

– предлагаемый способ исследования позволяет прогнозировать поведение колебательной системы «автомобильный двигатель – коробка передач» на стадии разработки двигателя. Возможна достаточно быстрая проверка влияния массово-инерционных и упруго-демпфирующих характеристик элементов системы на протекание колебательного процесса;

– на этапе предварительного проектирования использование программных пакетов «среднего» уровня дает результаты, необходимые для понимания направления дальнейших исследований. На заключительных же этапах разработки существует необходимость применения программ, обладающих более широкими возможностями (что в конечном итоге может позволить уменьшить время опытных исследований за счет применения расчетных экспериментов).

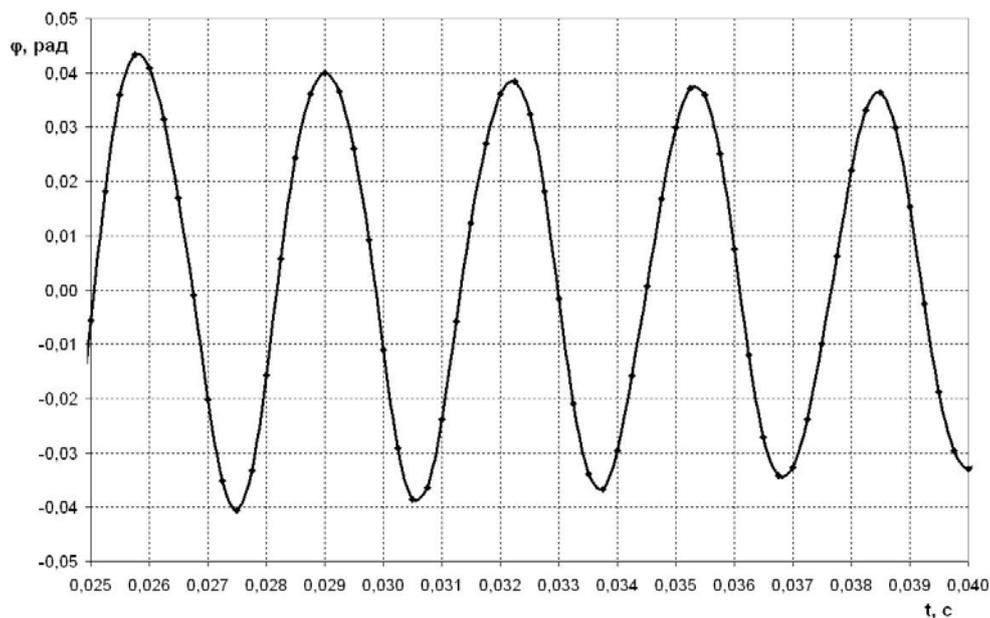


Рисунок 2 – Угол разворота сцепления, определенный расчетным путем

Литература:

1. Курбатов И.Г. Переходный процесс в крутильной системе коленчатого вала автомобильного дизеля при аperiodических возмущениях // Современные проблемы развития поршневых ДВС. Материалы межотраслевой научно-технической конференции. СПб, 2005. с. 81 – 82.
2. Яманин А.И. Программные продукты для исследования динамики механических систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2004. - №1. – с. 34 – 40.
3. Курбатов И.Г. О программном обеспечении для исследования динамики механических систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2007. – №2. с. 26 – 29.

СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЕЙ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ 8ЧВН15/16

Меньшенин Г. Г. (Волжский политехнический институт, фил. ВолгГТУ);

Меньшенин Гр. Г. (фирма «Кволити Моторс», г. Москва);

Рейн В. Ф. (ОАО «Волгоградский моторостроительный завод »)

Увеличение мощности автотракторных дизелей осуществляется в основном

форсированием их по частоте вращения и среднему эффективному давлению. Применение газотурбинного наддува, в сочетании с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха являющегося одним из наиболее эффективных путей форсирования дизелей, приводит к существенному росту термических и механических нагрузок на детали двигателя и в первую очередь на шатунно-поршневую группу.

Повышение температуры поршня сопровождается снижением механических свойств его материала. Кроме того, значение температур в различных сечениях поршня неодинаковы и, следовательно, существуют температурные перепады по сечениям поршня, вызывающие в них значительные термические напряжения. При этом механические напряжения суммируются с термическими, что увеличивает деформацию всего поршня, ускоряют его выход из строя и лимитируют работу поршневых колец.

В связи, с чем значительное развитие в двигателестроении получили работы по снижению температур и термических напряжений в поршнях. Предельная температура днища поршня из алюминиевых сплавов для дизелей с непосредственным впрыском ограничивается 300...350°C. Превышение указанной температуры является причиной появления трещин на кромках камеры сгорания (КС).

