

На правах рукописи
УДК 621.43-242

Белоусов Анатолий Иванович

ВЛИЯНИЕ МАКРОГЕОМЕТРИИ ПОРШНЯ И ЦИЛИНДРА НА МЕХАНИЧЕСКИЕ
ПОТЕРИ В ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1999

Работа выполнена в Московском государственном техническом
университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Н.А. Иващенко

Научный консультант - доктор технических наук,
профессор С.В. Путинцев

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор И.В. Алексеев

кандидат технических наук,
доцент А.Р. Макаров

Ведущее предприятие - Акционерное Московское Общество
"Завод им. И.А. Лихачева"
(АМО "ЗИЛ")

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1564777

Белюсов А.И. Влияние макр

Защита диссертации состоится "20" декабря 1999 г.

диссертационного совета К.053.15.05
«основы теплотехники» при Москов-
ском университете им. Н.Э. Баумана
Ротовская набережная, д. 1, корпус

состояться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.

двух экземплярах, заверенные пе-
ресу: 107005, Москва, 2-я Бау-
Баумана, ученому секретарю дис-

1564777

ноября 1999 г.

Р
* /m-1

Ефимов С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. При современной доведенности и высоком уровне форсирования рабочего процесса автомобильных двигателей, в частности, дизелей существенные резервы повышения энерго-экономических и экологических показателей заключаются в снижении механических потерь двигателя. Особенно это актуально для наиболее энергоемкого узла: цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) ДВС. Анализ состояния проблемы снижения механических потерь в ДВС показывает, что значительное влияние на уровень данного показателя имеет реальная макрогеометрия поверхностей сопряженных деталей ЦПГ, однако, подходы к исследованию этого вопроса страдают противоречивостью; недостаточен уровень аналитических и экспериментальных оценок указанной взаимосвязи.

Цель работы. Аналитическое и расчетно-экспериментальное исследование влияния макрогеометрии поршня и цилиндра на механические потери в ЦПГ ДВС и поиск на этой основе путей снижения указанных потерь.

Методы исследования. Аналитико-расчетная оценка применяется для изучения влияния деформации юбки поршня на гидродинамическую погонную несущую способность и силу трения поршня в цилиндре. Экспериментальные измерения на моделирующей установке и машине трения использованы для исследования радиальных деформаций юбки поршня и определения коэффициентов трения материалов ЦПГ, соответственно. Оптимизация элементов конструкции поршня выполнена на основе вариантных расчетов по разработанным модели и программе. Предложенные рекомендации проверены экспериментально в ходе сравнительных моторных испытаний серийных и опытных поршней.

Научная новизна. В настоящей работе выполнен анализ влияния деформации продольного и поперечного сечений юбки поршня на механические потери в ЦПГ ДВС. На основе данного анализа разработана методика оптимизации жесткости юбки поршня с точки зрения снижения механических потерь.

Практическая ценность. Расчетная методика позволяет назначать рациональные с точки зрения повышения несущей способности и снижения механических потерь значения толщины стенки юбки поршня. Предложенная экспериментальная методика исследования триботехнических свойств конструкционных материалов служит для определения коэффициентов трения и износостойкости деталей ЦПГ, а также уточ-

нения расчетных моделей динамики поршня.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы были изложены в докладах: на Всесоюзной научно-технической конференции "Износостойкость машин" (Брянск, 1991 г.), на 52-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 1994 г.), на международной научно-технической конференции "Износостойкость машин" (Брянск, 1994 г.), а также на заседаниях кафедры "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н.Э. Баумана (1991-1999 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ, включая авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и списка литературы. Она включает 140 страниц основного текста, содержащего 11 таблиц и 31 рисунок, а также 16 страниц списка литературы из 140 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновываются актуальность темы диссертационной работы, методы, цель и задачи исследования, а также излагаются основные положения работы, выносимые на защиту.

В первой главе рассматривается состояние, методы исследования и влияние макрогеометрии деталей ЦПГ на энергоэкономические показатели двигателя. Реальная макрогеометрия деталей ЦПГ определяется погрешностями изготовления, особенностями конструкции, процессами монтажа, температурными и механическими деформациями, возникающими при работе двигателя. Под действием монтажных усилий начальная овальность гильз цилиндров возрастает в 1,5... 3,5 раза. Искажение макрогеометрии деталей ЦПГ вследствие монтажа приводит к отклонению от расчетного взаимного расположения поверхностей трения, траекторий движения деталей. При работе двигателя детали ЦПГ испытывают влияние высоких температур и механических нагрузок. Неравномерность распределения указанных воздействий, а также сложность конструкции поршня и цилиндра вызывают значительные искажения макрогеометрии, которые усиливаются процессами износа и старения.

