

На правах рукописи



ЯКУНИН Руслан Владимирович

**МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОФИЛЯ ЮБКИ
ПОРШНЯ ДВС С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2019

Работа выполнена в Государственном научном центре Российской Федерации Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ».

Научный руководитель: Доктор технических наук
Тер-Мкртчян Георг Георгович
(ФГУП «НАМИ»)

Официальные оппоненты: **Путинцев Сергей Викторович**
доктор технических наук, профессор, профессор
кафедры «Поршневые двигатели»
ФГБОУ ВО «Московский государственный
технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский
университет)»

Сафронов Павел Владимирович
кандидат технических наук, доцент, доцент
кафедры «Теплотехника и автотракторные
двигатели» ФГБОУ ВО «Московский
автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ)»

Ведущая организация – **ФГБОУ ВО «Московский
политехнический университет»**

Защита диссертации состоится «18» декабря 2019 г. в 14⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д217.014.01 при ФГУП «НАМИ» по адресу: 125438, г. Москва, Автомоторная ул., д. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГУП «НАМИ» и на сайте www.nami.ru по ссылке: <http://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенные печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу, ученому секретарю диссертационного совета, а копии присылать на e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru

Автореферат разослан «17» октября 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., доцент



Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В связи с невозполнимостью природных запасов, идущих на производство нефтяных топлив, и ужесточению требований к выбросам CO₂, проблема энергетической эффективности двигателей становится все более актуальной.

Эксплуатационный расход топлива автомобиля зависит от экономичности двигателя на характерных эксплуатационных режимах и от продолжительности его работы на этих режимах. Автомобильный двигатель на разных эксплуатационных режимах, может иметь различные значения эффективного КПД η_e , определяемого произведением индикаторного КПД η_i и механического КПД η_m .

Механический КПД может изменяться от 0,70...0,85 на номинальном режиме до нуля на холостом ходу. Индикаторный же КПД двигателя при изменении нагрузки меняется в более узком интервале значений. Поэтому влияние η_m на эффективный КПД и, следовательно, на топливную экономичность двигателя является определяющим. Одним из путей повышения η_m является уменьшение потерь на трение между юбкой поршня и гильзой цилиндра.

На протяжении большей части хода поршня наблюдается гидродинамический режим смазки между юбкой поршня и гильзой цилиндра. Можно подобрать такой профиль поршня, который позволит снизить потери на трение при таком режиме смазки. Подбор профилей экспериментальным способом требует значительных затрат времени и средств, поэтому необходимо прибегать к расчетным методам. Существует несколько подходов к расчетам потерь на трение юбок поршня при гидродинамическом режиме смазки, однако они заметно отличаются друг от друга. Необходима методика расчета, учитывающая максимальное количество факторов, влияющих на точность расчета профиля юбки поршня.

Цель работы: оптимизации профиля юбки поршня для снижения механических потерь двигателя.

Для выполнения поставленной цели в диссертационной работе решались следующие **задачи**:

1. Анализ физических явлений при взаимодействии деталей цилиндро-поршневой группы и масляного слоя между ними.

2. Определение необходимых и достаточных граничных условий для численной модели масляного слоя между юбкой поршня и гильзой цилиндра.

3. Разработка методики расчета, основывающейся на проведенном анализе.

4. Проведение верификации математической модели по опубликованным экспериментальным данным.

5. Сравнение профилей поршней современного двигателя и двигателя прошлого поколения с помощью данных, полученных этой методикой, и данных эксперимента.

Методы исследования. Расчетно-теоретические исследования проводились с использованием метода конечных элементов в трехмерной постановке. Проверка достоверности расчетов проводилась путем сравнения данных моделирования и результатов экспериментальных исследований двигателя внутреннего сгорания.

Объектом исследования являлись двигатели ВАЗ-21124 и ВАЗ-21126. Для верификации расчетов использовались результаты исследования двигателя 8ЧН15/16 и двигателя V8 с искровым зажиганием, используемого в автомобилях семейства «Aurus».

Достоверность и обоснованность научных положений и полученных результатов обусловлены:

- использованием фундаментальных законов гидродинамики и термодинамики, теории теплообмена, современных численных методов математического моделирования;
- совпадением расчетных результатов с экспериментальными данными;
- согласованием полученных частных результатов с известными;
- учетом максимального количества факторов в процессе расчета.

Научная новизна заключается в:

- обосновании необходимости учета деформаций не только самого поршня, но и гильзы цилиндра в блоке;
- обосновании необходимости учета распределения давлений в масляном слое при расчете деформаций поршня и гильзы цилиндра;
- разработке методики совместного расчета деформируемых перемещающихся деталей с несколькими степенями свободы и масляного слоя между ними в трехмерной постановке;

- разработке алгоритма для расчета параметров масляного слоя по этой методике;
- сравнении расчетных и замеренных потерь на трение у двигателей разных поколений.