Поэтому снижение тепловой нагруженности основных ее элементов является весьма важной задачей и, особенно, для двигателя с воздушным охлаждением.

Данная статья базируется на исследовательских материалах Волгоградского моторного завода (ВгМЗ), производящего дизели воздушного охлаждения 8ЧВН15/16 и Челябинского филиала (ЧФ) НАТИ по отработке рабочего процесса дизеля 8ЧВН15/16 с различными вариантами КС как опубликованных, так и оригинальных из архивов, участников испытаний.

Эффективность использования различных КС и способы охлаждения поршня исследовались на стенде с одноцилиндровым отсеком ОДВ - 9 (двигатель 1ЧВН15/16 воздушного охлаждения) в ЧФ НАТИ и на одноцилиндровой установке (ОЦУ) 1ЧВН15/16, а также на развернутом двигателе 8ЧВН15/16 в лаборатории рабочего процесса и токсичности ВгМЗ.

Оборудование лаборатории позволяет создать требуемые внешние условия испытаний, скоростной и нагрузочный режимы и определять при этом до 60 различных параметров систем и двигателя в целом, выполнять комплексные исследования и индцирование рабочего процесса, топливоподачи, скоростную киносъемку процесса сгорания со скоростью 11000 кадров в секунду, измерение с помощью термо- и лазерной анемометрии полей скоростей и интенсивности потоков жидкостей и газов. Лаборатория оснащена индукторными и балансирными тормозными установками с соответствующей пускорегулирующей и измерительной аппаратурой фирмы AVL (Австрия), газоанализаторами и дымомерами фирм "Hogiba", "Hartridge", "Bosch", позволяющими с высокой точностью определять в выхлопных газах содержание окиси углерода, углеводородов, окислов азота, углекислого газа и других компонентов.

В процессе исследований поочередно испытывались КС ЦНИДИ, открытые, в том числе КС типа ЯМЗ (Ярославский моторный завод) и КС ЦНИДИ с профилированной поверхностью днища поршня. В поршнях с этими КС устанавливались термопары в восьми характерных точках: на кромке горловины КС, на периферийной кромке днища, в области верхнего компрессионного кольца, на днище КС и на юбке, поршня, рис.1.

В процессе исследования для нескольких вариантов испытания проводилось индцирование процесса сгорания.

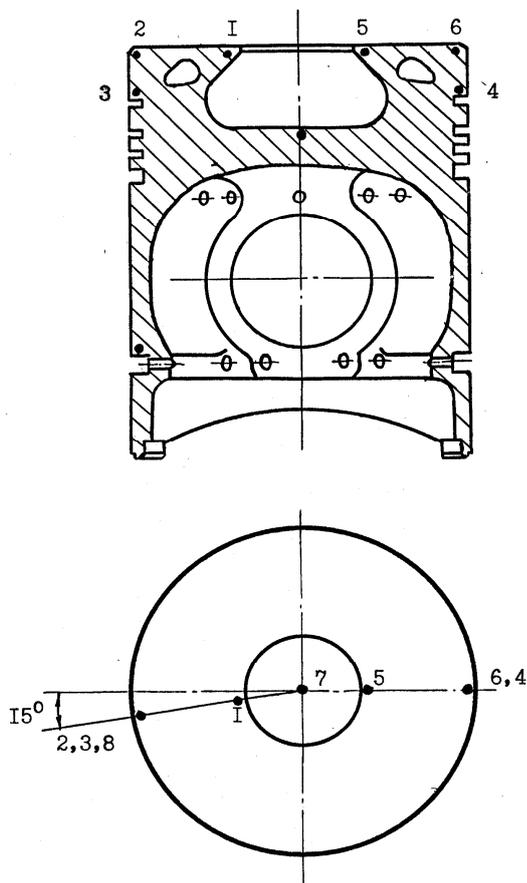


Рис. 1 Схема установки термодпар

В целях сравнительной оценки экономичности и тепловой нагруженности поршней определялись регулировочные по углу опережения подачи топлива и нагрузочные характеристики двигателя, форсированного по частоте вращения до $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и, соответственно, по $p_e = 1,1 \text{ МПа}$.

На рис.2 представлены сравнительные нагрузочные характеристики

тепловой напряженности поршня с КС ЦНИДИ в вариантах с галерейным охлаждением и без охлаждения.