Таким образом, реальная макрогеометрия деталей ЦПГ значительно отличается от первоначальной, предусмотренной чертежами. ЦПГ является наиболее энергонасыщенным узлом, на долю которого приходится большая часть механических потерь и расхода масла на

угар в двигателе. Неудовлетворительная работа этого узла приводит к снижению эксплуатационных показателей двигателя или выходу его из строя. Для сопряжения юбка поршня-цилиндр основным признаком пригодности для дальнейшей эксплуатации является величина и характер искажения макрогеометрии деталей. Искажение заданной чертёжом макрогеометрии цилиндра вызывает увеличение прорыва газов в картер, разрушение масляной пленки, повышение температуры поршня, колец и стенок цилиндра. Явление сопровождается снижением эффективного КПД двигателя, повышением расходов топлива и масла, ростом виброактивности в зоне ЦПГ. Изучение взаимосвязей названных параметров с состоянием реальной макрогеометрии деталей ЦПГ необходимо для повышения надежности данного узла и энергоэкономических показателей двигателя в целом. Для решения данной задачи на стадиях проектирования и модернизации ДВС эффективным является математическое моделирование условий работы деталей сопряжения.

Различные аспекты названной проблемы отражены в работах Ш.М. Билика, Б.Я. Гинцбурга, М.А. Гоголицына, М.А. Григорьева, И.Б. Гурвича, Н.А. Ивашенко, А.В. Кострова, А.Р. Макарова, Ю.Н. Никитина, В.Н. Никишина, В.Н. Николаева, Р.М. Петриченко, М.Р. Петриченко, С.В. Путинцева, Ф.М. Рогова, Г.М. Рыка, И.М. Доя, Н.Д. Чайнова, В.В. Эфроса, а также Г. Вошни, П. Генки, Г. Рикардо, С. Фурухамы, К. Цайлингера и др.

Перспективными направлениями в решении задачи снижения потерь на трение и износ в ЦПГ являются согласование жесткостей деталей с характером действующих нагрузок, а также применение новых конструкционных материалов.

Из сказанного следует необходимость всестороннего исследования деформации деталей ЦПГ, повышение надежности и точности методов оценки механических потерь в данном узле и триботехнических свойств перспективных для ДВС конструкционных материалов.

На основании изложенного для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Установить влияние макрогеометрии сопряженных поверхностей цилиндра и поршня на механические потери ДВС.
2. Экспериментально исследовать взаимосвязь деформации поверхностей трения цилиндра и поршня с механическим нагружением, которое испытывают эти детали в процессе работы.
3. Выполнить расчетно-экспериментальное моделирование процессов смазки и трения в ЦПГ в условиях деформации деталей.

4. Дать рекомендации по рациональному конструированию поршня и цилиндра автомобильного двигателя с целью снижения механических потерь.

Во второй главе представлено аналитико-расчетное исследование влияния макрогеометрии поверхности трения поршня на гидродинамическую несущую способность, которая в значительной мере определяет силу трения в условиях жидкостного режима смазки. Согласно исследованиям Г. Рикардо, С. Фурухамы, Р.М. Петриченко и др., для условий работы направляющей (юбки) поршня данный режим смазки имеет наибольшую протяженность: от 40 до 80 % времени рабочего цикла ДВС на номинальном режиме.

Для оценки влияния деформации юбки поршня в продольном сечении на гидродинамическую несущую способность используется выражение для погонной несущей способности юбки, профиль которой аппроксимирован двумя смежными наклонными плоскостями (рис. 1).

Распределение гидродинамического давления p вдоль длины (осевой координаты x), а значит, и погонная несущая способность могут быть получены решением уравнения Рейнольдса в интегральной форме:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

Здесь

$$h = h_0 + \frac{h_{1,2} - h_0}{L} x \quad - \quad \begin{array}{l} \text{форма зазора (масляного слоя)} \\ \text{в сопряжении движущаяся по-} \\ \text{верхность - неподвижная опора,} \end{array}$$

где μ - динамическая вязкость жидкости;

V - скорость движения вдоль координаты x ;

h - толщина масляного слоя в характерной точке длины профиля;

L - длина профиля;

0 - признак минимальной толщины масляного слоя в зазоре;

1, 2 - признак высоты зазора в начальной и конечной точках длины L профиля.