На защиту выносятся:

- методика расчета параметров масляного слоя;
- алгоритм численной реализации методики расчета;
- результаты расчетных и экспериментальных исследований.

Практическая ценность работы состоит в разработке методики расчета и компьютерной программы расчета параметров масляного слоя между юбкой поршня и гильзой, которая применяется в ходе проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Использование этой методики ведет к увеличению точности расчета, что позволяет уменьшить механические потери двигателя и снизить затраты времени и средств на доводку поршня.

Реализация результатов работы. Теоретические и расчетные результаты проведенного исследования используются в ФГУП «НАМИ» при выполнении опытно-конструкторских работ по проектированию поршней двигателей внутреннего сгорания.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на научно-технических конференциях и семинарах:

1. Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок им. проф. В.И. Крутова (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009).

2. VII Международный автомобильный научный форум (ФГУП «НАМИ» 2009).

3. IV всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011).

4. V всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012).

5. 66-я международная научно-техническая конференция Ассоциации автомобильных инженеров «Автомобиль и окружающая среда» (НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», 2013).

6. VIII Международный автомобильный научный форум (ФГУП «НАМИ» 2015).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 печатных работ, в том числе 3 публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, списка литературы. Объем диссертации составляет 126 страниц основного текста, содержащего 6 таблиц и 93 рисунков, список литературы содержит 103 наименования работ отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе диссертации обоснована актуальность и важность проблемы выбранного направления исследования, произведен анализ отечественного и зарубежного опыта по рассматриваемой проблеме. Исходя из проведенного в этой главе анализа, были сформулированы цель и основные задачи диссертационной работы.

Приведенные в первой главе расчеты свидетельствуют о значительном снижении механического КПД при уменьшении нагрузки. Так, например, уменьшение нагрузки в десять раз от полной, вызывает снижение механического КПД с 0,8 до 0,3. Поскольку в городском цикле движения основным режимом работы двигателя является работа на частичных нагрузках, повышение механического КПД двигателя становится одним из основных способов снизить потребление топлива и выбросы CO₂.

Обзор исследований по механическим потерям в двигателях показал, что значительный вклад в механические потери в двигателе вносят потери на трение между юбкой поршня и гильзой цилиндра (до 20%).

Проблеме профилирования юбки поршня посвящены работы отечественных и зарубежных ученых (Гинцбург Б.Я., Путинцев С.В., Рождественский Ю.В., Kwang-soo Kim, Furuhami S. и др.). Чтобы найти оптимальную площадь и профиль юбки поршня, при которых потери на трение минимальны, необходимо рассчитывать толщины масляного слоя между юбкой поршня и гильзой цилиндра. В существующих программных комплексах по профилированию юбок поршней («ОРБИТА– ПОРШЕНЬ», «PISTON-DHT», «Excite», «Pisdyn») не в полной мере учитывается многообразие факторов, влияющих на толщины рассматриваемого масляного слоя (Таблица 1).

Таблица 1 - Факторы, учитываемые в современных методиках расчета масляного слоя

Характеристики программ, учитываемые факторы		программа				
		1	2	3	4	5
Движение поршня	Радиальное	++	++	0	++	++
	Вращательное	++	++	0	++	++
Деформации юбки поршня	Силовые	+	+	++	++	++
	Температурные	++	++	++	++	++
Деформации цилиндра	Силовые	+	+	++	+	++
	Температурные	++	++	++	++	++
Трехмерная модель смазочного слоя		0	++	++	0	++

Примечание: 0 не учитывается; + учитывается частично; ++ учитывается.

1) «ОРБИТА–ПОРШЕНЬ» (ЮУрГУ); 2) «PISTON–DHT» (МГТУ им. Н.Э. Баумана); 3) «Pisdyn» (Ricardo); 4) «Excite» (AVL); 5) предлагаемая методика.

На основании выполненного обзора были поставлены цель и задачи диссертационной работы.

Во второй главе приводится методика расчета и анализируется влияние различных упрощений модели на параметры масляного слоя.

В современных программных комплексах для расчета деталей методом конечных элементов встроен блок для решения упругогидродинамической задачи. Однако, в имеющихся программных блоках положение деталей является постоянным, что не позволяет использовать стандартные комплексы для расчета масляного слоя на перемещающейся относительно гильзы юбке. Поэтому был разработан такой алгоритм решения упругогидродинамической задачи, в котором детали могут не только деформироваться в зависимости от давления в масляном слое между ними, но перемещаться относительно друг друга под воздействием этого давления.

