %) и с большими нагрузками ($N_e > 75$ %). На режиме максимального крутящего момента замена серийных клапанов на опытные сопровождается уменьшением g_e на 9,6 г/(кВт·ч). На режимах с $n=1700$ мин⁻¹ со средними нагрузками ($25 \% < N_e < 75$ %) расходы топлива дизеля с серийными и опытными клапанами одинаковы. Повышение эффективности рабочего процесса дизеля при использовании опытных клапанов приводит к увеличению концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} во всем диапазоне нагрузок. На большинстве режимов замена серийных клапанов на опытные приводит к значительному уменьшению концентраций монооксида углерода C_{CO} и углеводородов C_{CHx} в ОГ. Наибольшее снижение содержания в ОГ продуктов неполного сгорания отмечено на режимах малых нагрузок. Так, на режиме с $n=2400$ мин⁻¹ и 10-процентной нагрузкой замена серийных клапанов на опытные сопровождалась снижением C_{CO} с 0,1050 до 0,0360 % и C_{CHx} с 0,1100 до 0,0205 %. При этом ни серийные, ни опытные клапаны не обеспечивают требований норм EURO-2 к токсичности ОГ.

Уменьшение установочного УОВТ до $\theta=7^\circ$ п.к.в. до ВМТ и использование опытных клапанов обеспечило массовые удельные выбросы всех нормируемых газообразных токсичных компонентов ОГ - e_{NOx} , e_{CO} и e_{CHx} (6,069, 3,261 и 1,098 г/(кВт·ч) соответственно), меньшие требуемых нормами EURO-2. Удовлетворялись при этом и требования Правил 24-03 ЕЭК ООН по дымности ОГ. Но при работе дизеля с опытными клапанами и небольшим УОВТ отмечено небольшое увеличение расхода топлива на режимах с полной подачей топлива (например до $g_e=233,3$ г/(кВт·ч) на режиме с $n=1800$ мин⁻¹ и $\theta=7^\circ$ п.к.в. до ВМТ). Эти результаты были получены при постоянном значении θ на всех режимах. Поэтому дальнейшее совершенствование показателей дизеля должно предусматривать управление УОВТ.

Подсекция 4: МЕТОДИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ 101200

НАУЧНЫЕ И ПЕДАГОГИЧЕСКИЕ ШКОЛЫ ПО ДВС В МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

Иващенко Н.А., Рогов В.С.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

По инициативе выдающегося теплотехника профессора Императорского Московского технического училища (ИМТУ) Василия Игнатьевича Гриневецкого 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. 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». В том же году Гриневецкий начал читать курс «Двигатели внутреннего сгорания» и организовал учебную лабораторию ДВС.

К исследовательским и учебным работам Гриневецкий привлек молодых воспитанников ИМТУ Евгения Карловича Мазинга и Николая Романовича Брилинга, положивших начало созданию Московской школы двигателистов. 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. Е.К.Мазинг руководил испытаниями промышленных установок и возглавил обширные исследования тяжелых дизелей, газовых двигателей и газогенераторов.

Н.Р. Брилинг начал первые отечественные исследовательские работы в области автомобильных и авиационных двигателей в организованной им автомобильной лаборатории, позволившие ему создать теорию рабочего процесса карбюраторных двигателей. 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 период перестройки высшей школы (1917-1934 гг.) в результате реорганизации МВТУ на базе выделенных лабораторий и подразделений были созданы самостоятельные ВУЗы и ряд научно-исследовательских институтов. Так, на базе лабораторий МТУ были созданы ЦАГИ (1920), ВТИ (1920), НАМИ (1921). 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 А.Ф. Махарадзе, В.А. Малышева, С.А. Степанова, П.М. Зернова.

Г.Г. Калиш своими трудами в области топливоподачи и регулирования заложил основы научных школ в области автоматического регулирования и топливоподачи в двигателях.

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.

Д.Н. Вырубов выполнил глубокие исследования по изучению влияния физико-химических свойств топлива на показатели работы двигателей, изучению процессов смесеобразования и сгорания в дизелях, исследованию процессов теплопередачи и испарения капель. Обобщение результатов многолетних работ в этой области теории двигателей позволили проф. Д.Н. Вырубову создать совершен-

ную теорию смесеобразования и сгорания в дизелях и создать новое научное направление и школу смесеобразования и сгорания в дизелях. Результаты работ, полученных Д.Н. Вырубковым и его многочисленными учениками, широко использовались при создании дизелей, а также авиационных и ракетных двигателей.

В послевоенный 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), кинематики и динамики двигателей (Ф.Ф. Симаков), изучение возможностей применения свободного и связанного водорода в качестве топлива для двигателей (доценты О.Б. Леонов и В.П. Алексеев), работы по развитию теории и систем автоматического регулирования двигателей, выполненные учеником Г.Г. Калиша В.И. Крутовым.

Большой вклад в развитие теории двигателей внутреннего сгорания внесли работы, выполненные 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.

Ученик А.С. Орлина Н.Д. Чайнов своими работами внес существенный вклад в развитие теории прочности и термопрочности деталей ДВС.

В 1973 году под руководством проф. М.Г. Круглова были развернуты работы по экспериментальному и теоретическому изучению двигателей с внешним подводом теплоты (доц. С.И.Ефимов) и начата подготовка специалистов по разработке и исследованию этих перспективных двигателей.

В это же время под руководством проф. М.Г. Круглова и доц. Н.А. Иващенко были развернуты 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.

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, Л.В. Грехов, Ю.А. Гришин, доценты В.И. Ивин, А.А. Меднов, А.С. Кулешов), разработке экологически чистых рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, использующих альтернативные топлива (профессор Роганов С.Г.), изучению нестационарного теплообмена 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 воздухообеспечения (доц. А.С. Кулешов, проф. Ю.А. Гришин), трибологическому конструированию цилиндро-поршневой группы (проф. С.В. Путинцев), разработке перспективных систем топливоподачи двигателей внутреннего сгорания (профессор Л.В. Грехов), созданию систем управления двигателями (профессор В.А. Марков и доц. В.И. Шатров).

За 98 лет существования научная школа ДВС МГТУ им. Н.Э. Баумана подготовила 268 кандидатов технических наук, 38 докторов технических наук, 9 лауреатов Государственных премий, 11 заслуженных деятелей науки и техники РСФСР, 6 академиков и членов-корреспондентов АН СССР, свыше 3000 высококвалифицированных инженеров, многие из которых стали главными конструкторами и руководителями двигателестроительных предприятий, руководителями кафедр «Двигатели внутреннего сгорания» в университетах России.

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.

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТОВ MATLAB В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Шатров М.Г., Черняк Б.Я., Смирнов А.Б., Мельников И.В., Голубков Л.Н.
МАДИ (ГТУ), г. Москва

Основу развития НИР и учебного процесса кафедры «Теплотехника и авто-тракторные двигатели» составляет разработка методик, технологий и программного обеспечения для комплексного использования новых методов решения инженерных задач при изучении дисциплин специальности 101200 (ДВС).

Активно развиваются технологии и пакеты для различной научной и инженерной деятельности, которые позволяют охватить значительную часть проблематики современных поршневых ДВС. Пакет MATLAB и его приложения в значительной степени позволяет решать следующие задачи:

стохастическое имитационное моделирование с использованием матричных моделей для моделирования процессов в двигателе в реальном масштабе времени;

новейшие оптимизационных технологий таких, как метод непрямой стохастической оптимизации на основе самоорганизации, метод конфигураций и др.;

искусственные нейронные сети для построения систем управления и идентификации моделей;

элементы нечеткой логики при решении оптимизационных задач с качественными критериями и др.

Вопросам моделирования в ДВС на кафедре всегда уделялось большое внимание. Использование здесь MATLAB и его приложений открыло новые возможности как в НИР, так и при создании соответствующих учебных пособий и материалов, а также в методах организации и методиках обучения.

Кафедрой совместно с НПП ЭЛКАР создан научно – учебный центр для развития методов использования MATLAB и его приложений при совершенствовании систем управления ДВС и в учебном процессе. На его базе студенты проходят практику и используют MATLAB при подготовке магистерских и дипломных работ.

К сожалению, пока не удалось ввести в учебный процесс систематическое изучение пакета MATLAB всеми студентами специальности. Сейчас решаются вопросы формирования комплекса дисциплин, состоящего из общего курса, описывающего принципы построения и возможности пакета и в виде отдельных курсов или разделов других специальных дисциплин для приложений MATLAB в инженерной и научной практике предметной области ДВС. Здесь требуется подготовка синтетического учебного плана, настраивающего под задачи того или другого вуза.

В настоящее время на специальных занятиях все студенты, слушающие на кафедре курсы по МСУ, знакомятся с возможностями пакета и ряд студентов с помощью преподавателей самостоятельно овладевают им.

На кафедре накоплен практический опыт использования MATLAB: завершены две кандидатские диссертации, защищены магистерская диссертация, три дипломных проекта, ряд бакалаврских работ и учебно-исследовательских проектов.

Опыт работы аспирантов, а также студентов в рамках выполнения ими исследовательских и дипломных проектов с использованием MATLAB, показал, что они легко и с интересом овладевают этими методами решения инженерных задач.

На базе MATLAB на кафедре сейчас создаются ряд новых лабораторных работ в первую очередь по дисциплинам «Теория автоматического управления», «Электронные системы управления ДВС», «Управление рабочими процессами двигателей».

ОПЫТ И ПРОБЛЕМЫ ИННОВАЦИОННОЙ ПОДГОТОВКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СПЕЦИАЛИСТА В УНИВЕРСИТЕТЕ

Рудой Б.П.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Россия стоит на этапе выбора экономического пути развития в XXI веке. Высшая школа готовит кадры высшей квалификации, которые будут вырабатывать и реализовывать этот путь. Поэтому выпускающие кафедры обязаны прогнозировать вектор развития специальности с учетом глобальных социальных процессов. Для этого необходимо отслеживать за мировыми тенденциями развития экономик наиболее развитых и динамично развивающихся стран. Уже на рубеже 70...80-х годов XX столетия была заметна тенденция в развитых странах к переходу на инновационный путь развития.

В 1983г. по инициативе кафедры и при поддержке собрания заведующих кафедрами, выпускающими специалистов по ДВС, Минвуз РСФСР, дал разрешение на проведение эксперимента, суть которого кратко может быть сформулирована следующим образом: фундаментализация инженерной подготовки и создание условий для раскрытия творческих способностей студентов за счет уменьшения аудиторной нагрузки и увеличения объема работ по исследовательскому или поисковому заданию, выдаваемому на первом курсе на весь период обучения.

Цель данной работы – подвести итог 20 лет эксперимента.

Опыт показал, что вуз – как учебная структура может играть значительную роль в инновационном направлении развития общества.

Вуз является единственным безрисковым (или мало рисковым) «полигоном» (структурой) для начала жизненного цикла нового товара (отбора перспективных идей), непрерывным генератором новых идей для инновационного процесса.

При этом качество подготовки специалиста существенно улучшается в силу мотивированного процесса обучения.

Выявлен ряд проблем связанных с дальнейшим (послевузовским) финансированием перспективных разработок, защиты интеллектуальной собственности, принадлежность этой собственности и т.д.

Разработан комплекс учебно-научных методических рекомендаций, обеспечивающих учебно-научный процесс по направлению «Энергомашиностроение» и специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Двадцатилетний опыт показал возможность реализации технологии подготовки в университете технических специалистов, генерирующих в процессе обучения новые технические идеи, доводящих их до действующих демонстрационных образцов и обеспечивающих сопровождение их дальнейшего развития.