После интегрирования (1) в пределах длины профиля от 0 до L получали зависимости несущей способности каждого из участков:

$$P_{1,2} = \frac{6\mu VL^2}{H_0^2} P_{r1,2}. \quad (2)$$

Здесь

$$P_{r1,2} = \frac{1}{r_{1,2}^2} \left[\ln(1 + r_{1,2}) - 2 \frac{r_{1,2}}{2 + r_{1,2}} \right], \quad (3)$$

где $r_{1,2} = \frac{H_{1,2} - H_0}{H_0}$ - относительный перепад высот профиля.

Из выражений (2, 3) следует, что погонная несущая способность определяется произведением комплекса $6\mu VL^2/H_0^2$ на безразмерную функцию $P_{r1,2}$, которая зависит только от относительного перепада высот профиля левого r_1 и правого r_2 несущих участков профиля. При этом комплекс $6\mu VL^2/H_0^2$, характеризующий режим смазки, длину профиля и минимальный зазор, может быть принят независимым от деформации профиля.

Таким образом, влияние деформации профиля юбки поршня на погонную несущую способность $P_{1,2}$ возможно оценить на основе исследования поведения функции $P_{r1,2}$.

Считая минимальный зазор равным суммарной шероховатости сопряженных поверхностей ($H_0 \approx 3$ мкм), а максимальный перепад высот нагретого профиля (для выполненных конструкций поршней автомобильных ДВС) не превышающим $\Delta H_1 \approx 60$ мкм, получим $\Gamma_{\max} \approx 20$.

Из графика на рис.2 следует, что погонная несущая способность достигает максимума при значении $\Gamma = 1,2$.

При деформации юбки поршня в продольном сечении происходит изменение относительного перепада высот и, следовательно, изменение погонной несущей способности.

Зная радиальную деформацию юбки поршня по краям (H_1 и H_2) и в зоне максимальной выпуклости профиля (H_0), можно вычислить значения параметра $r_{1,2}$ для различной нормальной нагрузки.

Затем по найденным значениям параметра $r_{1,2}$ с помощью формулы (3) определяются соответствующие величины безразмерной функции

погонной несущей способности участков деформированного профиля юбки поршня P_{r1} и P_{r2} .

Реализация указанной процедуры, в частности, для поршня дизеля 8Ч 11/11,5 позволила выявить взаимосвязь погонной несущей способности с деформацией профиля юбки поршня в продольном сечении и нормальной нагрузкой (из расчета по методу конечных элементов $H_1 = 60$ мкм, $H_0 = 6$ мкм и $H_2 = 28$ мкм).

Как следует из рис.3, при деформации юбки поршня нормальной нагрузкой N характер несущей способности на участке юбки, примыкающем к головке поршня (индекс 1), отличается от такового на смежном участке юбки поршня, примыкающем к краю юбки (индекс 2).

При отсутствии деформации юбки поршня ($N = 0$) большей несущей способностью обладает нижний участок. Затем с ростом деформации несущие способности обоих участков юбки увеличиваются и достигают общего максимума при $N \approx 1$ кН. Последнее объясняется тем, что при указанной нагрузке деформация участков профиля дает значения относительных перепадов ($r_1 = r_2 = 1$), очень близкие к оптимальным, равным 1,2.

Исходя из полученных результатов, можно определить рациональную (с точки зрения достижения максимума несущей способности) жесткость характерных участков юбки поршня данного ДВС при условии $N = \text{const} = 1$ кН: $C_1 = 67$ Н/мкм, $C_0 = 33$ Н/мкм и $C_2 = 27$ Н/мкм.

Однако, боковая сила в течение рабочего цикла ДВС изменяется в широких пределах, поэтому, учитывая направление движения поршня в течение двух наиболее динамически нагруженных тактов рабочего цикла - сжатие, когда несущая способность формируется верхним участком юбки, и рабочий ход, когда поршень глиссирует на нижнем участке, рекомендуется согласование жесткости юбки по участкам применительно к среднему значению нормальной нагрузки, действующей на поршень во время каждого из указанных тактов.

Тогда, определив из динамического расчета дизеля 8Ч 11/11,5 значение $N_{ср}$ в течение тактов сжатие и рабочий ход равными 1,25 и 3,08 кН, соответственно, можно определить средние значения деформаций δ участков юбки поршня, исходя из вышеприведенных величин рекомендованных жесткостей: $\delta_1 = 18,7$ мкм; $\delta_0 = 65,6$ мкм и $\delta_2 = 114,1$ мкм.