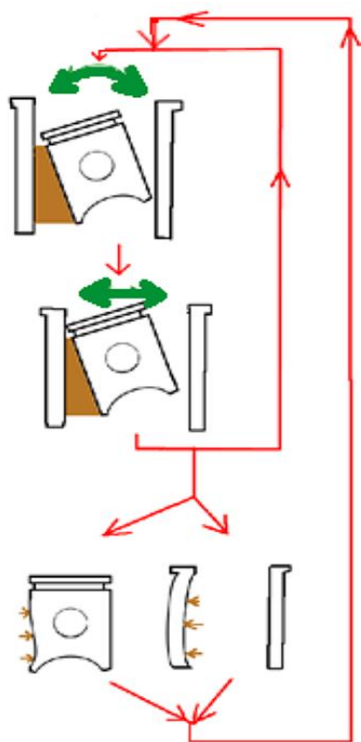
В этом случае итерационный процесс состоит из двух этапов:

Этап А: Форма юбки поршня и гильзы цилиндра, деформированных давлением масла, на этом этапе принимается постоянной. Меняется лишь положение поршня в цилиндре. При каждом положении поршня строится трехмерная модель масляной пленки и вычисляется давление масла. Полученная равнодействующая сила от давления масла сравнивается с боковой силой, действующей на поршень. Если равнодействующая меньше, чем боковая сила – поршень перемещается в сторону гильзы. Если равнодействующая не

проходит через ось пальца, и момент трения на пальце меньше, чем момент, вызываемый равнодействующей силой – поршень поворачивается в направлении этого момента. Этот этап повторяется до тех пор, пока разница между предыдущим и текущим положением поршня не станет меньше принятой заранее величины (в проведенных расчетах она составляла 2 мкм).

Этап Б: Полученные в предыдущем этапе величины давления прикладываются к соответствующим частям юбки и гильзы. С полученными в результате расчета деформациями деталей происходит возврат к этапу А.

Схема итерационного процесса приведена на рисунке 1.



Этап А. При полученных в предыдущем цикле деформациях юбки и цилиндра вычисляется распределение давления и находится равновесное положение поршня на масляном слое.

Этап Б. При вычисленном распределении давления рассчитываются новые деформации юбки поршня и цилиндра.

Рисунок 1 – Последовательность итераций расчета

Выход из итераций происходит, когда разница между двумя последовательными циклами не станет удовлетворять заданному заранее критерию сходимости расчета. За основной критерий расчета, принято положение поршня в цилиндре и минимальная толщина масляной пленки. Если они остаются практически неизменными на протяжении нескольких циклов – расчет для данного угла поворота вала считается окончанным.

Толщины масляного слоя на каждом участке юбки, полученные при построении модели масляной пленки, используются для вычисления суммарной силы вязкого трения.

При помощи разработанной методики была проведена сравнительная оценка точности результатов, полученных при использовании существующих методик и программ, приведенных в первой главе, поскольку они по-разному учитывают деформации поршня и гильзы в результате давления в масляном слое.

В одних программах считается, что поршень и цилиндр не деформируются из-за давления вообще, в других – вычисляют деформации поршня из-за приложения давления по какому-то закону, и считают, что при дальнейших итерациях расчета деформации юбки поршня остаются практически неизменными. Существует также принципиальная возможность создания программы, в которой будет учитываться жесткость гильзы, но не будет учитываться жесткость юбки, и множество других вариантов. Для оценки влияния степени деформаций юбки и цилиндра на точность расчетов, в разработанной программе были проведены несколько расчетов при разном способе учета деформируемости деталей ЦПГ. Обозначим схему учета деформации деталей ЦПГ следующими сокращениями:

Г1 – гильза цилиндра не деформируется под действием давления в масляном слое;

П1 – поршень не деформируется под действием давления в масляном слое;

Г2 – деформация цилиндра под действием давлений от масляного слоя вычисляется лишь один раз, а далее считается неизменной;

П2 – деформация поршня под действием давлений от масляного слоя вычисляется лишь один раз, а далее считается неизменной;

Г3 – деформация цилиндра меняется в каждой итерации в зависимости от распределения давлений в масляном слое в этой итерации;

П3 – деформация поршня меняется в каждой итерации в зависимости от распределения давлений в масляном слое в этой итерации;

Результаты расчетов параметров масляного слоя при разных комбинациях влияния учета жесткостей поршня и гильзы цилиндра приведены в таблице 2. Сочетание граничных условий Г1-П1 использовалось в программах предыдущего поколения. Сочетание Г2-П2 используется в современных программах. В предлагаемой методике используется сочетание граничных условий Г3-П3.

