ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
Центральный ордена Трудового Красного Знамени
научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

На правах рукописи

Якунин Руслан Владимирович

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

Специальность: 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель

доктор технических наук

профессор Тер-Мкртичьян Георг Георгович

Москва – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ 8

1.1 Актуальность работы 8

1.2 Методы снижения потерь на трение в сопряжении юбка поршня – гильза цилиндра 14

1.3 Анализ существующих методик расчета параметров сопряжения «юбка поршня – гильза цилиндра» 28

1.4. Цели и задачи исследования 35

Глава 2. АЛГОРИТМ ПРОГРАММЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ МАСЛЯНОГО СЛОЯ. 37

2.1 – Алгоритм методики расчета 37

2.2 Создание конечно-элементной модели 39

2.3 Расчет температур поршня и цилиндра 41

2.4 Подготовка 3D моделей к расчету 42

2.5 Цикл гидравлических расчетов и расчет деформаций 43

2.6 Принятые допущения 51

2.7 – Влияние степени деформируемости деталей на результаты расчетов 53

2.8 – Выводы по главе 2 60

Глава 3. ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ДАННЫМ 61

3.1 Углы наклона поршня и смещения центра пальцевого отверстия 61

3.2 Давление в масляном слое 70

3.3 Минимальные толщины масляного слоя 79

3.4 Выводы по главе 3 83

Глава 4. СРАВНЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ БАЗОВОЙ И ОПТИМИЗИРОВАННОЙ ЮБОК ПОРШНЯ 84
4.1 Потери на трение в юбке поршня ВАЗ–21124 84
4.2. Оптимизация профиля юбки 86
4.3. Сравнение базового и модернизированного поршней 98
4.4. Сравнение расчетных и замеренных потерь на трение базового и модернизированного двигателей 106
4.5. Выводы по главе 4 112
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ 113
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ 115
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 117

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы. В связи с невосполнимостью природных запасов, идущих на производство нефтяных топлив, и ужесточением требований по выбросам CO_2, проблема энергетической эффективности автомобилей становится все более актуальной.

Эксплуатационный расход топлива автомобилем 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 $\eta_м$.

Механический КПД может изменяться от 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 $\eta_м$ на эффективный КПД и, следовательно, на топливную экономичность двигателя является определяющим. Одним из путей повышения $\eta_м$ является уменьшение потерь на трение между юбкой поршня и гильзой цилиндра.

Анализ работ показал наличие гидродинамического режима смазки между юбкой поршня и гильзой цилиндра на протяжении большей части хода поршня. Можно подобрать такой профиль поршня, который позволит снизить потери на трение при таком режиме смазки. Подбор профилей экспериментальным способом слишком дорогостоящ, 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. Необходим единый подход к профилированию юбок поршней.

Цель работы: снижение механических потерь двигателя без ухудшения параметров надежности и ресурса в эксплуатации путем оптимизации юбки поршня.

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

1) Анализ физических явлений при взаимодействии деталей ЦПГ 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.

Достоверность и обоснованность научных положений и полученных результатов обусловлены:

- использованием фундаментальных законов гидро- 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 алгоритмического обеспечения по разработанной методике;
- сравнении 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 НИОКР и в учебно-образовательном процессе. Использование данной методики ведет к увеличению точности расчета, что позволит профилировать юбку с целью снижения механических потерь двигателя и снижения затрат времени и материальных средств на доводку образцов деталей.

Реализация результатов работы. Теоретические и расчетные результаты проведенного исследования используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при выполнении программы фундаментальных и поисковых исследований научного центра.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на научных конференциях и семинарах:

- Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок им. проф. В.И.

Крутова (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009);

- VII Международный автомобильный научный форум (ФГУП «НАМИ» 2009);

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

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

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

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

Публикации. Основные положения диссертационной работы отражены в 5 печатных работах, из них по перечню ВАК – 3.

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

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Актуальность работы

В связи с ужесточением требований к экономичности двигателей, проблема их энергетической эффективности становится все более актуальной.

Эксплуатационный расход топлива автомобилем зависит от экономичности двигателя на характерных эксплуатационных режимах и от продолжительности его работы на этих режимах. Автомобильный двигатель, развивая определенную мощность на одном из эксплуатационных режимов, может иметь различные значения эффективного КПД η_e, определяемого произведением индикаторного КПД η_i и механического КПД $\eta_м$.

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 $\eta_м$ на эффективный КПД и, следовательно, на топливную экономичность двигателя является определяющим.

Механический КПД в соответствии с известным выражением зависит от эффективной мощности N_e и мощности механических потерь $N_м$

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_e + N_м} \qquad (1)$$

Разделив числитель и знаменатель выражения (1) на мощность двигателя на режиме полной нагрузки (индекс «0»), получим формулу для определения зависимости механического КПД от нагрузки

$$\eta_м = \frac{\overline{N_e}}{\overline{N_e} + \frac{N_м}{N_{e_0}}},$$

или

$$\eta_м = \frac{\overline{N_e}}{\overline{N_e} + \frac{1}{\eta_{м_0}} - 1} = \eta_{м_0} \frac{\overline{N}_e}{1 - \eta_{м_0}\left(1 - \overline{N}_e\right)},$$

где: $\overline{N_e} = N_e / N_{e0}$ – относительная величина нагрузки.

Откуда

$$\overline{\eta}_м = \frac{\overline{N}_e}{1 - \eta_{м_0}\left(1 - \overline{N}_e\right)}, \qquad (2)$$

где: $\overline{\eta}_м = \eta_м / \eta_{м_0}$ – относительная величина механического КПД.

Результаты расчетов по формуле (2), приведенные на рисунке 1.1.1, свидетельствуют о том, что уменьшение нагрузки сопровождается прогрессирующим снижением механического КПД, причем тем более резким, чем ниже уровень механического КПД при полной нагрузке $\eta_{м0}$. Так, например, уменьшение нагрузки в десять раз от полной ($\overline{N}_e$=0,1) при $\eta_{м0}$=0,7 вызывает снижение механического КПД в четыре раза, при $\eta_{м0}$=0,8 – в три раза, а при $\eta_{м0}$=0,9 – только в два раза.

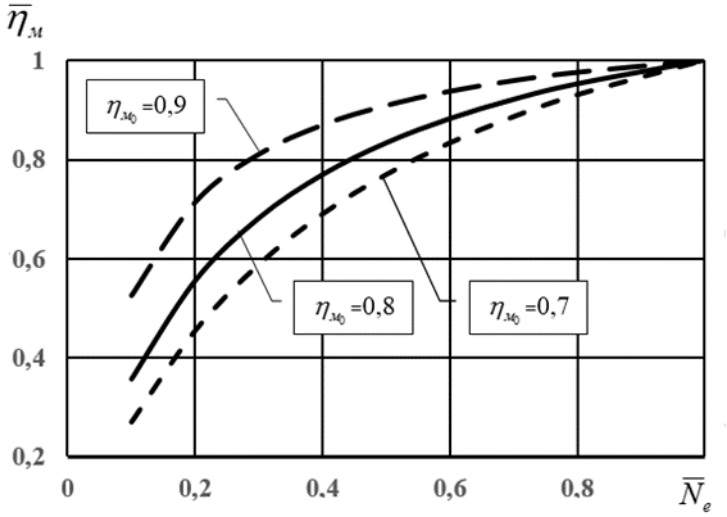


Рисунок 1.1.1 – Относительная величина механического КПД в зависимости от нагрузки

Найдем полный дифференциал механического КПД по формуле (1), где аргументами будут относительная нагрузка $\overline{N}_e$ и мощность механических потерь

$N_м$. Разделив составляющие $d\eta_м$ на $\eta_м$, получим следующую формулу для определения относительного изменения механического КПД:

$$\delta\eta_м = K(\delta N_e - \delta N_м),$$

$$K = \frac{N_м}{N_e + N_м} = \frac{\frac{N_м}{N_{e_0}}}{\overline{N}_e + \frac{N_м}{N_{e_0}}} = \frac{1-\eta_{м_0}}{1-\eta_{м_0}\left(1-\overline{N}_e\right)}, \qquad (3)$$

где: $\delta\eta_м = \frac{d\eta_м}{\eta_м}$ – относительное изменение механического КПД;

$\delta N_e = \frac{dN_e}{N_e}$ – относительное изменение эффективной мощности;

$\delta N_м = \frac{dN_м}{N_м}$ – относительное изменение мощности механических потерь;

K – коэффициент влияния нагрузки и мощности механических потерь на относительное изменение механического КПД.

На режимах малых нагрузок, близких к холостому ходу ($\overline{N}_e \to 0$), коэффициент влияния K равен единице, а при полной нагрузке $\left(\overline{N}_e = 1\right)$ коэффициент влияния $K = 1 - \eta_{м_0}$. У современных двигателей $\eta_{м_0} = 0{,}8...0{,}85$, и на режимах малых нагрузок коэффициент влияния K равен 0,15…0,2. Следовательно, при малых нагрузках одинаковое относительное уменьшение мощности механических потерь вызывает в четыре-шесть раз большее повышение механического КПД, чем на режиме полной нагрузки.

На рисунке 1.1.2 в качестве примера показано влияние нагрузки на повышение механического КПД при уменьшении механических потерь на 10%. Так, если при полной нагрузке и исходном уровне механического КПД 0,8 уменьшение механических потерь на 10% вызывает рост механического КПД на 2%, то при малой нагрузке $\eta_м$ увеличивается уже на 7…8%. Поэтому мероприятия даже по относительно небольшому снижению механических потерь дают ощутимый эффект в повышении механического КПД и, следовательно, топливной экономичности двигателя. Этот эффект усиливается по мере снижения нагрузки

при работе двигателя в зоне режимов, характерных для эксплуатации автомобиля в городских условиях.

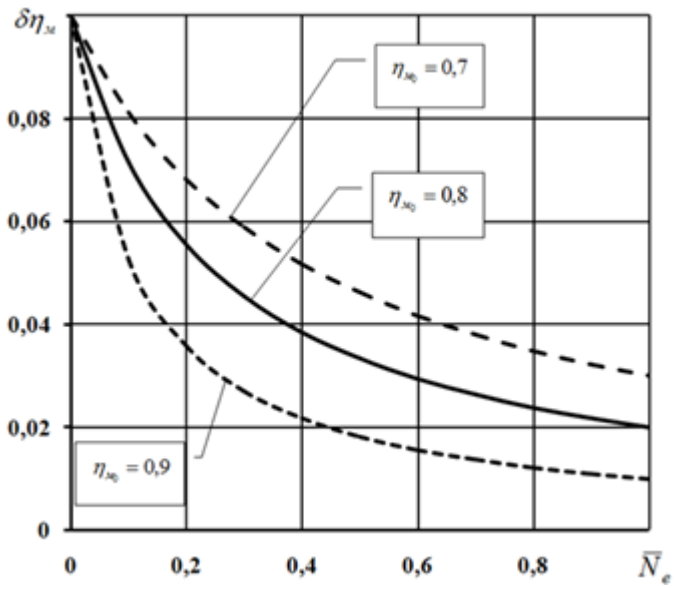


Рисунок 1.1.2 – Влияние нагрузки на повышение механического КПД при уменьшении механических потерь на 10%

Рассмотрим баланс механических потерь в двигателе. Основной вклад (до 50%) вносят потери в ЦПГ (рисунок 1.1.3) [1], и потери на трение в КШМ –до 24%.

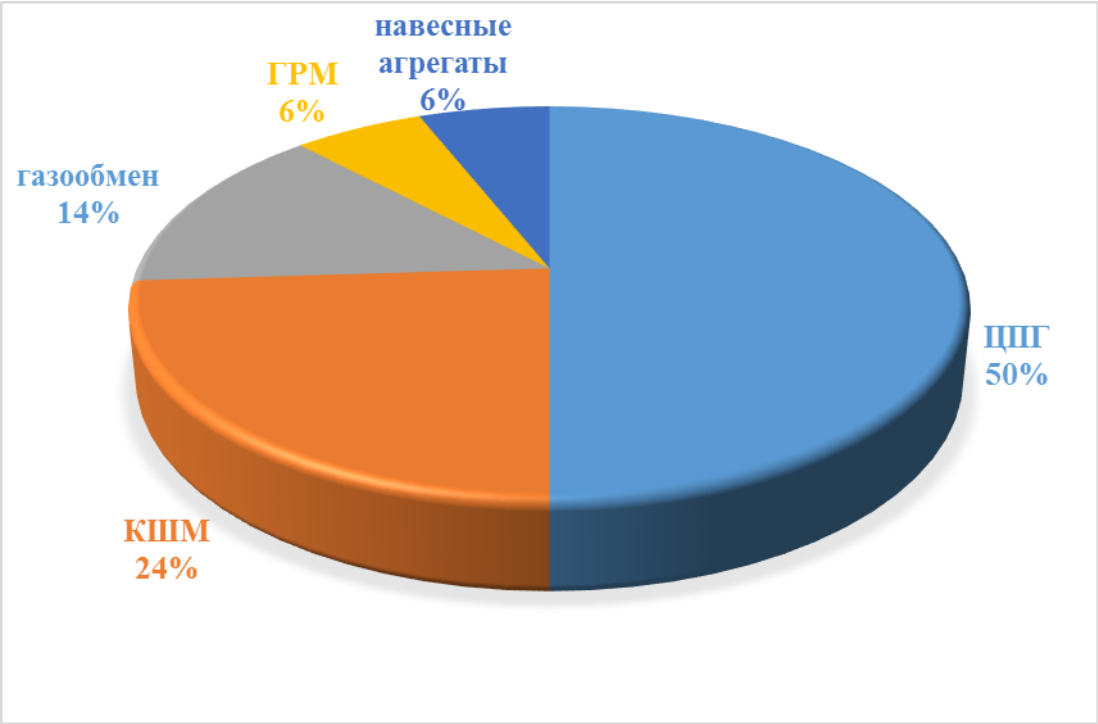


Рисунок 1.1.3 – Распределение составляющих механических потерь по узлам и агрегатам бензинового ДВС

Трение в ЦПГ создается поршневыми кольцами и юбкой поршня. По статистическим данным фирмы AVL, потери на трение в ЦПГ современных двигателей распределяется между парами трения «кольца – цилиндр» и «юбка поршня – цилиндр» в соотношении три к двум [2]. Приняв, что потери на трение в ЦПГ составляют половину от всех механических потерь и считая, что из потерь в ЦПГ до 40% приходится на юбку поршня, получаем что на трибосопряжение «поршень – цилиндр» приходится до 20% (0,5×0,4) от всех механических потерь современного двигателя (рисунок 1.1.4).

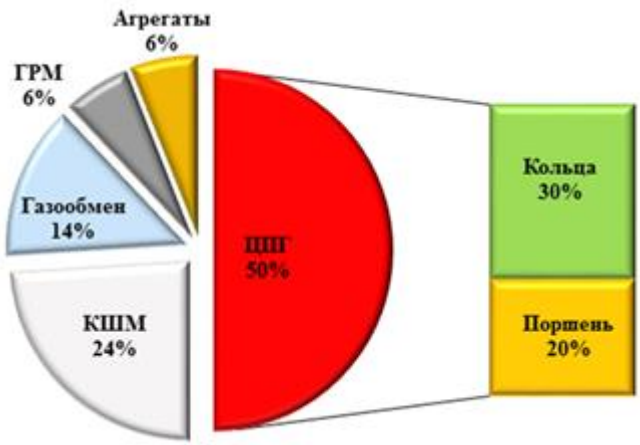


Рисунок 1.1.4 – Механические потери в кольцах и юбке поршня

За последние десятилетия достигнут значительный прогресс по снижению трения между кольцами и гильзой – благодаря антифрикционным покрытиям, снижению высоты колец, применению бочкообразных профилей колец и снижению удельного давления колец.

Дальнейшее снижение потерь на трение в поршневых кольцах затруднено, поэтому снижение потерь на трение между юбкой поршня и гильзой цилиндра является важным направлением снижения механических потерь и повышения топливной экономичности. Как было указано выше, даже незначительное снижение механических потерь приводит к заметной экономии топлива, поэтому оптимизация профиля юбки поршня для снижения механических потерь является актуальной задачей.

1.2 Методы снижения потерь на трение в сопряжении юбка поршня – гильза цилиндра

Основными особенностями кинематики ЦПГ является реверсивный характер и переменные скорости движения поршня относительно цилиндра (с достижением максимума примерно в середине хода поршня и нуля в мертвых точках КШМ). Это обусловливает существование нескольких сменяющих друг друга режимов смазки в сопряжении «поршень – цилиндр». Согласно многочисленным источникам, доля режимов трения юбки поршня по отношению ко времени рабочего цикла в двигателе составляет: гидродинамический – 52%, граничный – 9%, смешанный (на некоторых участках – гидродинамический, на некоторых участках – граничный) – 39% [3]. При этом гидродинамический режим трения присутствует на основных режимах работы двигателя. По этой причине большинство исследователей считает режим трения в сопряжении юбка поршня – гильза цилиндра гидродинамическим [4; 5; 6]. Натир на юбках поршней, свидетельствующий о нарушении сплошности масляного слоя, можно расценивать как исключение, свидетельствующее о неудачной конструкции юбки поршня [7; 8].

В подходах к форме и размерам юбки поршня можно проследить несколько этапов. И если в первой половине XX века трение в юбке поршня превышало трение в кольцах, то теперь оно ниже, даже учитывая значительное уменьшение трения от поршневых колец.

На первом этапе форма юбки была цилиндрической или конической (для компенсации тепловых расширений). Для обеспечения гидродинамического режима смазки было необходимо дополнительное маслосъемное кольцо внизу юбки, предотвращающее вытекание масла из-под нижней кромки (рисунок 1.2.1)

Рисунок 1.2.1 – Поршень с нижним маслосъемным кольцом

Поскольку потери на трение в кольцах очень значительны, то естественным шагом был отказ от нижнего комплекта колец. Чтобы избежать контакта кромки юбки поршня с гильзой при ухудшенных условиях смазки без нижних колец, приходилось делать поршни с большой высотой юбки. Это позволяло снизить давление на кромке юбки из-за увеличения как расстояния от оси пальца, так и общей площади юбки. Чтобы уменьшить высоту юбки, оставив давление на кромке юбки приемлемым, пришлось переходить на бочкообразный профиль (рисунок 1.2.2)

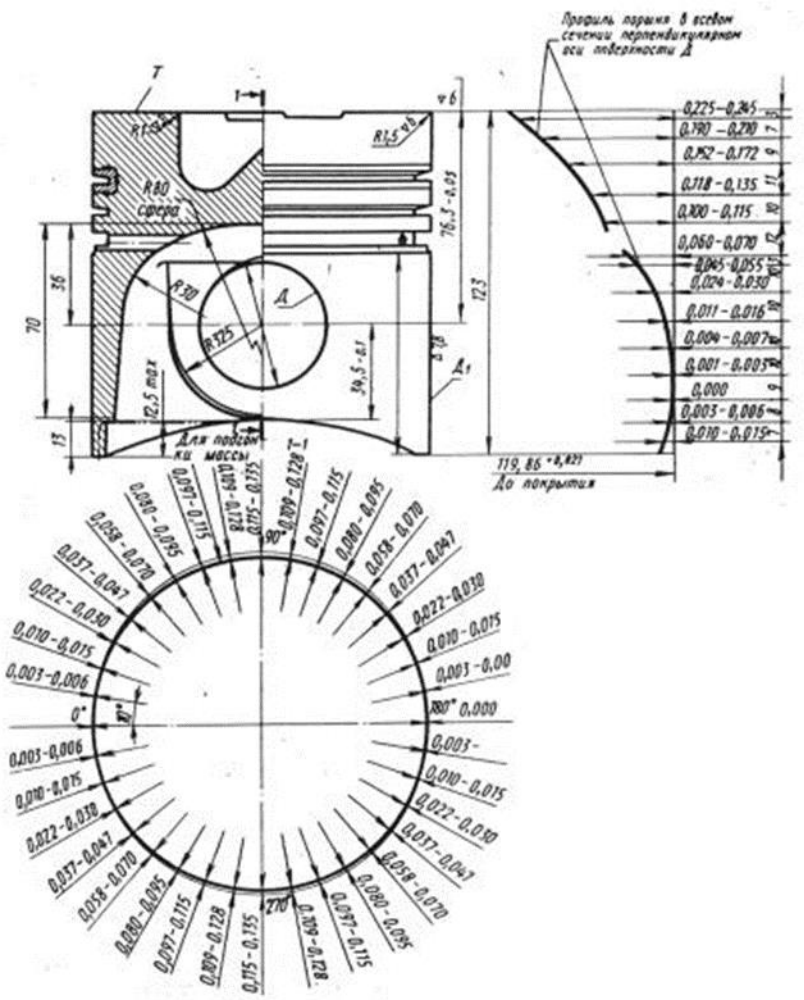


Рисунок 1.2.2 – Овально – бочкообразный профиль юбки поршня

При профилировании бочкообразного профиля целей энергосбережения не ставилось. Цели были более насущные – избежание контакта кромки юбки поршня с гильзой, обеспечение достаточной толщины масляной пленки, равномерного износа.

Следующим этапом было снижение площади юбки поршня (рисунок 1.2.3). Это позволяло уменьшить механические потери из-за снижения площади юбки, снизить размеры и массу поршня.

Рисунок 1.2.3 – Т-образная юбка поршня

Пример изменения дизайна поршня двигателя одной размерности приведен на рисунке 1.2.4 [9].

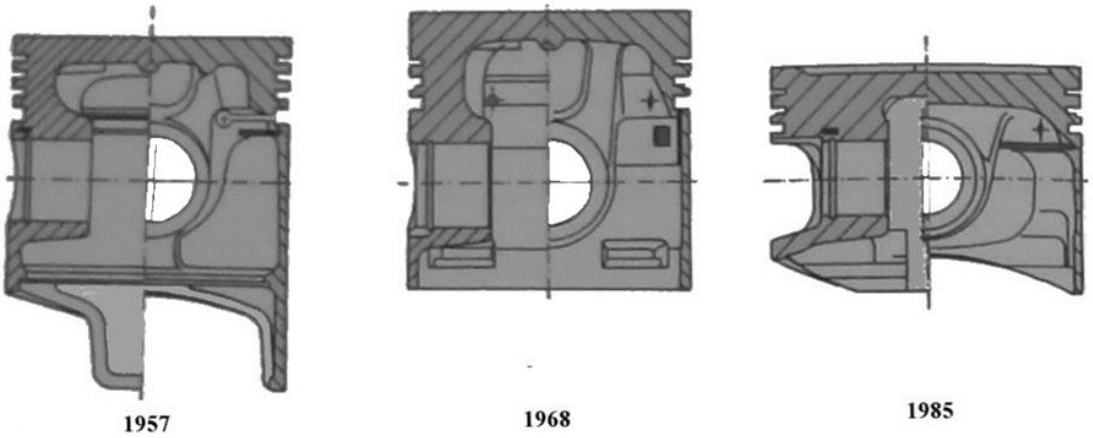


Рисунок 1.2.4 – Изменение размеров юбки поршня по годам

Снижение массы поршня вело к уменьшению сил инерции и нагрузок, действующих на подшипники коленчатого вала. Это позволило снизить потери на трение в подшипниках коленчатого вала.

Обзор патентов показал, что современный этап в профилировании юбки поршня характеризуется попытками создать такой профиль юбки, который

позволит обеспечить минимальные потери на трение, самоустановку поршня относительно пальца без контакта верхней части поршня с гильзой цилиндра, учитывает несимметричность нагружения разных сторон юбки. Для этого уже недостаточно просто максимально снизить площадь юбки без возникновения задиров, а необходимо учитывать распределение толщин и давлений в масляном слое по профилю юбки.

Предлагаются конструкции поршней с переменной овальностью по высоте [10; 11] для уменьшения расхода масла на угар. В патенте [10] предложен симметричный одноопорный поршень, у которого овальная в поперечном сечении юбка состоит из верхней и нижней частей с разным профилем. В верхней части больший и меньший диаметры овалов равномерно увеличиваются в направлении от камеры сгорания, а в нижней – увеличивается меньший диаметр овала, а больший остается постоянным. В результате на юбке образуются контактные поверхности трапециевидной формы (рисунок 1.2.5). Благодаря большей ширине контактных поверхностей возрастает износостойкость и уменьшается уровень шума.

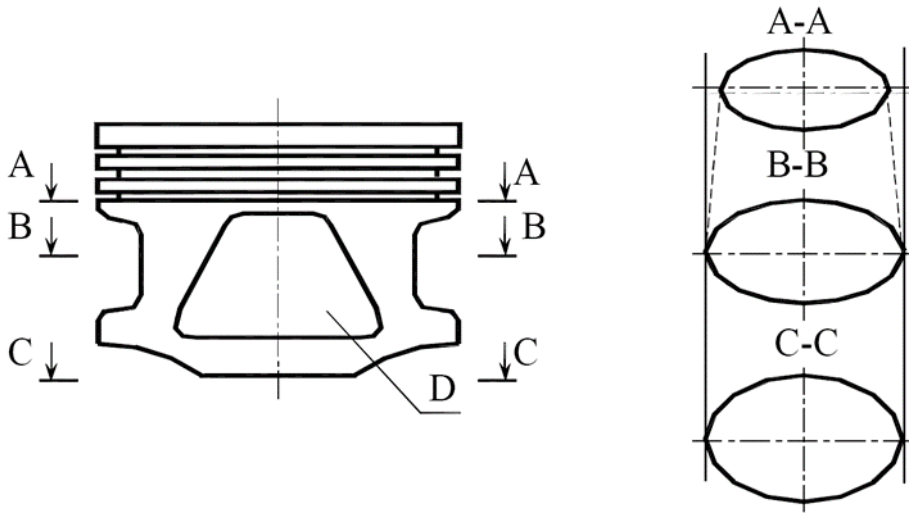


Рис. 1.2.5 – Одноопорный симметричный поршень с переменной овальностью по высоте: (А–А) – сечение поршня по верху юбки; (В–В) – то же, в плоскости оси поршневого пальца; (С–С) – то же по низу юбки; D – контактная поверхность на юбке

Чтобы обеспечить самоустановку поршня и снизить потери на трение в юбке поршня, предлагаются двухопорные профили юбок поршня [12; 13; 14].

Например, у запатентованного Путинцевым С.В. [12] поршня образующая юбки выполнена в виде ломаной линии, имеющей три сопряженных участка одинаковой длины: трапецеидальный, цилиндрический и конический (рисунок 1.2.6). При нагреве поршня в работающем двигателе, эта образующая трансформируется в линию, состоящую из двух одинаковых бочкообразных участков и заключенного между ними цилиндрического участка. Такая форма образующей профиля должна обеспечивать самоустановку поршня и отсутствие контакта головки поршня с гильзой цилиндра, увеличение несущей способности юбки и толщины слоя смазки в зазоре «юбка поршня – гильза цилиндра».

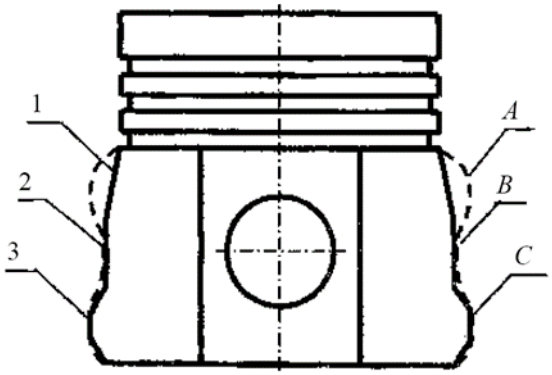


Рис. 1.2.6 – Двухопорный симметричный поршень:1 – конический участок; 2 – цилиндрический участок; 3 – трапецеидальный участок; А, С – верхний и нижний бочкообразные участки соответственно; В – цилиндрический участок; – – – – профиль юбки в нагретом состоянии при работе двигателя

Патент фирмы FederalMogulCorp [15] предусматривает полное отсутствие материала между опорными площадками двухопорной юбки (рисунок 1.2.7)

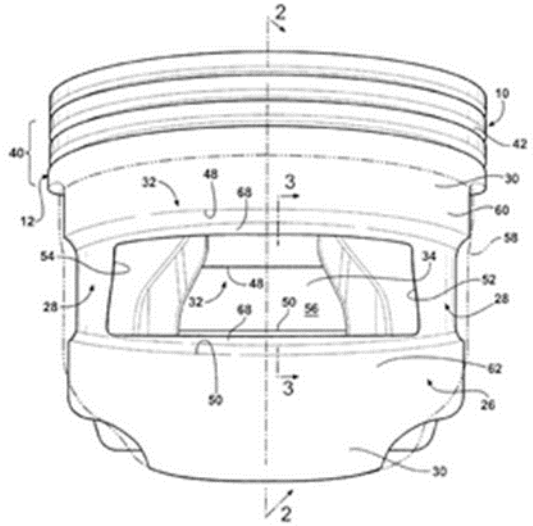


Рисунок 1.2.7 – Двухопорный поршень фирмы Federal-Mogul

В патентах [16; 17; 18] для снижения потерь на трение сопряжения «поршень – цилиндр» на направляющей части поршня выполняют выступы и впадины, формирующие контактную поверхность юбки. Поршень в патенте [16], имеет три контактных участка: два – в верхней части и один – в нижней (рис. 1.2.8). Эти участки имеют выступающую на несколько десятков мкм выпуклую область. Вследствие уменьшения площади контакта юбки со стенкой цилиндра потери на трение предположительно будут минимальны, а поршень будет самоустанавливаться.

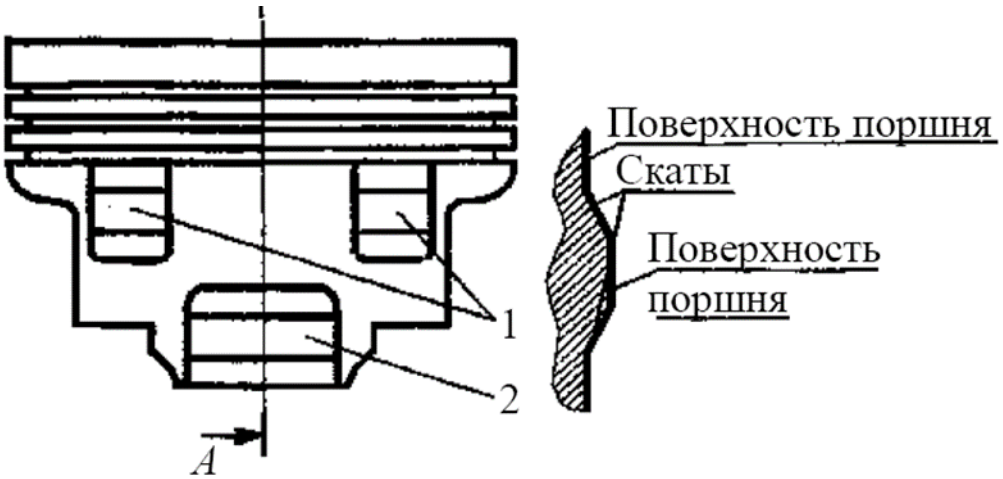


Рис. 1.2.8 – Поршень с тремя контактными участками на юбке:
1 – контактные участки в верхней части юбки;
2 – контактный участок в нижней части

В работах [19] и [20] рекомендуется выполнять аналогичные опорные площадки на образующей поверхности поршня. Механические потери должны уменьшиться благодаря уменьшению поверхности контакта юбки с цилиндром.