Полученные значения средних радиальных деформаций юбки порш-

ня от действия нормальной силы рекомендуется использовать в качестве ориентира при подборе толщины стенки, внутренней конфигурации юбки и материала поршня в ходе вариантных расчетов деформации поршня, например, методом конечных элементов (МКЭ).

Проведя соответствующий анализ, получали выражение для погонной несущей способности в зависимости от минимальной толщины слоя масла в поперечном сечении деформированной юбки поршня H_0 :

$$P_{1,2} = \frac{\mu V L^2 \Delta n_i}{2 H_0^3}. \quad (4)$$

Из выражения (4) следует, что погонная несущая способность обратно пропорциональна кубу минимальной толщины слоя масла, формирующего зазор. Отсюда вытекает, что наиболее благоприятной с точки зрения минимизации потерь несущей способности, вызванных деформацией поперечного сечения юбки поршня, была бы такая деформация, при которой изменение толщины масляного слоя в зазоре по окружности юбки оставалось минимальным.

При разработке математической модели работы ЦПГ с учетом реальной макрогеометрии юбки поршня и гильвы цилиндра использовали результаты исследований к.т.н. Аникина С.А.:

- равновесие поршня относительно цилиндра под действием сил, реакций и моментов описывается системой трех дифференциальных уравнений плоскопараллельного движения твердого тела;
- для получения решения системы уравнений принималось допущение, что коэффициенты трения постоянны и известны, что позволяло сразу определить силы и моменты трения;
- для нахождения гидродинамического давления, входящего в систему уравнений, использовалось уравнение Рейнольдса в двумерной нестационарной постановке, при этом вязкость смазочного материала ставилась в зависимость от средней объемной температуры в расчетной точке поверхностей поршня и цилиндра и исходной кинематической вязкости данной марки моторного масла;
- для силы трения поршня использовалась формула, включающая составляющие жидкостного и граничного режимов трения.

Цилиндр полагали деформированным телом вращения, поршень - осесимметричным телом с произвольным, деформируемым под действием боковой силы, профилем.

Форма зазора или слоя смазочного материала в сопряжении юбка поршня-цилиндр определяется с учетом:

- профиля юбки поршня в нагретом состоянии;
- деформации цилиндра от совместного действия монтажной нагрузки и температурных напряжений;
- деформации юбки поршня от действия нормальной нагрузки;
- минимального радиального зазора в сопряжении юбка поршня-цилиндр в нагретом состоянии деталей;
- приращения радиального зазора в сопряжении юбка поршня-цилиндр при повороте поршня на некоторый угол относительно оси поршневого пальца;
- смещения координаты центра масс поршня в радиальном направлении в процессе перекадки поршня.

Первые два слагаемых определяли с применением МКЭ. Для расчета деформации юбки поршня от действия нормальной силы в модели применена эмпирическая формула (см. гл. 3). Величина горячего радиального зазора в сопряжении юбка поршня-цилиндр полагается известной входной величиной. Значения коэффициентов трения, необходимые для расчета сил трения кольца и поршня, получали при испытаниях материалов соответствующих деталей на машинах трения по специально разработанной методике.

На основании расчета сил трения определялось условное среднее давление и мощность механических потерь указанных деталей и всего узла.

В третьей главе приводятся методика и результаты экспериментальных исследований деформации и триботехнических свойств деталей ЦПГ двигателя 8Ч 11/11,5.

В ходе испытаний изучалась зависимость макрогеометрии:

- юбки поршня от действия нормальной нагрузки и давления газов;
- гильзы цилиндра от действия давления газов и влияния фторопластовой уплотнительной окантовки.

Испытуемый поршень устанавливался между верхней и нижней половинами имитатора гильзы, радиусы внутренних поверхностей которых были равны и в сумме составляли внутренний диаметр гильзы цилиндра двигателя 8Ч 11/11,5. Нагружение поршня, имитирующее действие боковой силы, осуществлялось силовым винтом через образцовый динамометр сжатия микрометрического типа. Измерение деформаций

юбки поршня производилось индикаторами часового типа, которые располагались в трех поясах по длине юбки в плоскости качания шатуна.