ВИРТУАЛЬНАЯ ЛАБОРАТОРИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ДВС

Иващенко Н.А., Кулешов А.С., Фадеев Ю.М.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

В современных условиях специалист по двигателям внутреннего сгорания должен иметь навыки проведения расчетных исследований рабочих процессов ДВС с использованием профессиональных программных комплексов, моделирующих широкий спектр физических процессов двигателей и позволяющих проводить их оптимизацию. Прежде всего, имеется ввиду оптимизация процесса сгорания, от которого в определяющей степени зависит выброс вредных веществ с отработавшими газами. Однако в нынешней экономической ситуации учебные заведения не могут себе позволить приобретение таких программ, ибо стоимость их составляет несколько десятков тысяч долларов. Университетские, облегченные версии также не всегда доступны для студентов и аспирантов главным образом даже потому, что требуют большого числа исходных данных, эмпирических коэффициентов, а также опыта и знаний особенностей используемых в програм-

мах математических моделей. Специалисты, работающие в промышленности, испытывают аналогичные трудности. Не редки ситуации, когда пользователь просто отказывался работать с программой лишь потому, что не мог найти тех или иных параметров, без которых программа отказывалась работать. Или запутывался в многочисленных окнах настроек. Освоение профессиональных программ требует значительных затрат времени и специального обучения, которые становятся доступны только после приобретения соответствующего программного обеспечения.

Выходом из сложившейся ситуации может стать «виртуальная лаборатория», основанная на системе удаленного доступа к программе ДИЗЕЛЬ-РК. Виртуальная лаборатория позволяет широкому кругу пользователей по всему миру выполнять расчетные исследования через сеть Интернет. Основными компонентами виртуальной лаборатории являются:

Ядро программы ДИЗЕЛЬ-РК выполняющее расчет и оптимизацию рабочих процессов в ДВС (дизельных, бензиновых, газовых, с наддувом и без наддува) на основе термодинамической модели. Ядро функционирует на сервере кафедры Поршневые двигатели, оно осуществляет:

Расчет газообмена с учетом теплообмена во всем газоздушном тракте и нестационарного течения в клапанных каналах. Расчет системы рециркуляции отработавших газов.

Расчет смесеобразования и тепловыделения в дизеле с учетом: формы камеры сгорания; интенсивности вихря; количества, диаметра и направленности сопловых отверстий; формы характеристики впрыска, включая расщепленный или многофазный впрыск, учет взаимодействия струй со стенками КС и между собой.

Расчет эмиссии оксидов азота по схеме Зельдовича с рассмотрением равновесия по 18 компонентам.

Расчет эмиссии сажи на основе модели Разлейцева.

Клиентская часть программы загружается с вебсайта и устанавливается на локальном компьютере. Программа имеет простой и понятный интерфейс пользователя включающий эскизы, схемы и подсказки в окнах ввода данных, систему контекстной справки и систему «Мастеров настройки» позволяющую сформировать файл данных на основе минимума информации об объекте. Дружелюбная система отображения и анализа результатов позволяет строить графики одним движением мыши. Постпроцессор включает программу визуализации развития топливных струй.

Сервер удаленного доступа создает независимую расчетную сессию для каждого подключения и обеспечивает обмен данными между ядром и удаленной машиной.

Для удаленной работы с программой достаточно загрузить необходимое программное обеспечение с URL: www.diesel-rk.bmstu.ru, установить его на компьютере, подключенном к Интернет, сформировать файл данных с помощью Мастера создания проектов и выполнить расчет.

Система запущена в эксплуатацию с осени 2004 г. В настоящее время она активно набирает популярность, число пользователей растет, причем не только за счет студентов из МГТУ, где с ее помощью выполняются домашние задания, курсовые и дипломные проекты, но и за счет пользователей из других ВУЗов, а также из не учебных организаций. Для примера ниже приведена статистика работы сервера ДИЗЕЛЬ-РК за январь 2005 г.

112 новых пользователей из России, Украины, Италии, Иордании, Таиланда, Бразилии, США, Великобритании, Швеции, Китая.

Проведено 4253 сессий расчетных исследований включая сложные исследования: расчеты характеристик, сканирование, оптимизацию.

Максимальная зафиксированная нагрузка: 6 сессий расчетных исследований одновременно.

Сотрудниками кафедры Поршневые двигатели организована служба технической поддержки пользователей по электронной почте: support@power.bmstu.ru.

ВИРТУАЛЬНАЯ ЛАБОРАТОРИЯ ДЛЯ ОБУЧЕНИЯ СТУДЕНТОВ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Иващенко Н.А., Козлов А.В.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

Перед системой высшего образования России стоит задача повышения качества подготовки специалистов. Необходимо развитие у студентов творческого мышления, навыков проведения исследовательских работ. В то же время наблюдается существенный недостаток лабораторного оборудования для проведения лабораторных работ.

Одним из путей решения данной проблемы является использование новейших достижений компьютерных технологий: создание виртуальных трехмерных лабораторий. Виртуальная лаборатория должна обеспечивать выполнение следующих функций: обучение, проведение лабораторных работ и контроль знаний.

Рассмотрим более подробно перечисленные выше функции. Функция обучения предусматривает обеспечение возможности перемещения в виртуальном пространстве. При указании курсором на объекты виртуальной лаборатории выдается краткая, либо, по желанию пользователя, развернутая информация об объекте исследования, приборах и оборудовании лаборатории, их характеристиках. Возможно использование элементов трех- и двухмерной анимации для объяснения принципа действия приборов и устройств. При воздействии на органы управления в режиме обучения выдается информация об их функции. Также по желанию пользователя на экран компьютера может выводиться инструкция о порядке выполнения той или иной лабораторной работы, а также возможно создание видеоуроков о проведении работы.

Функция проведения лабораторной работы, применительно к специальности «Двигатели внутреннего сгорания», должна обеспечивать имитацию всех стадий исследования характеристик двигателя: проведение подготовительных операций, запуск и прогрев двигателя, вывод двигателя на режим и снятие характеристик режима по достижении установившихся значений параметров, остановка двигателя и отключение всех приборов и агрегатов. Возможно выполнение следующих типов лабораторных работ: снятие скоростной характеристики двигателя, снятие нагрузочной характеристики, снятие регулировочных характеристик, индцирование двигателя, имитация замены одного из агрегатов с проведением сравнительных исследований характеристик двигателя. В ходе выполнения любой из перечисленных лабораторных работ обеспечивается запись протокола проведения испытаний. Одним из положительных качеств виртуальной лаборатории является возможность проведения исследований различных типов двигателей. Характеристики двигателей могут быть заданы либо по результатам их натуральных испытаний, либо на основе расчета с помощью математических моделей. Важным фактором при имитации работы двигателя является моделирование изменения параметров в режиме реального времени.

Функция контроля знаний может быть реализована в виде анкеты вопрос-ответ, в виде выполнения несложных расчетов, необходимых для обработки результатов эксперимента с контролем правильности, в виде построения алгоритма проведения лабораторной работы (необходимо в правильном порядке выполнить ряд действий).

Важной особенностью виртуальной лаборатории является возможность ее использования в дистанционном обучении. Существующие сегодня технологии позволяют организовать доступ к виртуальной лаборатории через Интернет и передачу протокола проведения лабораторной работы преподавателю.

В заключение необходимо отметить, что виртуальные лаборатории, наряду с традиционно используемыми, позволят повысить качество подготовки специалистов. Они могут быть использованы не только для специальности «Двигатели внутреннего сгорания», но и для других технических специальностей при соответствующей доработке.

ПРОБЛЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ ЕДИНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА ПДВС

Шатров М.Г.

Московский автомобильно-дорожный институт, г. Москва

Развитие ПДВС диктует необходимость совершенствования его качеств, при объективной тенденции сокращения сроков всех этапов жизненного цикла двигателя: от его создания, что определяется потребностями конкурентоспособности продукции, до его эксплуатации в силу снижения потребительских качеств относительно позже создаваемых образцов новой техники, а также в результате естественного старения.

Специфика современного этапа состоит в том, что интеграция науки, производства и обучения достаточно велика.

В настоящее время моделирование сложной технической системы - ДВС переживает определенный переломный момент. Это обусловлено тем, что достижения информатики и вычислительной техники позволили трансформировать многие теоретические разработки численных методов в определенной степени инвариантные средства, практическое использование которых в моделировании уже состоялось. К таким инвариантным средствам прежде всего можно отнести методы конечных элементов и граничных элементов, трехмерное моделирование объектов и процессов, использование различных «решателей» математических уравнений типа MatLab, MatCAD, экспертных систем, баз знаний и др.

Одной из основных проблем, которая возникает здесь, а в дальнейшем будет сказываться на эффективности функционирования участников жизненного цикла сложной технической системы и взаимодействия между ними – формы работы с большими массивами информации, которые зачастую необходимы для функционирования таких систем-комплексов, а также методы анализа создаваемой ими информации и ее использование в дальнейшем аналогичными системами.

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (ГТУ) в рамках решения указанных проблем ведется работа по созданию компонентов системы единого информационного пространства ДВС на основании разработки ИОК «ДВС» и его фронтального использования. Акцент в его идеологии сделан на возможность обеспечения самостоятельной работы.

Работы по созданию компьютерных лекций привели к необходимости формирования системы обработки информации, получаемой из различных источников, оценки ее достоверности и формализованной записи.

Значительное количество возможных технических решений в ПДВС поставило на повестку дня вопрос формирования структуры базы данных ПДВС, что является достаточно сложной работой.

Работы по созданию компьютерного лабораторного практикума вызывают необходимость проведения НИР, направленных на выявление существенных свойств исследуемых ДВС и создание соответствующих моделей.

САПР ДВС, разрабатываемая в рамках ИОК «ДВС», характеризуется многовариантностью возможных технических решений, что обеспечивает его эффективное использование на стадии внешнего (концептуального) проектирования.

Пакеты программ, описывающие отдельные аспекты моделирования процессов в двигателе, привели к определенному пересмотру как самой структуры моделей, так и к изменению оформления их интерфейса в сторону его интеллектуализации.

ПРИМЕНЕНИЕ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ ЭЛЕКТРОННЫХ УЧЕБНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПО ДВС

Гусаков С.В.

Российский университет дружбы народов, г. Москва

На кафедре комбинированных ДВС Российского университета дружбы народов (РУДН, г. Москва) для проведения практических (лабораторных) работ ис-

пользуются электронные учебные материалы (ЭУМ), имитирующие проведение стендовых испытаний безнаддувного дизеля. Применение ЭУМ позволило повысить уровень подготовки студентов по ряду специализированных курсов при сокращении трудовых и материальных затрат на проведение натурных стендовых испытаний ДВС.

ЭУМ имеют графический интерфейс, отображающий внешний вид стенда для испытаний ДВС с типовыми органами управления и шкалами контрольно-измерительных приборов. Управление стендом и его реакция на управляющие воздействия максимально приближены к действительности. Математическое обеспечение ЭУМ моделирует поведение ДВС при изменении его режимных и регулировочных параметров. Параметры окружающей среды задаются случайным образом при каждом пуске стенда, что вносит индивидуальные характеристики в процесс испытаний. Параметры двигателя зависят также от временного фактора, учитывая тепловую инерционность реального объекта испытаний. Введены флуктуации показаний контрольно-измерительных приборов, имеющие место при реальном процессе испытаний. При проведении испытаний автоматически ведется контрольный протокол, доступ к которому имеет только преподаватель. ЭУМ имеют справочную систему, включающую: демонстрацию используемых контрольно-измерительных приборов стенда с их техническими характеристиками и набор справочных текстов по учебно-методическим разделам, связанным с организацией проведения испытаний и обработкой их результатов.