Минимальная площадь юбки достижима разными способами. Конструкция в патенте фирмы Federal-Mogul [21] обеспечивает минимальную площадь юбки при её максимальной жесткости (рисунок 1.2.9).

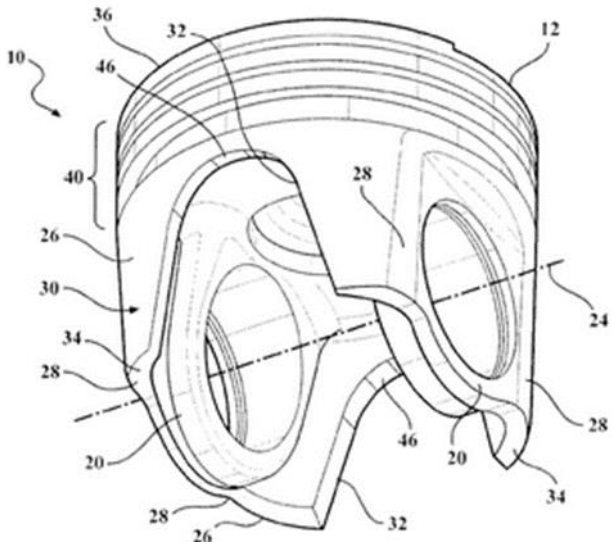


Рисунок 1.2.9 – Патент фирмы Federal-Mogul – жесткая юбка минимальной площади

Большое количество патентов посвящено поршням с асимметричным профилем юбок. Необходимость асимметричности продиктована разными нагрузками и направлением движения на противоположных сторонах юбок поршня. Поршень с юбкой, асимметричной относительно вертикальной оси поршня был запатентован Масловым А.П. [22]. За рубежом так же уделяется значительное внимание конструкциям поршней с асимметричным профилем[23–30]. Характерным примером могут служить патенты Mahle [31] – рисунок 1.2.10 и Caterpillar [32] – рисунок 1.2.11.

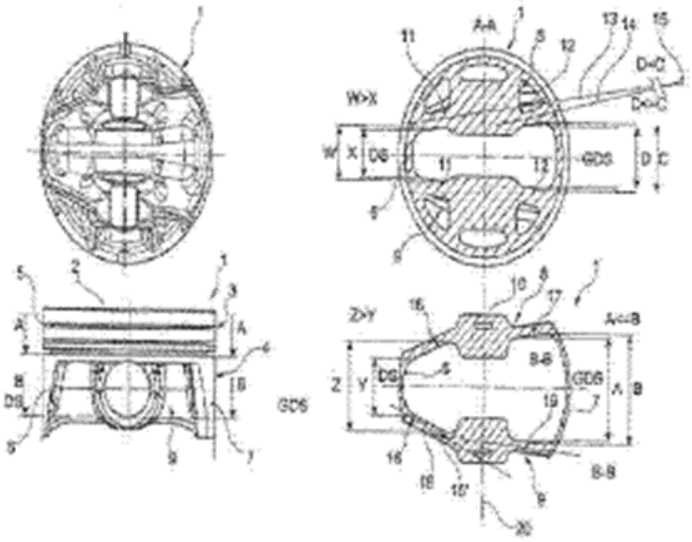


Рисунок 1.2.10 – Патент MAHLE – асимметричная юбка поршня

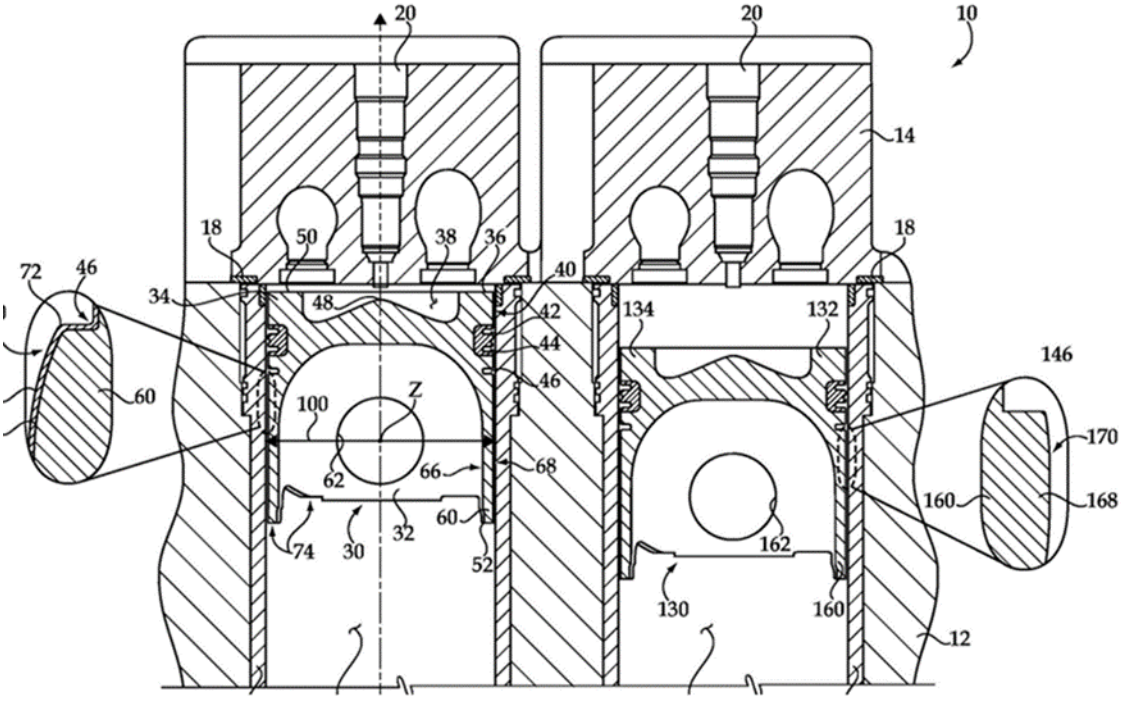


Рисунок 1.2.11 – Патент Caterpillar – асимметричный профиль юбки поршня

При малой площади юбки поршня, необходимой несущей способности можно достичь организацией на поверхности юбки канавок для удержания смазки. Этому посвящены патенты фирм Honda [33], Porsche [34], Suzuki [35] – рисунки 1.2.12 – 1.2.14.

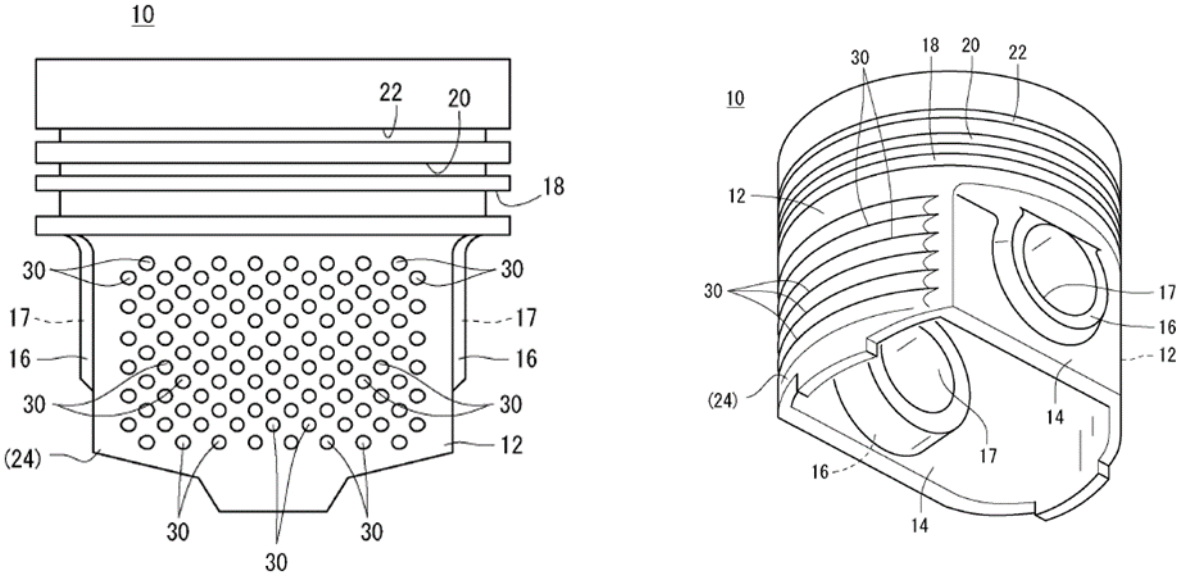


Рисунок 1.2.12 – Патент фирмы Honda

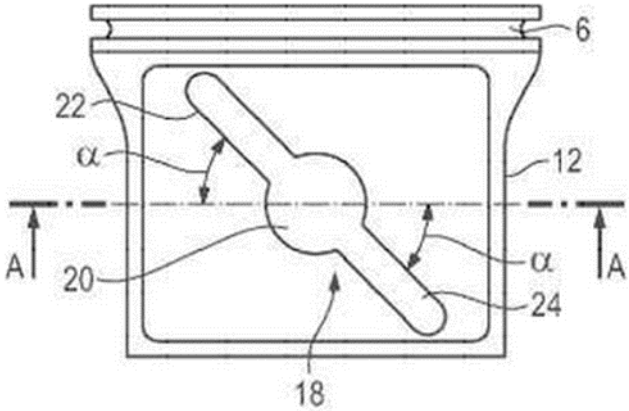


Рисунок 1.2.13 – Юбка поршня в патенте фирмы Porsche

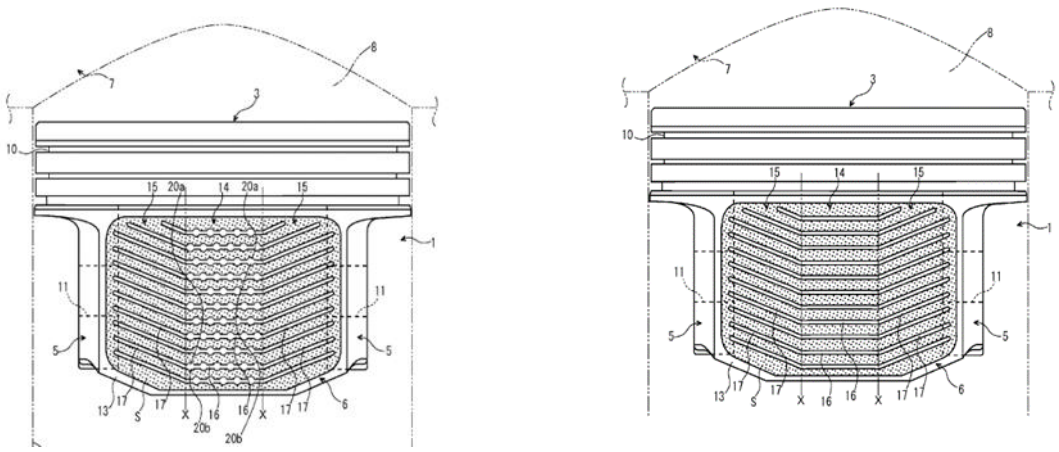


Рисунок 1.2.14 – Патент фирмы Suzuki

Вариантов таких канавок множество. Так, у профиля юбки, предложенного General Motors (рисунок 1.2.15) созданы углубления, идущие вдоль контактных поверхностей и постепенно сужающиеся книзу, причем глубина этих выемок в верхней части юбки максимальная и уменьшается в направлении от днища [36].

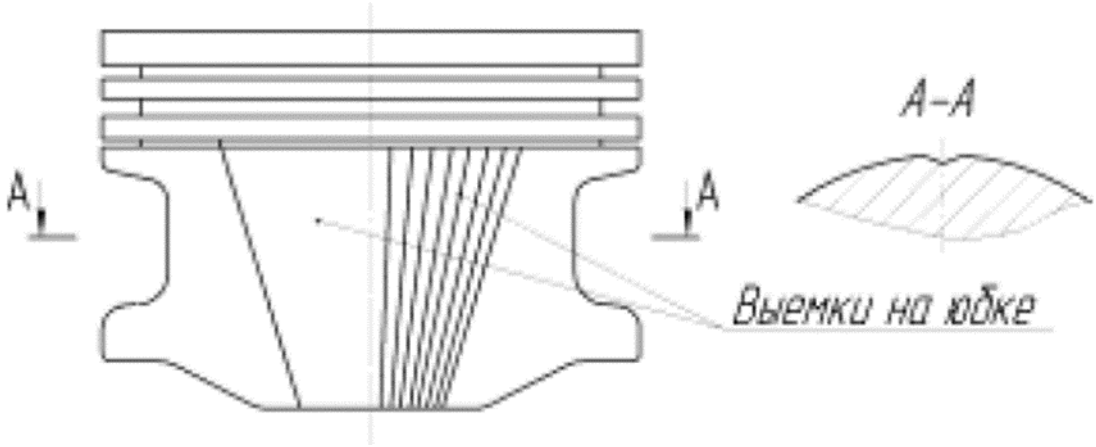


Рис.1.2.15 – Поршень с выемкой, изменяемой по высоте

Разные способы профилирования были испытаны на практике. Обширная экспериментальная работа по определению влияния профиля юбки на величину механических потерь [37] проводилась фирмами Federal-Mogul Corporation и Musashi Institute of Technology. Была изготовлена партия опытных поршней с пятью принципиально разными профилями боковой поверхности (рис. 1.2.16).

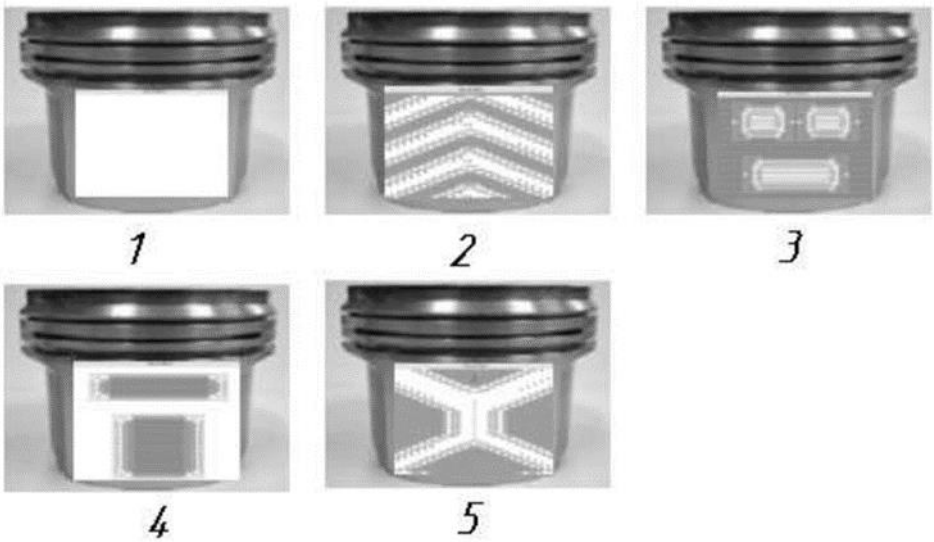


Рисунок 1.2.16 – Варианты экспериментальных поршней с различными конфигурациями профиля юбок. Белым цветом на юбках выделены области, выступающие на 35 –40 мкм

Наименьшими потерями на трение обладал поршень №4. Углубления на юбке этого поршня способствуют удержанию смазки и обеспечивает подачу масла в главную зону контакта поршня при любых режимах работы двигателя. По результатам испытаний был сформулирован вывод, что при малых площадях пятен контакта масло может выдавливаться из несущей области, в результате чего наступает «масляное голодание» и потери на трение увеличиваются, вместо ожидаемого уменьшения.

Примером серийных двигателей с макропрофилем на боковой поверхности поршней могут служить высокофорсированные двухтактные дизели Харьковского завода транспортного машиностроения (ХЗТМ) имени В. А. Малышева. Для улучшения условий смазки и предотвращения местного схватывания, в этих двигателях увеличена маслоемкость несущей поверхности поршня путем нанесения лунок в виде синусоид или перекрещивающихся канавок [38].

Известно большое количество конструктивных решений профилирования юбок поршней. Однако, предлагаемые конструкции получены в результате обширных доводочных работ и часто нуждаются в дополнительных теоретических исследованиях. По этой причине отсутствует формализированный подход к профилированию юбок, применяемый на практике.

Необходим единый подход к профилированию юбок поршней. Проанализируем закон сопротивления вязкостного трения в самом общем случае.

В соответствии с законом вязкости Ньютона, сила трения $F_{тр}$ определяется по формуле:

$$F_{тр}=S\cdot\frac{\mu\upsilon}{h}; \qquad (4)$$

где μ – вязкость,

υ – скорость скольжения поверхностей относительно друг друга,

h – толщина масляного слоя,

S – площадь поверхности трения.

Исходя из формулы (4), можно снизить потери на трение за счет увеличения толщины масляного слоя, уменьшения вязкости масла, взаимной скорости скольжения поверхностей и площади поверхности.

Формула (4) выведена для абсолютно жестких плоских поверхностей. Однако юбка поршня и гильза цилиндра деформируются под действием сил, поэтому в сопряжении юбка поршня – гильза цилиндра толщина масляного слоя будет заметно отличаться идеализированного слоя жидкости, для которого выведена эта формула, даже в случае строго цилиндрической юбки. Поэтому для получения сил трения необходимо разбить большую криволинейную поверхность с переменной толщиной масляного слоя на множество мелких поверхностей с постоянными толщинами. Тогда суммарные потери на трение большой поверхности будут равны сумме сил трения составных частей этой поверхности:

$$F_{тр}=F_{тр1}+F_{тр2}+F_{тр3}+\ \ldots.$$

Если принять вязкость масла и скорость взаимного скольжения поверхностей постоянной, получим:

$$F_{тр}=\frac{S_1\mu\upsilon}{h_1}+\frac{S_2\mu\upsilon}{h_2}+\frac{S_3\mu\upsilon}{h_3}+\ldots=\mu\cdot\upsilon\cdot\Sigma(\frac{S_i}{h_i}); \qquad (5)$$

Основным способом снижения потерь на трение между юбкой поршня и гильзой цилиндра, согласно формуле (5) является такое профилирование юбки поршня, чтобы обеспечить максимальную толщину масляного слоя при минимальной площади юбки. Может существовать такое сочетание толщин масляного слоя и общей площади юбки, которое будет обеспечивать минимальные потери на трение. На примере диаграммы Герси–Штрибека (рисунок 1.2.17) видно, что для жидкостных подшипников снижение общей площади трения, несмотря на изменение толщины масляного слоя, снижает и потери на трение.

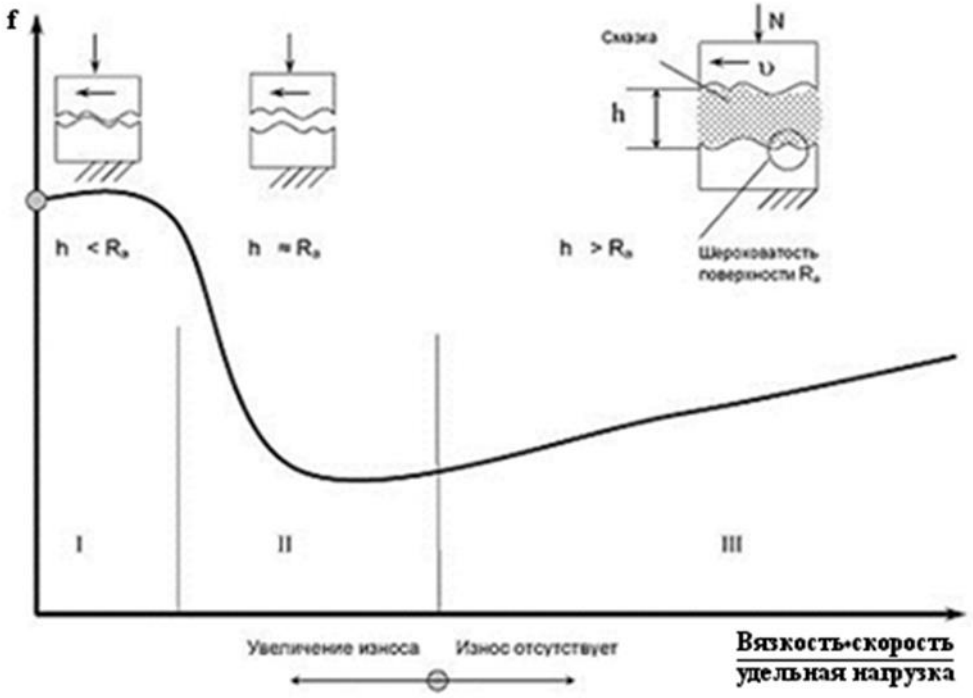


Рисунок 1.2.17 – Диаграмма Герси – Штрибека, *f* – коэффициент трения

Чтобы найти оптимальную площадь и профиль юбки поршня, при которых потери на трение минимальны без наличия износа, необходимо уметь рассчитывать параметры масляного слоя между юбкой поршня и гильзой цилиндра. Проведем анализ методик профилирования и факторов, учитываемых в этих методиках.

1.3 Анализ существующих методик расчета параметров сопряжения «юбка поршня – гильза цилиндра»

Одной из первых разработок профиля поршня является работа [39], где профиль задан параболической кривой. Позже разными авторами были предложены профили, заданные в виде степенной зависимости [40] и заданные функцией гиперболического косинуса [41]. Однако у этих способов профилирования не было значительного теоретического обоснования. Поэтому в 1970-х годах наибольшее распространение получила методика Гинзбурга Б.Я. [7]. Главная цель профилирования заключалась в устранении так называемого «рамочного» и кромочного контактирования поршня с цилиндром, которое вызывало натир поршней при работе, что было характерно для поршней с цилиндрической и конической образующими. Решение проблемы искалось на основе вовлечения в контакт с цилиндром возможно большей площади юбки поршня в зоне передачи бокового усилия при одновременном устранении контактирования юбки с цилиндром в зоне бобышек поршня за счет овализации поперечного сечения. В плоскости качания шатуна боковая образующая юбки в нагретом состоянии задавалась гладкой выпуклой кривой («бочкой»), определяемой максимальной стрелой прогиба, параметром расположения максимума выпуклости, зависящим от перепада температур между юбкой поршня и цилиндром в верхней и нижней зонах юбки, а также от величин зазоров в указанных зонах. Необходимый для изготовления поршня профиль боковой поверхности юбки в холодном состоянии строился на основе учета линейно – температурного расширения материала поршня. Многолетняя практика показала достаточную надежность поршней овально – бочкообразного типа. Однако с точки зрения энергосбережения эти поршни не были оптимальными, т.к. при их профилировании не учитывали режим смазки и трения, а также характер поперечного движения поршня в пределах зазора с цилиндром. Поэтому при дальнейшем развитии работ в 80-х годах по повышению технического уровня

проектирования ЦПГ выделились несколько самостоятельных направлений, объединение которых способствовало увеличению эффективности разработок:

1) расчет динамики поршня с учетом факторов, влияющих на параметры движения;

2) расчет, основанный на теории удара;

3) расчет с учетом смазочного слоя в сопряжении (при равномерном распределении смазки по диаметру цилиндра).

Теоретический анализ радиального перемещения поршня в цилиндре на основе баланса кинетической энергии приведен в работе [42].

На работоспособность сопряжения «поршень –цилиндр» и механические потери в нем влияет не только профиль юбки, но и величина монтажного зазора. В работе [43] показано, что существует оптимальный монтажный зазор, при котором потери на трение минимальны.

Статистические исследования по определению и уменьшению монтажного зазора в сопряжении «поршень – цилиндр» были выполнены в работах [44; 45; 46; 47] и [48; 49; 50; 51; 52]. Как и все эмпирические методы проектирования, они позволяют задавать параметры конструкций лишь ориентировочно, и лишь для двигателей одного класса и конструкции.

Следующим этапом развития методик профилирования юбок поршня стали постановки экспериментов для определения режимов смазки юбки, и попытки применения уравнений жидкостного трения для расчетов масляного слоя.

Одна из первых попыток теоретического исследования механизма трения с учетом смазки появилась в работе [53]. Автор, предполагая, что взаимодействие поршень – цилиндр происходит по закону жидкостного трения, использовал формулу Н.П. Петрова для определения коэффициентов трения с учетом несоосности поршня и цилиндра.

В работе [54] решается задача смазки поршней плунжерного типа (без уплотнительных колец). В этом методе учитывается перемещение поршня в радиальном направлении и его поворот относительно оси поршневого пальца.

Гидродинамическое давление в слое смазки определялось из решения уравнения Рейнольдса. Однако при этом не учитывается деформация деталей, что не позволяет использовать метод для практических задач.

Первые значительные экспериментально – теоретические исследования динамики поршня и гидродинамических давлений в смазочном слое выполнены также в 1970-х годах в работах [55; 56]. Исследования проводились на одноцилиндровой установке. Передача электрического сигнала от индуктивных датчиков измерения гидродинамических параметров осуществлялась при помощи рычажно-шарнирного механизма. Изменения динамики поршня и гидродинамического давления хорошо согласовывались с изменением нормальной силы.

В работах [57; 58; 59; 60; 61; 62] приведены результаты исследования динамики поршня и давлений в масляном слое. На одноцилиндровой установке определялась траектория движения поршня и гидродинамическое давление в смазочном слое между поршнем и цилиндром. Была произведена попытка получить похожие результаты аналитическим методом. Математическая модель была основана на принципах Д`Аламбера. Уравнение Рейнолдса рассматривалось для одномерного потока смазочной жидкости.

В работах [63; 64] на макетной установке с прозрачной гильзой были проведены исследования по образованию и поведению масляной пленки на поверхности юбки. Были проверены юбки с разными профилями образующей. Показано, что профиль оказывает большое влияние на распределение масляной пленки, и, следовательно, на несущую способность сопряжения.

Эти проведенные в больших количествах масштабные эксперименты показали, что режим трения является гидродинамическим, поэтому на режим работы сопряжения влияют как перемещения поршня, так и профиль юбки.

В работе [65] исходя из принципа суперпозиции рассмотрено изменение гидродинамических параметров смазочного слоя в зависимости от поступательного перемещения поршня, а также его радиальное и вращательное

движение относительно оси поршневого пальца. Полученные зависимости изменения несущей способности, минимальной толщины и давления в слое смазки позволяют на стадии проектирования сопряжения оценить степень влияния каждого из этих движений. В этой работе учитывалось наличие жидкостного трения, но не учитывались деформации поршня и гильзы.

В аналогичной работе [66] дополнительно высчитывались потери на трение в зависимости от дезаксажа, зазоров и вязкости, но не учитывалось влияние профиля.

В 1980-х годах было показано, что для правильного расчета масляного слоя необходимо учитывать не только положение поршня в цилиндре, но и деформации деталей.

Так, анализ деформаций поршня и цилиндра автомобильных бензиновых двигателей показал, что систему «поршень – смазочный слой – цилиндр» необходимо рассматривать как упруго-деформируемую [67; 68; 69; 70]. Однако в то время не было возможностей решать подобные задачи численными методами, а аналитические методы из-за сложности формы поршня и граничных условий были далеки от реальности.

Позднее, в связи с развитием компьютерной техники, появляется большое количество работ, посвященных профилированию образующей поверхности поршня на основе достижений в области расчета параметров смазочного слоя и динамики поршня [55; 67; 68; 70; 71; 72; 73; 74; 75; 76]. В этих методиках расчета можно было учитывать лишь температурные деформации поршней, а параметры масляного слоя высчитывались аналитически.

В работе [77] для тонкостенных поршней автомобильных бензиновых двигателей впервые поставили и решили упругогидродинамическоую задачу смазки, которая позволила учесть упругие деформации юбки поршня под действием гидродинамического давления и других факторов. Впоследствии аналогичная задача была решена в работе [68; 69]. Однако все эти методики основаны на аналитическом решении уравнений, решить которые можно лишь

крайне грубо упростив все граничные условия. Успехи в развитии методов расчета динамики поршня в цилиндре двигателя позволили разработать мероприятия по уменьшению механических потерь и расхода масла на угар в цилиндропоршневой группе двигателя.

К концу 1980-х годов развитие компьютерной техники позволило ограниченно применять метод конечных элементов в расчете параметров масляного слоя. В работе [78] авторы рассматривают влияние деформации поршня на параметры гидродинамического режима трения, в работе [75] проведены расчеты по снижению расхода масла на угар, с прогнозированием потерь на трение и надежность работы сопряжения. Данные работы хотя и использовали метод конечных элементов, но со значительно упрощенными граничными условиями, что было неизбежно в то время.

Примерно в это же время (конец 1980-х – начало 1990-х годов) в России закладываются две основных школы по расчету параметров масляного слоя в деталях ДВС. В Челябинске это группа Ю.В. Рождественского, в Москве - С.В. Путинцева.

В разработанном Ю.В. Рождественским методе расчета динамики поршня на смазочном слое в цилиндре [79; 80; 81; 82] учитывается тепловая деформация деталей с помощью конечно-элементного метода. Хотя поршень считается абсолютно жестким, а толщина масляного слоя высчитывается аналитическим способом, учет изменения положения поршня в цилиндре позволил получить хорошую сходимость с результатами эксперимента. Позже данная методика была усовершенствована в работах [80–85; 71; 22; 86], начала учитываться деформация юбки. Деформация считается независимой от формы эпюры давлений. Давление в масляном слое высчитывалось аналитическим методом. На основании данных работ был создан пакет прикладных программ «ОРБИТА– ПОРШЕНЬ».

В работах Путинцева С.В. [1; 13; 87–90] оптимальный профиль юбки поршня высчитывается из уравнений гидродинамики с учетом температурных деформаций и динамики поршня. Деформация юбки поршня и гильзы

высчитывается один раз и далее считается неизменной. На основании данных работ был создан пакет прикладных программ «PISTON-DHT» [87].

В 2000-х годах обе эти программы развиваются, применяются, и используются в диссертациях, затрагивающих тему взаимодействия юбки поршня и гильзы цилиндра [91–94].

За рубежом все современные расчеты давления в масляном слое ведутся только с помощью метода конечных элементов, с учетом как температур поршня, так и механических деформаций, иногда с построением модели масляной пленки. Однако в построении моделей и упрощениях алгоритмов так же часто используются полуэмпирические способы.

Программа фирмы Ricardo «Pisdyn» для расчета профиля поршня ориентирована в первую очередь на исключение задиров и определения напряжений в юбке поршня. В ней учитываются деформации юбки, распределение давлений, но не учитывается изменение положения поршня под действием гидродинамических сил [20; 95].

В программе фирмы AVL “Excite” [2] учитываются деформации деталей и изменение положения поршня, но давление в масляном слое рассчитывается аналитическим образом и считается постоянными в радиальном направлении, что является упрощением, заметно влияющим на результат.

Факторы, учитываемые в разных методиках расчета параметров масляного слоя, показаны в таблице 1.3.1

Таблица 1.3.1 – Факторы, учитываемые в современных методиках расчета масляного слоя

Характеристики программ, учитываемые факторы		Разработчик				
		1	2	3	4	5
Движение поршня	Радиальное	++	++	0	++	++
	Вращательное	++	++	0	++	++
Деформации 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); 3) - «Pisdyn» (Ricardo); 4) - «Excite» (AVL); 5) – предлагаемая методика.

Общим направлением исследований по гидродинамической смазке является учет все большего количества факторов в трехмерной постановке.

1.4. Цели и задачи исследования

Из формулы (5) следует, что основным способом снижения потерь на трение между юбкой и гильзой является увеличение гидродинамической несущей способности масляного слоя между ними.