Представленные данные свидетельствуют о том, что при $p_e = 0,9 \text{ МПа}$ (близкий к режиму номинальной мощности модификации дизеля В-400) и $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ применение масляного галерейного охлаждения позволяет примерно на 80°C снизить температуру кромки горловины КС ЦНИДИ в наиболее напряженной точке № 5 (с 380 до 300°C) и еще больше (с 300 до 185°C) — в точке № 1.

ке № 5 (с 380 до 300°C) и еще больше (с 300 до 185°C) — в точке № 1.

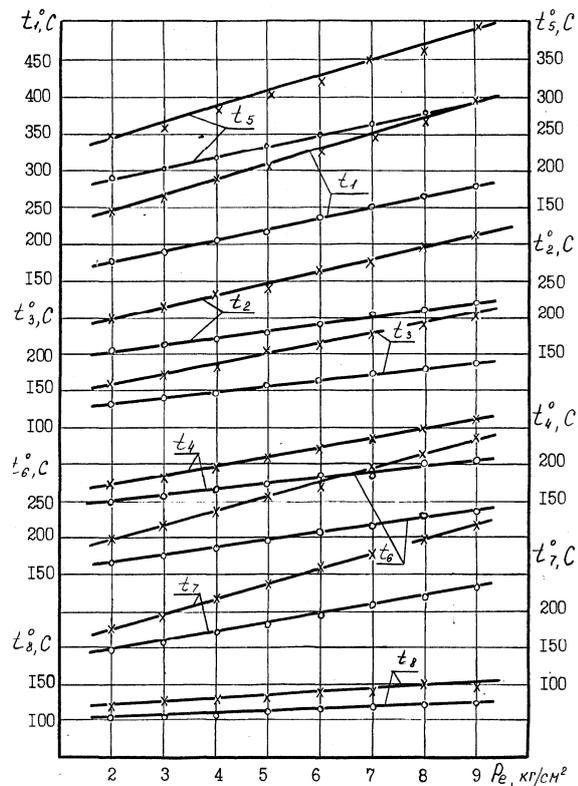


Рис. 2. Зависимость тепловой напряженности поршня с КС ЦНИДИ от нагрузки при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$: — х — без охлаждения; — о — с охлаждением

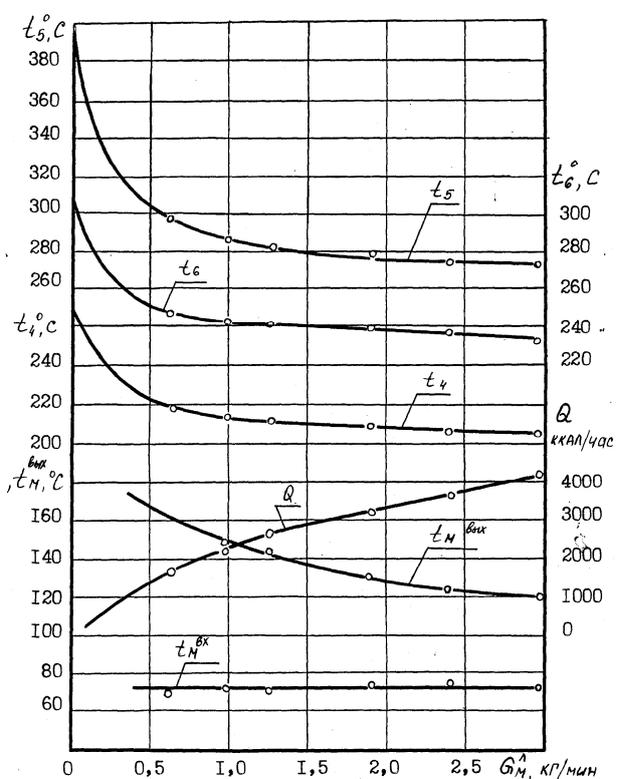


Рис. 3. Зависимость температуры характерных точек поршня и температур масла от расхода охлаждающего масла через галерею ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; $p_e = 0,8 \text{ МПа}$;))

Температуры в периферийных точках кромки № 2 и № 6 также существенно уменьшаются. Эта тенденция сохраняется и при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$.

На рис.3 представлено влияние расхода масла через масляную галерею для наиболее нагруженного режима. Видно, что наибольшее охлаждающее воздействие оказывает галерейное охлаждение при расходах масла до 0,5 кг/мин. дальнейшее увеличение расхода охлаждающего масла уже не столь эффективно.

На рис.4 представлены сводные данные по теплонапряженному состоянию поршней с двумя вариантами КС (ЦНИДИ и открытой) при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,8 \text{ МПа}$, как с охлаждением, так и без охлаждения.

Таким образом, применение масляного галерейного охлаждения значительно снижает тепловую напряженность в характерных точках поршня и может рассматриваться как мероприятие для эффективного охлаждения поршней дизеля 8ЧВН15/16 с форсировкой до $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и p_e до 0,9 МПа.