ЭУМ позволяют проводить лабораторно-практические занятия, входящие в состав основных профилирующих курсов. Их можно использовать для:

- снятия скоростных, нагрузочных, регулировочных, регуляторных характеристик и характеристик по токсичности (CO , CH , NO_x) и дымности ОГ;

- снятия характеристик механических потерь при различных тепловых состояниях ДВС и получения индикаторных показателей;

- регистрации индикаторных диаграмм с выводом их на печать для дальнейшего анализа и обработки, например, для получения функции тепловыделения;

- выбора оптимальных законов регулирования ДВС по параметрам топливной экономичности, токсичности и дымности отработавших газов, в том числе с применением методов планируемого эксперимента;

- исследования динамических характеристик ДВС.

Этот перечень далеко не полный. Преподаватели могут расширять его, применительно к особенностям читаемых ими курсов.

В 2004 году в РУДН издан сборник учебно-методических материалов "Планирование, проведение и обработка данных экспериментальных исследований двигателей внутреннего сгорания" объемом около 10 п.л., ориентированный на использование ЭУМ.

КОНЦЕПЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ БАЗЫ ЗНАНИЙ ДВС

Еникеев Р.Д.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Ключевая процедура проектирования двигателя, процедура определения его структуры, взаимного расположения, форм, размеров, материалов, поверхностей его компонентов, наименее формализована. Двигатель, являясь сложной технической системой, обладает многообразными, сложными внешними и внутренними связями, познание которых далеко не завершено. Проектные решения для удовлетворения предъявляемым к двигателю требованиям могут быть выработаны в результате поиска и анализа готовых решений, моделирования функционирования двигателя и его систем, экспериментальных исследований, или какой-либо комбинации этих методов. Качество проектных решений, при этом, определяется структурой и полнотой банка проектных решений, адекватностью применяемых математических моделей, экспериментальной базой, способностью рационально варьировать методы исследования и интерпретировать результаты. Какой-либо системы выработки проектных решений в области ДВС до настоя-

шего времени не создано. В настоящей работе сформулированы основные принципы построения базы знаний (БЗ) ДВС, обеспечивающей процесс проектирования двигателя всей необходимой информацией:

1. БЗ представляет собой информационную систему, обеспечивающую:

- 1) выработку информации, размещение информации, хранение информации и доступ к информации в пределах выбранных границ предметной области ДВС;
- 2) сквозное автоматизированное проектирование объектов предметной области ДВС.

2. БЗ отвечает на вопросы, касающиеся предметной области ДВС, ответы на которые в явном виде в базе не имеются.

3. БЗ функционирует на основе взаимодействия трех основных компонентов:

- 1) банк данных ДВС, включающий базу данных ДВС (БД ДВС) и СУБД;
- 2) система имитационного моделирования рабочего процесса ДВС и процессов в смежных системах (СИМ ДВС);
- 3) автоматизированная информационно - измерительная система исследований и испытаний ДВС (АИИС ДВС).

4. БЗ строится на основе принципа иерархичности, позволяющем сформулировать иерархию ТЗ на двигатель, его системы и элементы.

5. БЗ строится как открытая, развивающаяся система.

Исходя из сформулированной концепции построения БЗ, поставлены задачи, включающие определение границ предметной области БЗ, разработку целей и принципов организации взаимодействия компонентов БЗ, декомпозицию предметной области БЗ, разработку языка предметной области.

Границы предметной области БЗ определены на основе функциональной классификации тепловых двигателей (ТД). ДВС выделен среди всего многообразия ТД, определено содержание БЗ – поршневые и комбинированные поршневые ДВС.

Разработаны цели и принципы организации взаимодействия СИМ ДВС, АИИС ДВС и БД.

Декомпозиция предметной области осуществлена на основе принципа единства содержания и формы. Применительно к ДВС термин «содержание» означает характеристики двигателя в целом, его систем и элементов. «Форма» означает конструкцию двигателя в целом, его систем и элементов. Таким образом, каждый уровень декомпозиции предметной области представляет собой сочетание характеристик, т.е. количественных свойств этого уровня, с перечнем компонентов, обеспечивающих выполнение этих характеристик. Такой способ декомпозиции позволяет создать универсальный шаблон проектирования поршневых и комбинированных поршневых ДВС.

Формализована терминология предметной области, охватывающая классификацию, конструкцию, работу и все этапы жизненного цикла ДВС.

ОПЫТ ПРИВЛЕЧЕНИЯ СТУДЕНТОВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ, РАЗРАБОТКИ И ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА ДВИГАТЕЛЯ ЭМ-100 НА ОАО «АГРЕГАТ»

Хисматуллин К.А.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

С 1983 года на кафедре ДВС Уфимского авиационного технического университета начался поиск путей обновления обучения в вузе. После анализа инженерной деятельности были сформулированы функции специалиста с высшим образованием на предприятии и на их базе выработана концепция функционально-целевой технологии подготовки специалистов (ФЦТПС). Она была одобрена на совещании заведующих кафедрами ДВС в 1983 году в МГТУ им. Баумана, и на коллегии Минвуза РСФСР. Наиболее полно концепция отражена в «Технология подготовки специалистов: Практическое пособие» Р.В. Никитин, Б.П. Рудой / Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, 2002.

Для реализации технологии ФЦТПС наряду с другими СКБ и лабораториями на кафедре ДВС УГАТУ создали студенческое конструкторское бюро перспективных двухтактных двигателей (СКБ-1).

В 1999 году ОАО «Агрегат» обратилось за консультациями о причинах нестабильных параметров двигателя «Марс» освоенного на заводе. Параллельно были высказаны пожелания о более мощном двигателе с сохранением присоединительных размеров для привода выпускаемых навесных узлов и агрегатов. Таким образом, представилась возможность апробации эффективности ФЦТПС на реальных запросах промышленности.

Целью дальнейших работ с точки зрения вуза явилось проверка и отработка конкретных механизмов взаимодействия преподавателей, сотрудников кафедры, обучающихся студентов, коммерческих структур и промышленности при решении научно-технических задач и при постановке на производство новых изделий в новых экономических условиях и проверка их влияния на качество подготовки специалистов.

Среди привлеченных студентов СКБ-1 выделились наиболее инициативные и целеустремленные, проявившие наибольший интерес к исследуемым проблемам. СКБ-1 под руководством сотрудников кафедры ДВС УГАТУ предложило концепцию двигателя выполненного по схеме ПДП на базе деталей «Марс». По данной концепции под руководством Рудого Б.П. ранее было проведено большое количество НИР. В течение полугода разработали КД макетного образца двигателя. Используя ОАО «Агрегат», возможности самих студентов и мастерской имеющейся при кафедре, по изготовлению отдельных деталей и узлов был собран макетный образец двигателя ЭМ-100, который подтвердил работоспособность и возможность получения заявленных параметров и позволивший отработать и уточнить его конструкцию.

Руководство ОАО «Агрегат» признало перспективность представленной конструкции и высокую унификацию с двигателем «Марс». Однако, ситуация с организацией производства осложнялась общим положением в стране в конце 1999 года (неплатежи, накопившиеся бюджетные долги, нехватка оборотных средств).

Для финансового обеспечения и проведения работ был привлечен НПЦ «ЭкоМотор», который был создан сотрудниками кафедры ДВС и, который из привлеченных средств предоставил ОАО «Агрегат» кредит на два года для освоения ЭМ-100. «ЭкоМотор» взялось завершить НИР и ОКР, а также проверить существующие и вновь вводимые технологии с наймом на работу обучающихся студентов, которые получили возможность завершить свои исследования и разработки, выполняемые в рамках образовательного процесса по технологии ФЦТПС. Их исследования были связаны с: рабочим процессом двигателя; работой лепесткового клапана; системой синхронизации коленвалов; системами съема мощности, зажигания и топливоподачи, охлаждения и смазки, настроенного выпускного ГВТ и глушения шума и т.д. Для технологических задач были привлечены студенты, обучавшиеся на технологических кафедрах УГАТУ. Студенты, участвуя в реальной исследовательской работе по реальному проекту, быстро освоили большой объем знаний и навыков в опережающем режиме, чем предусмотрено учебным планом, а, получая зарплату, не распылялись на поиски заработков. Кроме того, 11 из 15 студентов после окончания УГАТУ, участвовавших в вышеописанной работе, так или иначе, связали свою дальнейшую судьбу с исследованием и разработкой двигателей, их производством, эксплуатацией и ремонтом. И практически каждый из работодателей отмечает их высокую квалификацию, ответственность и нацеленность на результат.

В результате такого подхода ко всему комплексу решаемых практических задач (не только ЭМ-100) удалось:

отработать технологию взаимодействия промышленности, вуза и вузовской науки, коммерческих и научно-технических организаций при производстве новой продукции;

обеспечить высокое качество выпускаемых специалистов обучающихся по технологии ФЦТПС;

сохранить коллектив творчески мыслящих людей, способных решать сложные научно-технические задачи;
реализовать на практике и внедрить в производство часть имеющихся научно-технических разработок;
обеспечить постоянное обновление научно-лабораторной базы кафедры современным и уникальным оборудованием;
продвинуться в понимании научно-технических перспектив в интересующей области на 10...15 лет.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК АВТОМОБИЛЕЙ В ПОЛНОМ ЖИЗНЕННОМ ЦИКЛЕ

Козлов А.В.

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

В настоящее время автомобилестроение и автомобильный транспорт являются основными потребителями энергии, природных ресурсов и одним из главных источников загрязнения атмосферы. Наиболее ресурсоёмким и экологически опасным компонентом автомобиля является силовая установка.

В современных условиях совершенствование конструкции двигателей и улучшение их экологических показателей должно опираться на оценку полного жизненного цикла (ПЖЦ). Для более полного учета негативного воздействия силовых установок на окружающую среду целесообразно производить такую оценку учитывая все стадии жизненного цикла: добычу сырья, получение материалов (конструкционных и эксплуатационных), изготовление деталей и узлов, сборку, эксплуатацию, переработку и утилизацию силовой установки.

Разработана математическая модель материальных и энергетических потоков в полном жизненном цикле силовой установки автомобиля. Модель на основе законов сохранения массы и энергии описывает 12 единичных процессов, объединенных в три основные стадии жизненного цикла: производство, эксплуатация и переработка. Модель и разработанная на ее основе компьютерная программа «CarLCA 2.5» позволяют производить оценку расхода природных ресурсов, энергии, выбросов вредных веществ, а также ущерба от загрязнения окружающей среды для единичных процессов, стадий и полного жизненного цикла силовой установки.

Проведен анализ показателей следующих типов силовых установок для легкового автомобиля: традиционной силовой установки с бензиновым двигателем (этот вариант используется как база для сравнения); традиционной силовой установки с метанольным двигателем; гибридной силовой установки с параллельной схемой включения элементов; гибридной силовой установки с последовательной схемой включения элементов; силовой установки на базе водородного топливного элемента; силовой установки на базе топливного элемента, использующего водород, полученный конверсией бензина на борту автомобиля.

Для проведения расчетов использовались результаты оценки показателей силовых установок в ездовом цикле, а также среднестатистические данные по расходу сырья, энергии, выбросам загрязняющих веществ в различных единичных процессах в полном жизненном цикле силовых установок. Принято, что все рассматриваемые типы силовых установок за полный жизненный цикл выполняли работу, обеспечивающую пробег автомобиля 200 тыс. км (с загрузкой автомобиля по требованиям Правил №83 ЕЭК ООН). Воздействие силовых установок на окружающую среду оценивается по экономическому ущербу и значению экоиндикатора. В расчетах учитывалось рециклирование конструкционных материалов по окончании срока службы силовой установки.