Анализ методов расчета давления в данном масляном слое показал, что:

- аналитические методы решения даже в самом сложном варианте, с численным решением температурной задачи поршня, дают лишь удовлетворительную качественную сходимость с результатами эксперимента, и малоудовлетворительную количественную.

- современные зарубежные методики расчета опираются полностью на конечно-элементные методы расчета в трехмерной постановке, со значительными допущениями, недостаточным обоснованием методики расчета и граничных условий, используя эмпирические зависимости. Кроме того, они часто недоступны для отечественных предприятий.

Целью настоящего исследования является совершенствование методики расчета параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – гильза цилиндра», что позволит профилировать юбку поршня для снижения механических потерь. Для достижения данной цели были поставлены и решены следующие задачи:

1) Разработать алгоритм расчета параметров масляного слоя между юбкой поршня и гильзой цилиндра с учетом профиля юбки, перемещений поршня, температурных и силовых деформаций деталей ЦПГ в трехмерной постановке численным методом.

2) Определить необходимые и достаточные граничные условия для численной модели масляного слоя между юбкой поршня и гильзой цилиндра.

3) Разработать методику расчета, основывающуюся на созданном алгоритме

4) Провести верификацию математической модели по опубликованным экспериментальным данным

5) Сравнить профили поршней современного двигателя и двигателя прошлого поколения с помощью данных, полученных этой методикой, и данных эксперимента.

Глава 2. АЛГОРИТМ ПРОГРАММЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ МАСЛЯНОГО СЛОЯ.

2.1 – Алгоритм методики расчета

По результатам обзора методик расчета параметров масляного слоя, программа должна учитывать: температурные деформации деталей ЦПГ; силовые деформации деталей ЦПГ; взаимные перемещения деталей ЦПГ; масляный слой в трехмерной постановке.

В современных программных комплексах для расчета деталей методом конечных элементов встроен блок для решения упругогидродинамической задачи. Он не подходит для определения давления в масляном между юбкой поршня и цилиндром, поскольку в реальном двигателе поршень перемещается относительно цилиндра, а в программах положение деталей является постоянным. Необходим 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.

Предлагаемый алгоритм можно разбить на несколько блоков (схема алгоритма представлена на рисунке 2.1):

1) Блок создания конечно-элементных моделей. В этом блоке производится создание 3D моделей поршня и цилиндра, разбивка их на конечные элементы.

2) Блок расчета температур деталей ЦПГ.

3) Блок подготовки 3D моделей к расчету – в этом блоке производится закрепление, наложение температур, давлений от газов и поршневого пальца.

4) Блок цикла гидравлических расчетов – производится перемещение деформированного поршня в деформированном цилиндре, строится 3D модель

масляного слоя, вычисляется распределение давлений в ней – и так повторяется, пока не найдется равновесное положения поршня.

5) Блок расчета деформаций деталей ЦПГ под действием давления от смазочного слоя, полученного в результате цикла гидравлических расчетов.

6) Блок сравнения результатов расчета с предыдущим расчетом. Если разница меньше определенной величины – расчет окончен, если нет – итерации продолжаются.

Рисунок 2.1.1 – Алгоритм программы

Рассмотрим блоки алгоритма более подробно.

2.2 Создание конечно-элементной модели

В первом блоке алгоритма производится подготовка 3D модели поршня и цилиндра, и вводятся все необходимые данные – свойства материалов, типы элементов, производится разбивка поршня на конечные элементы и обозначаются поверхности, к которым позже будет приложено давление (рисунок 2.2.1). Верхней границей масляного слоя считается маслосъемное кольцо, либо начало скоса под маслосъемным кольцом. Боковой границей масляного слоя считается начало холодильника, либо место выхода отверстия под поршневой палец. Нижней границей масляного слоя считается нижняя граница юбки поршня.

Поскольку форма поршня, нагрузка на него и граничные условия симметричны, для уменьшения времени расчета можно рассматривать только одну половину поршня.

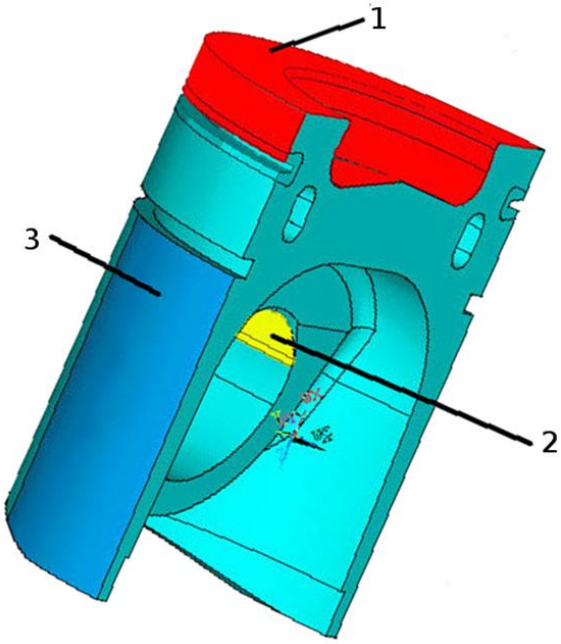


Рисунок 2.2.1 – Модель поршня с выделенными поверхностями для приложения давления: 1 – область приложения газовых сил; 2 – область приложения сил от поршневого пальца; 3 – область приложения сил от давления в масляном слое

На обозначенные поверхности (рисунок 2.2.1) действуют следующие силы: на поверхность 1 – сила давления газов, на поверхность 2 – реактивная сила от пальца, и на поверхность 3 – давление от масляного слоя. Кроме того, на поршень действует сила инерции. Сумма всех сил, действующих на поршень, равна нулю.

На гильзе цилиндра выделяются аналогичные поверхности, куда будет прикладываться давление от газовых сил и от масляного слоя. Область приложения давления от масляного слоя на цилиндре берется по границам масляного слоя на юбке поршня.

На распределение давления в масляном слое влияет деформация цилиндра. Деформация цилиндра зависит от деформации блока цилиндров, деформации крышки цилиндра и от усилия затяжки болтов. Поэтому трехмерная модель цилиндра должна включать в себя все эти детали.

Профиль юбки поршня обычно задается расстоянием между цилиндрической образующей (с радиусом, равным максимальному радиусу поршня) и реальной поверхностью юбки. Это расстояние на несколько порядков меньше толщины юбки. Поэтому при расчетах температуры и деформации юбки, профиль юбки не влияет на напряженно-деформированное состояние поршня, он влияет только на распределение давлений в масляном слое. Следовательно, профиль юбки можно учитывать только в блоке гидравлического расчета, а при расчетах напряженно-деформированного состояния можно использовать простую цилиндрическую форму поршня. Это позволяет как упростить трехмерную модель поршня, так и проверять влияние на масляный слой разных профилей юбки без создания новой модели поршня и без повторного использования блоков алгоритма 1, 2 и 3.

В первом блоке происходит так же происходит разбивка моделей на конечные элементы. В программе используются 4 типа конечных элементов:

1) Плоские прямоугольные вспомогательные элементы, предназначенные для требуемой (а не произвольной) разбивки поверхностей моделей в местах

концентраторов напряжений, приложения давлений и т.д. (в случае программы Ansys – ESURF154).

2) пирамидальный 10 узловой элемент для расчета распределения температур в поршне (в случае программы Ansys – SOLID87). Данный тип элемента позволяет разбивать модели произвольной формы с криволинейными поверхностями.

3) Пирамидальный 10 узловой элемент для расчета нагрузок и деформаций. Для автоматического переноса результатов температурного расчета (распределения температур внутри поршня) форма элементов должна быть одинаковой для обоих типов расчетов. Для программы Ansys – это элемент SOLID92; превращение элементов SOLID87 в SOLID92 с наложением полученных температур производится одной командой.

4) Параллелепипедный 20ти узловой элемент для гидравлического расчета криволинейных объемов (Для программы Ansys – FLUID142).

Модули упругости и модули Юнга для материалов ЦПГ, коэффициенты температурного расширения, данные для расчетов сил инерции и нагрузок на поршень хотя и вводятся в этом блоке алгоритма, но их можно изменять и в третьем блоке, без возврата в блок №1. Это необходимо при изменении угла поворота коленчатого вала и подборе материалов.

2.3 Расчет температур поршня и цилиндра

Во втором блоке алгоритма производится ввод необходимых граничных условий для расчета температуры каждого узла модели, и решается уравнение теплопроводности.

В отличие от силовых деформаций, распределение температур в поршне по результатам исследований [96] является независимым от положения поршня и угла поворота коленчатого вала. Следовательно, тепловой расчет можно

выполнить один раз, и использовать полученное постоянное распределение температур при разных положениях и деформациях деталей ЦПГ.

Граничные условия, принимаемые при расчете, могут быть заданы тремя способами:

1) граничные условия первого рода – задается распределение температуры на поверхности тела в функции времени;

2) граничные условия второго рода – задается плотность теплового потока для всей поверхности тела в функции времени;

3) граничные условия третьего рода – задается температура окружающей среды и закон теплоотдачи между поверхностью тела и окружающей средой.

Граничные условия задаются тем способом, для которого имеются наиболее достоверные данные. Для граничных условий первого рода необходимо знать температуры каждой точки поверхности деталей ЦПГ на реальном двигателе именно с данными деталями – что практически никогда не делается из-за огромного объема работ. Для вновь проектируемого двигателя это невозможно в принципе, поскольку распределение температур зависит от формы деталей и поэтому не может быть взято от аналогичных двигателей. Для граничных условий второго рода ситуация еще хуже – замерить тепловые потоки гораздо сложнее. Применять эти значения ко вновь проектируемому двигателю так же нельзя из-за влияния геометрических размеров и свойств материалов на эти потоки. По этим причинам чаще всего задаются граничные условия третьего рода. Хотя они и неточны, их можно брать от аналогичных двигателей и применять для вновь проектируемых двигателей, а для их верификации достаточно замерять температуру лишь в нескольких точках реальных двигателей.

2.4 Подготовка 3D моделей к расчету

Подготовка конечно-элементных моделей заключается в наложении граничных условий - модель закрепляется, задаются температуры, к модели

прикладываются действующие на неё силы и ускорения. Граничные условия можно условно разделить на два типа – переменные (изменяющиеся в каждом цикле расчета) и постоянные (одинаковые во всех циклах расчета). К постоянным граничным условиям можно отнести температуры, закрепление модели, нагрузки от сил инерции и давления газов. Они являются постоянными, поскольку перемещения поршня вдоль оси цилиндра нет, так как этот расчет производится для определенного угла поворота коленчатого вала. К переменным граничным условиям можно отнести меняющееся распределение давлений в масляном слое. Для уменьшения времени расчета целесообразно сохранить модель с наложенными постоянными граничными условиями, а в циклах расчета вызывать её и дополнять переменными граничными условиями.

2.5 Цикл гидравлических расчетов и расчет деформаций

Решение упругогидрдинамической задачи в существующих программных комплексах проходит итерационно. Вычисляется давление жидкости, это давление прикладывается к детали, которая деформируется от этого давления. Деталь неподвижна, она лишь деформируется. Деформированная деталь уже другим образом распределяет жидкость, в результате давление от жидкости снова меняется. Такое постепенное уточнение взаимных влияний деформаций и давления от жидкости является итерационным процессом.

В случае ДВС деталью является поршень, который перемещается в цилиндре в зависимости от давления масла на юбке поршня. Поэтому в разработанной программе добавлен еще один цикл – смещение и поворот в цилиндре поршня, деформированного давлением.

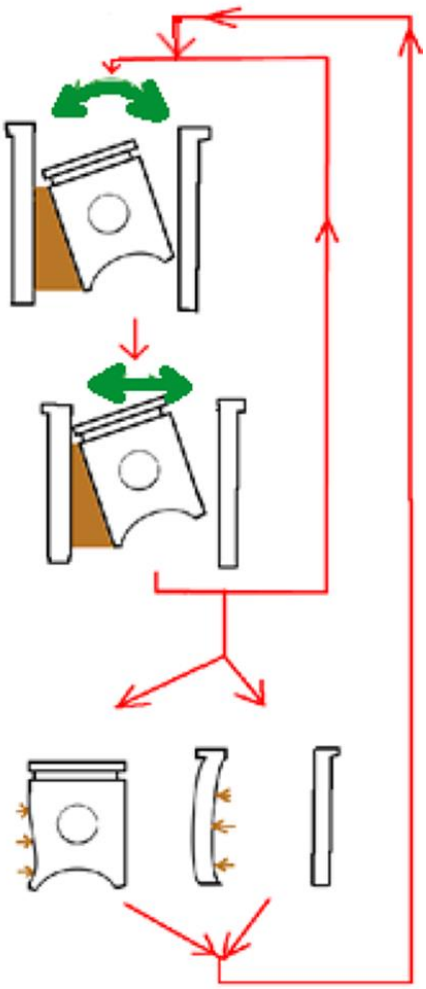
В этом случае итерационный процесс состоит из двух этапов:

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, и в результате выбирается новое положение поршня. Этот этап повторяется до тех пор, пока разница в положении поршня между предыдущим и текущим шагом не станет меньше принятой заранее величины.

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

Схема итерационного процесса приведена на рисунке 2.5.1.



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 2.5.1 – Последовательность итераций расчета

В итерационных алгоритмах необходимо обеспечить обязательное достижение условия выхода из цикла. В противном случае произойдет

зацикливание алгоритма. Итерации проводятся до тех пор, пока разница между двумя последовательными циклами не станет удовлетворять заданному заранее критерию сходимости расчета. В качестве критерия сходимости может быть принято либо абсолютное изменение какого-то параметра на соседних шагах итерационного процесса, либо относительное. В данной программе используются оба подхода. Когда это возможно – берется абсолютное значение. Так, критерием сходимости расчета по углу наклона поршня является значение момента трения поршня относительно пальца. Если момент от сил, действующих на поршень, меньше момента трения – происходит выход из цикла изменения угла наклона поршня. В остальных случаях критерий сходимости относителен и может регулироваться, что позволяет сократить время расчета при уменьшении его точности.

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 оконченным.

Расчет напряженно- деформированного состояния деталей ЦПГ на этапе Б является стандартной задачей, решаемой традиционными методами, однако для этапа А требуется более развернутое описание.

Расчетная модель масляного слоя строится при заданном положении поршня относительно цилиндра.

Действующие на поршень силы (рисунок 2.5.2) вынуждают его занять такое положение (сместиться в сторону действия боковой силы на ξ и повернуться относительно поршневого пальца на γ), при котором возникающее в масляной пленке между цилиндром и поршнем давление сделает всю систему уравновешенной. Исходя из этого, положение поршня в цилиндре в очередной итерации задается следующим образом:

- Если суммарная сила от давления на юбку меньше боковой силы, то принимается, что поршень переместился бы ближе к стенке цилиндра. Поэтому в

следующем цикле гидравлического расчета строится новая модель масляной пленки при положении поршня, более близком к стенке цилиндра.

- Если момент от сил давления на юбке больше момента сил трения на пальце, то считается, что весь поршень повернулся бы в соответствие с этим моментом.

- Если в процессе решения не удается получить равновесное состояние поршня в цилиндре – такое, чтобы разворачивающий момент от давления масла был меньше момента трения от пальца, а равнодействующая была бы равна боковой силе – то это свидетельствует о том, что гидродинамической силы на юбке не хватает для компенсации боковой силы. В этом случае строится модель пленки при положении поршня, максимально близкого к стенке цилиндра, когда толщина масляного слоя равна суммарной высоте микронеровностей. Это свидетельствует о граничном трении. Такая ситуация возможна либо вблизи мертвых точек, либо при неудачном профиле юбки. В этом случае гидравлический расчет все равно производится, хотя к вычисленной силе трения необходимо будет прибавить трение от граничного режима смазки в областях с толщиной слоя меньше высоты микронеровностей.

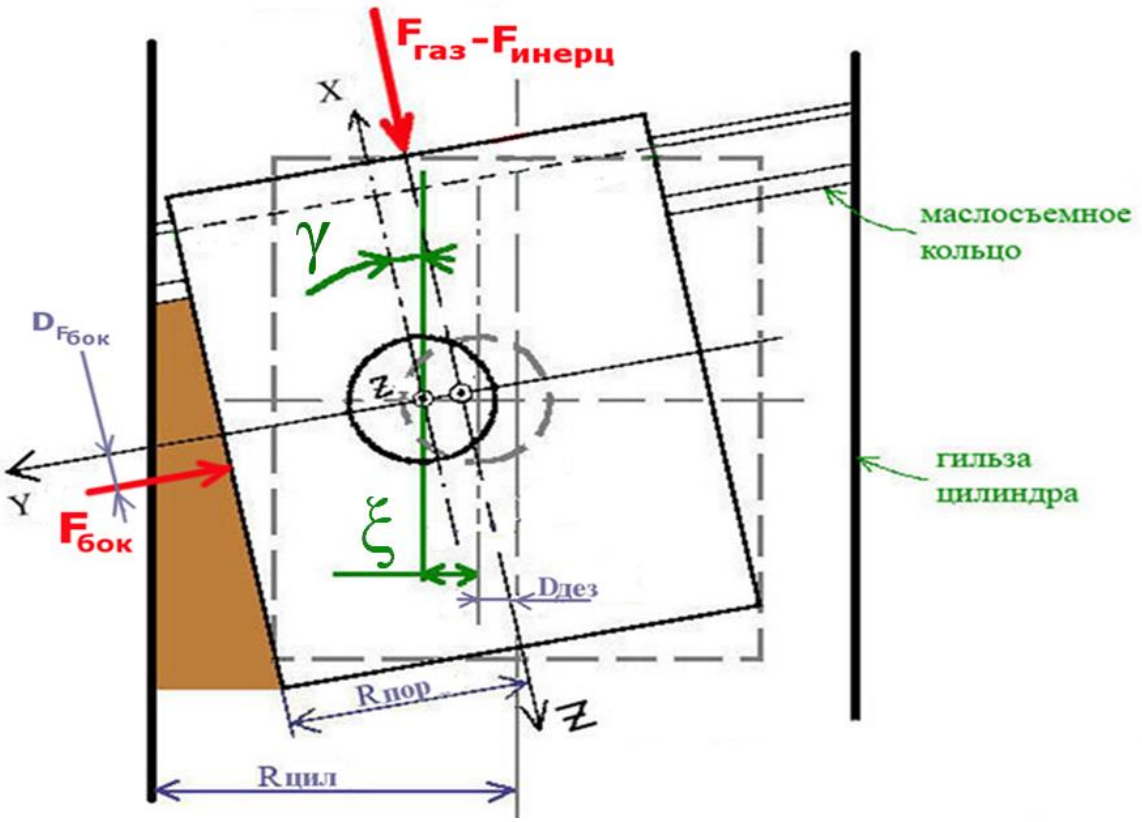


Рисунок 2.5.2 – Схема определения моментов, действующих на поршень. $F_{бок}$ – боковая сила, действующая на поршень; $F_{газ}$ и $F_{инерц}$ – сила давления газов и сила инерции. $D_{Fбок}$ и $D_{дез}$ – плечи действия сил относительно центра пальца. На поршень действует разворачивающий момент, равный $F_{бок}D_{Fбок}-(F_{газ}-F_{инерц})D_{дез}$

Для построения трехмерной модели масляного слоя необходимо кроме положения поршня и деформаций ЦПГ задать еще и профиль юбки. Профиль юбки в программе задается в табличном виде для каждой точки юбки. В большинстве случаев задавать эти значения для каждой точки можно автоматически по формулам (пример – на рисунке 2.5.3).

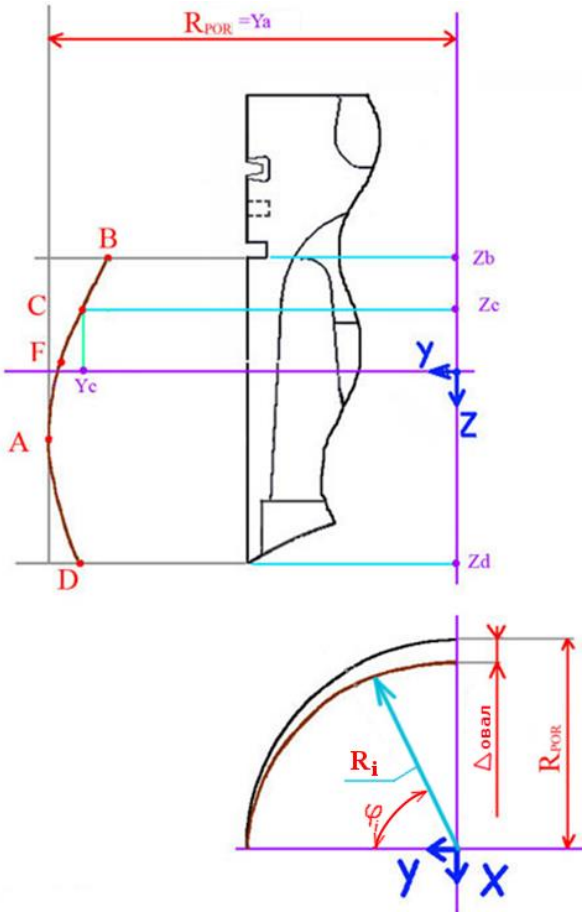


Рисунок 2.5.3 – Пример аналитического задания овальности юбки поршня.
$R_i=R_{POR}-(\Delta_{овал}/90)\varphi_i$

Толщина масляного слоя в произвольном месте вычисляется как разница между точкой на поверхности гильзы и точкой на поверхности юбки (рисунок 2.5.4). Координаты точки на поверхности гильзы равны координатам точки на строго цилиндрической гильзе, плюс термоупругие деформации гильзы в этой точке. Координаты точки на поверхности юбки поршня равны координатам точки на строго цилиндрическом поршне, плюс термоупругие деформации юбки, плюс профиль юбки в этой точке.

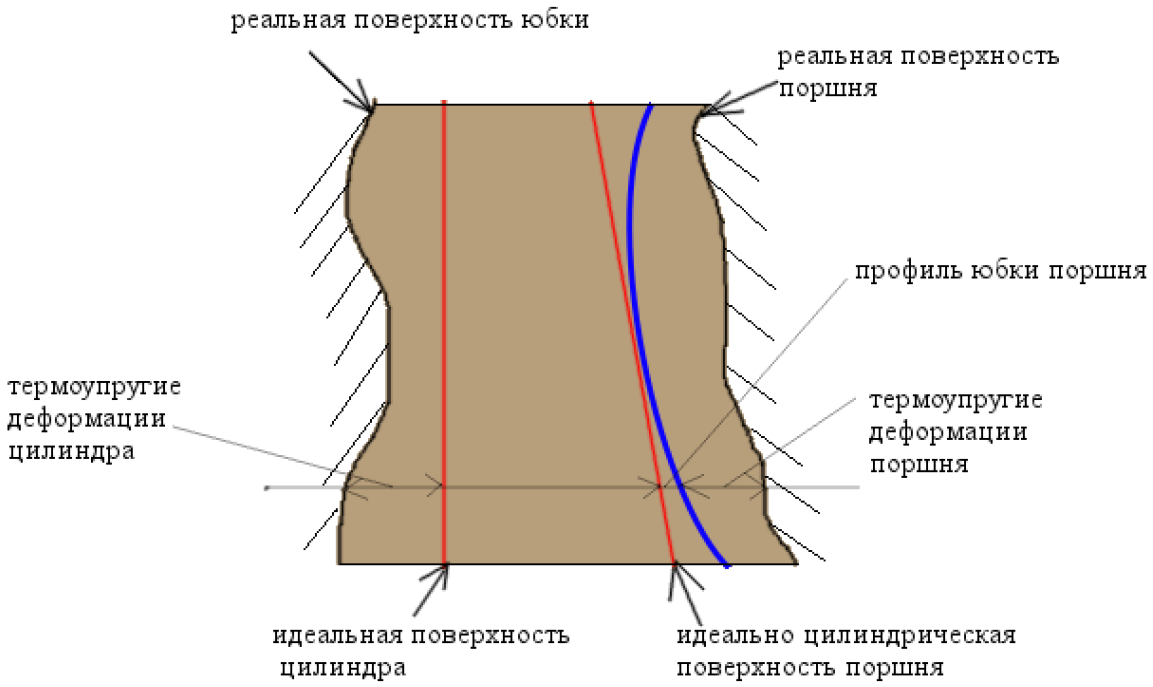


Рисунок 2.5.4 - Получение реальных профилей цилиндра и поршня из идеально-цилиндрических

Построение модели масляной пленки из трех слоев (рисунок 2.5.5) выполняется автоматизированно.

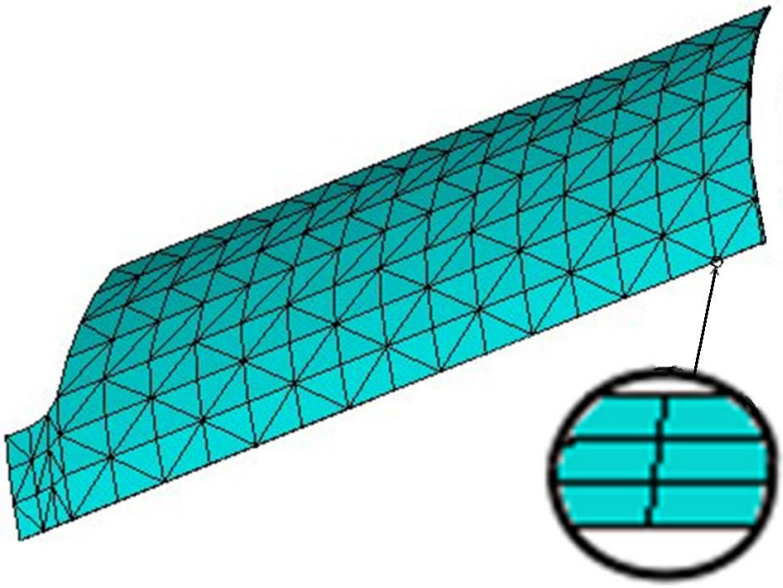


Рисунок 2.5.5 – Трехслойная конечно-элементная модель масляной пленки.

Толщины масляного слоя, полученные при построении, используются для вычисления суммарной силы вязкого трения по формуле:

$$F_{тр} = \frac{S_1 \mu \upsilon}{h_1} + \frac{S_2 \mu \upsilon}{h_2} + \frac{S_3 \mu \upsilon}{h_3} + \ldots = \mu \cdot \upsilon \cdot \Sigma(\frac{S_i}{h_i});$$

где μ – вязкость,

υ – скорость скольжения поверхностей относительно друг друга,

S_i – единичная площадь поверхности трения,

h_i – толщина масляного слоя единичной поверхности.

Произведя расчет через каждые несколько градусов угла поворота коленчатого вала, можно вычислить работу силы трения на юбке. В общем случае, когда сила не постоянна, а движение не прямолинейно и неравномерно, работа вычисляется по формуле:

$$A = \int F ds$$

где A – работа сил трения,

F – сила трения на бесконечно малом участке траектории ds.

В нашем случае эта формула преобразуется в формулу вида:

$$A = \sum(F_i \Delta s_i) \qquad (6)$$

где F_i – сила трения на участке хода поршня Δs_i.

Граничные условия для модели масляной пленки задаются следующим образом:

– на границе масляной пленки с юбкой поршня скорость движения в направлении оси Z равна скорости поршня, в направлении осей X и Y – равна нулю;

– на границе масляной пленки с цилиндром скорость движения по всем направлениям равна нулю;

– в плоскости X=0 скорость движения в направлении оси X равна нулю;

– для боковых и нижних границ масляного слоя давление задается равным внутрикартерному;

– на верхней границе можно принять следующие граничные условия, в зависимости от конструкции поршня: а) для обычного поршня, со сбросом масла из-под маслосъемных колец внутрь поршня – давление задается равным внутрикартерному; б) для конструкций поршня без маслоотводящих отверстий задается $V_z = V_{поршня}$.

2.6 Принятые допущения

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.

Из закона сохранения массы выводится уравнение непрерывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0,$$

где: v_x, v_y и v_z – компоненты векторной скорости в направлении x, y, z;

ρ – плотность.

В ньютоновской жидкости соотношение между напряжением и степенью деформации жидкости выражается уравнением:

$$\tau_{ij} = -P\delta_{ij} + \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \delta_{ij}\lambda\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\ , \qquad (7)$$

где: τ_{ij} – тензор напряжений;

u_i – ортогональная скорость ($u_1=v_x$, $u_2=v_y$, $u_3=v_z$);

μ – динамическая вязкость;

λ – второй коэффициент вязкости, который равен нулю для жидкости с постоянной плотностью.

Уравнение 7 преобразует уравнения импульса в уравнения Навье-Стокса.

Уравнения импульса без дополнительных предположений о свойствах жидкости следующие:

$$\frac{\partial \rho v_x}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y v_x)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z v_x)}{\partial z} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + R_x + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial v_x}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v_x}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial v_x}{\partial z}\right) + T_x$$

$$\frac{\partial \rho v_y}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x v_y)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z v_y)}{\partial z} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + R_y + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial v_y}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v_y}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial v_y}{\partial z}\right) + T_y$$

$$\frac{\partial \rho v_z}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x v_z)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y v_z)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z v_z)}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + R_z + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial v_z}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v_z}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial v_z}{\partial z}\right) + T_z$$

где: g_x,g_y,g_z – компоненты ускорения;

ρ – плотность;

μ_e – эффективная вязкость, для ламинарного потока представляет собой просто динамическую вязкость;

R_x, R_y, R_z – распределенное сопротивление;

T_x, T_y, T_z – члены учета потери вязкости, которые устраняются в несжимаемом постоянном потоке.

Уравнение энергии для несжимаемого случая может быть получено из уравнения для сжимаемого случая, пренебрегая вязкой работой, работой давления, вязкой диссипацией и кинетической энергией. Поскольку пренебрегают кинетической энергией, статическая температура и полная температура одинаковы. В этом случае уравнение энергии принимает форму уравнения теплового переноса для статической температуры:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho C_p T\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho v_x C_p T\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho v_y C_p T\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\rho v_z C_p T\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(K\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(K\frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(K\frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q_v,$$

где: C_p – удельная теплоемкость;

T – температура;

K – теплопроводность;

Q_v – объемный источник тепла.

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. Вязкость масла при расчетном режиме работы двигателя принята постоянной. Ламинарность гидродинамического процесса подтверждена расчетом числа Рейнольдса для зазора между юбкой поршня и гильзой цилиндра.

2.7 – Влияние степени деформируемости деталей на результаты расчетов

Для значительного сокращения времени расчета в предложенной программе поршень рассчитывается без учета деформаций пальца. Для проверки допустимости данного решения были проведены расчеты влияния распределения давления в расточке под палец на деформацию юбки. Результаты расчетов приведены на рисунке 2.7.1. Проведенные расчеты показали, что эпюра распределения давления в расточке практически не влияет на деформации юбки. Поэтому допустимо заменять решение задачи взаимодействия палец-поршень распределенным давлением на узлы расточки.