Исходя из вышеизложенного, с целью обеспечения надежности работы цилиндропоршневой группы дизеля 8ЧВН15/16, на ВгМЗ с 1983 года перешли полностью на комплектацию дизелей поршнями с камерой ЦНИДИ и с галереей для масляного охлаждения, что позволило резко сократить дефектность дизеля в эксплуатации по трещинообразованию кромок КС поршней. С течением времени и набором статистических данных по работе в эксплуатации дизелей 8ЧВН15/16, оснащенных поршнями с полостью для охлаждения маслом, было установлено, что принятая технология изготовления охлаждаемой полости методом заливки соляного стержня с последующим вымыванием его горячей водой не обеспечивает идентичности получаемых деталей. Причина - смещение полости (осевое и радиальное) поршня, что приводит к образованию свищей и проникновению масла в камеру сгорания, прогару поршней и их разрушению.

Помимо этого, выяснилось, что интенсивный отвод тепла от поршней маслом (температура вытекающего из полости масла достигает величины 225°C, т.е. превышает температуру вспышки масла) приводит к отложению кокса на поверхности галереи, ускоренному старению масла и потере им смазывающих свойств.

Учитывая изложенное, а также необходимость дальнейшего форсирования дизеля, потребовалось продолжение исследований по оптимизации конструкции поршней, адаптации их к более жестким условиям работы по теплонапряженности. Исследования по выбору конфигурации камеры сгорания, способу снижения теплонапряженности элементов поршня и профиля боковой поверхности его, а также конструкции и количеству поршневых колец были проведены в экспериментальном цехе Волгоградского моторного завода (ВгМЗ) в течение 1989...1991 г.г. в ходе создания форсированной модификации дизеля 8ЧВН15/16, получившей название «В – 500Д».

Анализируя работы Харьковского политехнического института (ХПИ) и фирмы Клекнер Хумбольд Дойтц (КХД, Германия) по частичной адиабатизации двигателей за счет установки жаровых (керамических) накладок на днище поршня, огневую поверхность головки цилиндра, в выпускной канал, была выявлена возможность обеспечения нормальной работоспособности поршней и поршневых колец при более высоких температурах посредством защиты огневых поверхностях деталей, образующих камеру сгорания двигателя слоем керамики. Учитывая, что накладная керамика или напыленный керамический слой не приемлют длительных динамических нагрузок, было решено создать керамический слой на огневой поверхности окислением, т.е. превращением поверхностного слоя металла поршня в окислы алюминия Al_2O_3 (взаимодействие с серной кислотой).

Тем самым решены две проблемы:

- создан защитный слой (шуба) на огневой поверхности поршня, т. к. коэффициент теплопроводности оксида алюминия (Al_2O_3) значительно ниже (25 Вт/(м·К) против 230 Вт/(м·К)), чем у алюминиевого сплава;

- поверхностная прочность детали увеличивается, т. к. модуль упругости оксида алюминия в пять раз выше, чем у алюминиевого сплава (380...400 МН/мм² против 70 МН/мм²).

Эти факторы позволяют работать поршню при более высоких температурах.

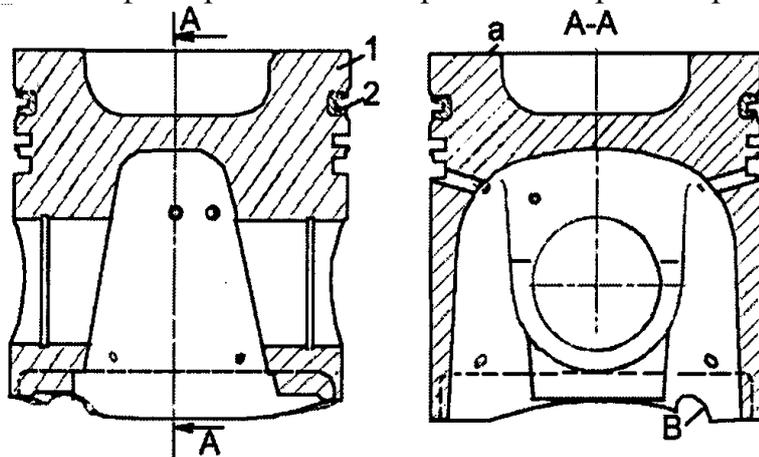


Рис.5. Поршень двигателя 8ЧВН15/16, внедренный в 1993г.(1 – поршень; 2 – нирезстовая вставка; а – огневая поверхность поршня (оксидированная); В – паз под форсунку масляного охлаждения)

Определение толщины окисной пленки возможно с использованием уравнения теплопередачи :

$$Q = F \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где t_1 и t_2 - температура окисной пленки и поверхности матричного материала, соответственно; α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи окисной пленки и матричного материала, соответственно; δ - толщина окисной пленки; λ - коэффициент теплопроводности окисной пленки; F – тепловоспринимающая площадь.