Общие результаты оценки полного жизненного цикла традиционной силовой установки можно представить следующим образом. Расход сырья за полный жизненный цикл составляет 20975 кг. Наибольшая доля в расходуемых ресурсах приходится на нефть – около 65%. Расход энергии за ПЖЦ составляет 899762 МДж, при этом на долю полезной работы приходится около 10%. Наибольшее

количество энергии потребляется на стадии эксплуатации – около 62%, в том числе при работе силовой установки – около 54%. Количественная оценка воздействия силовой установки на окружающую среду показала, что ущерб от загрязнения атмосферы составил 17306 руб. (25235 руб. с учетом выброса CO₂), величина экоиндикатора – 2318 баллов. Проведен анализ влияния различных факторов на показатели традиционной бензиновой силовой установки в полном жизненном цикле, который позволил выявить наиболее значимые из них.

Наибольший вклад в ущерб составляют процессы движения силовой установки и получения моторных топлив. Если рассмотреть вклад загрязняющих веществ (с учетом выброса CO₂), то наибольший вклад в ущерб за полный жизненный цикл вносят выбросы оксидов азота, диоксида углерода и оксида серы – 32, 31 и 27%, соответственно. Наибольший вклад в воздействие на окружающую среду, оцененное по методике экоиндикаторов, оказывают выбросы неорганических вредных веществ, приводящие к возникновению респираторных заболеваний и выброс газов, способствующих глобальному потеплению – 48 и 22%, соответственно. Расход запасов ископаемых топлив приводит примерно к 28% негативного воздействия.

Сравнительное исследование показателей бензиновой и метанольной силовых установок (при условии получения метанола из природного газа) позволяет сделать заключение, что применение метанола позволяет на 17% сократить валовой выброс загрязняющих веществ, на 5% расход природных ресурсов. Ущерб от загрязнения окружающей среды в полном жизненном цикле снижается в 2,8 раза, а с учетом выброса CO₂ – в 1,8 раза.

Исследования полного жизненного цикла гибридных силовых установок в сравнении с традиционной показали, что в зависимости от применяемой схемы (параллельной или последовательной) возможно сократить расход энергии и природных ресурсов на 29...46%, а ущерб, наносимый окружающей среде, на 27...56%.

Оценка по полному жизненному циклу силовых установок на базе топливных элементов в сравнении с традиционной показала, что применение водорода, полученного электролизом воды (с КПД равным 70%) в стационарных условиях в качестве топлива, приводит к уменьшению расхода энергии на 5% при снижении ущерба от загрязнения воздуха в 13 раз, а использование бензина в качестве первичного топлива для получения водорода позволяет сократить затраты энергии на 47% и уменьшить ущерб примерно в 10 раз по сравнению с традиционной силовой установкой.

Таким образом, разработан комплекс математических моделей, методов расчета, программного обеспечения, который позволяет производить оценку показателей различных современных и перспективных силовых установок на базе ДВС и других источников энергии в полном жизненном цикле. Такие оценки дают возможность обоснованного выбора конструкции силовой установки, которая будет наносить наименьший ущерб окружающей среде на всех стадиях полного жизненного цикла.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Галышев Ю.В., Магидович Л.Е., Новичков М.Ю.

Санкт-Петербургский Государственный Политехнический университет

При моделировании рабочих процессов в газодизеле удобным способом аппроксимации характеристики тепловыделения является формула вида:

$$X = X_1 \left\{ 1 - \exp \left[-0,5 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 \right] \right\} + X_2 \left\{ 1 - \exp \left[-0,5 \left(\frac{\varphi}{\varphi_2} \right)^2 \right] \right\}$$

где X – доля от общего количества теплоты, подведенной в цикле, выделившаяся к текущему моменту времени (углу поворота кривошипа φ). Каждое сла-

гаемое в этой сумме характеризует тепловыделение в одной из фаз процесса сгорания, отличающихся друг от друга по физическому характеру протекающих процессов.

В газодизелях X_1 характеризует долю теплоты, выделяющейся при сгорании подготовленной смеси, в которую, помимо части теплоты, вносимой с запальным топливом, должна быть включена теплота сгорания той части газа, которая находится в объеме топливной струи и воспламеняется одновременно с ней. Ориентировочно эта добавка определяется, исходя из того, что для сгорания запального топлива используется количество воздуха, определяемое стехиометрическим отношением. Тогда в первой фазе сгорания участвует газ в пропорции, определяемой его долей в газозудушной смеси. Сгорание основной части смеси происходит по механизму распространения фронта пламени. При этом максимум скорости тепловыделения достигается, когда фронт доходит до стенки камеры сгорания, т.е.

$$\varphi_2 = \frac{L}{u_m} \cdot \beta n$$

где L – расстояние от точки воспламенения до стенки камеры сгорания, u_m – средняя турбулентная скорость распространения пламени. Определить величину этого угла можно, если известно его значение для какого-то базового режима. Тогда для любого другого режима значение φ_2 пересчитывается с учетом факторов, влияющих на скорость распространения пламени, т.е. состава смеси, частоты вращения, средних за период сгорания значений температуры и давления.

Для получения адекватных результатов моделирования необходимо также, чтобы рассчитанная характеристика тепловыделения была должным образом координирована относительно верхней мертвой точки. Для этого рассчитывается задержка самовоспламенения по формулам типа:

$$\tau_i = A p_0^{-m} e^{E/RT_0}$$

где p_0 и T_0 – давление и температура газа в начале впрыска топлива, E – условная энергия активации, учитывающая физико-химические свойства топлива. По этой формуле рассчитывается длительность задержки при параметрах начала впрыска, а затем расчет ведется шаговым методом с учетом изменения текущих параметров в цилиндре. Необходимо учитывать, что в газодизельных схемах предпламенные процессы проходят в смеси, содержащей, наряду с дизельным топливом, низкоцетановый компонент, т.е. газ. Известно, что в таких смесях задержка самовоспламенения зависит от соотношения компонентов топливной смеси. Эксперименты на двигателе подтвердили, что энергия активации в этом случае выше, чем для дизеля. Справедливость представленных положений подтверждается экспериментальными данными, полученными при испытаниях газодизеля, созданного на базе двигателя типа ЗДб (6Ч15/18). На основе этих результатов проведен расчетный анализ, который позволяет рекомендовать алгоритм регулирования состава газозудушной смеси, величины запальной порции дизельного топлива и углы опережения впрыска, обеспечивающие разумный компромисс между требованиями экономичности, токсичности отработавших газов и нагрузок на детали двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

КОНВЕРТИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС) С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАЗМО – ЭЛЕКТРО – ХИМИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ РАБОТЫ НА ПРИРОДНОМ И СИНТЕЗ – ГАЗЕ

Гармай А.С., Гальченко В.П.¹

ГУП «НПО «Астрофизика», г. Москва, ¹СКБ «Экотранс», г. Серпухов

Деловой центр «Кронштадт» и кооперация Соисполнителей, включающая МГТУ им. Н.Э. Баумана, СКБ «Экотранс», ОАО «Мотопром» и др., проводят

работы в части практического создания – разработки и организации производства систем автономного энергообеспечения многоцелевого назначения на базе альтернативных источников энергии, в т.ч., для работы на различных топливах, включающие конвертирование ДВС - дизельных и карбюраторных, мощностных рядов 0,5 - 50 - 1000 кВт, с использованием плазмо – электро – химических технологий, для работы на природном и синтез – газе. Источником синтез – газа могут являться газифицируемые местные топлива (низкосортные угли, торф, отходы лесоперерабатывающей и бумажной промышленности, попутный нефтяной газ, сырая нефть, а также топлива биохимического происхождения, в т.ч. восполняемые биоэнергоресурсы).

Основанием для выполнения работ является существующая и все более возрастающая в ближайшей перспективе потребность в использовании альтернативных моторных топлив, в т.ч. - в добывающей и перерабатывающей промышленности, для нужд Мин. Энергетики РФ, МО РФ, Мин. ЧС РФ, и других структур; а так же, действующие контракты и работы с Заказчиками из вышеперечисленных ведомств, в выполнении которых авторы принимают непосредственное участие.

Разрабатываемый комплекс технических – программных и аппаратных средств конвертирования двигателей на газ (КСДГ) состоит из комплекта датчиков (положения коленчатого вала, положения воздушной заслонки, температуры отработавших газов, температуры охлаждающей жидкости, температуры воздуха, кислорода, детонации); комплекта исполнительных механизмов (управляемой дроссельной заслонки с электроприводом, дозатора газа, дозатора воздуха, плазмо – электрохимического реактора); комплекта блока управления; программного обеспечения (алгоритмы управления).

КСДГ принципиально решает вопрос конвертирования двигателей на природный и синтез - газ по дизельному циклу без использования сигнальных / запальных доз топлив и искрового зажигания, - за счет обеспечения необходимых физико – химических свойств рабочей топливо - воздушной смеси (аналог увеличения цетанового числа топлива), при этом не происходит снижения топливной экономичности и номинальной мощности в сравнении с базовым вариантом: для сравнения, конвертирование дизеля 16ДПН 23/(2х30) снижает топливную экономичность с 220 до 330 г/л.с.*ч, а номинальную мощность с 4400 до 3600 л.с., в случае использования искрового зажигания.

Комплекс обеспечивает управление физико - химическими свойствами горючей смеси с временным разрешением 1-100 мсек: концентрацией активных частиц; фракционным составом; октановым и цетановым числами.

Разработка и внедрение КСДГ позволит также продвинуть решение вопроса применения в качестве топлива природного газа высокого давления и в виде криотоплива, с обеспечением взрыво – пожаробезопасности, без существенного изменения конструкции двигателя.

Так же на основе разрабатываемого КСДГ в перспективе могут быть разработаны:

- система обеспечения гарантированного пуска и прогрева ДВС; - система нейтрализации NOx;

В докладе приводятся структурные и принципиальные схемы КСДГ, а так же компоновка и размещение элементов КСДГ в составе конвертируемого двигателя; данные – расчетные и экспериментальные основных показателей - мощности и топливной экономичности. Представлена рабочая документация на разрабатываемый КСДГ, материалы по комплектации и натурным и испытаниям - стенды и программы испытаний.

Также приведены технические предложения по перспективным направлениям развития и применения и планы организационных мероприятий по завершению разработок, и организации опытного производства и реализации КСДГ.

РАЗРАБОТКА ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ (ДВПТ) МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Гармай А.С., Гальченко В.П.¹

ГУП «НПО «Астрофизика», г. Москва, ¹СКБ «Экотранс», г. Серпухов

Деловой центр «Кронштадт» и кооперация Соисполнителей, включающая МГТУ им. Н.Э. Баумана, ОАО «Мотопром» и др., проводят работы в части практического создания – разработки и организации производства систем автономного энергообеспечения многоцелевого назначения на базе альтернативных источников энергии, в т.ч., для работы на различных топливах и от различных источников тепловой энергии, включающие разработки ДВПТ различных типов в части реализуемых рабочих циклов и конструктивных схем, мощностных рядов 0,1- 50– 250кВт.

Основанием для выполнения работ является существующая потребность в использовании энергоустановок на базе ДВПТ, где применение традиционных средств энергоснабжения дорогостояще, затруднено, а в ряде случаев невозможно - в добывающей и перерабатывающей промышленности, для нужд Мин. Энергетики РФ, МО РФ, Мин. ЧС РФ, Мин. Здравоохранения РФ и других структур; а так же, выполненные и действующие контракты и работы с Заказчиками из вышеперечисленных ведомств, в выполнении которых авторы принимали и принимают непосредственное участие.

Внедрение ДВПТ в составе стационарной или мобильной установки в хозяйственном секторе, работающей в т.ч. в автономном режиме на местных углеводородосодержащих топливах, позволит обеспечить независимость хозяйствующих субъектов от центрального монопольного тепло-электроснабжения, улучшит экологическую обстановку в регионах за счет использования местных топлив - неочищенный природный, попутный, генераторный газ; сырая нефть; уголь; дрова и др., включая Солнечную энергию и утилизацию отходов.