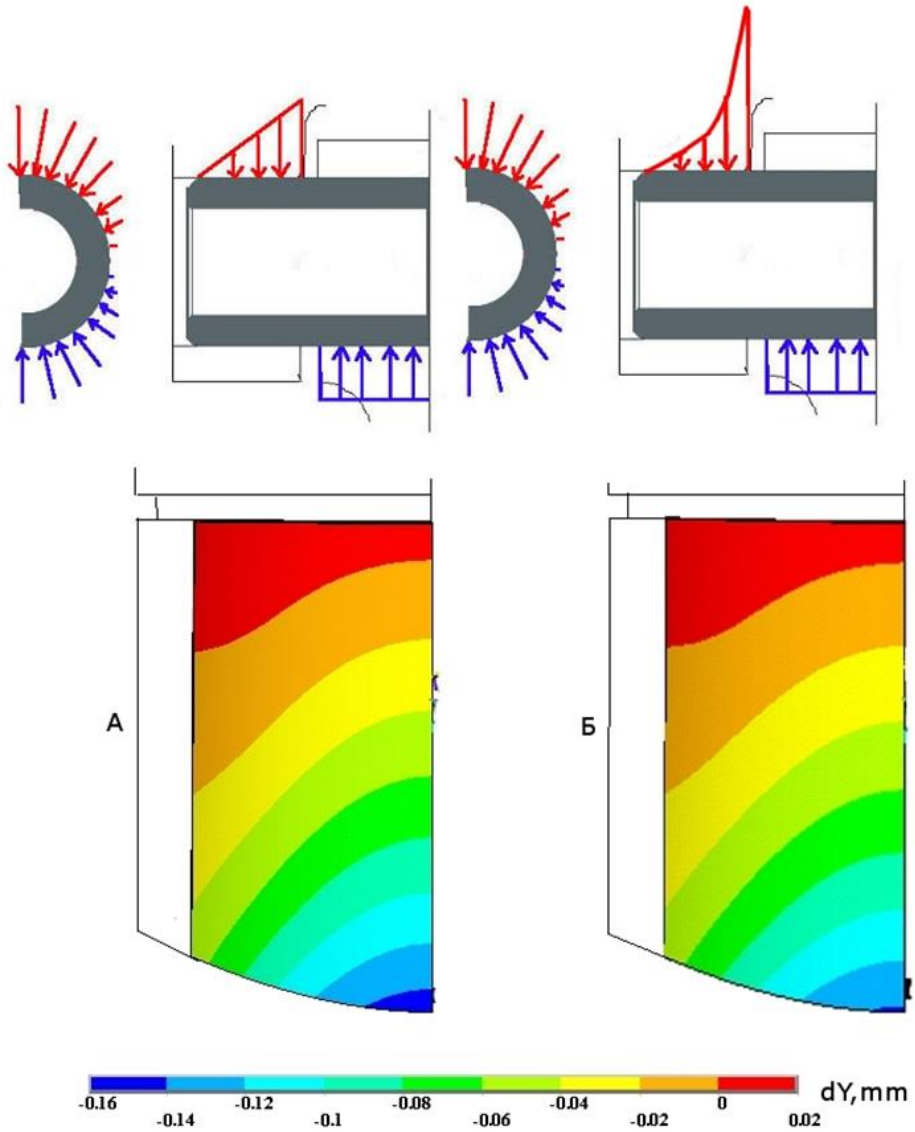


Рисунок 2.7.1 – Перемещения узлов юбки поршня (деформации юбки) в зависимости от распределения давления в расточке под палец

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 так же 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;

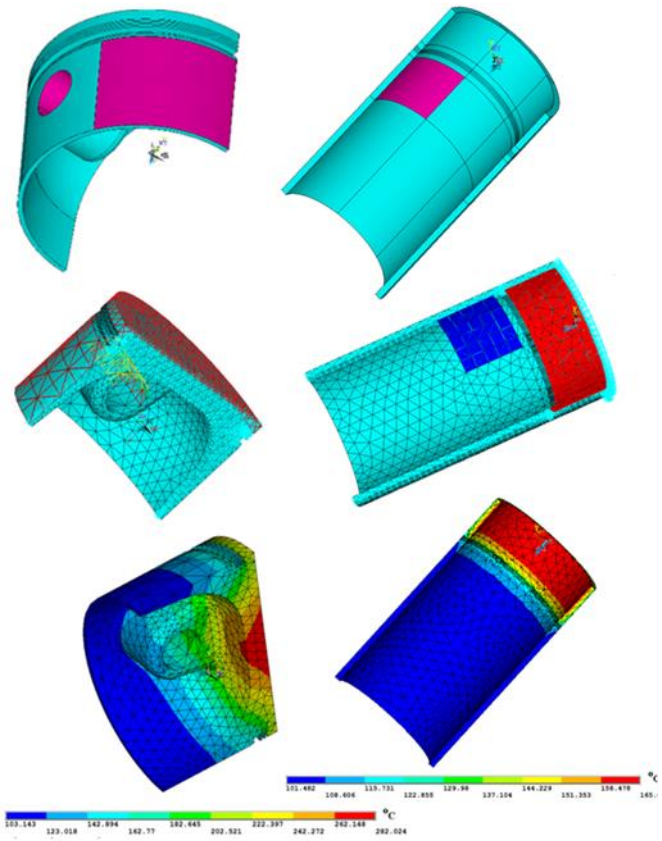
Г2 – деформация гильзы цилиндра под действием давлений от масляного слоя вычисляется лишь один раз, а далее считается неизменной;

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

Г3 – деформация гильзы 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;

Для расчета были созданы модели поршня и цилиндра. Подготовка этих моделей к расчету по алгоритму, указанному выше, показана на рисунке 2.7.2. Материал поршня – алюминий, материал гильзы цилиндра – сталь. Гильза подвесного типа.



3D модели

разбивка моделей на конечные элементы и наложение граничных условий

вычисленные температуры

Рисунок 2.7.2 – Трехмерные модели поршня и гильзы цилиндра для оценки влияния деформаций деталей ЦПГ на параметры масляного слоя

Профиль поршня был выбран исходя из условия максимальной несущей способности юбки поршня, которая наблюдается при перепаде высот профиля, составляющем 1,2 толщины масляного слоя между юбкой и гильзой [97].

Результаты расчетов параметров масляного слоя при разных комбинациях учета влияния жесткостей поршня и гильзы цилиндра приведены на рисунках 2.7.3-2.7.4 и в таблице 2.7.1. 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.

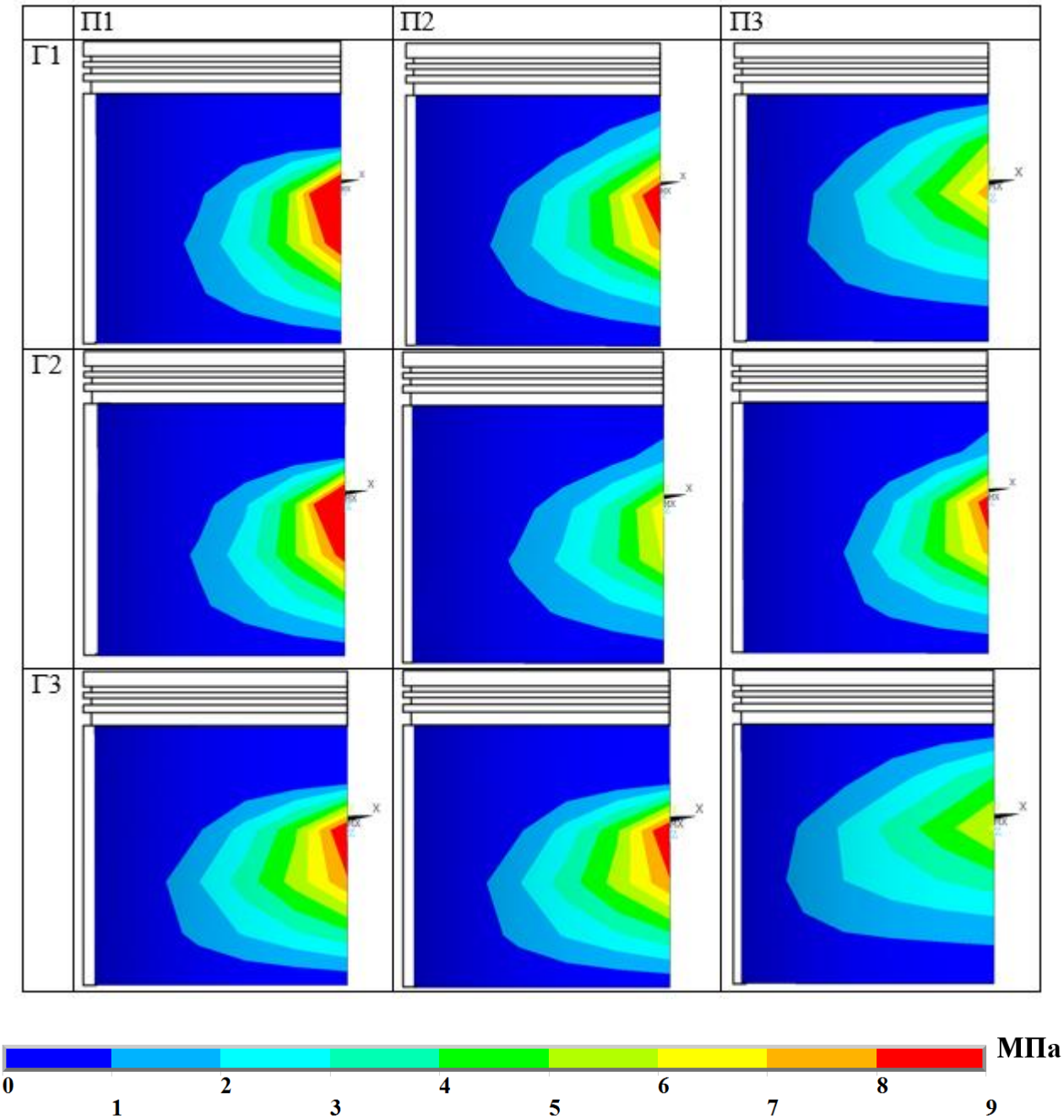


Рисунок 2.7.3 – Давление в масляном слое при разной степени деформаций деталей ЦПГ. Г2-П2 – существующие методики расчета (программы «ОРБИТА– ПОРШЕНЬ», «PISTON-DHT» и AVL «Excite»), Г3-П3 – предлагаемая методика

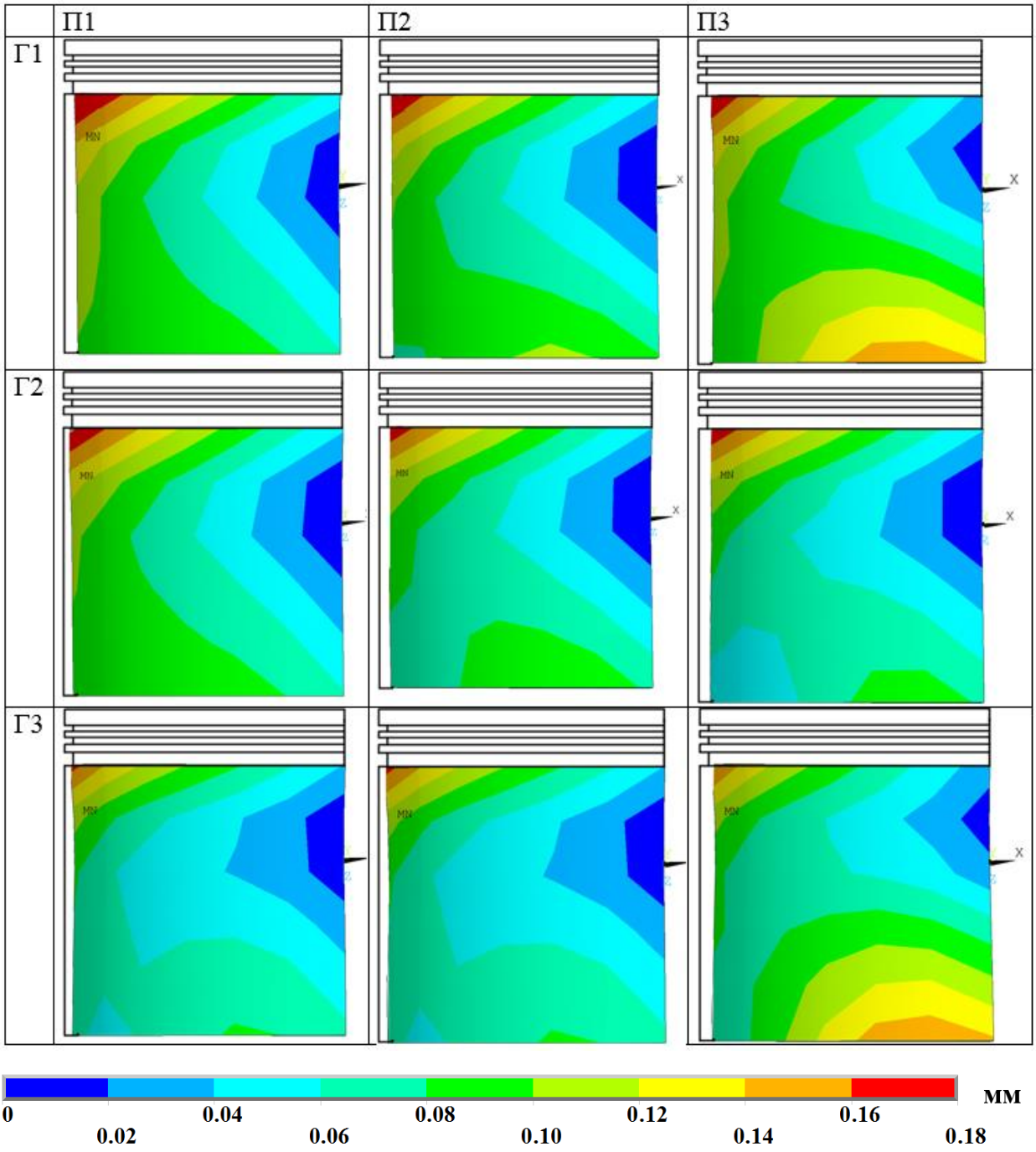


Рисунок 2.7.4 – Толщины масляного слоя при разных расчетах. Г2-П2 – существующие методики расчета (программы «ОРБИТА– ПОРШЕНЬ», «PISTON-DHT» и AVL «Excite»), Г3-П3 – предлагаемая методика

Таблица 2.7.1 – Сравнение результатов расчетов при разных вариантах учета жесткости поршня и гильзы. Г2-П2 – существующие методики расчета (программы «ОРБИТА– ПОРШЕНЬ», «PISTON-DHT» и AVL «Excite»), Г3-П3 – предлагаемая методика

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.

Так, например, в комбинации Г2-П2 с однократным вычислением деформаций поршня и цилиндра сила трения на 10% выше, чем в комбинации Г1-П1, в которой поршень и цилиндр приняты недеформируемыми. В комбинации Г3-П3, в которой деформации поршня и цилиндра меняются в каждой итерации в зависимости от распределения давлений в смазочном слое, сила трения получается на 21% ниже, чем в комбинации Г2-П2. Эти цифры относятся к конкретной конструкции поршня и гильзы, поэтому в каких-то случаях разница будет значительно меньше. Тем не менее, разница все равно будет.

2.8 – Выводы по главе

Разработаны алгоритм и программа, позволяющие решить упруго-гидродинамическую задачу для взаимно перемещающихся деталей. Показано влияние способов учета жесткости деталей на параметры масляного слоя.

Разработанная программа позволяет определять при заданной геометрии юбки:

-потери на трение;

-распределение давления;

-толщину масляного слоя;

-положение поршня в цилиндре.

Эти данные позволяют путем изменения профиля юбки не только добиться снижения механических потерь, но и снизить износ, избегая образования областей с толщиной масляного слоя менее суммарной высоты микронеровностей.

Глава 3. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

С целью проверки адекватности расчетной модели было проведено сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными. К сожалению, в открытом доступе отсутствуют результаты эксперимента, в котором одновременно замерялись бы положение поршня в цилиндре, толщины масляного слоя и давление в разных точках масляного слоя. По этой причине экспериментальные данные были получены на разных двигателях. Положение поршня в цилиндре замерялось на двигателе ВАЗ-21124, давление в разных точках юбки замерялось на двигателе ЧН15/16. Расположение областей юбки с минимальными толщинами масляного слоя было получено путем измерения следов натира на юбке поршня двигателя проекта единой модульной платформы (далее – ЕМП).

3.1 Углы наклона поршня и смещения центра пальцевого отверстия

Замеры угла наклона поршня и смещения центра пальцевого отверстия относительно оси цилиндра проводились на двигателе ВАЗ-21124. Замеры сравнивались с расчетными положениями поршня в цилиндре, вычисленными по предложенной методике.

На рисунке 3.1.1 приведена твердотельная модель поршня двигателя ВАЗ-21124, и модель поршня, разбитая на конечные элементы.

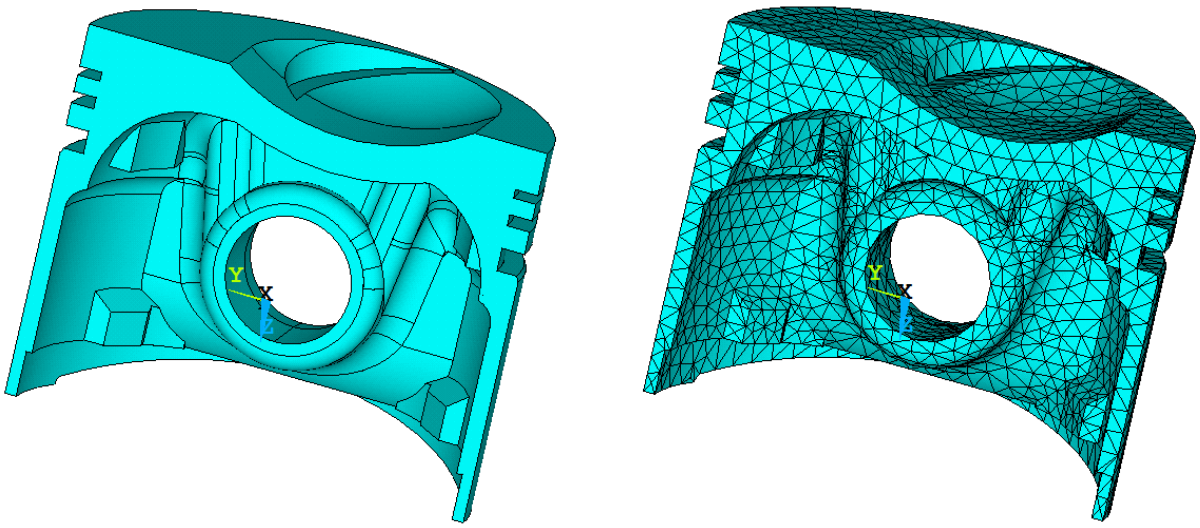


Рисунок 3.1.1 – Трехмерная твердотельная модель поршня двигателя ВАЗ-21124, и модель поршня, разбитая на конечные элементы

В программе учитываются деформации гильзы, на которые влияет сила затяжки болтов. В связи с этим при расчете учитывается не только модель гильзы, но также головка блока цилиндров и прокладка газового стыка (рисунок 3.1.2).

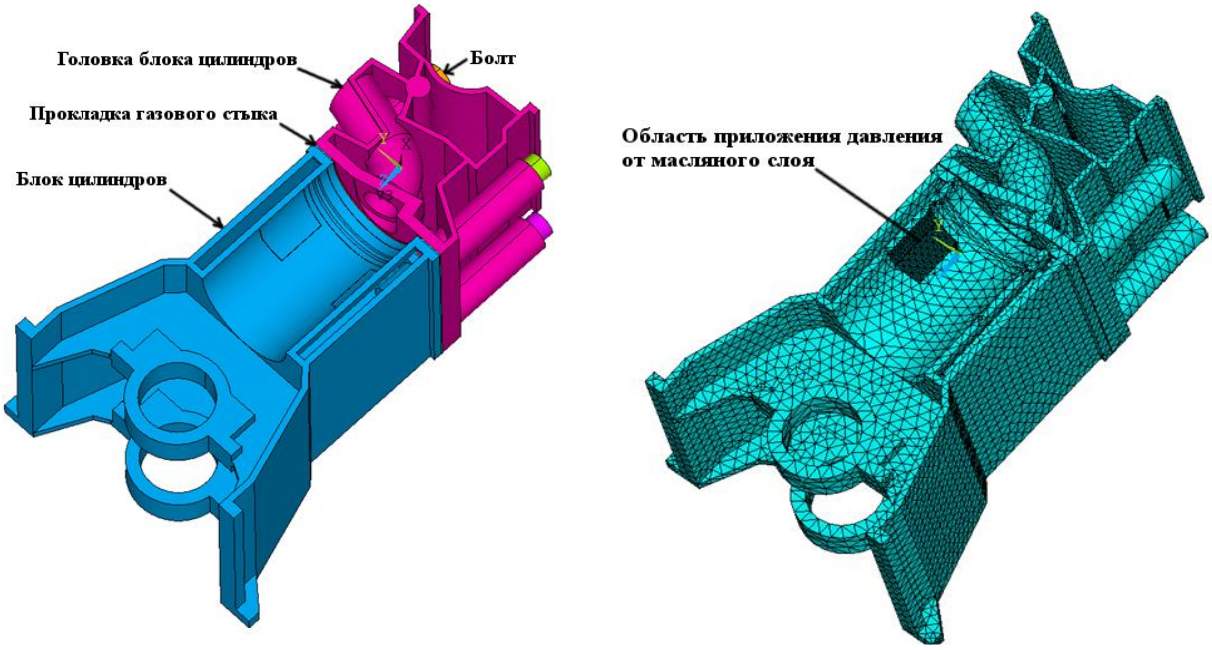


Рисунок 3.1.2 – Блок цилиндров двигателя ВАЗ-21124 с деталями, влияющими на деформацию поверхности цилиндра – трехмерная твердотельная модель, и модель, разбитая на конечные элементы

Темным цветом на конечно-элементной модели выделена область приложения давления от масляного слоя на юбке цилиндра. Её расположение соответствует положению юбки поршня в цилиндре при расчетном угле поворота коленчатого вала.

Кроме силовых деформаций на параметры масляной пленки оказывают большое влияние тепловые деформации. Следовательно, необходимо определить температуры поршня в каждой его точке, для чего необходимо провести температурный расчет.

При невозможности произвести замеры температуры деталей двигателя в каждой точке всех поверхностей, либо невозможности замерить количество тепла, проходящее сквозь каждую поверхность, единственным достаточно точным способом вычисления температур деталей является решение температурной задачи с граничными условиями третьего рода, когда известны коэффициенты теплоотдачи и температуры омывающих газов для каждой поверхности. Получить их можно из теплового расчета.

Для проведения теплового расчета была выбрана программа Дизель РК, разработанная в МГТУ им. Баумана [98], поскольку она позволяет проводить не только расчет температур газов, но и коэффициентов теплоотдачи.

Для расчета количества теплоты отведенного в стенки рабочего объема используется уравнение Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha S t (T - T_w),$$

где: α - коэффициент теплоотдачи;

S - площадь тепловоспринимающей поверхности;

t - интервал времени;

T, T_w - температура газа и температура стенки.

Основную сложность при расчете процессов теплообмена вызывает определение коэффициентов теплоотдачи α от газов к поверхностям, и температуры поверхностей, ограничивающих рабочее тело – T_w. В целях упрощения методики можно считать коэффициент теплоотдачи α постоянным для

рассматриваемых поверхностей на расчетном интервале времени. Так как температуры различных поверхностей рабочего объема могут значительно отличаться друг от друга, то теплообмен на них моделируется дифференцировано.

Для расчета теплообмена в цилиндре двигателя существует более 30 зависимостей для α, но большинство авторов отдают предпочтение формуле Вошни [96], так как она учитывает изменение теплообмена по углу поворота коленчатого вала на различных участках рабочего цикла. Кроме того, она учитывает лучистый теплообмен, на долю которого по разным данным приходится до 30 % общего теплового потока. По этим причинам в расчете коэффициента α так же использовалась формула Вошни.

Средняя температура поверхностей, ограничивающих камеру сгорания (гильзы, поршня, стенки огневого днища крышки цилиндра) T_w определяется путем решения задачи теплопроводности многослойной стенки. В программе Дизель РК стенки представлены в упрощенном виде, и позже нужно сравнить температуры, полученные в данной программе, и температуры, полученные с помощью метода конечных элементов при наложении таких же граничных условий. Если разница получилась слишком большая (значительно влияющая на разницу размеров нагретого поршня) в программе Дизель РК можно ввести температуры и вручную, скорректировав и уточнив расчет.

Точные граничные условия третьего рода для температурной задачи получить практически невозможно. Поэтому после оценочного расчета эти значения были скорректированы таким образом, чтобы расчетные температуры поршня совпали с температурами, замеренными на двигателе. Замеры температуры поршня были проведены путем установки термопар в нескольких точках поршня.

Граничные условия третьего рода для температурной задачи (температуры омывающих газов и коэффициентов теплоотдачи) приведены на рисунках 3.1.3 для поршня и 3.1.4 для блока цилиндров. Они подобраны на основании расчета рабочего процесса и скорректированы таким образом, чтобы результаты расчета с

погрешностью не более 5% совпали с экспериментальными замерами температуры. Корректировка необходима в любом случае, поскольку коэффициенты теплоотдачи должны учитывать и выделение тепла от трения (на юбке поршня), и передачу тепла при контакте с другими деталями двигателя (поэтому коэффициент теплоотдачи в местах контакта с другими деталями двигателя значительно выше, чем коэффициент теплоотдачи к газам).

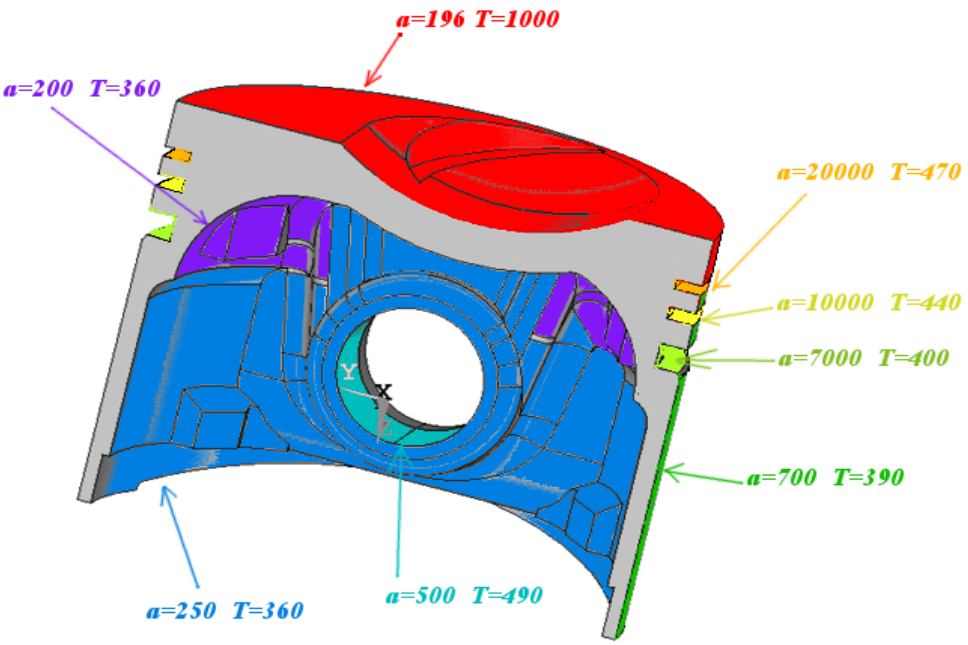


Рисунок 3.1.3 – Граничные условия третьего рода для поршня двигателя ВАЗ-21124: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2; *T* – температура, *K*

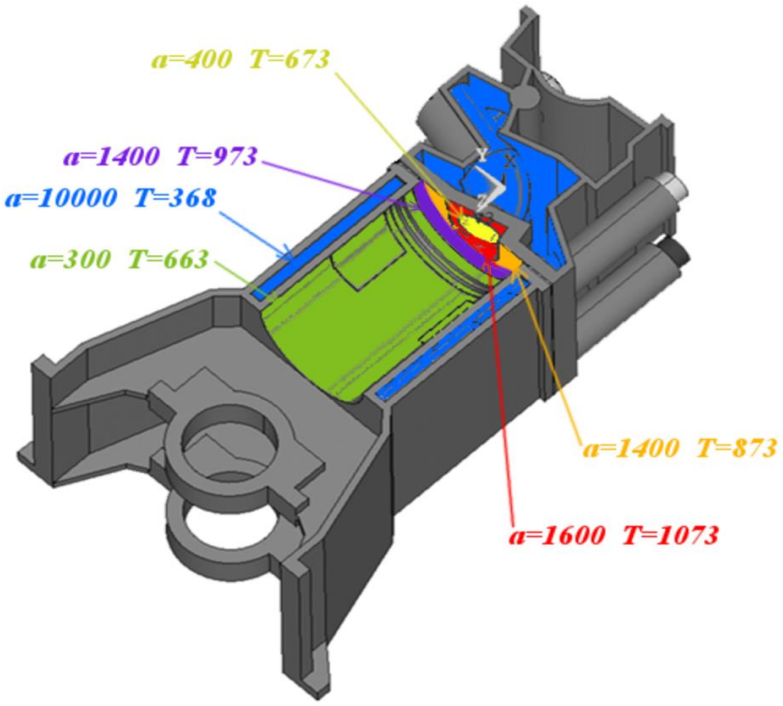


Рисунок 3.1.4 – Граничные условия теплообмена третьего рода для двигателя ВАЗ-21124: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2; T – температура, К

Результаты расчета температур приведены на рисунке 3.1.5 для поршня и 3.1.6 для блока цилиндров.