Экспериментальная оценка деформации юбки поршня от давления газов производилась на стенде, применявшемся для исследования деформации гильзы. Поршень устанавливали так, чтобы юбка располагалась за пределами гильзы, что позволяло производить замеры деформаций. Давление газов имитировалось подачей моторного масла под давлением в надпоршневую полость.

Исследование деформации гильзы цилиндра проводилось с применением имитатора блока для более точного определения влияния вышеуказанных факторов. Форма и размеры поверхностей под посадку гильзы, а также количество и расположение шпилек крепления имитатора головки и наличие прокладки обеспечивали идентичность условий закрепления гильзы на стенде и двигателе. Поршень, содержащий резиновые уплотнительные кольца, был соединен через шатун с механизмом, который позволял перемещать поршень вдоль оси цилиндра, а нижнюю головку шатуна - в перпендикулярном направлении. Такое устройство стенда позволяло проводить квазистатическое исследование влияния давления газов в цилиндре, изменяющегося по ходу поршня, на деформацию гильзы. Перемещения стенки гильзы измерялись двенадцатью индикаторами часового типа, располагавшимися в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и в трех поясах по высоте гильзы.

Результаты исследования статической деформации юбки серийного поршня дизеля 8Ч 11/11,5 в зависимости от нормальной нагрузки и податливости юбки представлены в виде номограммы на рис. 4.

После обработки экспериментальных данных была получена эмпирическая зависимость деформации юбки поршня по длине и ширине от величины и точки приложения нормальной нагрузки:

$$\delta = 10^{-5} NR_{\text{ст}}^3 \cdot C / 3EL_{\text{ю}} \cdot h_{\text{ст}}^3. \quad (5)$$

Здесь

$$C = \{0,015 - 0,1x + [10(x_N - 0,002)]^{1/2}(0,006 + x - 10x^2)\} \times \left[1 - \frac{28}{96 - (100x - 7)^2} \right] - \text{параметр, зависящий от}$$

координат точек приложения нормальной нагрузки и определения деформации,

где $R_{ст}$ - средний радиус стенки юбки поршня, мм;

$h_{ст}$ - средняя толщина стенки юбки, мм;

E - модуль упругости материала поршня, МПа;

$L_{ю}$ - длина юбки, мм;

χ, θ - линейная и угловая координаты деформированного профиля юбки, мм и град., соответственно;

x_N - координата приложения нормальной нагрузки N , мм.

Определение коэффициентов трения деталей ЦПГ осуществлялось по методике, которая включала: оценку антифрикционных свойств и износостойкости конструкционных материалов. Испытания проводились с применением пар трения определенного состава в первом случае по схеме диск-колодка, во втором - диск-диск на стандартной машине трения вращательного действия МИ-6. Исследования коэффициентов трения производились в режиме ступенчатого нагружения (продолжительностью 5 мин на каждой ступени) с интервалом нагрузки 100 Н в диапазоне от 500 до 2000 Н. В ходе испытаний в начале и в конце каждой ступени регистрировались следующие параметры: нормальная нагрузка, частота вращения, момент трения, температура смазочного масла. По полученным данным строилась кривая Герси-Штрибека, которая общепризнанно является универсальной характеристикой антифрикционных свойств смазываемых пар трения. Оценка антифрикционных свойств производили сопоставлением кривых Герси-Штрибека для базовой и исследуемой пар трения, а также определением коэффициентов трения f для условий высокого (1), среднего (2) и низкого (3) уровней нагружения. Заключение об износостойкости конструкционных материалов делали на основании сравнения средней ширины линии износа неподвижного диска для базовой и исследуемой пар трения. Результаты испытаний представляли в виде относительных износостойкостей W , полученных путем деления ширины линии износа исследуемого на ширину линии износа базового варианта.

По описанной методике были исследованы триботехнические свойства ряда перспективных для двигателестроения композиционных материалов, отличающихся различным содержанием карбида кремния SiC и твердостью (табл.).

Таблица

**Триботехнический паспорт конструкционных материалов
(материал контртела - специальный чугун)**

Материал	C _S , %	HB	Коэффициенты трения			W
			f ₁	f ₂	f ₃	
Композит N 1	15	135	0,104	0,101	0,101	2,0
Композит N 2	15	76	0,106	0,103	0,104	2,0
Композит N 3	25	105	0,105	0,106	0,113	2,5
Композит N 4	30	130	0,120	0,117	0,119	4,0
Композит N 5	20	85	0,092	0,096	0,109	2,8
Композит N 6	нет	110	0,124	0,123	0,121	2,1
AK 15MH	нет	100	0,105	0,099	0,106	1,0
Специальный чугун	нет	235	0,105	0,107	0,117	нет

В четвертой главе выполнен расчетный анализ влияния жесткости юбки поршня и макрогеометрии гильзы цилиндра на механические потери в ЦПГ; представлены результаты экспериментальной проверки эффективности увеличения толщины стенки юбки поршня на дизеле 8Ч 11/11,5.