При этом обеспечивается высокая эффективность применения ДВПТ за счет незначительной стоимости местных топлив, низкой трудоемкости обслуживания, сравнительно невысокой цены двигателей, высокой экологичности - низкие уровни токсичности и шумности.

В докладе приводятся термо- газодинамические структурные и принципиальные схемы разрабатываемых двигателей; данные – расчетные и экспериментальные, сравнительного анализа показателей их рабочих циклов (аналоги – циклы Эриксона, Брайтона, Стирлинга, Ренкина); основные параметры, определяющие качество рабочих процессов, во взаимосвязи с требованиями по ресурсу и технологическими возможностями, а так же с располагаемыми температурными потенциалами горячего и холодного источников и условиями теплообмена. Представлена рабочая документация на разрабатываемые ДВПТ и энергоустановки, материалы по комплектации, производству и натурным и испытаниям - стенды и программы испытаний - основных элементов и узлов, включая компрессорный модуль и экспериментальные образцы двигателей и энергоустановок.

Так же приведены технические предложения и планы организационных мероприятий по завершению разработок, организации опытного производства и реализации партий автономных энергоустановок многоцелевого назначения на базе ДВПТ.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДОБАВОК АЦЕТИЛЕНА В БЕНЗОВОЗДУШНУЮ СМЕСЬ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

Афанасьев А.Н.

Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти

Повышение общей экономичности двигателя с искровым зажиганием ограничено особенностями протекания рабочего процесса на частичных режимах. В первую очередь это связано с не оптимальным подводом тепла к рабочему телу.

Низкие скорости сгорания топливовоздушных смесей и плохая способность к воспламенению, обусловленные низкими давлениями сжатия, наличием большого количества отработавших газов, низкой турбулизацией свежего заряда и т.д., вынуждают регулировать двигатель на поздние углы опережения зажигания при обогащенных топливовоздушных смесях.

В последнее время отмечается тенденция к использованию водорода в качестве основного топлива и в качестве добавок к углеводородным топливам с организацией процесса сгорания в двигателе на обедненных топливовоздушных смесях. Особенностью водорода является высокая ламинарная скорость сгорания, низкая потребная энергия воспламенения и др. положительные свойства, позволяющие относить его к перспективному топливу для двигателей внутреннего сгорания. Однако, определяющим недостатком его использования является малые возможные запасы на борту автомобиля вследствие низкого удельного веса. Следовательно, использование других газов с близкими физико-химическими свойствами, но с большей плотностью позволит улучшить эффективные показатели двигателя при обеспечении требуемого запаса хода автомобиля.

Возможное улучшение протекания рабочего процесса двигателя при добавках водорода в бензовоздушную смесь связано с увеличением нормальных скоростей сгорания. Поэтому в наибольшей степени поставленной цели удовлетворяет ацетилен, который имеет удельный вес в 13 раз больший, чем у водорода при нормальной скорости сгорания и концентрационных пределах сгорания, примерно, равных водороду.

С целью сравнительной оценки механизмов воздействия добавок двух газов были проведены испытания двигателя типа ВАЗ на режимах холостого хода и малых нагрузок.

Анализ результатов испытаний позволил установить отличия в механизмах воздействия водорода и ацетилена на улучшение рабочего процесса двигателя. В частности получено, что использование добавок водорода позволило повысить индикаторный КПД двигателя на режиме холостого хода во всей области составов топливовоздушной смеси, а положительное влияние ацетилена наблюдалось только при богатой топливовоздушной смеси.

МЕТОД РЕГЕНЕРИРОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО СОВМЕСТНО С СИСТЕМОЙ КОНВЕРСИИ МЕТАНОЛА

Фомин В.М., Бендик М.М., Сидоров М.И., Макаров А.Р., Хрипач Н.А.¹
Российский университет дружбы народов, г. Москва, ¹МАМИ, г. Москва

В дизелях доля тепловой энергии, отводимой от рабочего цикла с отработавшими газами, достигает в ряде случаев более 40% внешнего теплового баланса, что соответствует потере энергии в количестве 17000 кДж на каждый килограмм израсходованного топлива. Известны традиционные способы регенерации теплоты отработавших газов на основе применения утилизационных котлов, парогенераторов, газовых турбин и др.

Отдельной и ещё малоисследованной проблемой является утилизация располагаемой энергии отработавших газов на основе использования предварительного термохимического преобразования исходного топлива в другой вид топлива с более высокими энергетическими показателями. Сущность подобного способа регенерации заключается в том, что эндотермический процесс предварительного химического преобразования исходного топлива сопровождается поглощением теплоты, отбираемой от выпускных газов двигателя, в термохимическом реакторе, выполняющего в данном случае функции утилизационного устройства («термохимического насоса»). Регенерированная часть отходящей теплоты, преобразованная в химическую энергию конвертированного топлива, используется для повышения эффективности работы двигателя.

В рамках совместной научно-поисковой программы в РУДН, НАМИ и МАМИ проведены теоретические и экспериментальные исследования на дизелях по проверке эффективности данного способа регенерации. Термокаталитический реактор конверсии метанола (или другого углеводородного продукта с низкой температурой диссоциации), конструктивно совмещенный с теплообменным устройством, устанавливался в выпускной системе дизеля и адаптировался по своим основным параметрам (производительности, площади теплообменной поверхности, объему катализатора и др.) с располагаемым температурно-энергетическим потенциалом выпускных газов данного дизеля. Конвертированное топливо (газовая водородосодержащая смесь) из реактора подавалась в рабочее пространство дизеля через впускной трубопровод вместе с воздушным зарядом, где оно воспламенялось «запальной» порцией дизельного топлива (по аналогии газодизельного цикла).

Данными экспериментальных исследований и расчетно-теоретического прогнозирования установлено, что 10...15% энергии отработавших газов может быть регенерировано и возвращено с конвертированными продуктами в рабочее пространство дизеля для повторного участия в организации его рабочего цикла.

Кроме того, рассматриваемый способ обуславливает уникальной возможностью регенерации не только тепловой, но и химической составляющей энергии отработавших газов, не реализованной в рабочем цикле дизеля (химическая энергия продуктов неполного сгорания топлива). Такой эффект достигается путём пропускания отработавших газов через каталитическую среду с целью доокисления продуктов неполного сгорания топлива (CO , CH и др.). Дополнительная теплота, выделяющаяся при экзотермическом окислении этих продуктов, используется для повышения активности конверсионного процесса, что способствует росту эффекта термохимической регенерации.

Практическая реализация подобного способа комплексного регенерирования энергии отработавших газов (патент РФ) была осуществлена на основе применения опытного реактора конверсии метанола, конструктивно совмещенного с каталитической камерой для окисления продуктов неполного сгорания дизеля.

Применение рассмотренного термохимического способа утилизации энергии выпускных газов в дизелях представляется, априори, весьма перспективным. Благодаря технологической простоте способа его реализация не требует серьезных технических и финансовых затрат. Основным элементом конверсионной системы – реактор представляет собой простейшую конструкцию теплообменного аппарата (например, классический трубчатый теплообменник), внутритрубное пространство которого заполнено гранулированным катализатором. Массовые и габаритные характеристики реактора (в объеме обычного глушителя) обеспечивают удобство его установки в выпускной системе двигателя.

По характеру своего воздействия на показатели работы дизеля данный способ обладает свойствами многофункциональности. Направленный изначально на повышение эффективности использования энергии топлива, он одновременно обуславливает возможность решения задач по совершенствованию экологических характеристик двигателя, в частности, благодаря тому, что в состав смесового топлива входит водородосодержащий компонент, а также задачи частичной замены традиционных нефтяных топлив альтернативными энергоносителями из возобновляемых сырьевых источников, то есть задачи ресурсосбережения.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ОТВОДИМОЙ ТЕПЛОТЫ

Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А.¹, Христич В.Н.¹

ГНЦ «НАМИ», г. Москва, ¹Российский университет Дружбы Народов, г. Москва

Как известно, степень использования химической энергии топлива в двигателе внутреннего сгорания определяется уровнем тепловых потерь его рабочего цикла. В современных поршневых двигателях основными источниками потерь

теплоты являются теплопередача в систему охлаждения и теплоперенос с отработавшими газами. Относительная доля этих потерь от суммарной располагаемой энергии, вводимой в двигатель с топливом, составляет 35 ... 70 % в зависимости от режима его работы.

На протяжении всего существования двигателей внутреннего сгорания исследователями ведутся непрекращающиеся работы по снижению тепловых потерь рабочего цикла, которые нашли свою реализацию в таких машинах как турбонаддув, волновые обменники давления, утилизаторы, работающие по циклу Ренкина и ряд других. Однако вопрос использования отводимой в цикле теплоты для повышения энергии топлива остаётся ещё малоисследованным. Сущность данного способа утилизации тепловой энергии отработавших газов, названного авторами термохимической регенерацией, заключается в том, что часть этой энергии расходуется на организацию предварительного преобразования (обеспечение необходимого теплового эффекта химических реакций, обуславливающих это преобразование) исходного топлива в другой вид топлива с более высокими энергетическими показателями, благодаря чему достигается соответствующее повышение эффективности силовой установки в целом.

Принципиальная возможность осуществления термохимической регенерации теплоты отработавших газов в поршневом двигателе обусловлена наличием двух необходимых условий. Первое заключается в том, что исходный вид углеводородного топлива должен обладать способностью под воздействием теплоты разлагаться (диссоциировать) с эндотермическим эффектом. Второе – температурно-энергетический потенциал отработавших газов на выпуске двигателя должен быть достаточным для эффективной организации конверсионного процесса углеводородов топлива.

В двигателях с принудительным зажиганием реализация термохимической регенерации возможна несколькими способами, а именно:

- предварительной термохимической конверсией топлива в специальном устройстве – термохимическом реакторе, устанавливаемом в систему выпуска двигателя;
- термохимической конверсией топлива в среде отработавших газов на выпуске;
- внутрицилиндровой термохимической конверсией в двигателях с непосредственным впрыском лёгкого моторного топлива.

МЕТОДИКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ

Ивин В.И.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

В термодинамическом анализе дизелей применяется методика, позволяющая выполнять количественные оценки воздействия характеристик тепловыделения на КПД двигателя и токсичность, находить связь закона тепловыделения со скоростью нарастания давления газов в цилиндре при сгорании и с уровнем шума двигателя. Методика базируется на положении теории о влиянии массы топлива, испарившегося за период задержки воспламенения топлива, на характеристики тепловыделения показатели эффективности и токсичность двигателя.

В математическом обеспечении современных стендов с автоматизированным сбором и обработкой результатов испытаний для определения характеристик тепловыделения используются модели, основанные на решении уравнения первого закона термодинамики совместно с граничными и начальными условиями. Решение уравнения численным методом получается простым при допущении, что приращение массы рабочей газовой смеси в цилиндре в процессах смесеобразования и сгорания пропорционально количеству выделившейся теплоты или, другими словами, масса паров топлива равна нулю.

Компьютерную программу, основанную на подобной математической модели, и разработанную в МГТУ им. Н.Э.Баумана, студенты специальности «Двигатели внутреннего сгорания» применяют в лабораторной работе «Определение и анализ характеристик тепловыделения по индикаторной диаграмме». В анализе характеристик тепловыделения, в дополнение к оценкам влияния процесса сгорания на показатели двигателя, имеет значение методика определения условной продолжительности процесса сгорания по трем значениям интегрального закона тепловыделения – при $x = 0,95; 0,98$ и $0,999$.