Таблица 2 - Сравнение результатов расчетов при разных вариантах учета жесткости поршня и гильзы

Схема	Сила трения, Н	Минимальная толщина масляного слоя, мм	Максимальное давление, МПа
Г1 – П1	25,0	0,0040	13,9
Г1 – П2	26,7	0,0024	9,7
Г1 – П3	20,9	0,0068	7,6
Г2 – П1	26,9	0,0020	13,4
Г2 – П2	27,6	0,0025	6,8
Г2 – П3	29,7	0,0023	9,0
Г3 – П1	30,8	0,0038	9,5
Г3 – П2	30,7	0,0039	9,6
Г3 – П3	22,8	0,0083	6,2

Результаты расчетов свидетельствуют, что необходимо учитывать не только деформации цилиндра и юбки поршня при однократном нагружении в первом приближении (как это сделано в программах «ОРБИТА–ПОРШЕНЬ», «PISTON-DHT» и AVL «Excite»), но и зависимость этих деформаций от эпюры давлений в каждом приближении. Расчеты с упрощенными подходами к заданию деформаций поршня и цилиндра сопровождаются ощутимыми погрешностями, которые тем больше, чем хуже учитывается жесткость цилиндра и юбки поршня.

Сравнивая работу сил трения для разных профилей поршня, можно создать такой профиль, у которого работа сил трения будет минимальна. Точный расчет толщин масляной пленки у разных профилей и форм юбок позволит подобрать такой профиль, при котором минимальная толщина масляной пленки будет превышать суммарную высоту микронеровностей. Это уменьшит износ и позволит снизить продолжительность хода поршня с режимом граничной смазки, который отличается повышенными потерями на трение.

Использование метода конечных элементов потребовало ряда допущений.

Уравнения потока жидкости определяются законами сохранения массы, импульса и энергии. Эти законы выражаются дифференциальными уравнениями в частных производных, которые дискретизируются с помощью метода конечных элементов.

Для сведения задачи к решению уравнений Навье-Стокса принимается допущение, что масляная пленка является несжимаемой вязкой ньютоновской жидкостью с изотермическими параметрами, и считается, что

гидродинамический процесс ламинарный (о чем свидетельствует и вычисленное число Рейнольдса). Вязкость масла принята постоянной.

Третья глава посвящена верификации расчетной модели по экспериментальным данным. Экспериментальные данные получены на трех двигателях разных моделей.

Экспериментальные данные по углу наклона поршня и смещению центра оси пальца были получены на бензиновом двигателе ВАЗ–21124. Эксперимент проводился в аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского (Харьков).

Экспериментальные данные по распределению давления в масляном слое на юбке поршня получены на двигателе 8ЧН15/16. Замеры давления производились в ходе работ по оптимизации профиля поршня дизеля 8ЧН15/16, проведенных в ЮУрГУ (Челябинск).

Экспериментальные данные по расположению областей на юбке поршня с минимальными толщинами масляного слоя получены на двигателе V8, используемого в автомобилях семейства «Aurus». В этих областях наблюдался натир на юбке поршня. Замер следов натира производился после ресурсных испытаний.

Для каждого из исследуемых двигателей были проведены расчеты по предлагаемой методике. В ней учитывается деформация гильзы, которая зависит от затяжки болтов, поэтому кроме гильзы цилиндров в расчетные модели входили блок цилиндров, головка цилиндров двигателя и прокладка газового стыка. Температуры деталей были определены путем решения температурной задачи с граничными условиями третьего рода, когда известны коэффициенты теплоотдачи и температуры омывающих газов для каждой поверхности. Эти граничные условия были получены из теплового расчета, который был проведен с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана. После первой итерации расчета коэффициенты теплоотдачи и температуры омывающих газов были скорректированы таким образом, чтобы расчетные температуры поршня и гильзы совпали с замеренными на двигателе.

Сравнение экспериментальных и расчетных положений поршня в цилиндре показано на рисунке 2.