Объектами расчетно-аналитического исследования были: поршни с различной толщиной стенки юбки (от 3 до 7 мм), гильзы, отличающиеся друг от друга профилем образующей в нагретом состоянии.

В качестве критериев для выбора оптимальной жесткости юбки поршня использовались параметры: несущая способность, механические потери, виброакустическая активность поршня.

На основе теоретического анализа (гл. 2) и результатов проведенных расчетов (рис. 5) было рекомендовано увеличить жесткость юбки поршня дизеля 8Ч 11/11,5 путем изменения геометрии внутренней полости и увеличения толщины стенки юбки с 4 до 5 мм.

Эффективность опытного поршня с увеличенной жесткостью юбки была оценена расчетами и экспериментально. Так, согласно результатам расчетов для дизеля 8Ч 11/11,5 повышение жесткости юбки

поршня за счет увеличения толщины стенки с 4 до 5 мм вызвало снижение механических потерь на трение поршня с 52 до 50 кПа (на 3,8 %), что согласовывалось с результатами экспериментального измерения локальных сил трения в цилиндре (рис. 6).

Стендовые испытания двигателей 8Ч 11/11,5, укомплектованных последовательно серийными и опытными поршнями, выявили преимущество опытных поршней по энергоэкономическим параметрам (рис. 7): снижение мощности механических потерь составило 2 кВт (3,8 %), удельного эффективного расхода топлива 7 г/кВт·ч (3 %); итоговое повышение механического КПД с 0,71 до 0,73 (2,8 %). Опытные поршни выдержали форсированные испытания в течение 2000 ч.

ВЫВОДЫ

1. Анализ работ по теме диссертации показал, что исследование влияния макрогеометрии деталей ЦПГ на механические потери является актуальной проблемой и содержит значительные резервы повышения энергоэкономических показателей ДВС.

2. Выполнено аналитико-расчетное исследование взаимосвязи деформации и несущей способности юбки поршня, на основе чего разработана методика определения рациональных с точки зрения снижения механических потерь значений жесткости юбки поршня.

3. Уточненная модель динамики поршня, учитывающая реальную макрогеометрию поверхностей трения деталей ЦПГ, использована для исследования и выбора рациональной конструкции поршня, а также предварительной оценки его эффективности на стадии проектирования.

4. Проведены экспериментальные исследования статической деформации поршня и гильзы цилиндра, получена эмпирическая зависимость деформации юбки от параметров конструкции поршня, величины и координат приложения нагрузки.

5. Разработана методика экспериментального исследования антифрикционных и противоизносных свойств конструкционных и смазочных материалов, с помощью которой получены значения коэффициентов трения деталей ЦПГ для уточнения модели работы этого узла, проведена трибологическая паспортизация ряда перспективных в двигателестроении конструкционных материалов.

6. Разработано устройство для измерения локальных сил трения в ЦПГ с повышенной точностью и информативностью, которое исполь-

зовалось для сравнительной оценки антифрикционных свойств поршней.

7. Для дизеля 8Ч 11/11,5 получены рациональные значения жесткости юбки опытного поршня, обеспечившего в условиях стендовых испытаний снижение мощности механических потерь на 3,8 %, удельного эффективного расхода топлива на 3 %, повышение механического КПД на 2,8 %.

8. Основные результаты работы используются в исследовательской практике ряда КБ и НИИ (Мотор-Композит Лтд., НГТУ-НТЦ "Мотор", АМО "Зил"), учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1. Трибометр поршневого типа для экспериментальной оценки антифрикционных свойств моторных масел и присадок / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, А.И. Белоусов и др. // Износостойкость машин: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Брянск, 1991. - С. 71.

2. А.с. 1778601 СССР, МКИ³ G 01 M 13/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, А.И. Белоусов, А.С. Шаповалов и др.; N 4910639/06; Заявл. 13.02.91; // Изобретения. - 1992. - N 44. - С. 134.

3. Белоусов А.И., Путинцев С.В. Экспериментальное моделирование деформации гильзы автомобильного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. - 1993. - N 3-5. - С. 70-73.