Сглаживание индикаторной диаграммы, записанной в дискретной форме, производится кубическим сплайном с граничными условиями третьего рода. В них используется условие цикличности газовых процессов в цилиндре двигателя. Результаты сглаживания сплайном с этими условиями заметно лучше, чем с граничными условиями второго рода, но система уравнений не решается методом прогонки.

Известны математические модели для определения характеристик тепловыделения, в которых учитывается наличие паров топлива в процессах смесеобразования и сгорания. Математическая модель включает известные уравнения испарения совокупности капель топлива. Перечень исходных данных дополняется характеристиками впрыскивания топлива в цилиндр. Результаты анализа характеристик тепловыделения, совмещенных с характеристиками впрыскивания и испарения топлива, служит исходной информацией в оценке воздействия характеристик впрыскивания и распыливания топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания и токсичность двигателя. Позволяют оценивать возможности различных способов управления процессом сгорания.

ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ВНЕШНИМ И ВНУТРЕННИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Ивин В.И., Белов А.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

В работе выполнен теоретический анализ и численный эксперимент применительно к рабочим процессам двигателя легкового автомобиля с воспламенением электрической искрой, определены показатели эффективности двигателя для его модификаций с внешним и с внутренним смесеобразованием. Рассмотрены двигатели двух версий – конвертируемого с бензина на сжатый природный газ (СПГ), при равной степени сжатия, и газового двигателя - при оптимальной степени сжатия, которая определена с учетом высокого октанового числа СПГ. Разработана система питания газом и газовый клапан с электромагнитным управлением для подачи СПГ в цилиндр двигателя в процессе сжатия.

В теоретическом анализе факторов, влияющих на мощность двигателя, выполнены оценки степени воздействия объемной теплоты сгорания топливовоздушной смеси, коэффициента наполнения цилиндра по свежему заряду и по воздуху. Объемная доля топлива в топливовоздушной смеси двигателя на СПГ достигает 9,4% при стандартных атмосферных условиях, и разность мощности газового двигателя с внутренним и с внешним смесеобразованием соответственно больше, чем бензинового двигателя.

В численном эксперименте использовалась программа SVIAGA, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана. В программе реализована математическая модель процессов рабочего цикла двигателя на СПГ с различной концентрацией компонентов и на бензине с добавками спиртов и эфиров в произвольно заданной концентрации. Основные уравнения математической модели базируются на методах термодинамики. В математической модели процессов двигателя с впрыскиванием бензина в цилиндр не учитывается теплота испарения бензина.

Выполнена оптимизация степени сжатия и угла опережения зажигания двигателя, предназначенного для работы только на СПГ. Октановое число СПГ допускает, по условиям детонации, работу при степени сжатия 14-16. В качестве критерия оптимальности приняты эффективный КПД и мощность двигателя.

Оптимизация степени сжатия выполнена с учетом ограничений максимального давления газов в цилиндре и токсичности. Эффективный КПД и мощность двигателя имеют не четко выраженный максимум в интервале степени сжатия 13-15: при повышении степени сжатия более 14 положительное приращение индикаторного КПД мало заметно, а механический КПД уменьшается быстрее, т.к. потери на трение увеличиваются по мере повышения давления газов в цилиндре в конце процесса сжатия. Полученная в результате численного эксперимента оптимальная степень сжатия $\varepsilon=13,0$ - меньше допустимой по условиям детонации. Максимальное давление газов в цилиндре при оптимальной степени сжатия достигает 7,7 МПа.

В численном эксперименте получены сведения о характерных параметрах рабочего цикла двигателя и показатели эффективности двигателя. Мощность двигателя на два топлива, при равной степени сжатия, мало отличается для модификации бензинового по сравнению с газовым - с внутренним смесеобразованием. Мощность газового двигателя с внешним смесеобразованием меньше, чем бензинового, на 9,8 %. Удельный эффективный ($D_{ж}/(кВт \cdot ч)$) расход теплоты сравниваемых двигателей приблизительно одинаковый.

Мощность газового двигателя с внутренним смесеобразованием, при степени сжатия $\varepsilon=13,0$, на 5,8 % больше мощности бензинового двигателя, степень сжатия которого $\varepsilon=9,5$, а удельный эффективный расход теплоты меньше на 5,6 %.

СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ В ПОЛНОМ ЖИЗНЕННОМ ЦИКЛЕ

Звонов В.А., Кутенев В.Ф., Теренченко А.С.
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

До настоящего времени оценка силовых установок для АТС производилась на основе испытаний, имитирующих условия эксплуатации. Однако это не позволяет комплексно оценить целесообразность и эффективность применения новых систем подачи топлива, гибридных схем силовых установок, применения альтернативных топлив, систем нейтрализации отработавших газов и т.д. Для оценки эффективности принимаемых решений по перечисленным выше направлениям необходимо производить оценку на основе концепции полного жизненного цикла.

Жизненный цикл продукта – совокупность процессов, выполняемых от момента выявления потребностей общества в данном продукте до момента удовлетворения этих потребностей и утилизации продукта. Полный жизненный цикл (ПЖЦ) силовой установки, включает исследование рынка, разработку концепции и конструкции в целом, планирование производства, добычу сырья, производство энергии, конструкционных и эксплуатационных материалов, производство силовой установки, её эксплуатацию и утилизацию, оценку экологической безопасности и экономическую эффективность, а также информационное сопровождение. Обеспечение эффективности СУ в ПЖЦ регламентируется рядом международных и директив:

Правила ЕЭК ООН №49, №83, №24;
серия стандартов ISO 9000 «Система качества»;
серия стандартов ISO 14000 «Система экологического управления»;
серия стандартов ISO 10303 STEP «Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными» (CALS-технологии);
директива ЕС 2000/53/ЕС «АТС, вышедшие из эксплуатации» и стандарт ISO 22628 «Определение степени утилизации и рециклирования автомобиля по массе».

Основной способ повышения конкурентоспособности силовых установок – повышение эффективности процессов в его полном жизненном цикле, а именно: повышение эффективности управления материальными и энергетическими потоками;

повышение эффективности управления финансовыми потоками;
повышение эффективности управления кадровыми ресурсами;
повышение эффективности управления информационными потоками.

Более подробно рассмотрены работы НАМИ по проблеме повышения эколого-экономической эффективности и информационной поддержки изделий автомобилестроения в ПЖЦ.

Для эколого-экономической оценки изделий автомобилестроения и двигателестроения в ФГУП "НАМИ" разработаны методические материалы и пакет программного обеспечения "CarLCA". В соответствии со стандартами ИСО 14040-14043 с помощью программного обеспечения можно проводить расчет расходования природных ресурсов и энергии, выбросов вредных веществ на всех этапах жизненного цикла от добычи сырья до его утилизации по окончании эксплуатации. Оценка негативного воздействия на окружающую среду и здоровье человека, связанного с выбросами в воздух, сбросами в воду и загрязнениями почвы, производится как по методике монетарной оценки – ущерба окружающей среде, так и по методике Экоиндикатора 1999 года, разработанной в Нидерландах. Использование монетарной методики оценки воздействия на окружающую среду более оправдано, поскольку позволяет комплексно оценить экологические и экономические параметры.

С помощью пакета программного обеспечения "CarLCA" в ФГУП "НАМИ" проведен большой комплекс работ по оценке экологической безопасности автомобилей и силовых установок, их агрегатов, традиционных и альтернативных топлив на основе концепции полного жизненного цикла. Данные работы используются при реализации концепций «Конструирование для экологии», «Конструирования для утилизации» при разработке новой автомобильной техники и силовых установок.

Сегодня одним из главных факторов экономического роста промышленно развитых стран становится прогресс, достигнутый в области информационных технологий. Автомобильная промышленность России стоит перед необходимостью их самого широкого внедрения, в частности – непрерывной информационной поддержки продукции – CALS-технологий. Становится очевидным, что обеспечение высокого качества и конкурентоспособности продукции невозможно без сквозного информационного сопровождения ее на всех стадиях жизненного цикла, что и обеспечивается или будет обеспечиваться CALS-технологиями.

Внедрение CALS-технологий позволяет:

значительно ускорить выполнение НИОКР. Сокращение времени на разработку и, следовательно, выхода продукта на рынок – это одна из главных целей автомобилестроительных компаний всего мира. С помощью систем управления инженерными данными, входящих в CALS как их основной элемент, ряду фирм удалось довести сроки разработки новых автомобилей до 24 месяцев;

повысить конкурентоспособность выпускаемой продукции, т.к. очень скоро без соответствующей международным CALS-стандартам электронной документации ее просто невозможно будет продать на внешнем рынке;

значительно повысить качество продукции, т.к. сегодня создание эффективной действующей системы управления качеством (ISO 9000) и системы экологического управления (ISO 14000) невозможно без наличия интегрированной информационной системы. Такая система обеспечивает неразрывную связь стадий проектирования и производства со стадией эксплуатации, что особенно важно для создания современной сервисной сети и кардинального повышения качества техобслуживания и ремонта при одновременном сокращении длительности работ;

сократить затраты при проектировании, производстве и эксплуатации высокотехнологичной продукции. Так, развитие инструментальных средств компьютерного проектирования позволило General Motors сэкономить 1 миллиард долларов;

В 2000 году в НАМИ была разработана концепция применения CALS-технологий в автомобилестроении. В настоящее время НАМИ проводит работы

по созданию комплексной системы информационных технологий для обеспечения жизненного цикла изделий автомобилестроения, включающей оценку экологической безопасности по полному жизненному циклу в соответствии со стандартами ИСО 14000 и научно-методическое обеспечение применения CALS-технологий и PDM-систем на автомобилестроительных предприятиях. Разрабатываются интерактивные электронные руководства по эксплуатации, ремонту, техническому обслуживанию, а также по утилизации автомобильной техники.

К ВОПРОСУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.А.

Национальный транспортный университет, Украина, г. Киев

Нехватка жидких топлив, получаемых из нефти, в последнее время вызывает повышенный интерес к поиску и использованию в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) новых альтернативных видов топлив, получаемых из возобновляемых источников. К таким топливам относятся растительные масла и спирты, которые в климатических условиях Украины можно получать, выращивая различные культуры. Наибольший интерес из растительных масел представляет рапсовое, которое можно использовать в качестве моторного топлива для дизелей, из спиртовых – этиловый спирт для ДВС с искровым зажиганием. В настоящее время определено несколько направлений использования рапсового масла в качестве моторного топлива - как добавку к дизельному топливу или в виде сложного метилового эфира. В Национальном транспортном университете (НТУ) проведены исследования возможности применения смесей рапсового масла с дизельным топливом и рапсового метилэфира (МЭР) в качестве моторного топлива для серийных дизелей. По нагрузочным характеристикам, снятым на дизеле Д-243, при работе на дизельном топливе, смеси дизельного топлива и рапсового масла в количестве 10, 20 и 30 %, а также на МЭР можно отметить, что энергетические показатели дизеля при работе на дизельном топливе и смесях практически одинаковы. Часовой и удельный расходы топлива в зоне средних и больших нагрузок при работе на смесях выше на 2-5 % по сравнению с работой на дизельном топливе. Характер изменения содержания в ОГ CO , C_mH_n , NO_x , CO_2 , а также дымности ОГ аналогичны при работе на всех топливах. Величины содержания CO и C_mH_n отличаются незначительно по сравнению с работой на дизельном топливе и находятся в пределах точности измерения. Наблюдается некоторое увеличение содержания оксидов азота в зоне высоких нагрузок при работе на смесях и повышение дымности. Последнее связано с более высокой вязкостью смесевоего топлива, что приводит к ухудшению его распыливания. При работе на МЭР отмечается существенное увеличение часовой и удельного расходов топлива, а также концентраций оксидов азота в ОГ

В НТУ разработан метод использования этилового спирта в качестве топлива при раздельной подаче бензина и спирта в цилиндры ДВС, разработаны схемы и конструкции систем питания, на которые получены патенты на изобретение. Проведены испытания разработанных систем питания на двигателях и дорожные исследования на автомобилях.