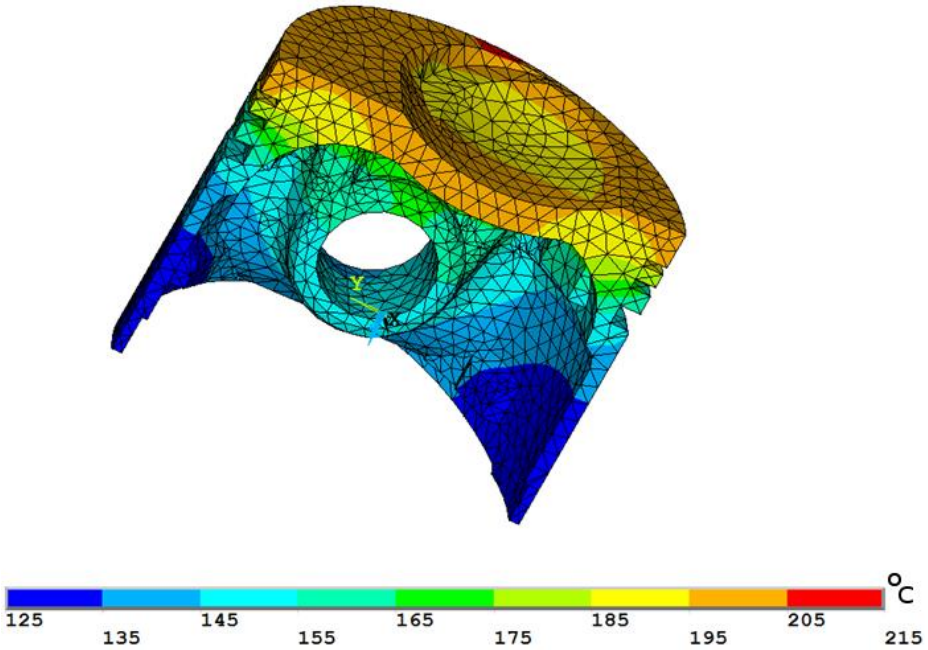


Рисунок 3.1.5 – Расчетные температуры поршня ВАЗ-21124

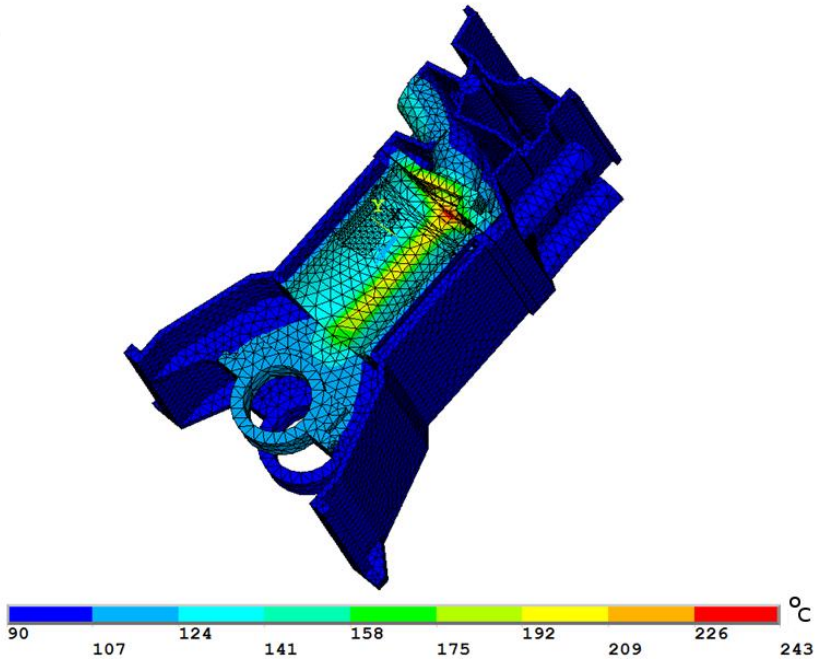


Рисунок 3.1.6 – Расчетные температуры блока цилиндров ВАЗ-21124

После получения температур поршня и блока были подготовлены модели для вычисления механических деформаций деталей с приложенными давлениями, соответствующими силам, вычисленным с помощью динамического и теплового расчета (рисунки 3.1.7 и 3.1.8).

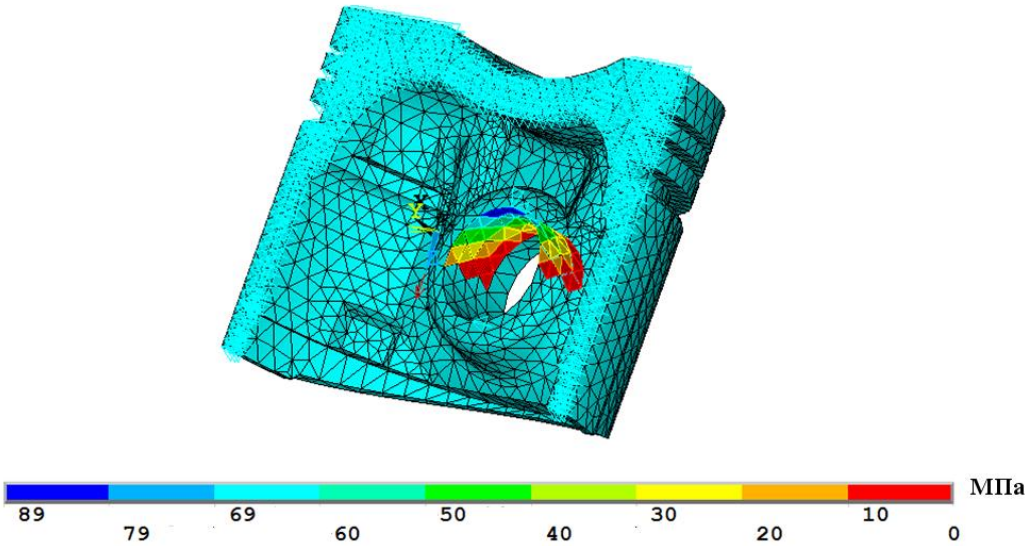


Рисунок 3.1.7 – Модель поршня двигателя ВАЗ-21124 с закрепленными узлами и приложенными давлениями в отверстии под поршневой палец

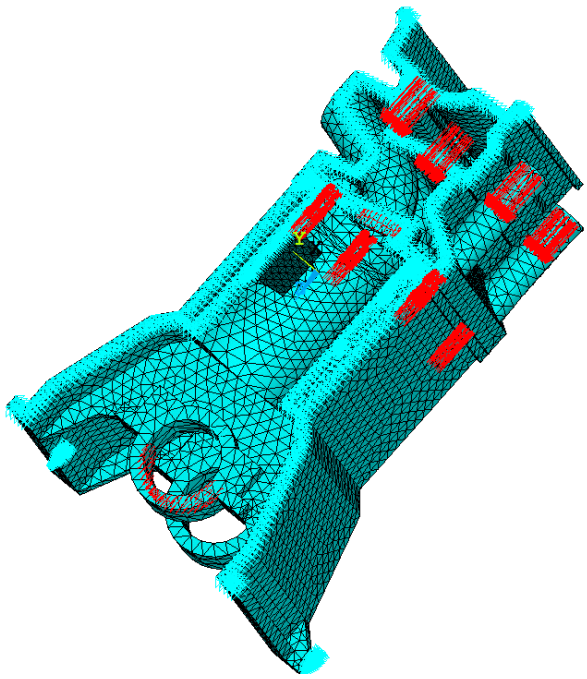


Рисунок 3.1.8 – Модель блока цилиндров двигателя ВАЗ-21124 с закрепленными узлами и приложенными силами от затяжки болтов

Используя все необходимые данные о профиле юбки (рисунок 3.1.9), а также о деформациях поршня и гильзы, проведены расчету по алгоритму, приведенному в главе 2.

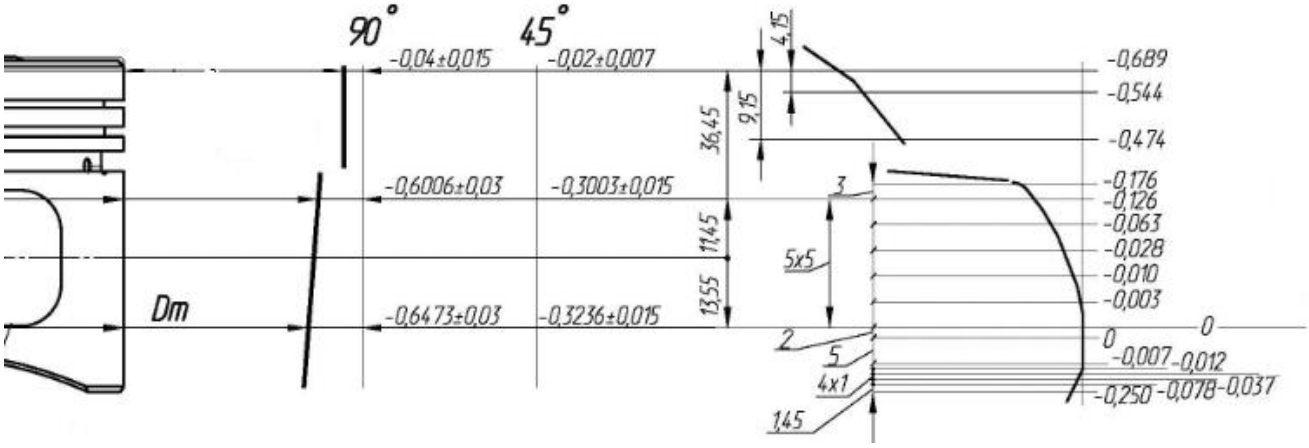


Рисунок 3.1.9 – Профиль юбки поршня ВАЗ-21124

Результаты расчета сравнивались с экспериментальными данными. Эксперимент по измерению положения поршня в цилиндре проводился в национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт» (Харьков). Замеры проводились путем измерения зазоров между поршнем и гильзой цилиндра с помощью вихревых датчиков. Расположение вихревых датчиков показано на рисунке 3.1.10. Погрешность

измерения вихревыми датчиками зазоров между поршнем и гильзой составляет 3–4 мкм.

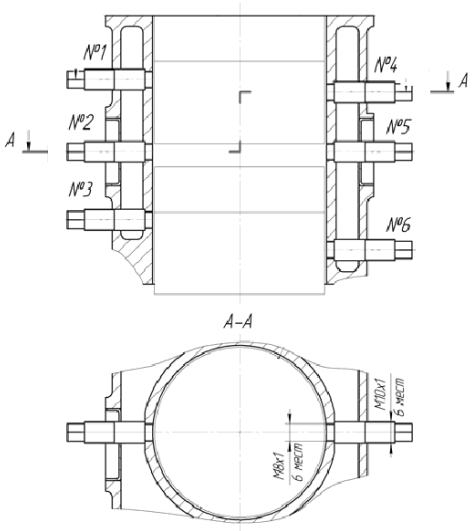


Рисунок 3.1.10 – Положение датчиков в цилиндре двигателя ВАЗ-21124

Экспериментальные данные приведены на рисунке 3.1.11.

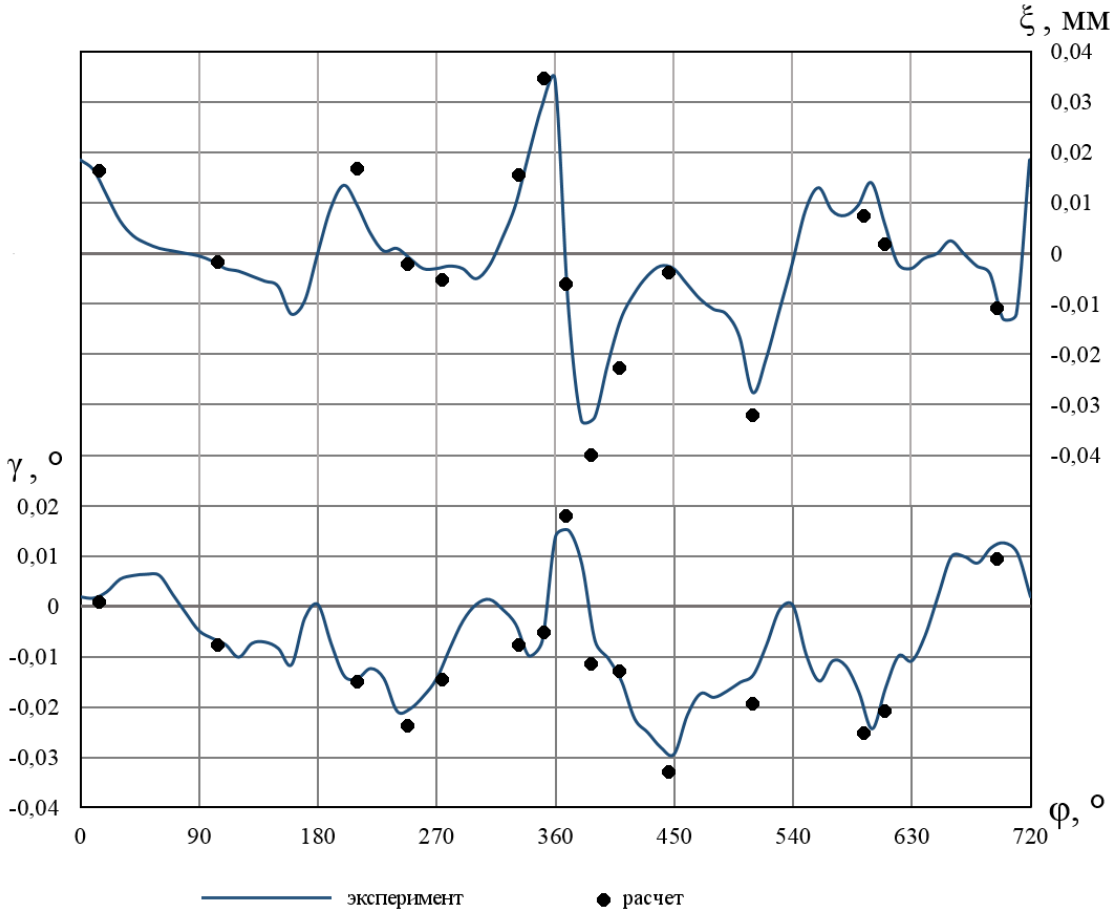


Рисунок 3.1.11 – Смещение центра поршня ξ и изменение угла наклона оси поршня γ в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными для некоторых основных точек приведено в таблице 3.1.1.

Таблица 3.1.1. – Сравнение расчетных и экспериментальных данных по положению поршня в цилиндре

	Расчет	Эксперимент	Погрешность расчета, %
Смещение поршня при 350˚ ПКВ, мм	0,0348	0,0315	10
Угол наклона поршня при 350˚ ПКВ, ˚	0,0051	0,0048	6
Смещение поршня при 370˚ ПКВ, мм	-0,0060	-0,0052	15
Угол наклона поршня при 370˚ ПКВ, ˚	0,0170	0,0150	13
Смещение поршня при 450˚ ПКВ, мм	-0,0034	-0,0030	13
Угол наклона поршня при 450˚ ПКВ, ˚	-0,0330	-0,0290	14

Отклонение расчетных данных от экспериментальных не превысило 15%.

3.2 Давление в масляном слое

Замеры давления в масляном слое в нескольких точках на юбке поршня проводились на двигателе ЧН15/16. Замеры сравнивались с расчетными давлениями, вычисленными по предложенной методике.

Трехмерная и конечно-элементная модель поршня представлена на рисунке 3.2.1, трехмерная и конечно-элементная модель гильзы представлена на рисунке 3.2.2.

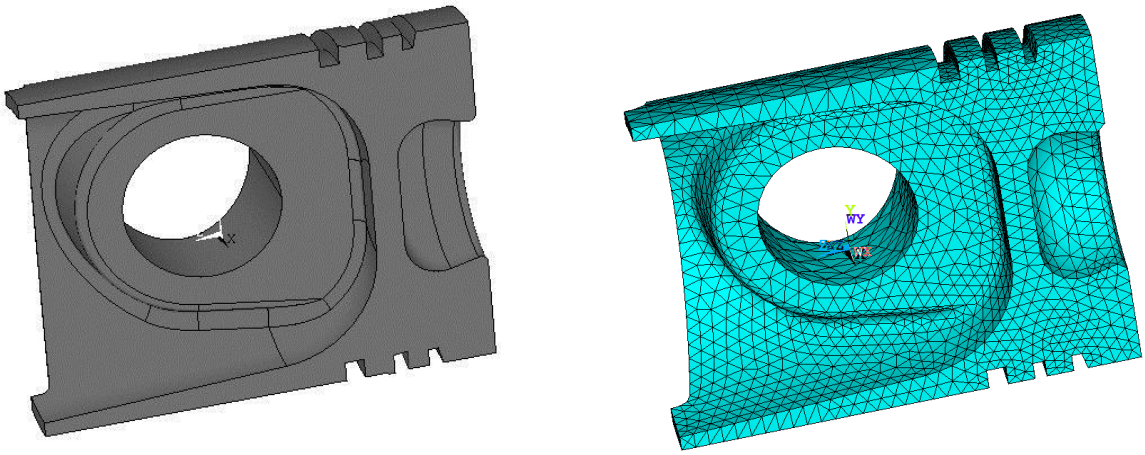


Рисунок 3.2.1 – Трехмерная модель поршня двигателя 8ЧН15/16, и модель поршня, разбитая на конечные элементы

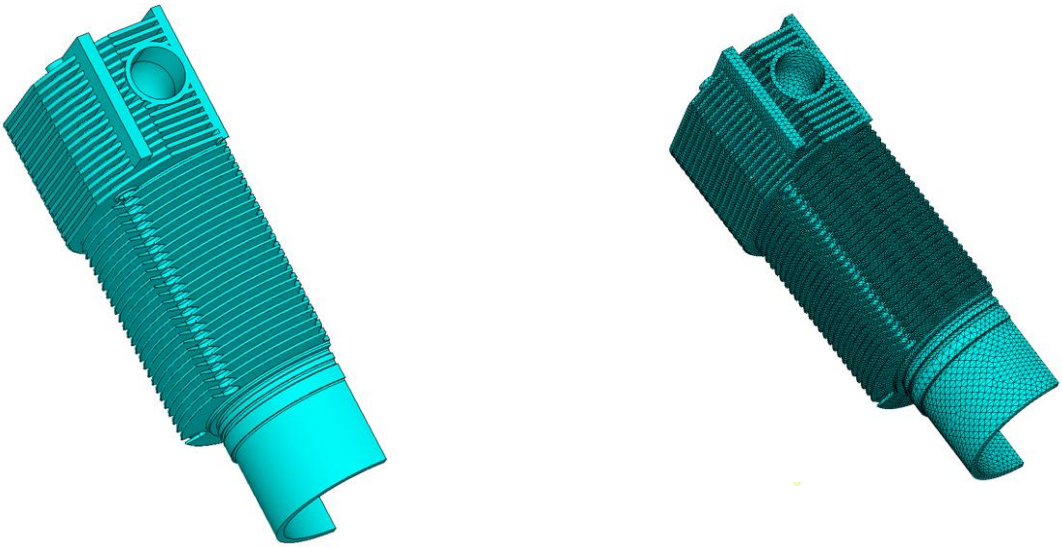


Рисунок 3.2.2 – Трехмерная модель гильзы с головкой блока цилиндров двигателя 8ЧН15/16, и модель, разбитая на конечные элементы

Граничные условия для температурной задачи (рисунок 3.2.3 для поршня и 3.2.4 для гильзы) были получены тем же путем, что и в предыдущем разделе – первоначальные приблизительные граничные условия были скорректированы по результатам расчета таким образом, чтобы соответствовать экспериментально замеренным.

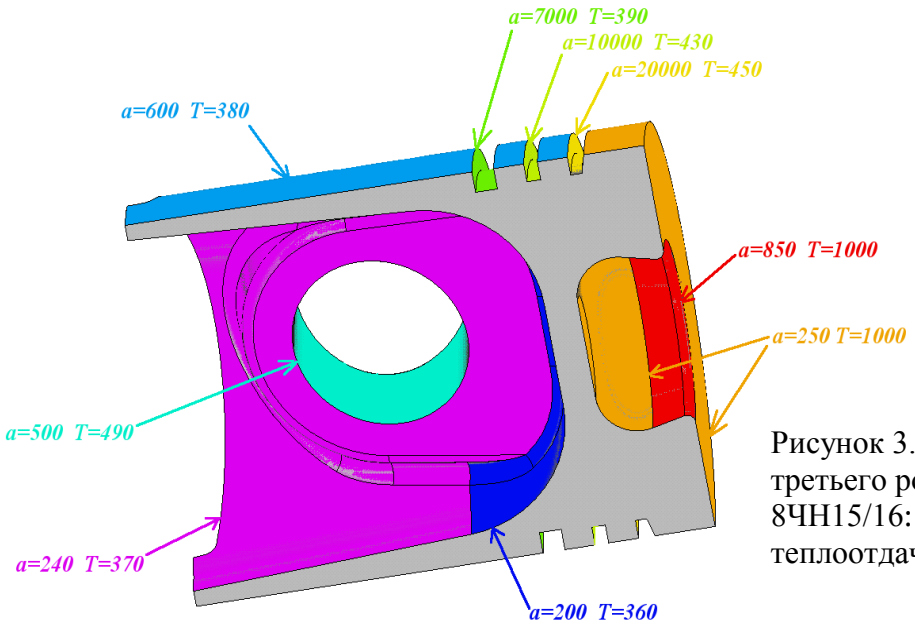


Рисунок 3.2.3 – Граничные условия третьего рода для поршня двигателя 8ЧН15/16: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2; T – температура, К

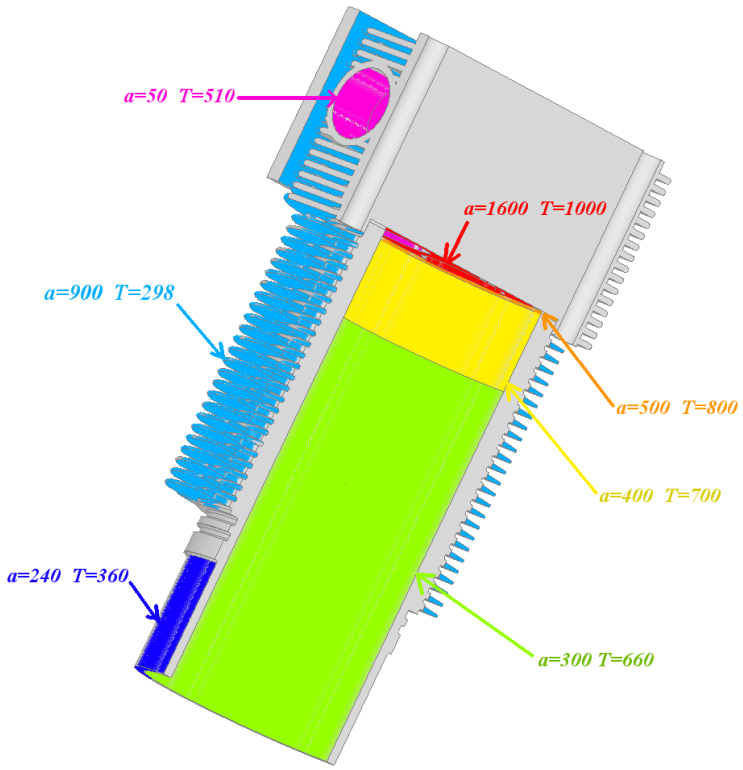


Рисунок 3.2.4 – Граничные условия теплообмена третьего рода для гильзы и головки блока двигателя 8ЧН15/16: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2; T – температура, К

Измерение температур поршня и гильзы производились термопарами. Расположение термопар и полученные в эксперименте температуры показаны на рисунке 3.2.5.

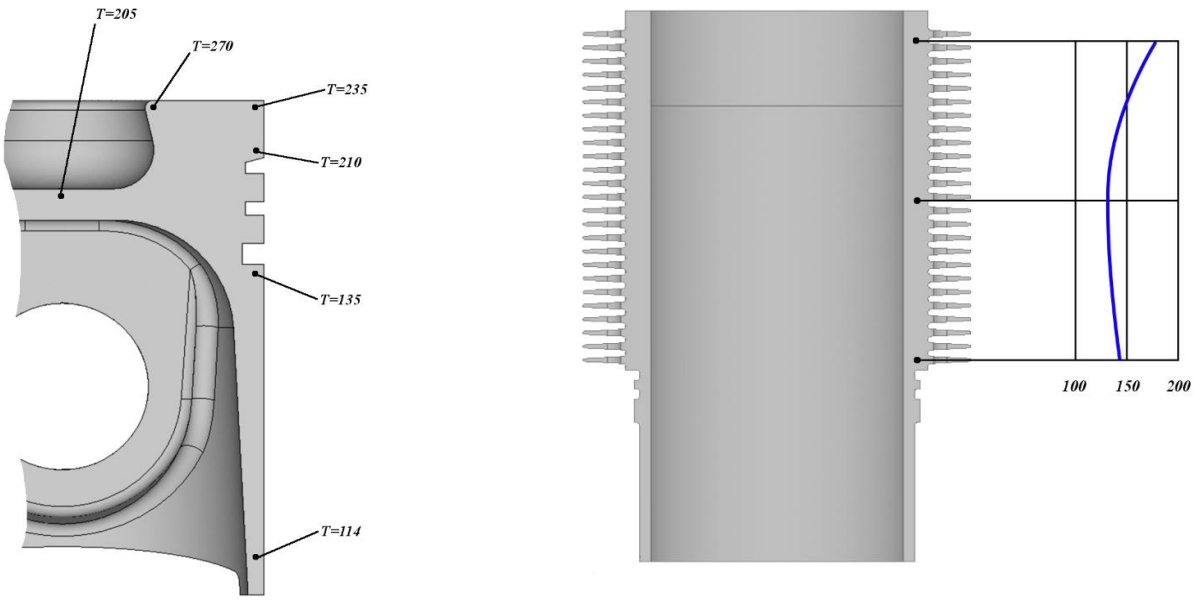


Рисунок 3.2.5 – Расположение термопар и температуры деталей двигателя 8ЧН15/16 на режиме номинальной мощности, °С

Результаты расчета температур поршня и гильзы представлены на рисунках 3.2.6 и 3.2.7 соответственно.

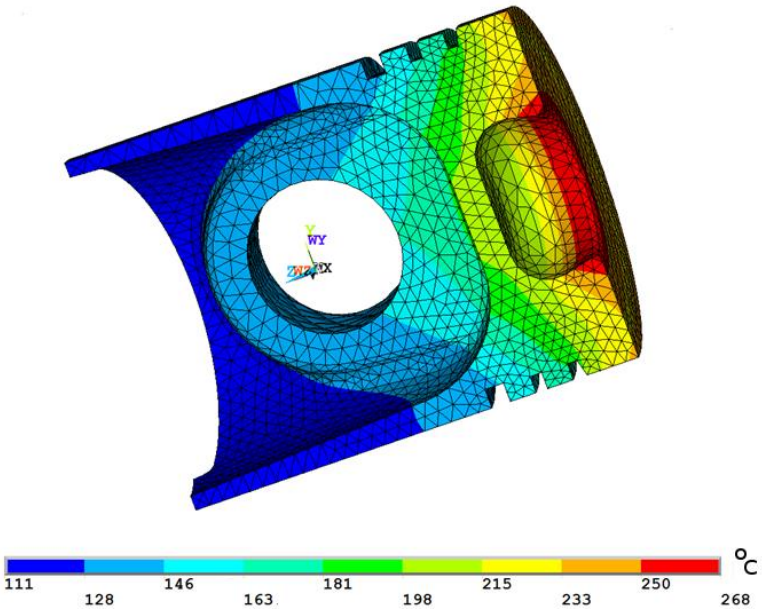


Рисунок 3.2.6 – Расчетные температуры поршня двигателя ЧН15/16, °С

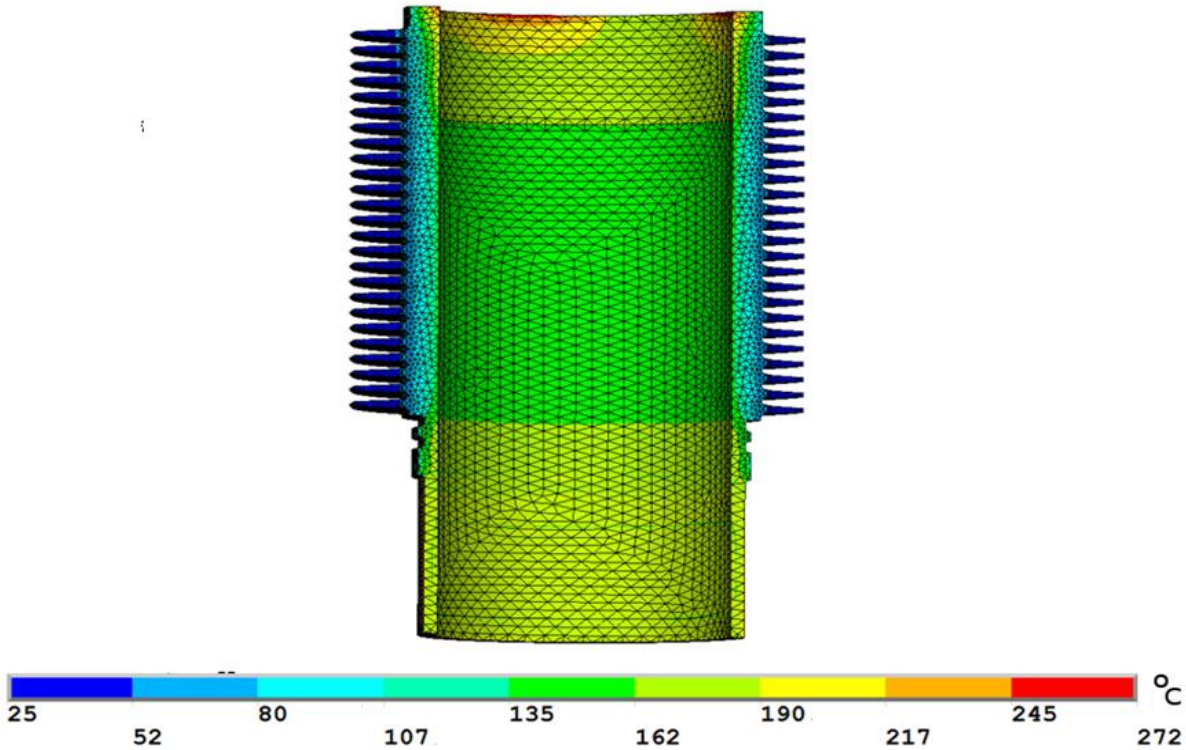


Рисунок 3.2.7 – Расчетные температуры гильзы двигателя 8ЧН15/16, °С

После получения температур поршня и блока были подготовлены модели для вычисления механических деформаций деталей с приложенными давлениями, соответствующими силам, вычисленным с помощью динамического и теплового расчета (рисунки 3.2.8 и 3.2.9)

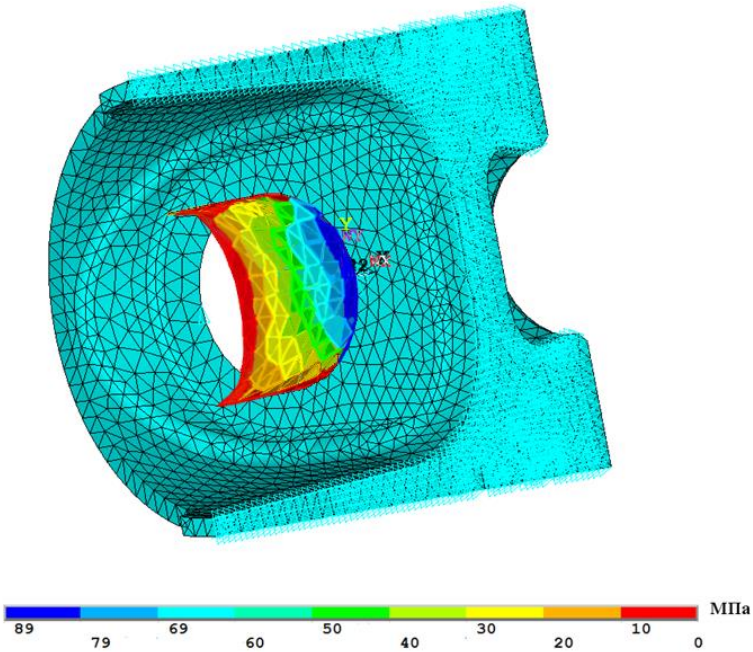


Рисунок 3.2.8 – Модель поршня двигателя 8ЧН15/16 с закрепленными узлами и приложенными силами от поршневого пальца

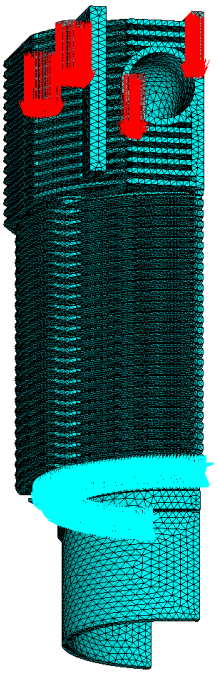


Рисунок 3.2.9 – Модель гильзы и головки блока цилиндров двигателя 8ЧН15/16 с закрепленными узлами и приложенными силами от затяжки болтов

Получив температурные, силовые деформации поршня и профиль юбки (рисунок 3.2.10) по алгоритму, приведенному в главе 2, проводились вычисления параметров масляного слоя.