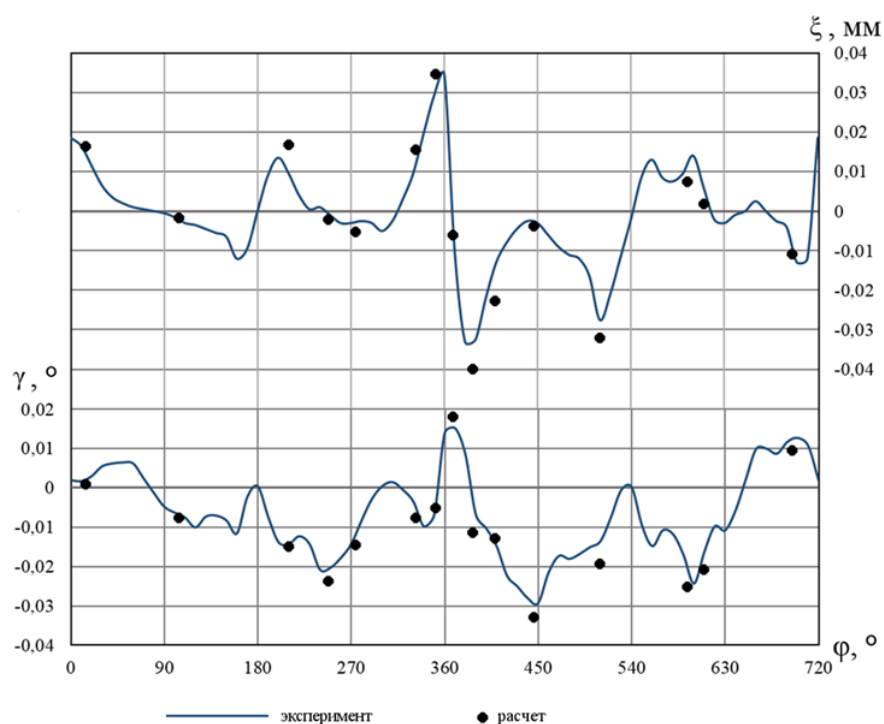


Рисунок 2 – Смещение центра поршня ξ и изменение угла наклона оси поршня γ в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ

Отклонение полученных с помощью предлагаемой методики расчетных данных от экспериментальных при определении смещения поршня и угла наклона поршня в цилиндре не превышает 10%.

Сравнение данных эксперимента и результатов расчетов при определении давлений в масляном слое при максимальной боковой силе (390 градусов угла поворота коленчатого вала) приведено в таблице 3.

Таблица 3 - Сравнение давлений на юбке поршня, полученных расчетным и экспериментальным методом

Место замера давления	Расчет, МПа	Эксперимент, МПа	Погрешность расчета, %
Под маслосъемным кольцом	0,26	0,24	8
Между маслосъемным кольцом и осью пальца	2,21	1,90	14
На уровне оси пальца	2,00	1,73	13
Нижний край юбки	0,21	0,17	15

Отклонение расчетных данных, полученных с помощью предлагаемой методики, от экспериментальных при определении величины давления в разных точках поршня не превысило 15%.

Сравнение расчетных и экспериментальных областей натира (определению минимальных толщин в масляном слое) приведено на рисунке 3 и в таблице 4.

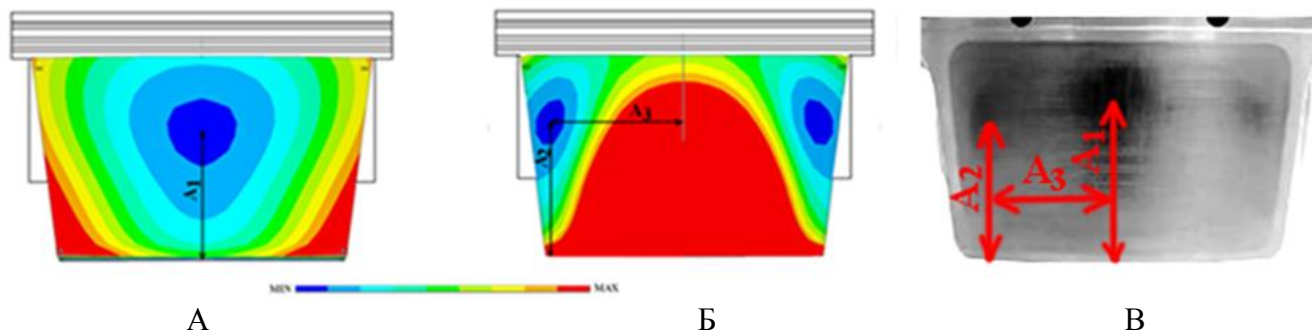


Рисунок 3 – Сравнение положения областей с минимальными толщинами масляной пленки: А – около мертвых точек, Б – при максимальных боковых силах, В – фотография областей с натиром на антифрикционном покрытии

Таблица 4 - Сравнение расчетных и экспериментальных данных

	Расчет	Эксперимент	Погрешность расчета, %
Расстояние A_1 , мм	19,5	21,2	8
Расстояние A_2 , мм	20,0	19,7	2
Расстояние A_3 , мм	19,4	17,7	10

Отклонение расчетных данных от экспериментальных не превысило 10%.

Удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных, полученное при проверке адекватности математической модели, позволяет использовать предлагаемую методику при проведении исследовательских и доводочных работ в процессе разработки поршней.