Исследованиями установлено, что использование этилового спирта в качестве топлива для ДВС с искровым зажиганием по предлагаемому позволяет заменить около 40 % бензина спиртом в смесях и снизить суммарную приведенную к CO токсичность ОГ на 20 % без ухудшения энергетических показателей двигателей и динамических характеристик автомобилей.

ОТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ К УПРАВЛЕНИЮ КАЧЕСТВОМ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ НА ПРИМЕРЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Никишин В.Н.

ОАО «КАМАЗ-Дизель», г. Набережные Челны

Система менеджмента качества на всех этапах создания, внедрения и сопровождения направлена на удовлетворение потребностей и ожиданий потребителя. Это является целевой функцией системы. А в самом понятии качества должны доминировать потребности потребителей такие как «полезность-надежность». Надежность является главной функцией или характеристикой качества.

Для сложно-технических систем, к которым конечно относится и ДВС, качество характеризуется целым набором показателей: назначения, надежности, технологичности, унификации, экологические, экономические и эксплуатационные показатели.

Стандарт МС ИСО 9000:2000 подразделяет понятия управления качеством и обеспечения качества: управление качеством:

- часть менеджмента качества, направленная на выполнение требований к качеству;

- обеспечение качества: Часть менеджмента качества, направленная на создание уверенности, что требования к качеству будут выполнены.

Обеспечение качества является составляющей управления качеством. Управление качеством начинается с момента зарождения идеи товара - изучение потребностей и ожиданий потребителя. Обеспечение качества закладывается на этапе разработки изделия и охватывает все стадии жизненного цикла изделия. Таким образом, качество изделия закладывается в процессе маркетинга, обеспечивается процессами конструкторских и технологических разработок, создается процессами закупок, производства, испытаний контроля, продажи и проявляется у потребителя.

На примере кривошипно-шатунного механизма (КШМ) поршневого ДВС исследуется система менеджмента качества машиностроительного предприятия с использованием процессного подхода.

Исследованы физические (базисные) процессы жизненного цикла КШМ: роль КШМ в обеспечении качества автомобильного дизеля; разработка системы комплексного обеспечения качества КШМ (как особо ответственного механизма) на этапе проектирования; разработка системы комплексного обеспечения качества КШМ (как особо ответственного механизма) на этапе доводки; методы ускоренной оценки качества конструкции и технологии изготовления, адекватно отражающие условия эксплуатации; комплексная оценка качества конструкции и технологии изготовления деталей КШМ.

Создана, внедрена и сертифицирована система менеджмента качества предприятия в соответствии с МС ИСО 9002:94 и в последствии в соответствии с МС ИСО 9001:2000.

На предприятии внедрен процессный подход. Разработаны и внедрены 23 процесса системы менеджмента качества согласно процессному ландшафту. Разработаны миссия, видение, политика в области качества. Разработаны и функционируют более 80 процедур (МИК).

Поставлены главные цели:

Войти в число мировых лидеров в области дизелестроения. Выгодно и на высоком уровне решать проблемы наших потребителей вместе с нашими поставщиками.

Обеспечить повышение благосостояния Общества и каждого работника.

Для достижения поставленных целей намечено использовать принципы:

Взаимовыгодное сотрудничество с нашими потребителями.

Постоянное повышение эксплуатационной надежности выпускаемой продукции за счет постановки на производство новых моделей, совершенствования технологических и производственных процессов.

Наша продукция не приносит вреда окружающей среде и гарантирует безопасность для потребителей.

Использование системы качества, как механизма управления предприятием и себестоимостью продукции.

Сотрудники отвечают за качество и непрерывно улучшают его.

Непрерывное повышение квалификации персонала и совершенствование профессиональной подготовки.

В Обществе не принимаются решения или действия, приводящие к снижению качества выпускаемой продукции.

Построение взаимоотношений внутри предприятия на основе «поставщик - потребитель».

БЕЗОПАСНОСТЬ ВЕТРОУСТАНОВОК

Кончаков Е.И., Куренский А.В.

Дальневосточный Государственный технический университет, г. Владивосток

Ветроустановки (ВУ) обладают многими достоинствами: но есть один недостаток, который порой перечеркивает все достоинства, - большая опасность. Речь идет не только об экологической опасности, но в первую очередь о разрушениях ВУ и возможных повреждениях всего окружающего и в первую очередь людей.

ВУ больших мощностей имеют и соответственно большие размеры и при больших скоростях ветра - 30 м/с и более и соответствующих скоростях вращения роторов энергия разлета частей и их поражающая способность сравнима с взрывом бомбы. К сожалению, аварии на сто процентов исключить невозможно и периодически они происходят. Для повышения безопасности ВУ размещают возможно дальше от людей и сооружений, но это удорожает стоимость (увеличивается длина кабелей и т.д.) их необходимо охранять и т.д.

Вынос ВУ в море – один из способов повышения безопасности, но усложненные условия, характерные для такого размещения, в - первых уменьшают надежность ВУ и во- вторых значительно увеличивают их стоимость. Например, в 2002 в Норвежском море произошла крупная авария на ВУ, когда ураганным ветром свалило сразу несколько установок.

Эти проблемы в первую очередь определяются устройством ВУ, т.к. практически ни одна из них не имеет ограждения роторов. Основные причины: большая стоимость таких ограждений и влияние на работу ВУ.

В ряде европейских стран (Австрия, Швейцария и т.д.) общественность протестует против строительства ВУ сколько-нибудь значительной мощности из-за их большой опасности для окружающей среды.

В технике существуют жесткие правила конструирования машин. В частности, все вращающиеся части должны иметь ограждения, эти правила не имеют исключений, так как это может привести к печальным последствиям, что периодически и случается.

Это требование в полной мере относится и к ВУ, потому что энергия вращения роторов весьма велика и при авариях способна привести к большим разрушениям. Есть правила эксплуатации машин с быстроходными частями и одно из них: запрещается находиться в плоскости вращения (движения) этих частей. Однако и здесь обычная ВУ с горизонтальной осью вращения очень опасна, так как она должен поворачиваться вокруг вертикальной оси, следуя за направлением ветра. Таким образом, реальная зона отчуждения должна предусматривать все эти аварийные случаи и для больших ВУ это уже не десятки квадратных метров, а многие тысячи.

Именно опасность заставляет размещать крупные ВУ возможно дальше от жилья, именно это, а не шум, хотя при скоростях больших расчетных шум всегда будет раздражающим фактором. И все эти проблемы лежат в принципе действия ВУ с горизонтальной осью вращения – недостатки неустранимы, то есть нужно

их заменять на ВУ имеющие новый принцип действия и свободный от этих недостатков.

Нами разработана ВУ с вертикальной осью вращения (патент России № 2184872, 2002) в которой безопасность установки обеспечена за счет того, что ротор окружен лопатками неподвижного направляющего аппарата. Изготовлено несколько установок, испытания которых подтвердили высокую эффективность и безопасность. Ведется совершенствование ВУ.

В этой работе принимают активное участие студенты и аспиранты Морского института ДВГТУ. На установках проводятся лабораторные работы по курсу Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии морского океана.

Работа выполняется по НТП «Приоритетные направления науки и техники».

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Григорьев А.Л., Деряженко А.И.

НТУ «Харьковский политехнический институт», г. Харьков

Методы гидродинамического расчёта дизельных топливных систем относятся к обычному "инструментарии", используемому в двигателестроении. Возможности современной измерительной и вычислительной техники позволяют качественно изменить эти методы, использовать уточнённые физические и математические модели. В методиках МГТУ и МАДИ учтено большое число новых факторов, влияющих на процесс топливоподачи: двухфазное состояние топлива, устойчивость нестационарного ламинарного течения, изменение температуры топлива при сжатии, податливость деталей, и ряд других. Вместе с тем, в этих и др. известных методиках не учтены колебания витков пружин клапана и форсунки, которые оказывают не менее существенное влияние на характеристики исследуемого процесса, чем перечисленные факторы.

Основной период колебаний пружины нагнетательного клапана лежит в диапазоне 1...1,5 мс, что для высокооборотных дизелей соизмеримо с длительностью процесса топливоподачи и превосходит продолжительность распространения импульса давления по трубопроводу. Существенное запаздывание этого импульса при движении от насоса до форсунки послужило, в своё время, одной из причин перехода к моделям, учитывающим колебания давлений и скоростей топлива в трубопроводе. Однако главной причиной перехода к уточненным моделям является несоответствие результатов расчёта экспериментальным данным. Осциллографирование перемещения нагнетательного клапана выполняется редко; к тому же недостатки используемой модели пружины становятся заметными не на всех режимах работы насоса. Тем не менее, исследования топливной аппаратуры форсированных комбайновых двигателей, которые проводились в 70-ые и 80-ые годы В.А. Диковым в ХПИ и Б.Н. Файнлейбом в ЦНИТА, выявили качественные различия между характеристиками движениями клапана – расчётными и экспериментальными.

Традиционная "квазистатическая" модель клапанной пружины предполагает равномерное деформирование её витков. При этом сила пружины зависит от мгновенных значений перемещения и ускорения клапана, а движение клапана под действием этой силы описывается простейшим уравнением колебаний математического маятника (без демпфирования). Использование такой модели при гидродинамическом расчёте указанной топливной аппаратуры приводило к завышенной амплитуде колебаний клапана и, как следствие, значительной пиковой перегрузке привода, чего не наблюдалось в эксперименте. Для устранения различий Б.Н. Файнлейб ввёл в расчёт клапана демпфирующую силу, пропорциональную скорости; её происхождение связывалось с вязкостью обтекающего потока, но коэффициент пропорциональности для такого объяснения эффекта был слишком велик.

Если воспользоваться простейшей динамической моделью продольных колебаний витков пружины (моделью эквивалентного стержня), то указанный демпфирующий член появится автоматически, а его величина практически совпадёт с эмпирическим значением, определённым Б.Н. Файнлейбом. Но теперь эта величина определяется параметрами пружины и имеет бесспорное теоретическое обоснование.

Важнейшим преимуществом модели эквивалентного стержня является наличие простого аналитического решения – вместо текущего значения деформации пружины в формулу для силы подставляют взвешенную сумму скоростей деформации в данный момент и несколько предшествующих моментов времени. Поэтому указанное уточнение практически не влияет на общую трудоёмкость гидродинамического расчёта и может быть рекомендовано для повсеместного использования, в т.ч. расчёта пружины форсунки, а также для динамического анализа новых гидромеханических узлов, снабжённых большим числом быстродействующих клапанов. Особую актуальность эта рекомендация приобретает для анализа частичных режимов, где наблюдается неполный подъём иглы форсунки и возможны колебания остаточного давления.

Известно, что для цилиндрической пружины разработаны современные динамические модели, анализирующие не только продольные, но и крутильные, радиальные, тангенциальные и др. формы колебания витков. Для уравнений этих моделей удалось получить т.н. численно-аналитические общие решения, позволяющие за минимальное время определять основные динамические характеристики пружины при конкретном законе её деформирования. Опыт работы с этими моделями показал, что они могут быть полезны при проведении прочностного анализа проектируемых пружин (особенно — для форсуночных), поскольку учёт крутильных колебаний существенно повышает уровень максимальных касательных напряжений. Вместе с тем, влияние этих колебаний на силу пружины клапана и форсунки невелико, и при выполнении гидродинамического расчёта целесообразно ограничиться моделью эквивалентного стержня.