4. Путинцев С.В., Белоусов А.И. Методика и результаты исследования триботехнических свойств конструкционных и смазочных материалов // Износостойкость машин: Тез. докл. Международной науч.-техн. конф. - Брянск, 1994. - С. 47.

5. Путинцев С.В., Белоусов А.И. Повышение эффективности лабораторных методов оценки триботехнических свойств конструкционных и смазочных материалов // Заводская лаборатория. - 1995. - N 8. - С. 59-62.

6. Поршневой трибометр для сравнительной оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, С.А. Аникин, А.И. Белоусов // Трение и износ. - 1998. - Т. 19, N 2. - С. 218-223.

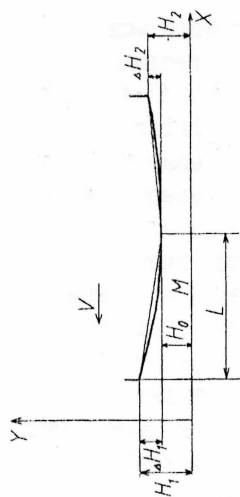


Рис. 1. Аппроксимация бочкообразного профиля юбки поршня

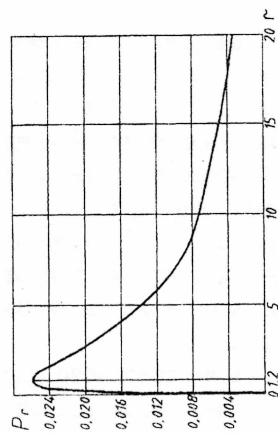


Рис. 2. Функция погонной несущей способности

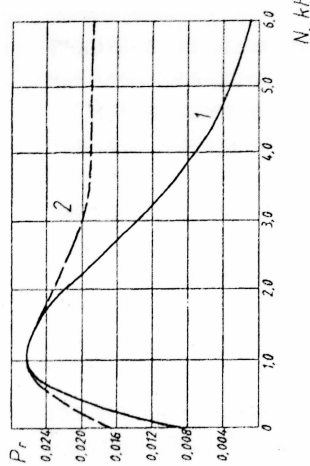
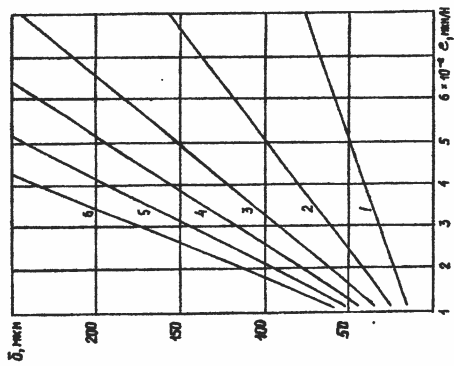


Рис. 3. Влияние нормальной нагрузки на погонную несущую способность верхнего (1) и нижнего (2) участков юбки поршня



Номотрама для определения радиальной деформации юбки поршня дизеля 8Ч 11/11,5

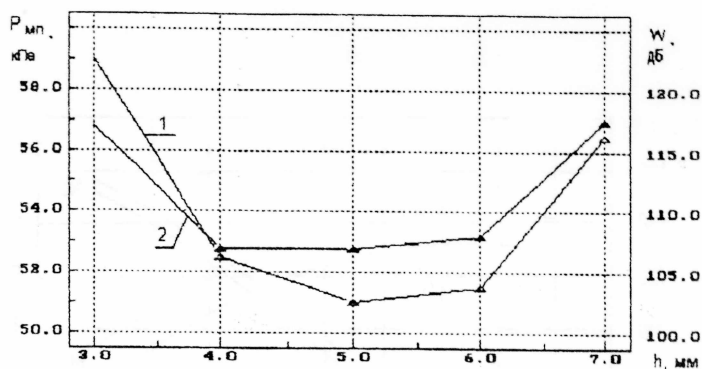


Рис. 5. Влияние толщины стенки юбки поршня на механические потери (1) и акустическую активность поршня (2) двигателя 8Ч 11/11,5