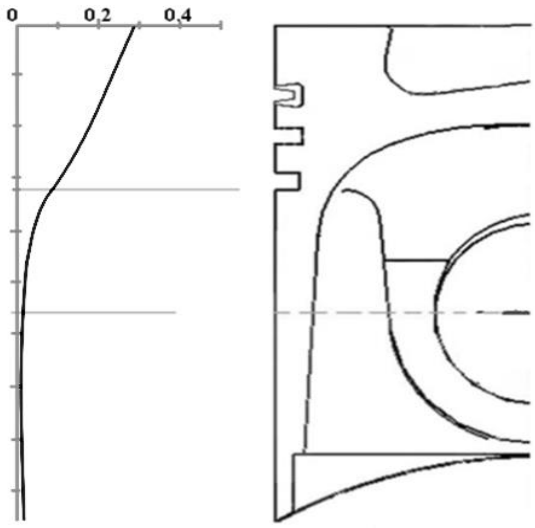


Рисунок 3.2.10 – Профиль поршня (диаметральный зазор), мм

Определим углы поворота коленчатого вала, при которых могут быть получены наиболее информативные результаты расчетов. Как известно из теории гидродинамической смазки, наиболее благоприятный режим образования масляной пленки – когда скорости максимальны, а нагрузка минимальна (в случае поршня нагрузкой является боковая сила). Поэтому, самым важным расчетным случаем для проверки работоспособности профиля юбки является момент времени, при котором боковая сила максимальна, а скорости поршня еще малы. Для двигателя 8ЧН15/16 был проведен динамический расчет (рисунок 3.2.11), который показал, что максимальная боковая сила наблюдается при положении поршня, соответствующему приблизительно 30° ПКВ на ходе расширения. Скорость поршня при этом составляет не более 50% от максимальной

Показания центральных датчиков давления в этот момент так же близки к максимальным при данном режиме работы двигателя, что снижает погрешность измерений.

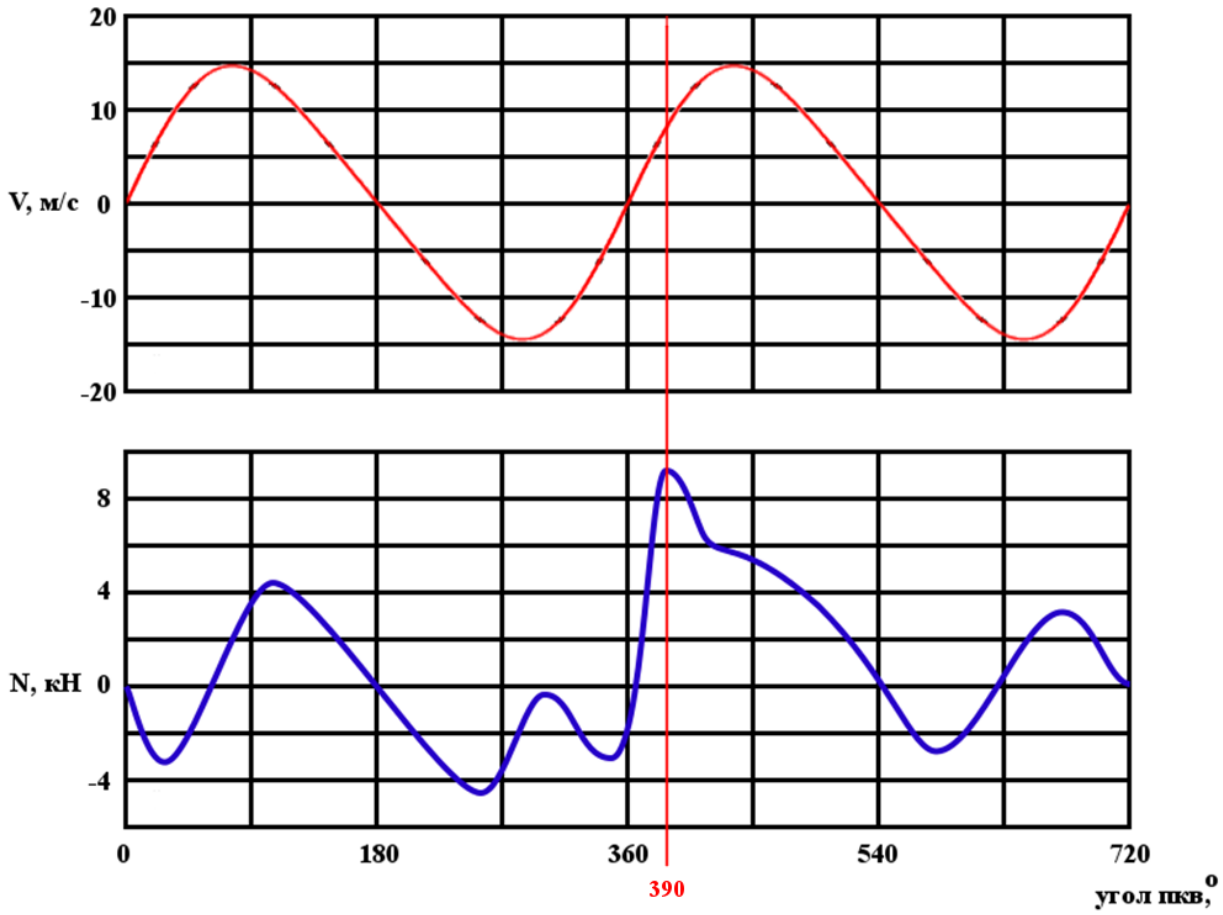


Рисунок 3.2.11 –Скорость поршня V и боковая сила N, полученные в результате динамического расчета

Замер давления в масляном слое между юбкой поршня и гильзой цилиндра был произведен в ходе работ по оптимизации профиля поршня дизельного двигателя 8ЧН15/16, проведенных в ЮУрГУ (Челябинск) [99]. Давление замерялось в нескольких точках на юбке поршня. Замеры давления в масляном слое между юбкой поршня и гильзой цилиндра проводились тензодатчиками. Погрешность датчиков давления составляет 4,47%.

Расположение датчиков давления на юбке и расчетные давления в масляном слое показаны на рисунке 3.2.12.

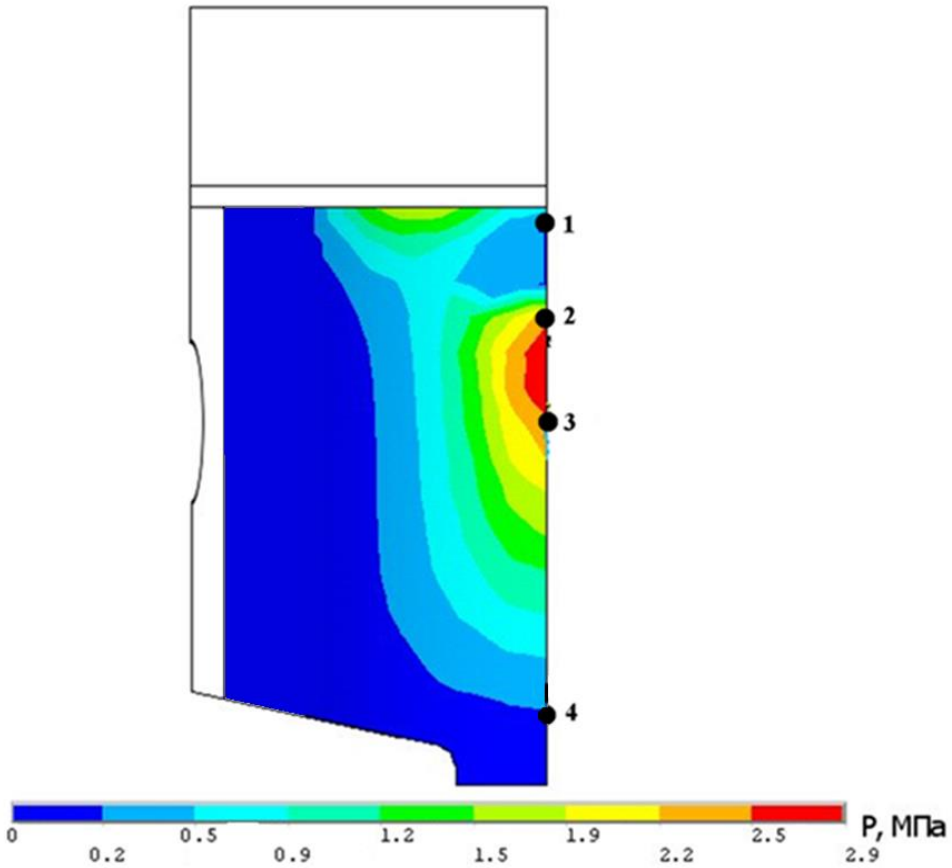


Рисунок 3.2.12 – Расчетное давление в масляном слое и расположение датчиков давления на юбке поршня двигателя 8ЧН15/16

Сравнение расчетных и экспериментальных данных приведено в таблице 3.2.1.

Таблица 3.2.1 – Сравнение расчетных и экспериментальных данных при замере давления в масляном слое

	Расчет	Эксперимент	Погрешность расчета, %
Давление в масляном слое в точке 1, МПа	0,26	0,24	8
Давление в масляном слое в точке 2, МПа	2,20	1,90	16
Давление в масляном слое в точке 3, МПа	2,00	1,73	16
Давление в масляном слое в точке 4, МПа	0,19	0,17	12

Отклонение расчетных данных от экспериментальных не превысило 16%.

3.3 Минимальные толщины масляного слоя

Расположение областей с минимальными толщинами масляного слоя можно определить по износу юбки поршня. Сравнение расчетных и экспериментальных данных проводилось для двигателя ЕМП. Трехмерная модель поршня двигателя ЕМП представлена на рисунке 3.3.1. Профиль юбки поршня показан на рисунке 3.3.2.

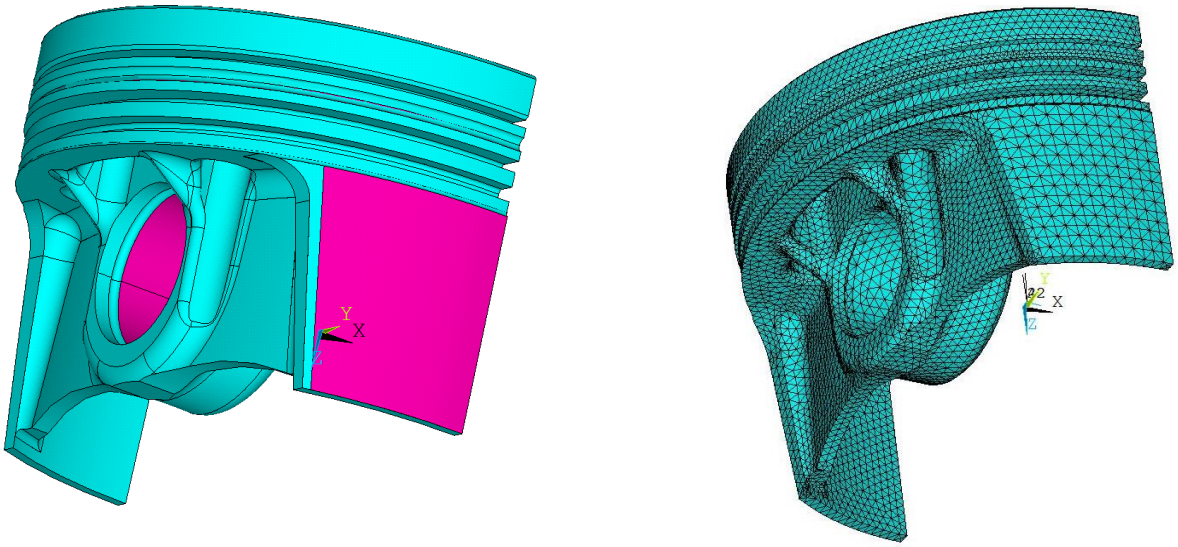


Рисунок 3.3.1 – Трехмерная модель поршня двигателя ЕМП и модель поршня, разбитая на конечные элементы

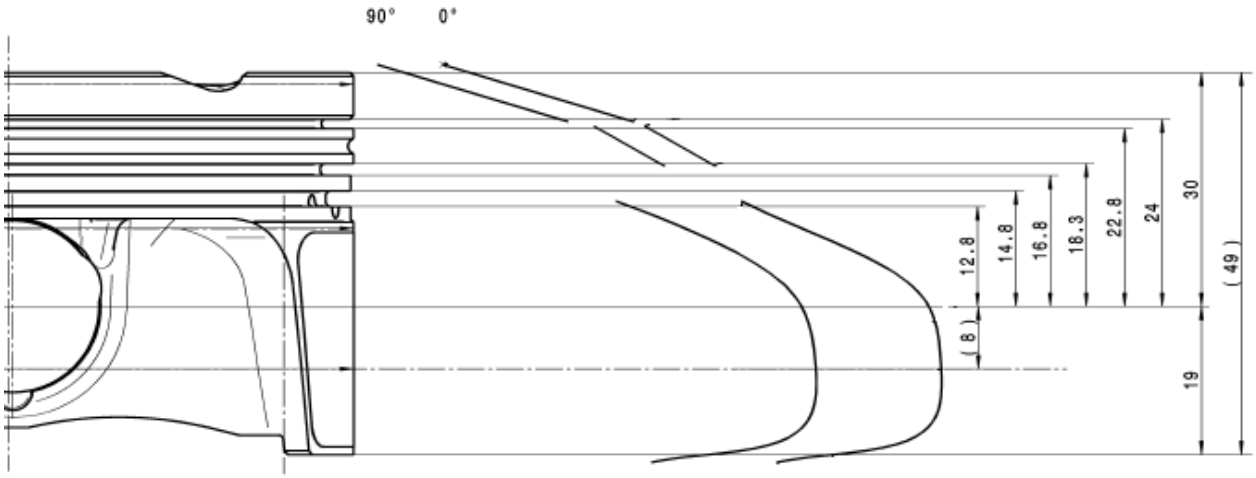


Рисунок 3.3.2 – Профиль юбки поршня двигателя ЕМП

Измеренные температуры поршня показаны на рисунке 3.3.3.

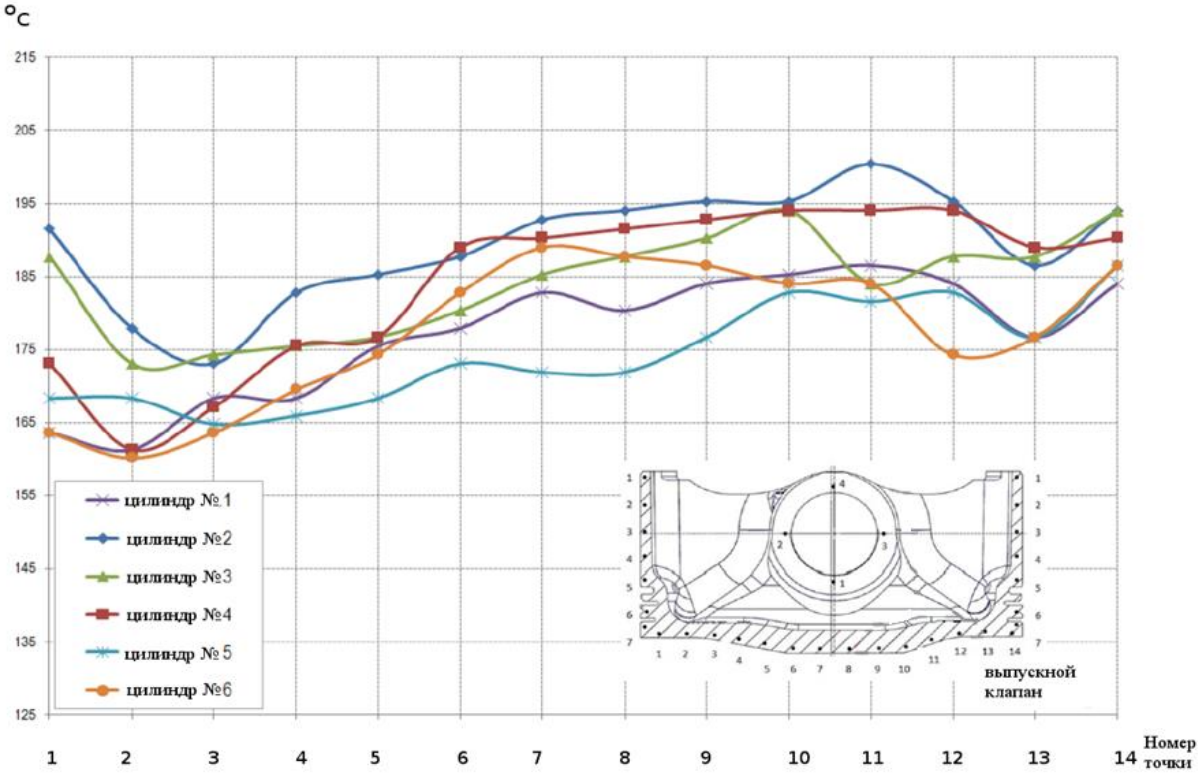


Рисунок 3.3.3 – Замеренные температуры поршня двигателя ЕМП

Расчетные температуры показаны на рисунке 3.3.4.

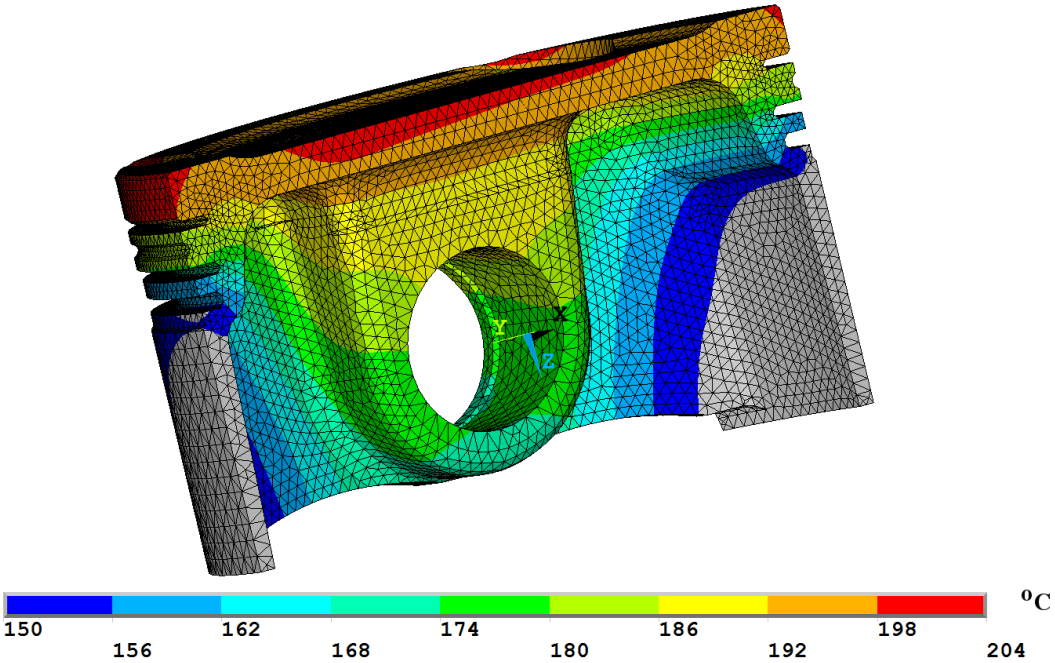
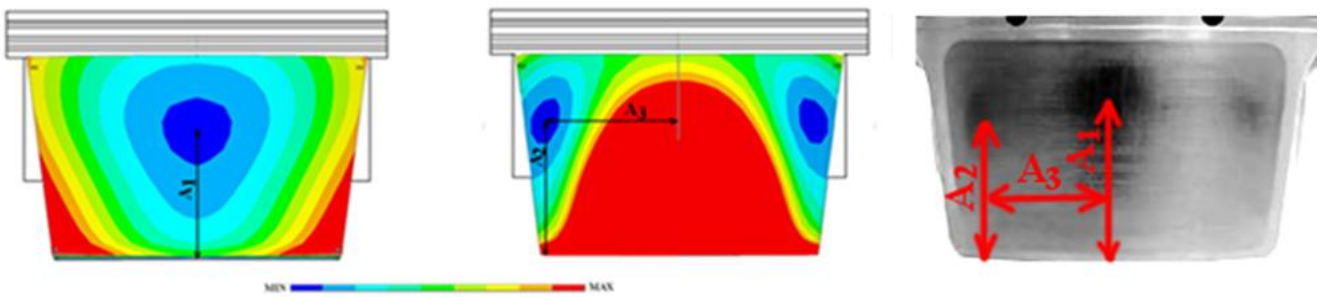


Рисунок 3.3.4 – Расчетные температуры поршня двигателя ЕМП, °C

После ресурсных испытаний двигателя ЕМП была произведена оценка износа деталей. Фотографии поршня со следами допустимого натира на антифрикционном покрытии (покрытие не исчезло даже в местах натира) приведены на рисунке 3.3.5.

Рисунок 3.3.5 – Следы натира на графитовом покрытии юбки поршня двигателя ЕМП. Справа – сторона поршня, на которую действует максимальная боковая сила.

Расчетные толщины масляного слоя показаны на рисунке 3.3.6. При малых нагрузках минимальная толщина масляного слоя наблюдается в центре юбки. При больших нагрузках из-за деформаций юбки области с минимальными толщинами масляного слоя смещаются к краям юбки. Форма областей с минимальными толщинами масляного слоя соответствует форме натиров на юбках поршней.



А Б В

Рисунок 3.3.6 – сравнение положения областей с минимальными толщинами масляной пленки: А – поршень вблизи мертвых точек, Б – при максимальных боковых силах, В – фотография областей с натиром на антифрикционном покрытии

Сравнение расчетного и экспериментального положений пятен натиров приведено в таблице 3.3.1.

Таблица 3.3.1 – 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%.

3.4 Выводы по главе

Проведена проверка адекватности разработанного алгоритма. Расхождение расчетных и экспериментальных значений не превышает 16%, что удовлетворяет требованиям, предъявляемым к инженерным расчетам. Такой результат позволяет сделать вывод об адекватности математической модели.

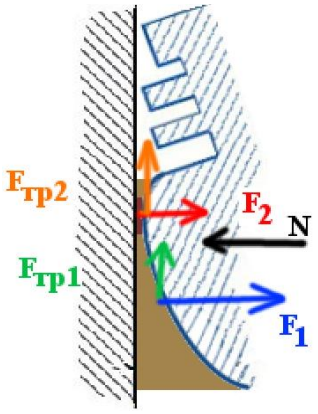
Хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных, полученное при проверке адекватности математической модели, позволяет использовать данный алгоритм при проведении исследовательских и доводочных работ в процессе разработки новых профилей поршней юбки поршня.

Глава 4. СРАВНЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ БАЗОВОЙ И ОПТИМИЗИРОВАННОЙ ЮБОК ПОРШНЯ

4.1 Потери на трение в юбке поршня ВАЗ–21124

Разработанная методика расчета позволяет определить положение поршня в цилиндре, гидродинамическую силу, действующую на юбку, и силу жидкостного трения.

При некоторых углах поворота коленчатого вала имеющейся скорости поршня часто не хватает для равенства гидродинамической силы боковой силе, действующей 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 суммарной высоты микронеровностей (около 2 мкм). При таких толщинах возникает граничный режим трения, и, как следствие, увеличивается коэффициент трения. В таких случаях сила трения юбки поршня складывается из гидродинамического трения $F_{тр1}$, рассчитываемого в программе, и граничного трения $F_{тр2}$ (рисунок 4.1.1). Такая ситуация наблюдается, например, вблизи мертвых точек, когда скорость поршня близка к нулю (и, следовательно, близко к нулю гидродинамическое давление).



N *– боковая сила*

F₁ *– равнодействующая сила от гидродинамического давления*

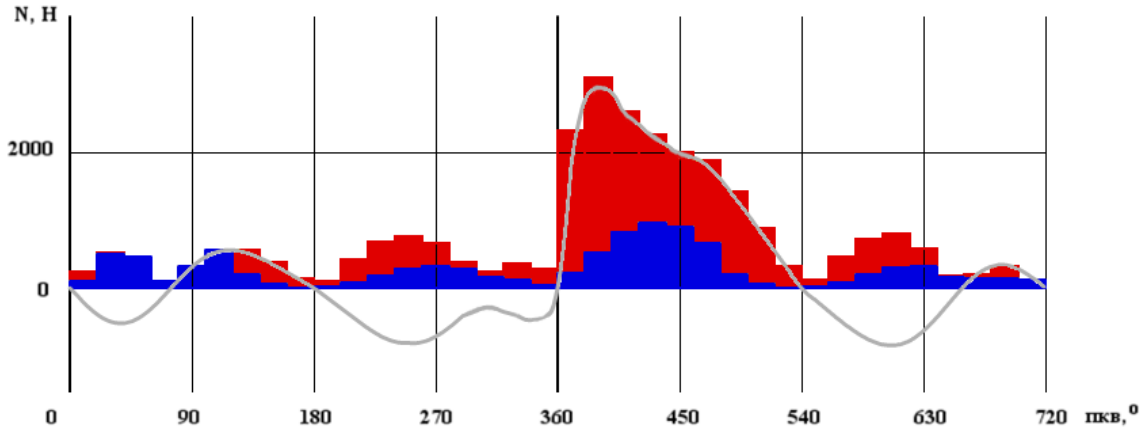
F₂ *– равнодействующая сила от участков с граничным трением*

Fтр1 *– сила трения, создаваемая масляным слоем*

Fтр2 *– сила трения, создаваемая областью с граничным режимом трения*

Рисунок 4.1.1 – Силы, действующие на юбку поршня

На рисунке 4.1.2 показано, какая часть от боковой силы уравновешивается гидродинамической силой от масляного слоя на юбке при оборотах, соответствующих максимальному крутящему моменту.



– равнодействующая от гидродинамического давления;
– равнодействующая от участков с граничным трением

Рисунок 4.1.2 – Боковые силы, действующие на поршень

Сила трения от масляного слоя вычисляется с помощью предложенной программы. Коэффициент трения для граничного трения, наблюдаемого в местах контакта краев поршня с гильзой, берется из источника [100].

Работа сил трения зависит от пройденного поршнем расстояния, которое имеет нелинейную зависимость от угла поворота коленчатого вала. Преобразовав график боковых сил (относительно угла поворота вала) и сил трения в масляном слое – в график силы трения в зависимости от перемещения поршня, по формуле (6) вычисляем работу сил трения за два оборота вала. Зная эту величину, можно подсчитать мощность, затрачиваемую на преодоление силы трения на юбке поршня.

Результаты расчета свидетельствуют, что основные затраты энергии происходят при движении поршня от точки, соответствующей максимальной боковой силе, до точки, соответствующей максимальной скорости поршня. Профиль юбки рассматриваемого двигателя 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 уравновешивания боковой силы.

4.2. Оптимизация профиля юбки

Для масляного слоя между юбкой и гильзой цилиндра, наиболее критичным является сочетание малой скорости движения поршня и максимальной боковой силы. Оптимизируем профиль юбки поршня таким образом, чтобы снизить потери на трение.

Для этого необходимо выполнить следующие условия:

1) избавиться от режима граничного трения (при котором наблюдается повышенный коэффициент трения), для чего равнодействующая от давления масляного слоя должна быть равна боковой силе, а минимальная толщина масляного слоя должна быть не менее 2 мкм;

2) равнодействующая от боковой силы должна проходить приблизительно через ось пальца, чтобы не создавать большого опрокидывающего момента (из-за которого на кромках юбки снова возникнет граничный режим смазки);

3) уменьшить площадь юбки (следовательно, среднее давление на юбке поршня необходимо увеличить).

Исходный профиль для оптимизации возьмем простейшей формы, конический в верхней части для компенсации температурных расширений. Такой профиль поршня применялся на автомобилях ВАЗ XX века. Из решения уравнений Рейнольдса для скольжения одной пластины относительно другой известно, что гидродинамическое давления возникает лишь при уменьшении толщины масляного слоя вдоль направления движения. При постоянной его толщине (если пластины строго параллельны друг другу) гидродинамическое давление не возникнет. Поэтому, если цилиндрическая поверхность юбки будет

параллельна цилиндрической поверхности гильзы, профиль базового поршня не сможет создавать гидродинамической силы. Следовательно, базовый поршень при таком профиле юбки должен находится в наклонном положении для создания гидродинамической силы.

Толщина масляного слоя по результатам расчета оказалась переменной по высоте поршня (рисунок 4.2.1), что и позволяло создать значительное гидродинамическое давление (рисунок 4.2.2).