Четвертая глава диссертации посвящена расчетно-экспериментальному сравнению потерь на трение неоптимизированной и оптимизированной юбок поршня. Объектом оптимизации был выбран поршень двигателя ВАЗ–21124 (далее – базовый двигатель).

При некоторых углах поворота коленчатого вала скорость поршня не позволяет создать такую величину гидродинамической силы, чтобы она уравновешивала боковую силу, действующую на поршень. В этом случае происходит контакт между поршнем и гильзой цилиндра, и часть боковой

силы, неуравновешенная гидродинамическим давлением жидкостного трения, передается в точках контакта. В реальности это не точки, а области, в которых толщина смазочного слоя становится менее высоты микронеровностей (около 2 мкм). При таких толщинах масляного слоя возникает граничный режим трения, что ведет к увеличению коэффициента трения. В таких случаях сила трения юбки поршня складывается из гидродинамического трения, рассчитываемого в программе, и граничного трения. Такая ситуация наблюдается, например, вблизи мертвых точек, когда скорость поршня близка к нулю (и, следовательно, близко к нулю гидродинамическое давление, создаваемое юбкой поршня).

На рисунке 4 приведены результаты расчетов для поршня базового двигателя, показывающие, какая часть от боковой силы уравнивается гидродинамической силой от масляного слоя на юбке.

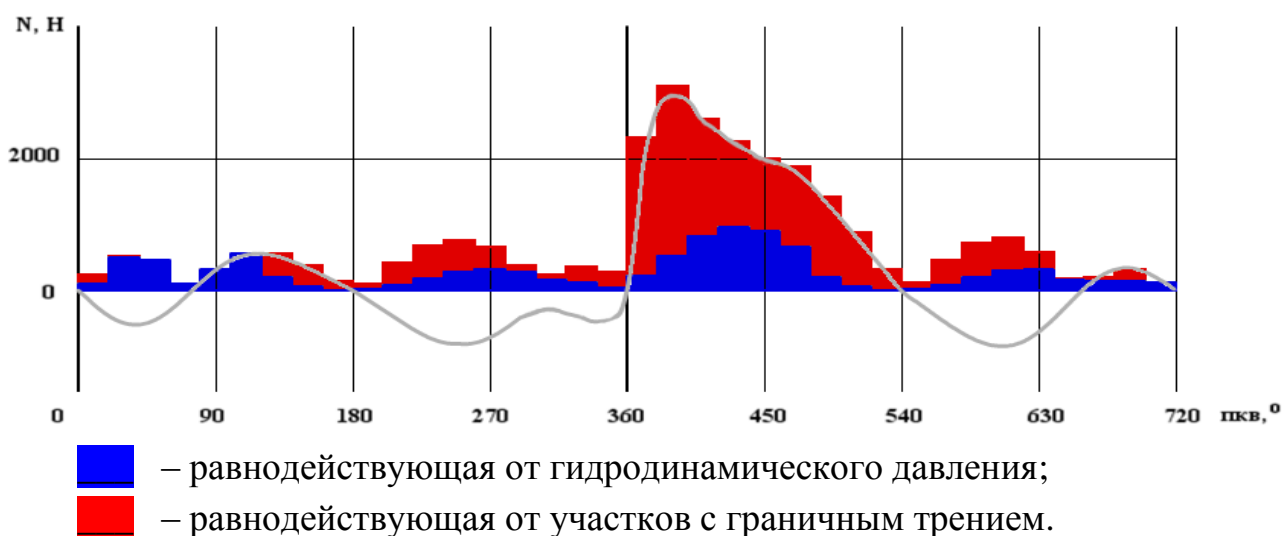


Рисунок 4 – Боковые силы, действующие на поршень

Профиль юбки не оптимален, поскольку большую часть хода наблюдается режим граничного трения, что приводит к повышенным потерям на трение. Режим граничного трения возникает из-за того, что профиль юбки не позволяет обеспечить самоустановку поршня и не создает достаточного гидродинамического давления для уравнивания боковой силы. Кроме того, часть площади юбки поршня не создает несущей силы, при этом оказывая сопротивление движению.

Была проведена расчетная оптимизация профиля юбки поршня, целью которой было снижение потерь на трение. Для этого необходимо: 1) избавиться от режима граничного трения (при котором наблюдается повышенный

коэффициент трения), для чего равнодействующая от давления масляного слоя должна быть равна боковой силе; 2) уменьшить площадь юбки; 3) обеспечить прохождение равнодействующей от боковой силы на уровне оси пальца.

Полученный в результате профиль юбки аналогичен профилю, полученному фирмой Federal-Mogul (Рисунок 5) при создании поршня, двигателя ВАЗ–21126 (далее – модернизированный двигатель).