Аналитическое решение для модели эквивалентного стержня описано в статье "О связи силы пружины с законом её деформирования" (сб. "Теория механизмов и машин", Харьков: Вища школа.-Вып.39.-1985) и давно применяется при гидродинамических расчётах топливной аппаратуры, выпускаемой на харьковских заводах. Новый пакет прикладных программ для проведения углублённого динамического анализа цилиндрических пружин сжатия с учётом всех форм колебаний, использующий оболочку Mathcad 11.0, будет выслан по электронной почте всем желающим.

ПРИМЕНЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПРИВОД НАСОСА СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Мартынюк Н.П.

Технический Университет Молдовы, г. Кишинёв

В научном докладе изложен материал касающийся возможности повышения технико-экономических показателей поршневых ДВС путем применения в системе смазки насосы с автоматически изменяющейся в условиях эксплуатации подачи.

Проблема рационального использования топливно-энергетических ресурсов является одной из важнейших задач экономического, социального и технического характера. Решение данной проблемы зависит от множества факторов, в инфраструктуре которых особое место отводится вопросам совершенствования конструкции элементов системы смазки двигателей внутреннего сгорания. Особое значение при этом уделяется конструкции масляного насоса, который в современных автотракторных двигателях не в полной мере отвечает поставленным требованиям. В новых и малоизношенных двигателях масляные насосы шестерёнчатого типа имеют в 2- 4 раза большую подачу, чем это требуется для смазки

трущихся сопряжений. Проведенными исследованиями установлено, что при этих условиях моторное масло подвергается нагреву, воздействию больших удельных давлений от зубьев шестерён насоса, весьма большой аэрации, что в совокупности интенсифицирует процесс ухудшения физико-химических свойств масла. На привод ведущего вала насоса для обеспечения излишней подачи масла, которое сливается через редукционный клапан, расходуется необоснованная мощность двигателя. Следовательно, для повышения технико-экономических показателей автотракторных двигателей целесообразно, чтобы насос подавал в главную масляную магистраль системы смазки только то количество масла, которое необходимо для смазки трущихся сопряжений на данном этапе эксплуатации, вне зависимости от нагрузочно-скоростных режимов работы двигателя.

Авторами разработан на уровне изобретения насос, подача которого не зависит от частоты вращения ведущего вала, температуры нагрева, а следовательно и от вязкости масла. Принцип работы насоса данной конструкции основан на использовании дифференциального механизма для привода ведущих валов основной и резервной секций, причём резервная секция насоса имеет подачу в несколько раз большую, чем основная секция насоса. При неработающем двигателе основная секция насоса полностью отключена от масляной магистрали двигателя, а резервная секция соединена с масляной магистралью. Это обеспечивает при вращении коленчатого вала двигателя, с целью его запуска, резервной секции мгновенно заполнить маслом масляную магистраль двигателя. Обеспечивается предпусковая смазка трущихся сопряжений смазывающихся под давлением. К моменту начала работы двигателя масло под избыточным давлением поступает и в гидроблок автоматического управления. Подача насоса равняется прокачиваемости масла через масляную магистраль при давлении рекомендованном заводом-изготовителем.

Это исключит работу редукционного клапана, а следовательно, и непроизводительные расходы мощности двигателя на привод вала насоса системы смазки. Обеспечивается экономия топлива и уменьшается загрязнение окружающей среды отработавшими газами двигателя.

ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ

Авдеев К.А.	41	Голубков Л.Н.	84, 127
Аверкиев Ю.В.	29	Голубцов В.В.	26
Агуреев И.Е.	42	Горелик Г.Б.	90, 91
Азбель А.Б.	104, 120	Гоц А.Н.	65
Аманов К.А.	118	Грачев А.Ю.	84
Амбросов Д.Б.	38	Грехов Л.В.	20, 85, 87, 103
Андреенко Д.В.	54	Грибиниченко М.В.	56
Аникин С.А.	99, 120	Григорьев А.Л.	149
Антонюк П.Н.	86	Григорьева Н.В.	42, 149
Арипджанов М.М.	34, 35	Гришин Ю.А.	80, 110, 112, 114
Афанасьев В.Н.	33, 36, 94, 139	Гуняков Р.А.	51
Ахмадеев О.М.	73	Гусаков С.В.	131
Бакулин В.Н.	80	Гутаревич Ю.Ф.	146
Батуев Б.Б.	56	Давыдов В.В.	76
Безюков О.К.	79	Девянин С.Н.	98, 119, 120, 122
Беликов М.О.	89	Дейниченко Е.В.	55
Белов А.А.	81, 143	Демидов М.И.	42
Бендик М.М.	140	Дериенко А.И.	149
Блинов А.Д.	31, 32, 100	Дидов В.В.	58, 64
Богданов Э.В.	80	Долганов К.Е.	113
Бойченко С.Н.	63	Драган Ю.Е.	93
Борисенко Н.Е.	85, 87, 103	Дударева Н.Ю.	74
Борисов А.О.	16, 96	Дунин А.Ю.	89
Бортников Л.Н.	33, 36	Дюжаков В.Ф.	26
Будаев С.И.	40	Еникеев Р.Д.	17, 51, 107, 132
Васильев А.В.	55	Епифанов Д.В.	32
Вахитов Ю.Р.	17	Ерохин И.А.	71
Вознюк С.Н.	97	Еськов А.В.	44
Вощанкин С.В.	118	Жердев А.А.	85
Гаврилов В.В.	43	Жуков В.А.	79, 117
Гаврилов М.Д.	17	Загайко С.А.	24
Гайворонский А.И.	22	Заренбин В.Г.	60
Гальченко В.П.	137, 139	Захаров Е.А.	23
Галышев Ю.В.	136	Захаров Л.А.	26, 29
Гальговский В.Р.	109, 112	Захаров И.Л.	63
Гарипов М.Д.	20	Звонов В.А.	15, 144
Гармай А.С.	137, 139	Зенин А.А.	120
Герасимов А.Р.	74	Зетрин В.Н.	63
Гиринович М.П.	15	Злотин Г.Н.	23, 39
Глухов А.Н.	72	Солин О.П.	72
Говорун А.Г.	146	Иванов Ю.В.	23
Голиков В.П.	109, 112	Ивашин П.В.	40
Голосов А.С.	37, 49		

Иващенко Н.А.	13, 31, 61, 85, 89, 125, 128, 130	Мальчук В.И.	89, 98, 123
Ивин В.И.	142, 143	Марков В.А.	94, 98, 119, 120, 122, 123
Ильичев А.Г.	103	Мартынюк Н.П.	150
Кавтарадзе З.Р.	31, 37, 61	Марченко А.П.	44
Кавтарадзе Р.З.	16	Марусланов А.Е.	82
Калинин Д.Н.	85, 87	Маслов Ю.Л.	86, 89
Каменев В.Ф.	141	Матиевский Д.Д.	44
Карасев А.П.	99	Матисен А.Б.	77
Кареньков А.В.	46,	Мащенко В.Ю.	43
Ковалев В.А.	77	Мельников И.В.	127
Козлов А.В.	130, 135	Микитенко А.В.	119, 120
Колесникова Т.Н.	60	Миронычев М.А.	26, 27, 29, 30, 31, 63, 103
Кондюрин А.Е.	120	Михальский Л.Л.	99, 120
Кончаков Е.И.	148	Мищенко Н.И.	60
Коньгин Д.И.	100	Мокеев Г.А.	25
Конюхов В.А.	61	Морщихин Е.Б.	39
Корнилов Г.С.	84, 104	Мягков Л.Л.	46, 77, 82
Коромыслов А.Н.	29, 94	Науменко А.П.	60
Корпач А.А.	146	Нестеров И.А.	61
Коршунов Д.А.	122	Низовцев В.А.	63
Кострица С.В.	113	Никитин И.В.	71
Костюков А.В.	48,	Никитин С.В.	71
Костюков В.Н.	59, 60	Никишин В.Н.	147
Краснокутский А.Н.	67	Новичков М.Ю.	136
Кузнецов А.Г.	94	Обозов А.А.	73
Кузнецов И.В.	25	Овсянников С.В.	58
Кулешов А.С.	20, 112, 128	Одинцов Д.Г.	72
Куренский А.В.	148	Олисевиц О.В.	104
Курин М.С.	117	Онищенко Д.О.	37, 49
Курманов В.В.	109	Онищук Ф.С.	118
Кутенев В.Ф.	144	Орлов С.А.	30
Кухаренок Г.М.	102	Павельев В.Н.	29, 103
Кучин В.В.	50	Павлов В.А.	98, 102
Лашко В.А.	95	Павлов Д.А.	36
Леонов Д.И.	57	Павлов М.Е.	36, 70
Леонов И.В.	57	Петраков М.Д.	99
Леонтьев А.И.	80	Петриченко М.Р.	105
Липилин В.И.	117	Пиралишвили Ш.А.	50
Лисовал А.А.	113	Покусаев М.Н.	72
Лобов Н.В.	115	Поликер Б.Е.	99, 120
Лукашев В.Е.	36	Пономарев Е.Г.	122
Магидович Л.Е.	136	Попов Д.В.	55
Майфет Ю.П.	113	Потапов А.И.	103
Макаров А.Р.	140	Путеев Н.В.	102
Малиованов М.В.	106		

Путинцев С.В.	81	Хрипач Н.А.	140, 141
Ратнов А.Е.	79	Христич В.Н.	141
Рахметуллаев М.Н.	93	Хрунков С.Н.	30
Рогов В.С.	61, 87, 125	Хрящев Ю.Е.	101
Рудой Б.П.	17, 19, 20, 24, 46, 51, 73, 74, 107, 114, 128	Цайлингер К.	16
Рудой И.Б.	114	Цитцлер Г.	16
Румб В.К.	54	Чайнов Н.Д.	46, 77, 78, 82
Русаков М.М.	33, 36	Черноусов А.А.	107
Руссинковский В.С.	78	Черныш А.Г.	117
Савченков Д.А.	22	Черняк Б.Я.	118, 127
Салыкин Е.А.	117	Чесноков С.А.	42
Самсонов А.И.	56, 58, 64	Чистяков А.Ю.	90, 91
Свистула А.Е.	44	Чужиков К.А.	97
Семионичев Д.С.	68	Чухчин Н.Ф.	120
Сидоров М.И.	140	Шадрин В.П.	29
Силаев Е.С.	44	Шайкин А.П.	40
Синюгин А.В.	81	Шайкина Н.А.	40
Сиротин Е.А.	123	Шамаль Н.Л.	109
Скрипкин И.К.	109	Шаров Г.И.	71
Скурыгин Е.Ф.	101	Шатров В.И.	94
Славутский И.Н.	117	Шатров М.Г.	47, 89, 127, 131
Смирнов А.Б.	118	Шевченко Д.Н.	99
Смирнов А.В.	20, 127	Шерешов П.И.	97
Смоленский В.В.	40	Шибанов А.В.	22
Стешов В.В.	69	Шилов С.М.	77
Тарасов Е.В.	59	Шишкин Н.К.	100
Тарасов М.А.	79	Эфрос В.В.	65
Теренченко А.С.	144	Яманин А.И.	70
Тимчук В.А.	36	Ярыгин К.Е.	39
Тиняков А.Н.	53		
Тихомиров М.В.	101		
Тихонов А.В.	98		
Толшин В.И.	38		
Трифонов Ю.Ю.	67		
Трофимов С.В.	97		
Фадеев Ю.М.	128		
Федоров П.В.	97		
Федорова Э.Н.	97		
Федянов Е.А.	39		
Фомин В.М.	140, 141		
Фонов В.В.	103		
Фурман В.В.	94		
Химич В.Л.	26		
Хисматуллин К.А.	133		
Хмелёв Р.Н.	106		