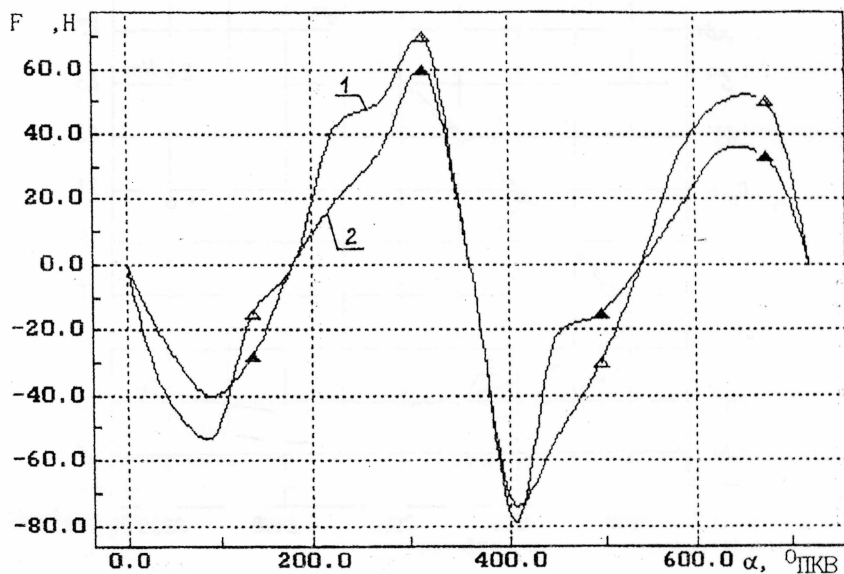


Рис. 6. Сравнение локальных сил трения серийного (1) и опытного (2) поршней двигателя 8Ч 11/11,5 при работе под нагрузкой

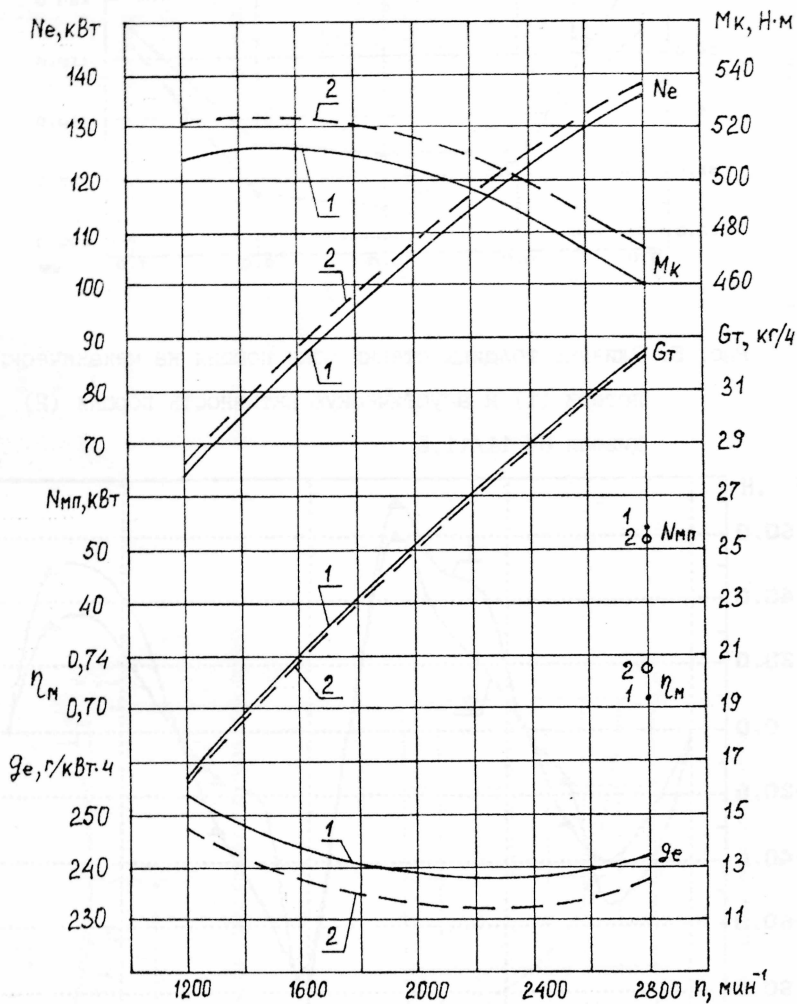


Рис. 7. Внешняя скоростная характеристика дизеля 8Ч 11/11,5:

1 - серийные поршни; 2 - опытные поршни

Подписано в печать

9. 11. 1999г.

Формат 60x84/16

Тираж 100 экз.

Заказ 203

Объем 1 н.л.

ООО «Техполиграфцентр» ПЛД № 53-477

Тел./факс: 151-26-70,

151-26-35