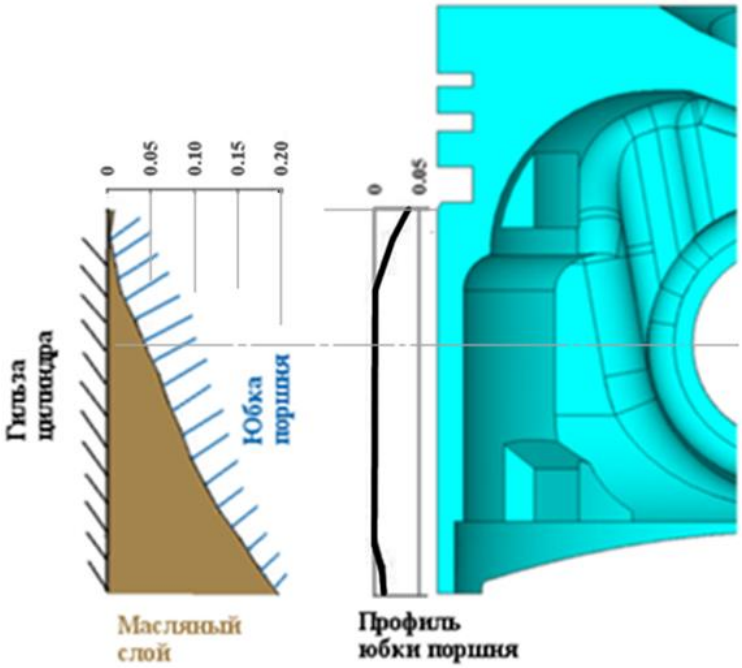


Рисунок 4.2.1 – Толщина масляного слоя и исходный профиль юбки поршня

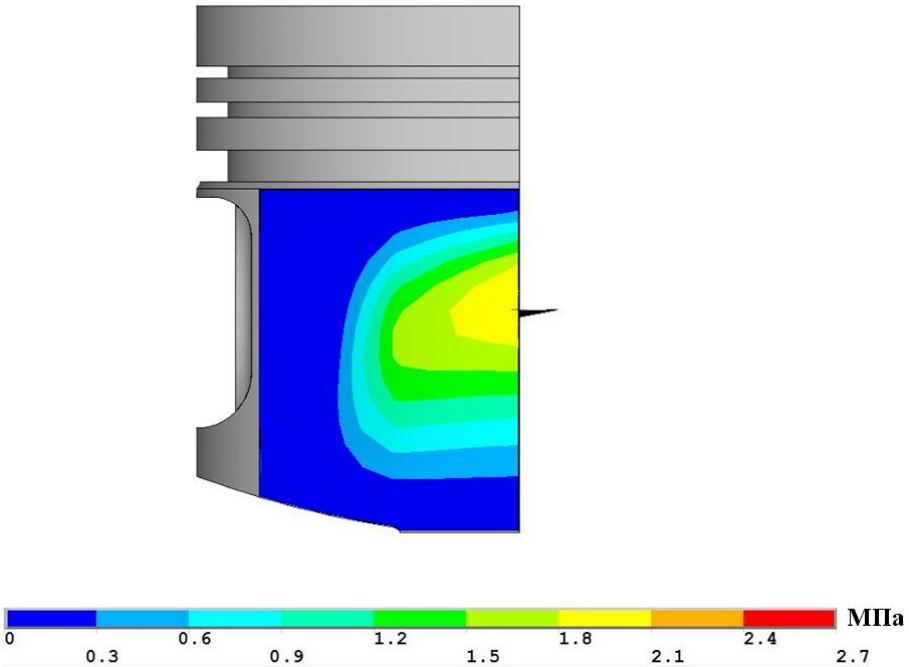
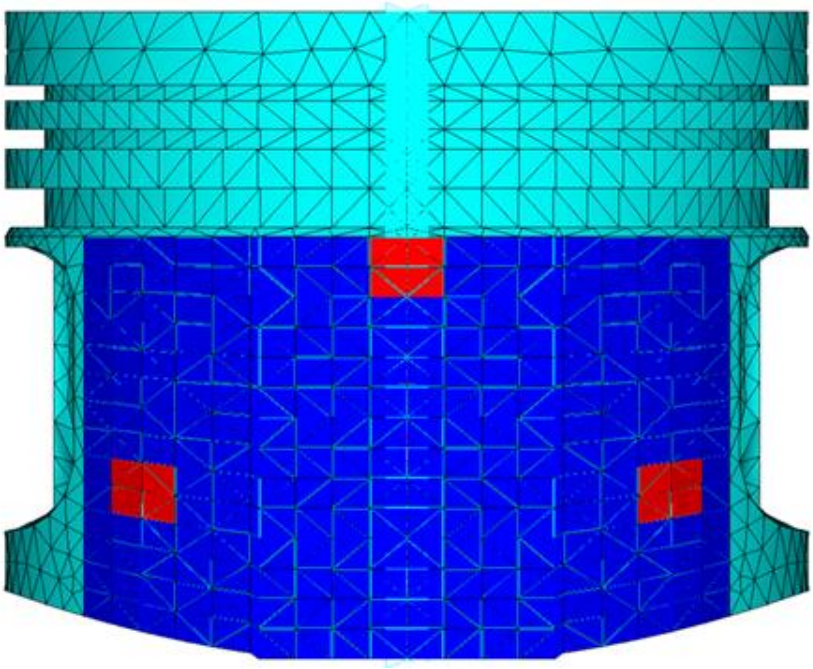


Рисунок 4.2.2 – Давления в масляном слое базового поршня

Поршень в наклонном положении оказывается из-за опирания юбки на три точки опоры, в областях вокруг которых наблюдается режим граничного трения (с повышенным коэффициентом трения). На эти три области (рисунок 4.2.3) приходится разница между боковой силой и силой гидродинамического давления.



– *граничное трение,* – *гидродинамическое давление*

Рисунок 4.2.3 – Области граничного режима смазки на юбке поршня (выделены красным цветом)

При изменении профиля юбки, или её площади, области с граничным режимом трения будут менять свое положение. Если мы сначала будем избавляться от областей с граничным режимом смазки, а потом менять площадь юбки или её профиль, такие области могут возникнуть вновь. Поэтому целесообразно сначала уменьшить площадь юбки, а уже потом избавляться от мест с толщиной масляного слоя меньше, чем толщина микронеровностей. Из расчета базового поршня выяснено, что на периферии юбки давление близко к нулю, и, следовательно, почти не вносит вклад в противодействие боковой силе. Для проверки отсутствия влияния нижней части юбки на распределение давлений, создадим там значительный зазор в базовом профиле, который в соответствии с формулами гидродинамики для масляного клина еще более снизит давление. Таким способом мы виртуально укоротим юбку без изменения модели поршня. Если и при таком профиле картина распределения давлений не изменится, и равнодействующая останется той же – значит эту часть юбки можно удалить в

оптимизированном поршне. Измененный профиль показан на рисунке 4.2.4, а распределение давлений в результате такого изменения показано на рисунке 4.2.5.

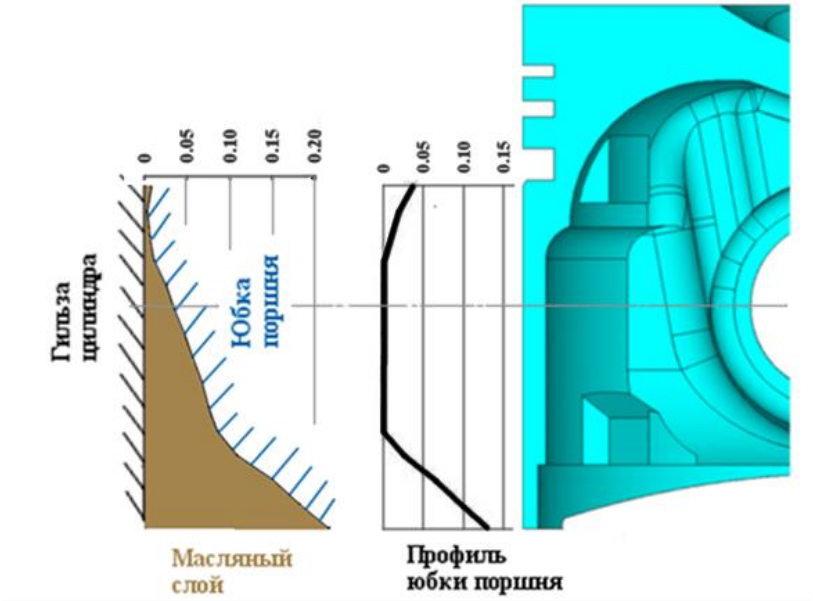


Рисунок 4.2.4 –Профиль с отклоненной нижней частью и толщина масляного слоя при таком профиле

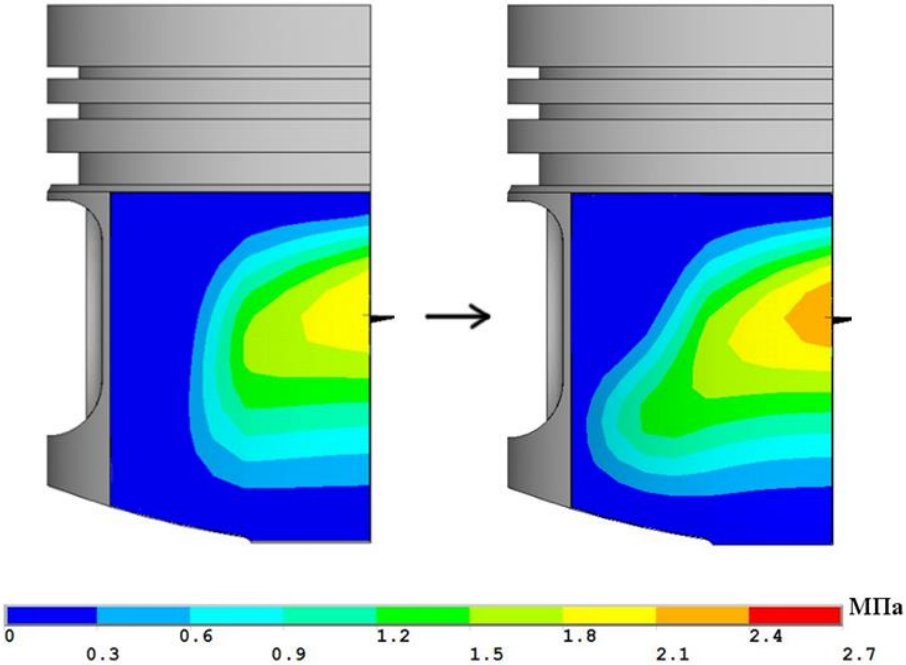


Рисунок 4.2.5 – Изменение давления в масляном слое

Параметры масляного слоя (площадь с минимальным давлением, равнодействующая боковая сила, максимальное давление) изменились менее чем на 10%, следовательно, эта часть юбки слабо влияет на несущую способность.

Аналогично изменим верхнюю часть юбки (профиль на рисунке 4.2.6).

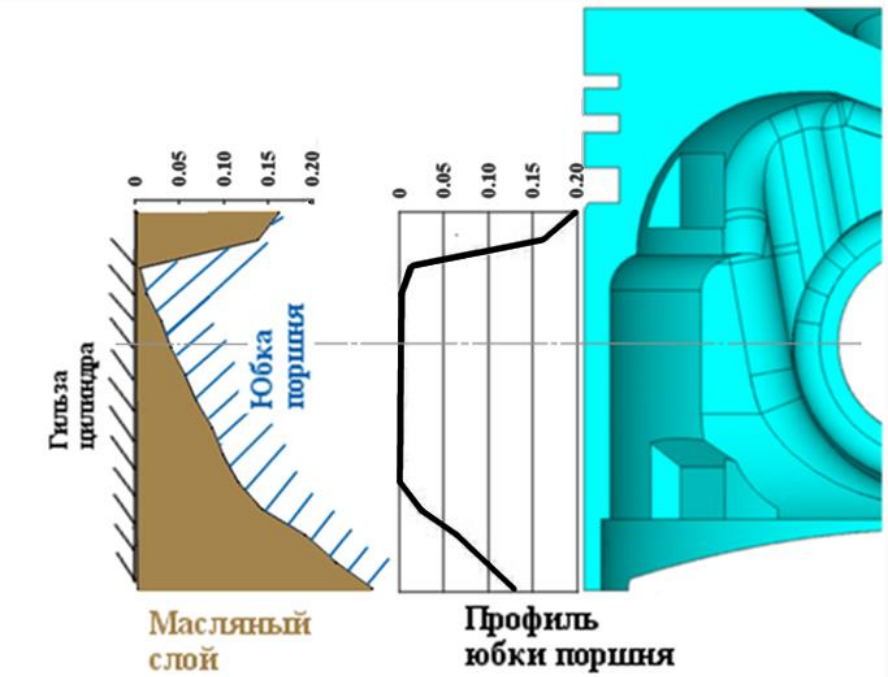


Рисунок 4.2.6 – Профиль и толщина масляного слоя при сниженной несущей способности верхней и нижней частях юбки

Давление в масляном слое изменилось очень значительно – суммарная равнодействующая уменьшилась в три раза, а пики давления сместились к областям граничного режима трения (рисунок 4.2.7).

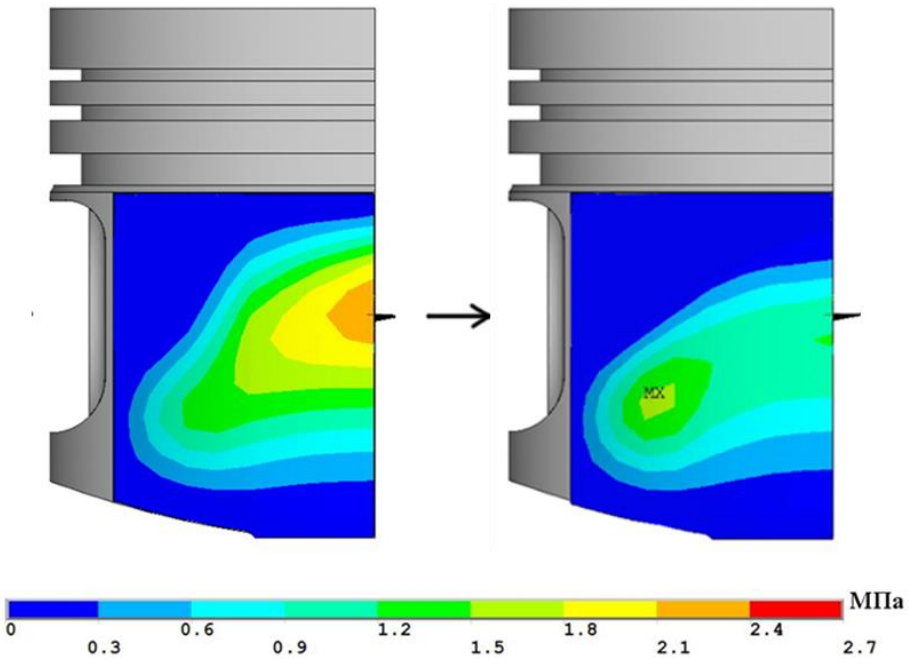
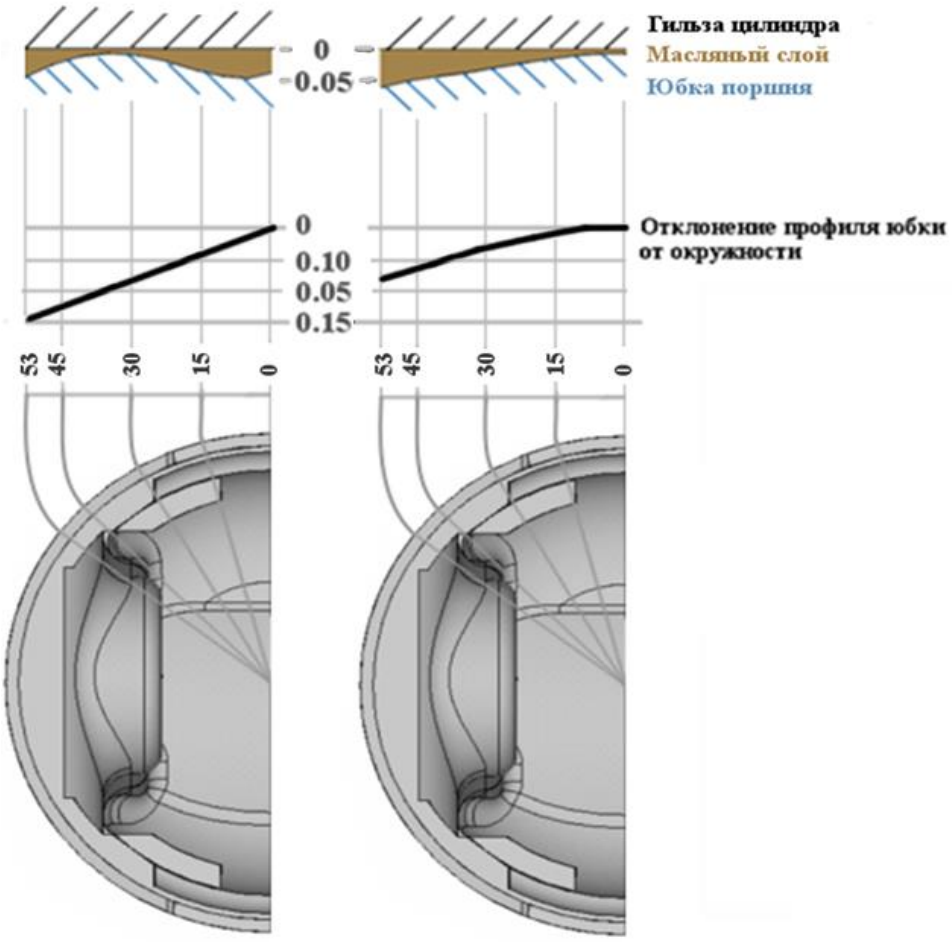


Рисунок 4.2.7 – Распределение давлений в масляном слое

Из рассмотрения рисунка 4.2.7 следует, что давление в центре юбки упало минимум в два раза, несмотря на наличие масляного клина. Это произошло из-за повышенных зазоров в центре юбки при принятой овальности поршня (рисунок 4.2.8).

Изменим овальность поршня таким образом, чтобы при тех-же радиальных зазорах в области опорных площадок, зазоры в центральной области поршня значительно уменьшились (рисунок 4.2.8).



Базовый поршень Оптимизированный поршень

Рисунок 4.2.8 – Овальность юбки поршня и толщины масляного слоя при разных способах задания овальности

В результате изменения овальности, распределение давления значительно изменилось (рисунок 4.2.9)

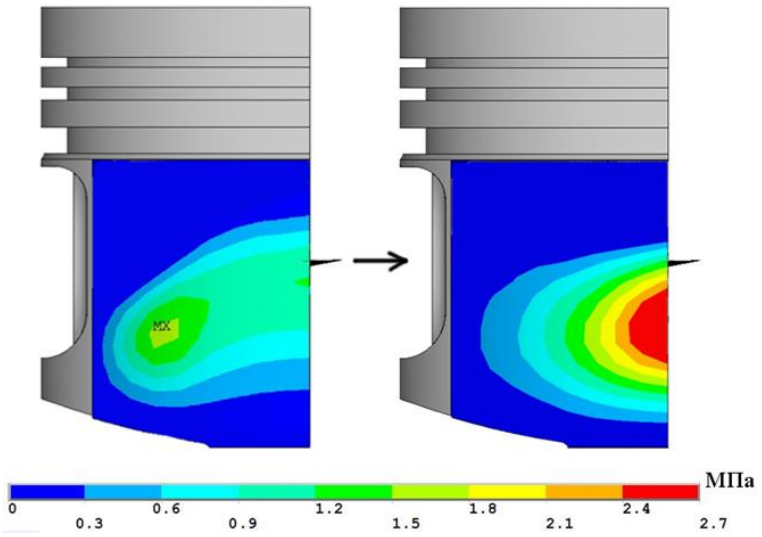


Рисунок 4.2.9 – Распределение давлений в масляном слое при измененной формуле овальности

Такое распределение давления возникло из-за вертикального положения поршня, при котором заданный профиль юбки не может создать масляный клин на оси поршневого пальца (рисунок 4.2.10). В вертикальное положение поршень повернулся из-за того, что при изменении овальности юбки исчезли области с граничным режимом смазки, на которые опирался поршень в наклонном положении.

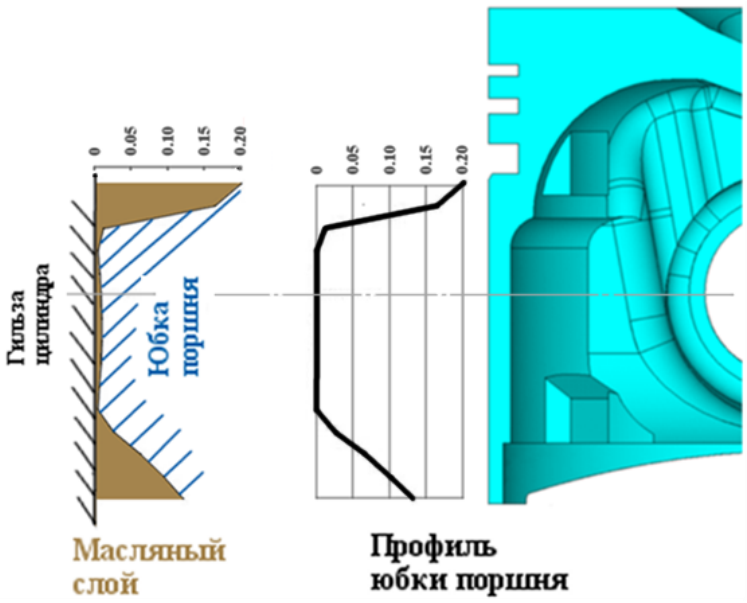


Рисунок 4.2.10 – Профиль и толщина масляного слоя при вертикальном положении поршня

Создадим масляный клин, как на рисунке 4.2.6. Для этого можно создать зазоры либо в нижней части юбки, оставив поршень в вертикальном положении, либо в верхней части юбки, позволив поршню повернуться относительно нижних опорных площадок. Во избежание задиров из-за теплового расширения верхней части юбки, пойдем по пути уменьшения диаметра юбки в верхней части и наклона всего поршня (рисунок 4.2.11). В результате оптимизации профиля, распределение давлений в масляном слое стало удовлетворять первоначальным требованиям: полностью уравновешивает боковую силу, расположено на оси пальца и имеет большую площадь максимального давления (рисунок 4.2.12).

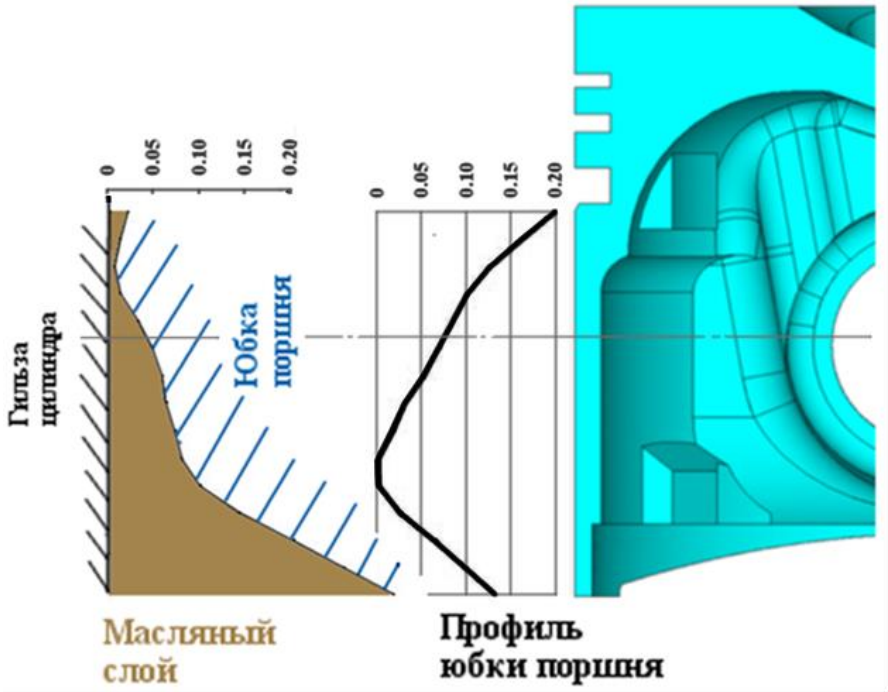


Рисунок 4.2.11 – Оптимизированный профиль юбки

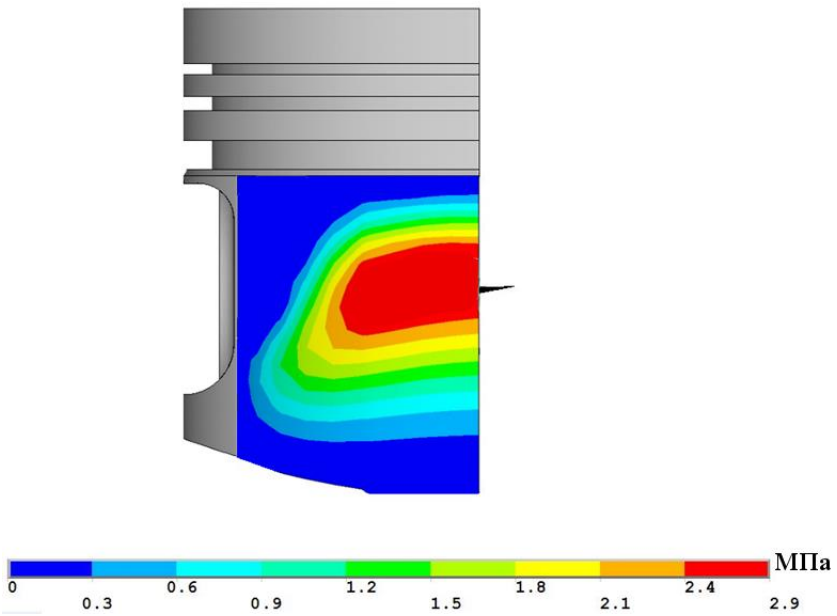
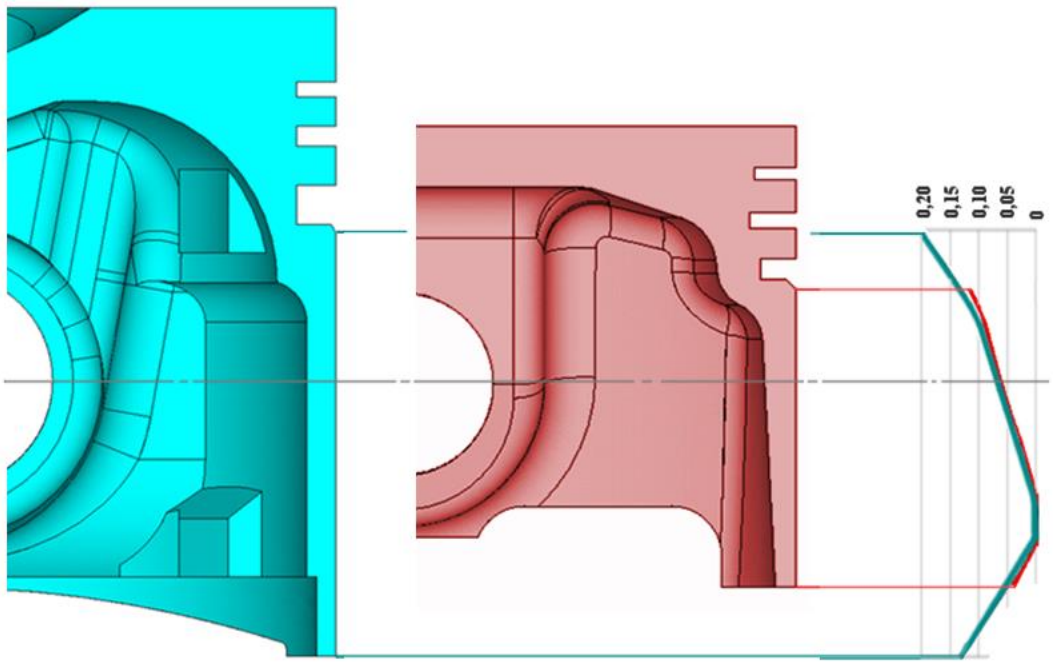


Рисунок 4.2.12 – Распределение давлений при оптимизированном профиле юбки

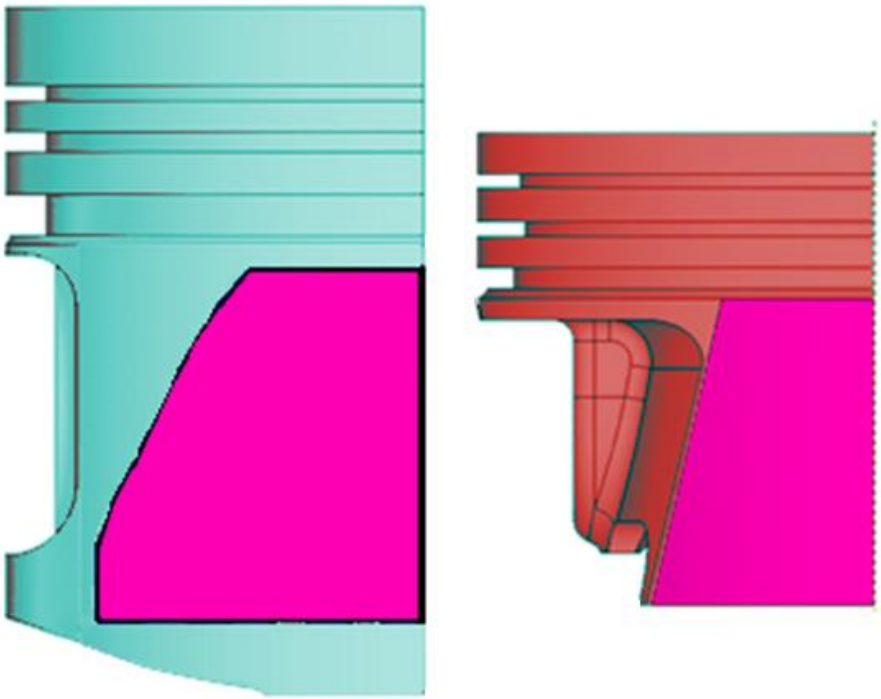
Сравним полученный в результате оптимизации профиль, с профилем поршня фирмы Federal-Mogul от двигателя аналогичной размерности, который устанавливается на модернизированный двигатель ВАЗ–21126 (рисунок 4.2.13).



А Б

Рисунок 4.2.13 – Сравнение оптимизированного профиля (А) и профиля поршня Federal-Mogul (Б)

Периферийные части юбки не создают значительного гидродинамического давления, и значит, могут быть удалены. Если из базового поршня убрать все области юбки, не создающие заметного гидродинамического давления (с давлением менее 0,3МПа), получится форма юбки, очень близкая к поршню Federal-Mogul от двигателя аналогичной размерности (рисунок 4.2.14).



А Б

Рисунок 4.2.14 – Сравнение формы оптимизированной юбки поршня (А) и юбки поршня Federal-Mogul (Б)

Профиль поршня и форма юбки, оптимизированные с помощью разработанного алгоритма, очень близки к профилю и форме юбки поршня Federal-Mogul, что показывает применимость этого алгоритма для расчета и оптимизации юбок.

4.3. Сравнение базового и модернизированного поршней

Поршень Federal-Mogul с юбкой, аналогичной полученной в процессе оптимизации, устанавливается на двигатель ВАЗ–21126. Во ФГУП «НАМИ» ранее проводились экспериментальные исследования по замеру механических потерь двигателей ВАЗ–21124 и ВАЗ–21126 (рисунок 4.3.1), поэтому для удобства сравнения расчетного и реального снижения механических потерь на юбке поршня в результате оптимизации, дальнейшие расчеты проводились для поршня ВАЗ–21126 (далее – модернизированный двигатель, рисунок 4.3.2).

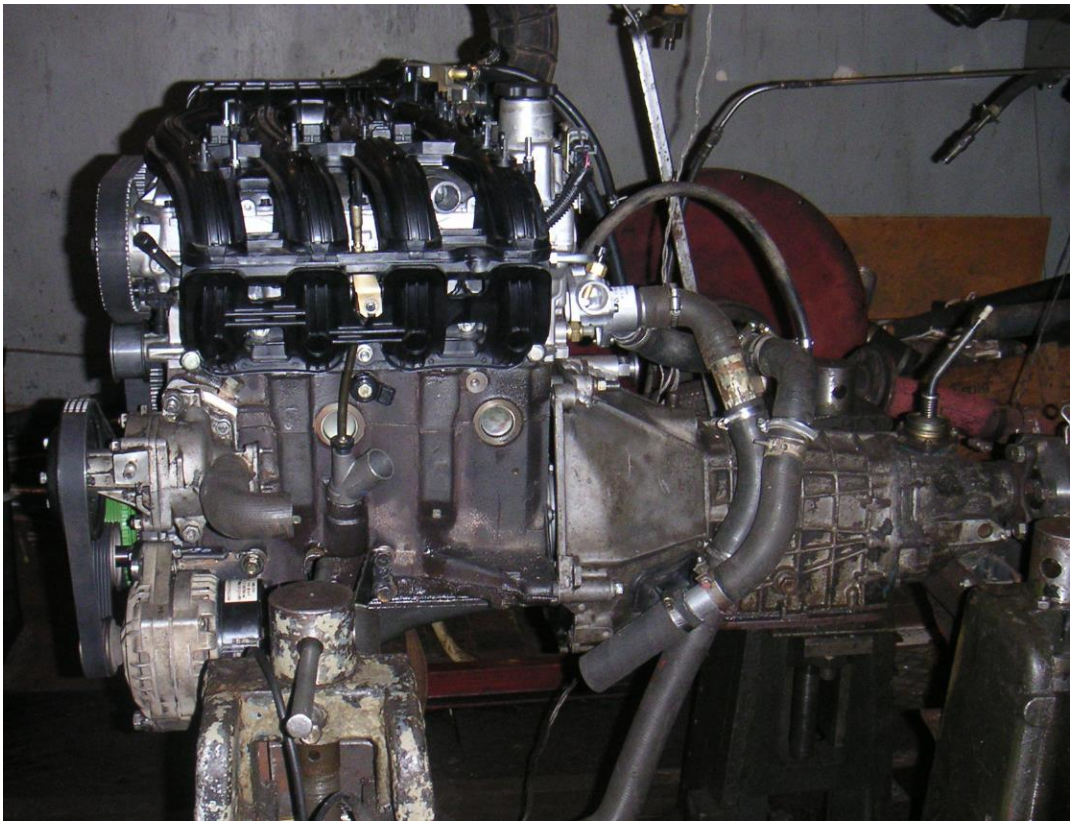


Рисунок 4.3.1 – Двигатель ВАЗ на стенде

Рисунок 4.3.2 – Сравнение шатунно-поршневой группы базового и модернизированного двигателей

По сравнению с базовым поршнем, были изменены как форма и площадь юбки (рисунок 4.3.3), так и её профиль (рисунок 4.3.4).