Окисную пленку можно получить и методом микродугового оксидирования.

Одновременно был скорректирован профиль рабочей поверхности поршня с уменьшением зазора между поршнем и цилиндром до 0,21 мм. Измененный поршневой комплект - оксидирование, внедренное совместно с открытой КС, уменьшенное количество поршневых колец до трех и аннулирование галереи (охлаждение поршня стало осуществляться по внутреннему своду поршня струей масла из неподвижно установленной форсунки), был внедрен на все двигатели, начиная с 1993 г. Что позволило снизить теплоотдачу в масло с 314 МДж/ч до 200 МДж/ч и стабилизировать качество и работоспособность смазочного масла при приемлемом уровне температуры поршня.

Эффективность внедренных мероприятий подтверждена контрольными типовыми испытаниями дизеля В-500Д в декабре 1993г. и более чем десятилетняя рядовая эксплуатация таких дизелей (основные параметры приведены в таблице 1).

Таблица 1. Основные технико-экономические параметры двигателя 8ЧВН15/16 (измененная конструкция поршня, см. рис. 5) при $N_{eон} = 315$ кВт, $n = 1750$ мин⁻¹

Параметры	Обозначение, ед. измерения	Фактическая величина	Требования ТУ 23.3.16-97
Среднее эффективное давление	p_e , бар	9,6	9,6
Степень повышения давления	$dp/d\phi$, бар/°П.К.В.	4,6	-

Максимальное давление сгорания	$p_{z,,}$, бар	110	< 110
Удельный эффективный приведенный расход топлива	$g_{eон}$, г/(кВтч)	203	217±6,5
Удельный эффективный оценочный расход топлива	$g_{eоц}$, г/(кВтч)	213	228
Удельный эффективный приведенный расход топлива	$g_{eоmin}$, г/(кВтч)	197	215±6,4
Удельный выброс вредных веществ с отработавшими газами	g_{eCO} , г/(кВтч)	4,2	8,0
	g_{eCH} , г/(кВтч)	1,7	3,0
	g_{eNOx} , г/(кВтч)	13,5	15,0
Максимальные температуры деталей, образующих камеру сгорания			
Поршень (кромка КС)	t , °С	300 (оксидирован.)	280 (с галерей)
Головка цилиндра (межклапанная и клапанно-форсуночная перемычки)	t , °С	288	315
Цилиндр (зона остановки верхнего поршневого кольца)	t , °С	180	215

Литература:

1. Л. Перлов, А. Соснин и др. Оценка погрешности измерения температуры поршня тракторного дизеля прерывистым токосъемником. «Тракторы и сельхозмашины» 1977, № 9, С.14—16.
2. Е. Лазарев/ Сравнительное исследование полуразделенных камер сгорания в тракторном дизеле. «Двигателестроение», 1981, № 7, С.16...19
3. Л. Кривошеина, Е. Лазарев/ Особенности работы тракторного дизеля с полуразделенной камерой сгорания, имеющей углубленную горловину. «Двигателестроение», 1987, № 3, С.3—4.
4. Выбор основных параметров рабочего процесса двигателя В-500Д. /Технический отчет/ ПО «Волгоградский моторный завод», Волгоград, 1991.
5. Оценка показателей двигателя В-500Д с открытой камерой сгорания. /Технический акт № 103.18/243/ ПО «Волгоградский моторный завод», Волгоград, 1993.
6. В. Кёлер Новые технологии в дизельном моторостроении и уделение особого внимания использованию электроники и керамических материалов./ Доклад на симпозиуме фирмы КХД, февраль 1983г./ Кёльн – Порц.
7. Арсеньев Г.В. Энергетические установки/ М.:Энергоатомиздат, 1991. – 336с.
8. Автомобильный справочник / BOSCH, перевод с английского/ М. ЗАО КЖИ «За рулем», 2000.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.В. Рождественский, И.С. Грибанов, Д.О. Денисов
(Южно-Уральский государственный университет)

Форма и площадь пятна контакта боковой поверхности направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания непосредственно влияют на такие гидромеханические характеристики сопряжения «поршень – цилиндр», как потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания и толщину смазочного слоя. Целенаправленно формируя пятно контакта с определенной геомет-