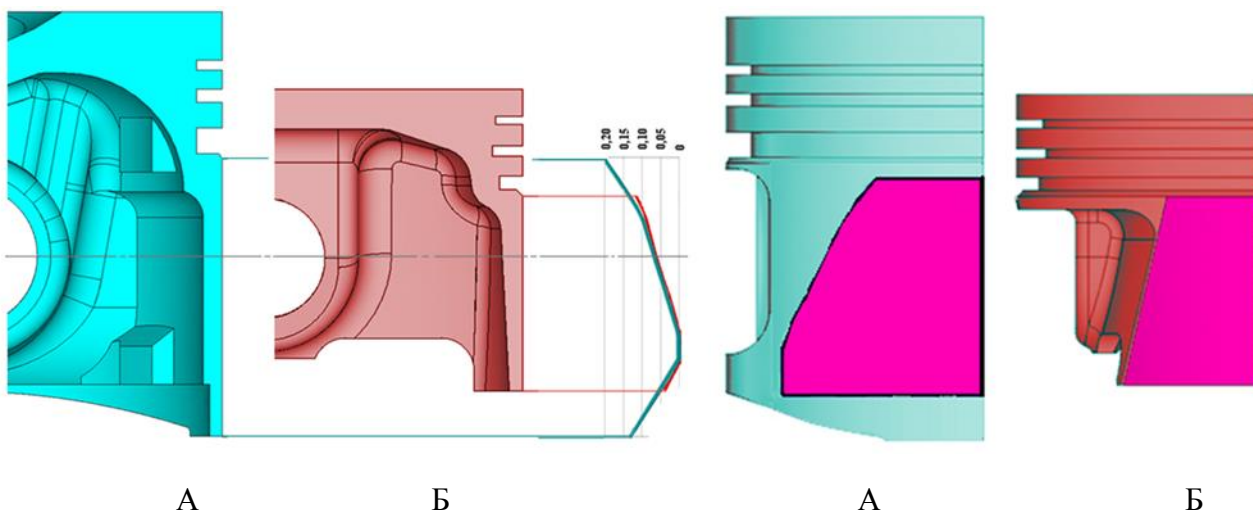


Рисунок 5 – Сравнение юбок поршней: А – оптимизированная юбка поршня; Б – юбка поршня Federal-Mogul

Во ФГУП «НАМИ» проведены экспериментальные исследования механических потерь базового и модернизированного двигателя, поэтому для удобства сравнения расчетного и реального снижения механических потерь на юбке поршня в результате оптимизации, дальнейшие расчеты проводились для поршня ВАЗ–21126 (Рисунок 6).



Рисунок 6 – Поршни базового и модернизированного двигателей

У модернизированного двигателя по сравнению с базовым увеличена длина шатуна, что снизило боковую силу на 7%. Площадь юбки благодаря оптимизации профиля удалось уменьшить на 19%. (среднее давление на юбку поршня при максимальной боковой силе увеличилось на 16% без уменьшения минимальной толщины масляного слоя).

Расчет с помощью предлагаемой методики показал, что мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения на юбке поршня модернизированного двигателя, составила 1,3 кВт, что на 52% меньше базового поршня. Такие показатели достигнуты за счет того, что режим граничного трения наблюдается на меньшем протяжении хода поршня, а также за счет меньшей площади юбки.

Расчетное относительное снижение потерь на трение хорошо согласуется с замеренным на стенде (Рисунок 7).

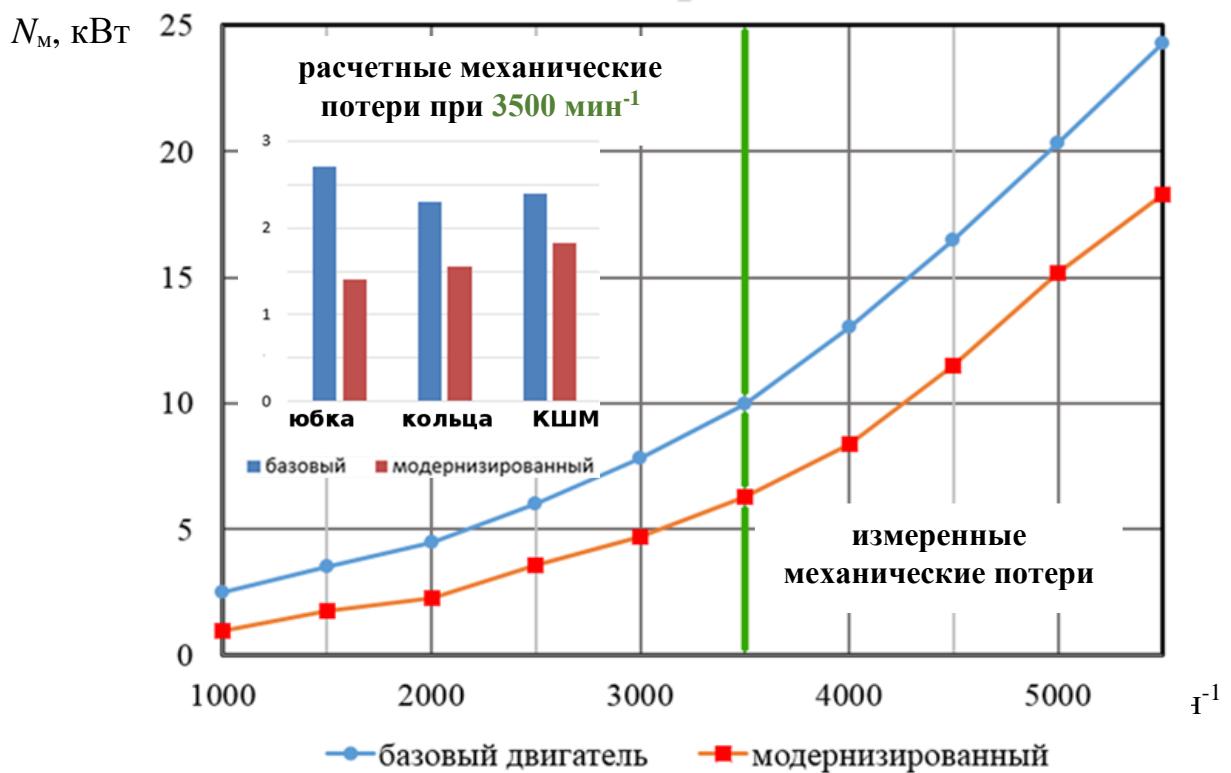


Рисунок 7 – Сравнение измеренных механических потерь с расчетными при 3500 мин^{-1}

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Профилирование поршня с целью снижения механических потерь невозможно без расчета параметров масляного слоя между юбкой и поршнем. Разработана методика расчета параметров масляного слоя, которая учитывает деформацию поршня и гильзы цилиндра в зависимости от распределения давлений в масляном слое.

2. Разработан алгоритм для расчета параметров масляного слоя по предложенной методике, в которой детали могут не только деформироваться в зависимости от давления в масляном слое между ними, но перемещаться относительно друг друга под воздействием этого давления.

3. Проведена оценка влияния на точность расчета степени учета деформации юбки поршня и гильзы. Доказано, что учет деформаций поршня и гильзы в зависимости от давлений в масляном слое заметно влияет на результаты расчетов.

4. Проведена проверка адекватности предложенной методики путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных. Отклонение экспериментальных данных от расчетных, полученных с помощью предлагаемой методики:

- не превышает 10% при определении положения поршня в цилиндре;
- не превышает 15% при определении величины давления в масляном слое между юбкой поршня и гильзой цилиндра;
- не превышает 10% при определении положения областей с минимальными толщинами масляного слоя на поршне.

5. Разработанная методика профилирования юбки поршня ДВС позволяет снизить механические потери двигателя за счет:

- снижения площади трущихся поверхностей;
- уменьшения доли хода поршня с граничным режимом смазки, который отличается значительными потерями на трение;
- снижения массы поршня из-за уменьшения размеров юбки поршня.

6. За счет оптимизации профиля юбки поршня двигателя ВАЗ-21124 с помощью разработанной методики, снижение механических потерь на юбке поршня при 3500 мин⁻¹ составило 52%.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ:

1. Якунин Р.В., Пушкарев В.К. Разработка методики расчета с помощью численных методов овалльно-бочкообразных профилей поршней автотракторных двигателей // Труды НАМИ № 240 (ФГУП «НАМИ», 2009. – С.123-129). **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

2. Якунин Р.В. Методика расчета параметров масляного слоя между деформируемыми деталями, самоустанавливающимися относительно друг друга // Будущее машиностроения России: сборник трудов четвертой всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, -2011. – С.196-198).

3. Якунин Р.В. Оценка необходимости учета конструкции корпусных деталей при моделировании жидкостного слоя «юбка поршня – гильза цилиндра» в ДВС // Будущее машиностроения России: сборник трудов пятой всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – С.173-174).

4. Якунин Р.В. Оптимизация профиля юбки поршня как способ снижения механических потерь в ДВС // Автомобильная промышленность, 2013 №10. – С.17-18). **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

5. Тер-Мкртчян Г.Г., Якунин Р.В. Совершенствование методов оптимального профилирования юбки поршня с целью снижения механических потерь // Труды НАМИ № 262 (ФГУП «НАМИ», 2015. – С.184-186). **Издание входит в перечень ВАК РФ.**