Рисунок 4.3.3 – Поршни базового и модернизированного двигателей

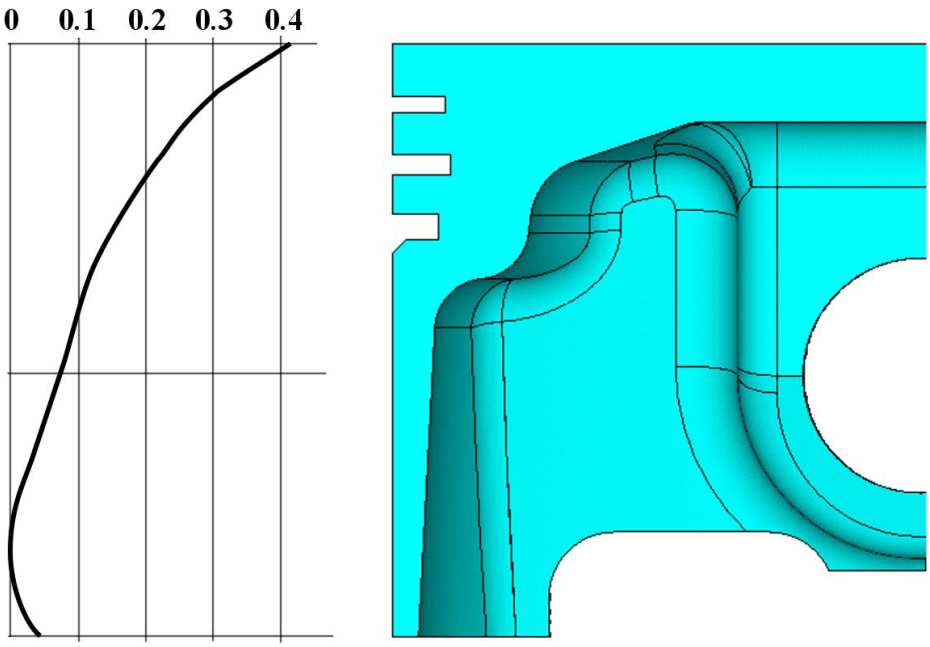
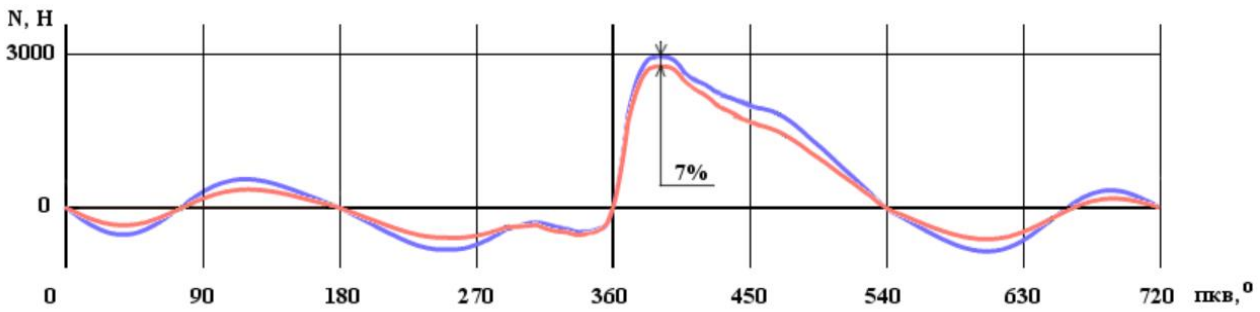


Рисунок 4.3.4 – Профиль юбки поршня модернизированного двигателя

Масса поршневого комплекта у модернизированного двигателя ниже - (масса поршня снижена с 350 до 244 г, поршневого пальца – со 113 до 65 г, шатуна – с 707 до 495 г, всего комплекта – на 32%), а длина шатуна увеличена со 121 мм до 133,2 мм. Это, естественно, изменило боковую силу. Для сравнения боковых сил, действующих на поршень (а значит, и среднего давления на юбке) в базовом и модернизированном двигателях, был проведен динамический расчет. Он показал снижение максимальной боковой силы на 7% (рисунок 4.3.5). Площадь юбки поршня в модернизированном двигателе уменьшена на 19%. Из этого следует, что среднее давление на юбку поршня при максимальной боковой силе возросло на 16%. Следовательно, уменьшение площади юбки произошло не только за счет уменьшения боковой силы, но и за счет оптимизации профиля поршня.



базовый двигатель, модернизированный

Рисунок 4.3.5 – Сравнение боковых сил, действующих в базовом и модернизированном двигателях

С помощью расчета покажем, за счет чего этого удалось достигнуть, и на сколько снизились механические потери на юбке.

3D модель поршня, разбитая на конечные элементы, представлена на рисунке 4.3.6, трехмерная и конечно-элементная модель гильзы представлена на рисунке 4.3.7.

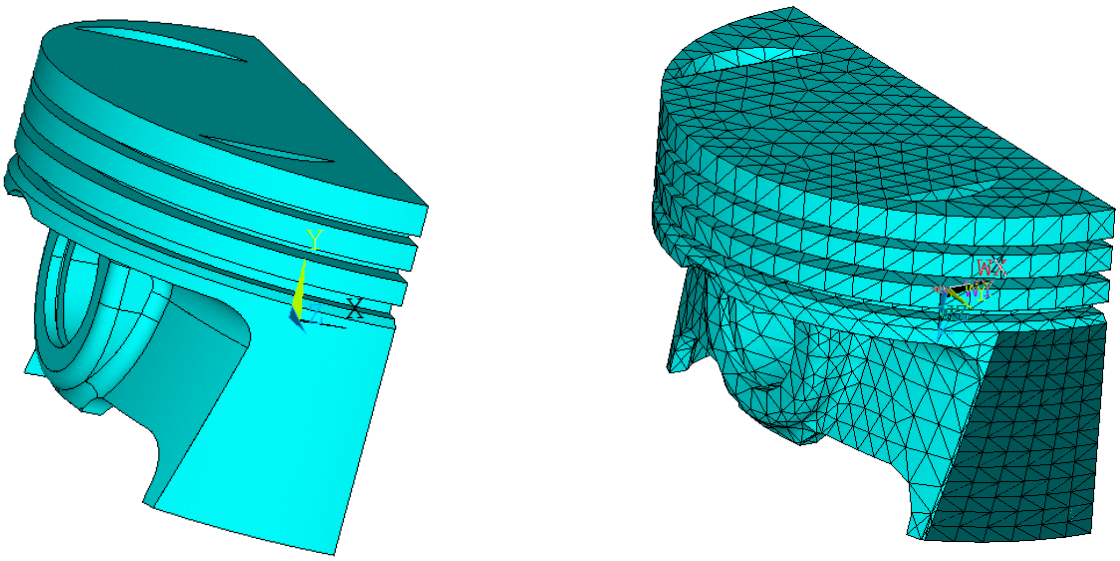


Рисунок 4.3.6 – Трехмерная твердотельная модель поршня, и модель поршня, разбитая на конечные элементы

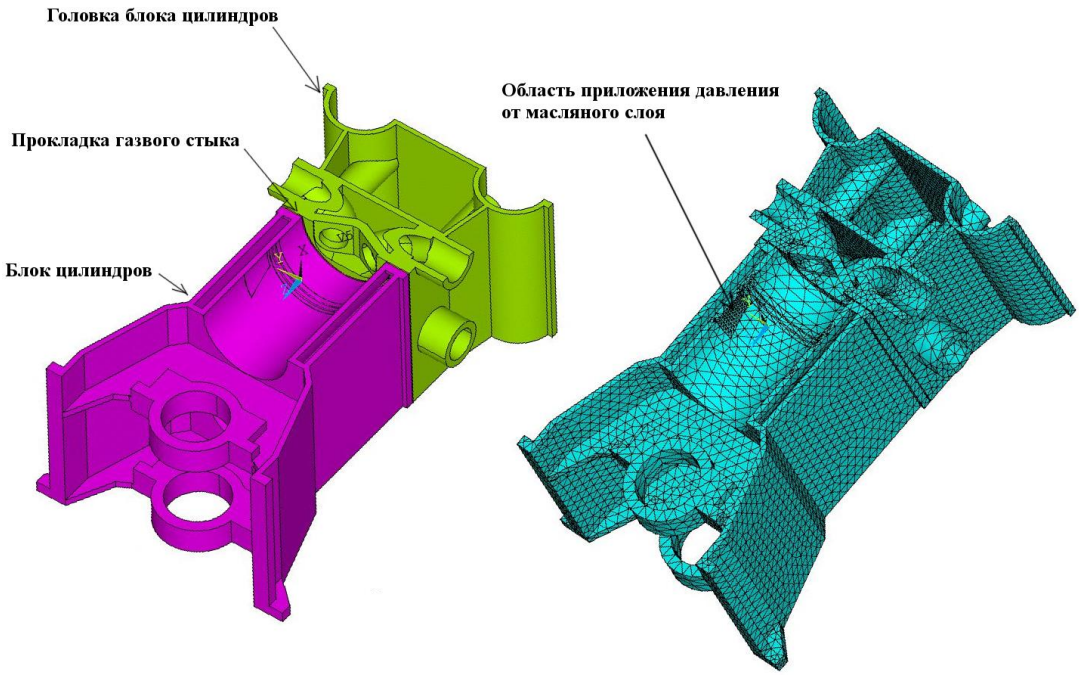


Рисунок 4.3.7 – Блок цилиндров с деталями, влияющими на деформацию поверхности цилиндра – твердотельная модель, и модель, разбитая на конечные элементы

Граничные условия для температурной задачи (рисунок 4.3.6 для поршня и 4.3.7 для гильзы) были получены тем же путем, что и в разделе 3.1 – первоначальные приблизительные граничные условия были скорректированы по результатам расчета.

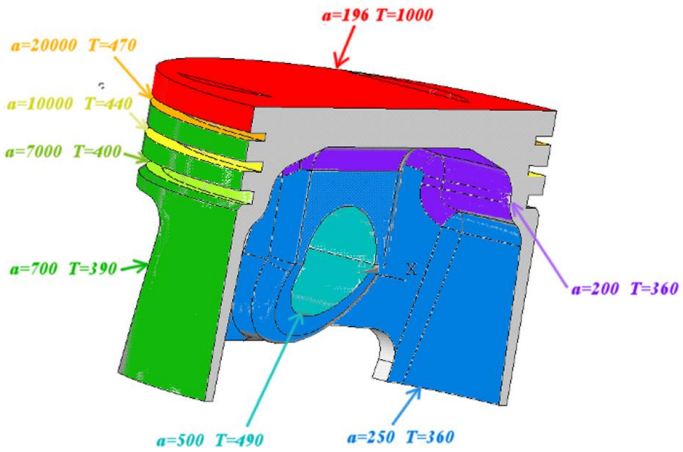


Рисунок 4.3.6 – Граничные условия третьего рода для поршня: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2; Т – температура, К

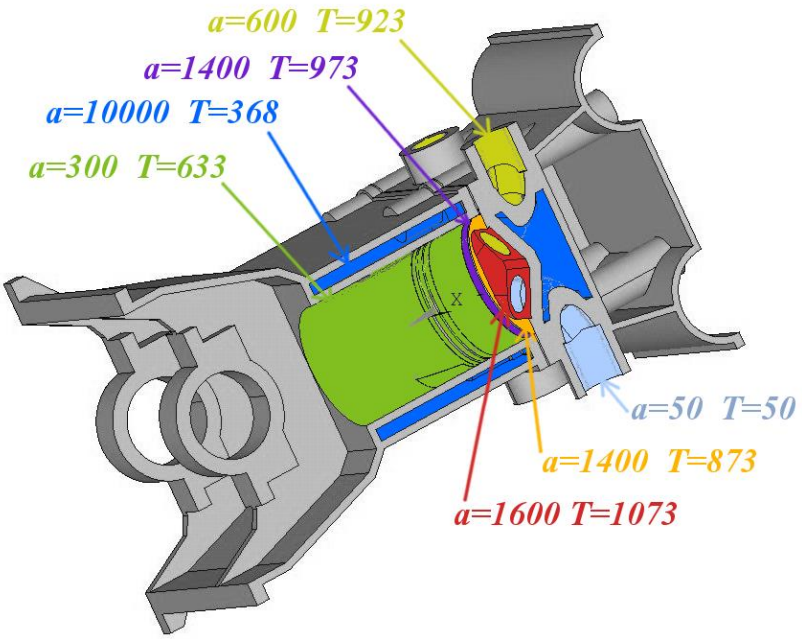


Рисунок 4.3.7 – Граничные условия теплообмена третьего рода для гильзы: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2; Т – температура, К

Результаты расчета температур приведены на рисунке 4.3.8 для поршня и на рисунке 4.3.9 для блока цилиндров.

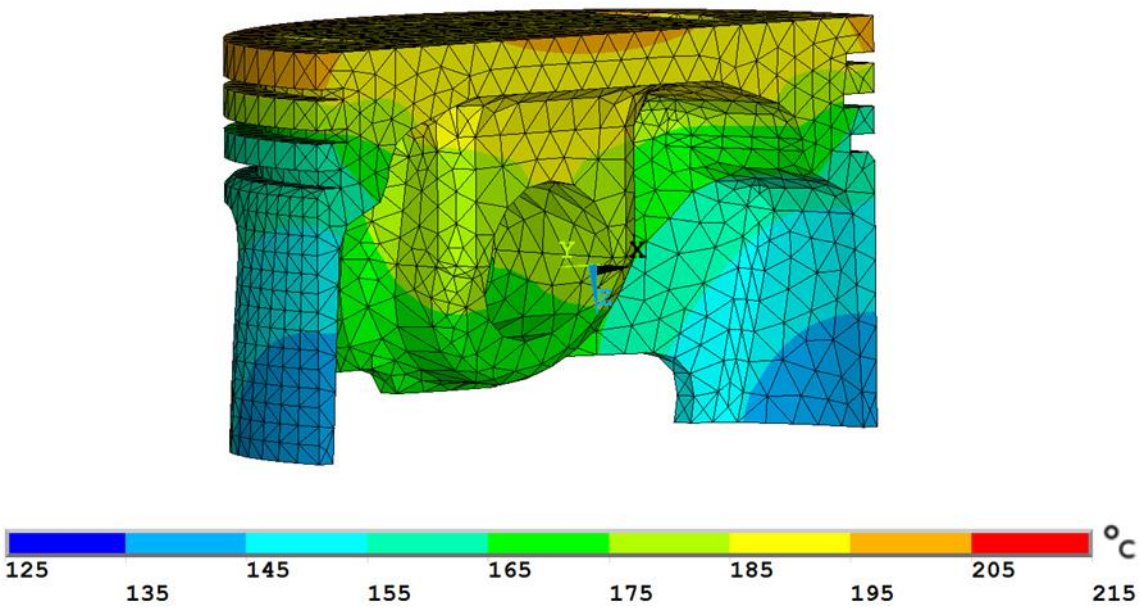


Рисунок 4.3.8 – Температуры поршня, °С

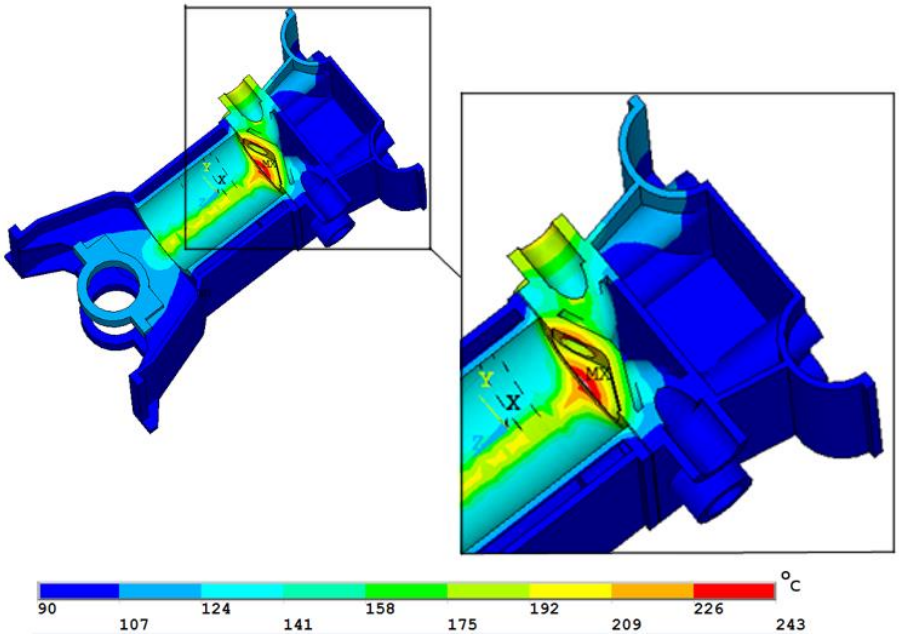


Рисунок 4.3.9 – Температура блока цилиндров, °С

После получения температур поршня и блока были подготовлены модели для вычисления механических деформаций деталей с приложенными давлениями,

соответствующими силам, вычисленным с помощью динамического и теплового расчета (рисунки 4.3.10 и 4.3.11)

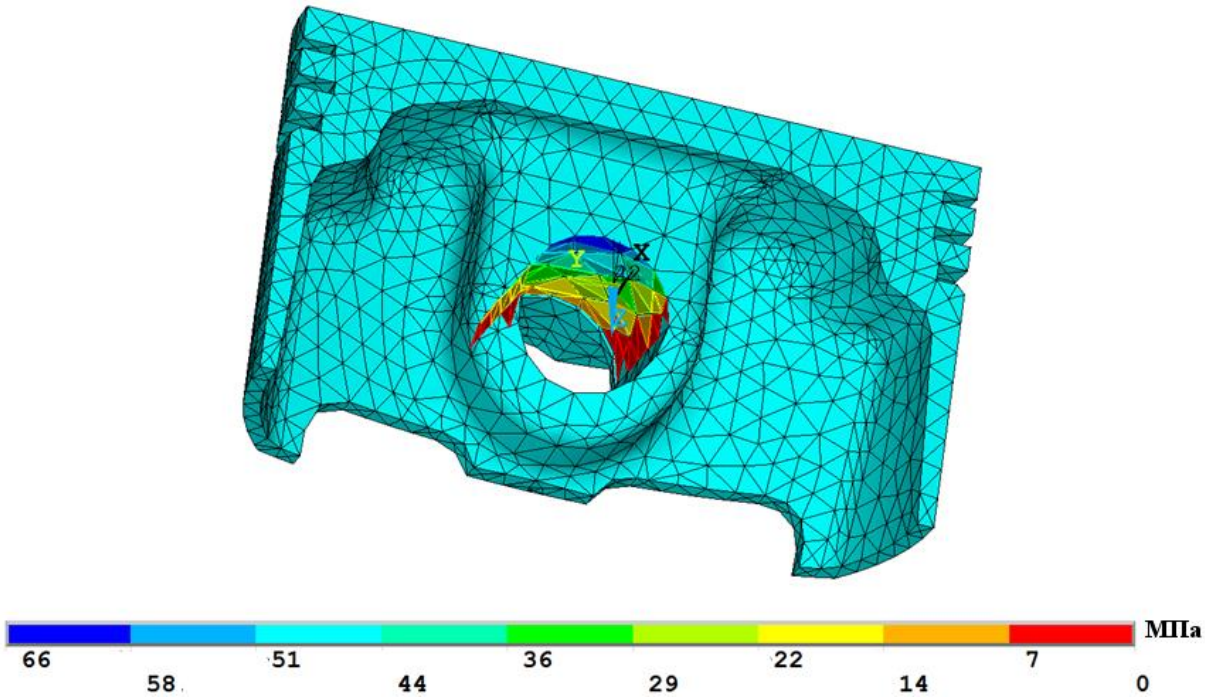


Рисунок 4.3.10 – Модель поршня с закрепленными узлами и приложенными давлениями в отверстии под поршневой палец

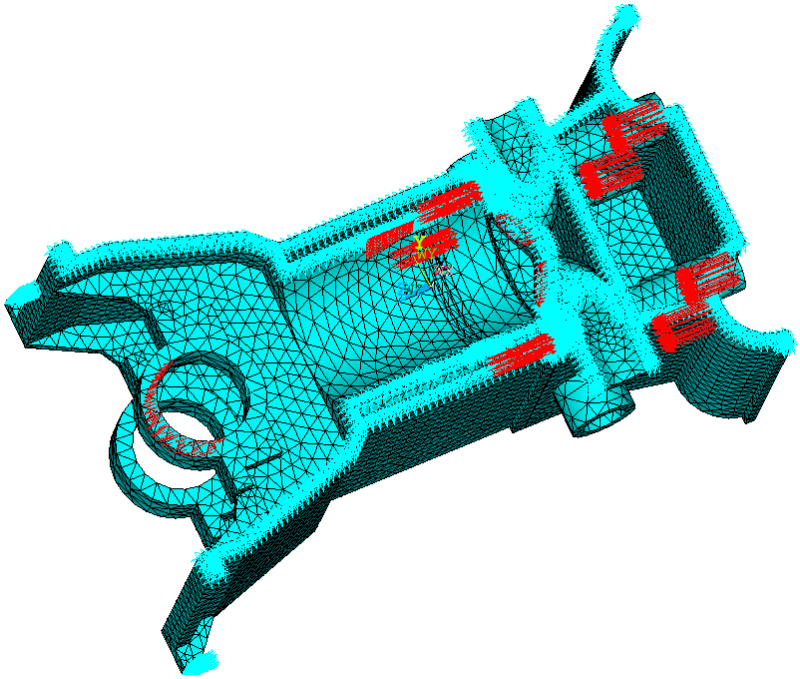


Рисунок 4.3.11 – Модель гильзы с закрепленными узлами и приложенными силами от затяжки болтов

4.4. Сравнение расчетных и замеренных потерь на трение базового и модернизированного двигателей

Механические потери замерялись у двигателей в сборе, а не отдельно у юбок поршней, поэтому для сравнения расчетного снижения механических потерь с реальными необходимо произвести расчет механических потерь не только для юбки, но и остальных пар трения в двигателе. Изменения модернизированного двигателя, влияющие на трение, показаны в таблице 4.4.1

Таблица 4.4.1 – Геометрические размеры деталей базового и модернизированного двигателей

	ВАЗ–21124	ВАЗ–21126
Поршневой палец длина, мм диаметр, мм	 60,5 22,0	 48,0 18,0
Шатун длина, мм максимальный угол наклона шатуна, °	 121,0 17,1	 135,0 15,4
Высота поршневых колец, мм первое кольцо второе кольцо маслосъемное кольцо	 1,5 2,0 3,9	 1,2 1,5 2,0
Осевая фиксация шатуна внутренний диаметр наружный диаметр	 50,0 55,0	 20,0 27,0
Коренные подшипники коленчатого вала Диаметр, мм Длина, мм внутренний диаметр осевого вкладыша, мм наружный диаметр осевого вкладыша, мм	 50,5 25,0 57,0 65,0	 50,5 20,5 57,0 65,0
Шатунные подшипники коленчатого вала Диаметр, мм Длина, мм	 47,8 20,5	 47,8 17,2
Площадь юбки поршня, мм^2	3300	2300
Дезаксаж, мм	1,0	0,5

Потери в КШМ и ЦПГ состоят из потерь на трение в подшипниках скольжения, потерь на трение в кольцах и потерь на трение в юбке поршня. Потери на трение в юбке поршня вычисляются в разработанной программе. Потери на трение в подшипниках скольжения (коленчатый вал, поршневые пальцы) в соответствии с [101] вычисляются по формуле:

$$Q = \frac{\mu\omega^2 d^2 l C_T}{2\psi}$$

где μ – динамическая вязкость масла,

ω – скорость вращения,

d – диаметр подшипника,

l – длина подшипника,

ψ – относительный диаметральный зазор,

C_T – коэффициент сопротивления, зависящий от относительного эксцентриситета и отношения l/d, берется из экспериментальных данных.

Примем одинаковыми вязкость масла и относительный диаметральный зазор. Скорость вращения коренных шеек так же одинакова. Скорость вращения в подшипниках шатуна модернизированного двигателя будет незначительно ниже из-за того, что учитывается скорость качания шатуна, которая у модернизированного двигателя из-за увеличенной длины шатуна чуть ниже.

Потери на трение в поршневых кольцах оценим по методике, изложенной в [102]. В соответствии с ней, между кольцом и гильзой наблюдается как гидродинамический режим трения, так и граничный, поэтому сила трения в кольце вычисляется по формуле:

$$F = \beta F_b + (1 - \beta) F_h$$

где β – доля площади непосредственного контактирования трущихся тел,

F_b –сила трения при граничном режиме,

F_h –сила трения при гидродинамическом режиме.

Сила трения при гидродинамическом режиме вычисляется по формуле:

$$F = \iint\limits_{S} \left(\frac{\mu \upsilon}{h} + \frac{\partial p}{\partial x}\frac{h}{2}\right) dS$$

где S – площадь смоченной поверхности,

μ – динамическая вязкость жидкости,

υ – скорость скольжения тела,

h – толщина слоя смазки,

p – гидродинамическое давление,

x – координата в направлении скольжения тела.

При прочих равных сила трения в гидродинамическом режиме прямо пропорциональна площади смачивания, а при одинаковом диаметре цилиндра – прямо пропорциональна высоте кольца.

Сила трения при граничном режиме вычисляется по элементарной формуле:

$$F = Pf$$

где P – нормальная нагрузка на поршневое кольцо,

f –коэффициент граничного трения кольца о цилиндр.

Нормальная нагрузка на поршневое кольцо складывается из сил собственной упругости кольца и сил давления газов на кольцо изнутри. Обе эти силы прямо пропорциональны высоте кольца.

Поскольку и граничное, и гидродинамическое трение прямо пропорциональны высоте кольца, для сравнительной оценки потерь на трение нам нет необходимости вычислять долю площади непосредственного контактирования трущихся тел, поскольку в любом случае сила трения будет пропорциональна высоте кольца.

Для приближенной оценки механических потерь примем для базового двигателя среднестатистическое распределение потерь, приведенное в первой

главе (рисунок 1.1.4). В соответствии с ним на долю КШМ приходится 24% от всех механических потерь двигателя, на долю юбки – 20% и на долю колец – до 30%. Распределение потерь среди поршневых колец примем в соответствии с данными фирмы Mahle [103]. По ним на долю верхнего (первого) поршневого кольца приходится 40% от трения комплекта колец, на долю второго – 20% и на долю маслосъемного кольца – 40%.

Поскольку замер механических потерь проводился методом горячей прокрутки двигателя, вспышек в цилиндре не происходило, что влияло на величину механических потерь. Поэтому давление в цилиндре при расчете принималось в соответствии с графиком давления в цилиндре, приведенном на рисунке 4.4.1.

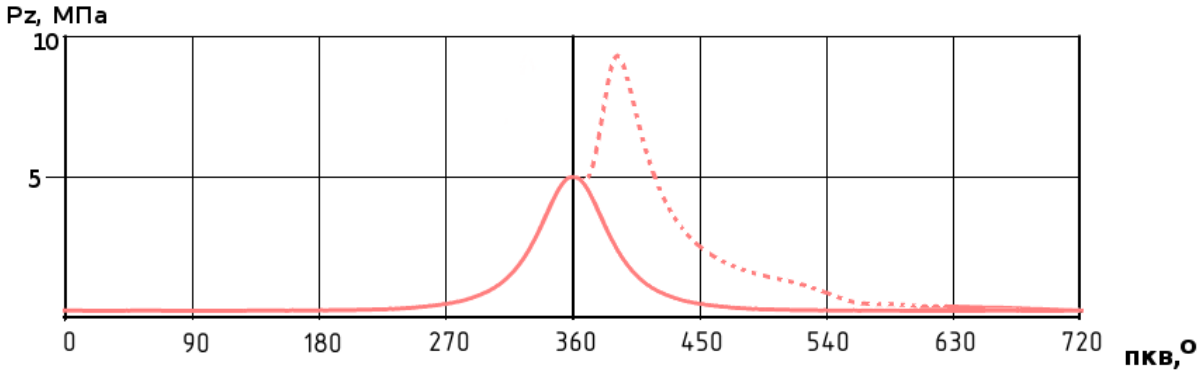


Рисунок 4.4.1 – Расчетное давление в цилиндре. Пунктиром показано давление в цилиндре при наличии вспышек.

Приняв все остальные параметры одинаковыми для базового и модернизированного двигателя, мы можем приближенно сравнить потери на трение у базового и модернизированного двигателей (рисунок 4.4.2).

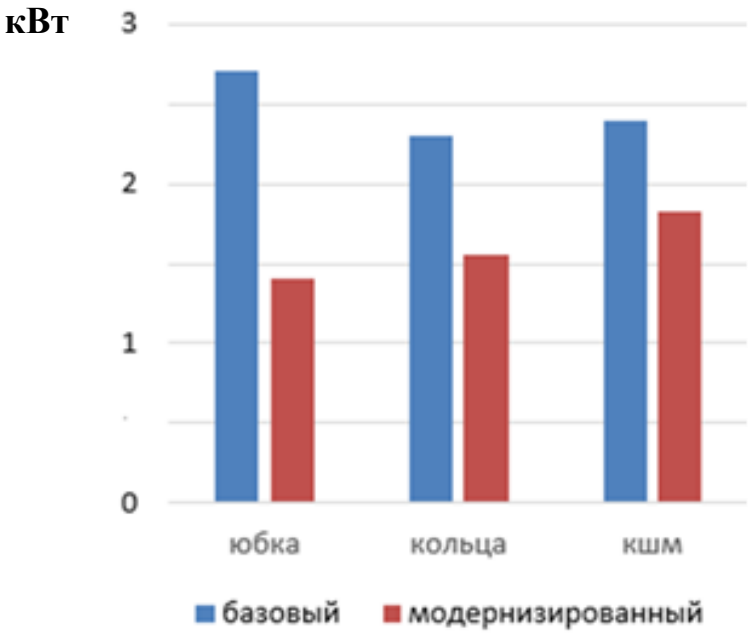


Рисунок 4.4.2 – Сравнение потерь на трение базового и модернизированного двигателей при 3500 мин$^{-1}$

Расчетное снижение потерь на трение хорошо совпадает с замеренным (рисунок 4.4.3).

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.

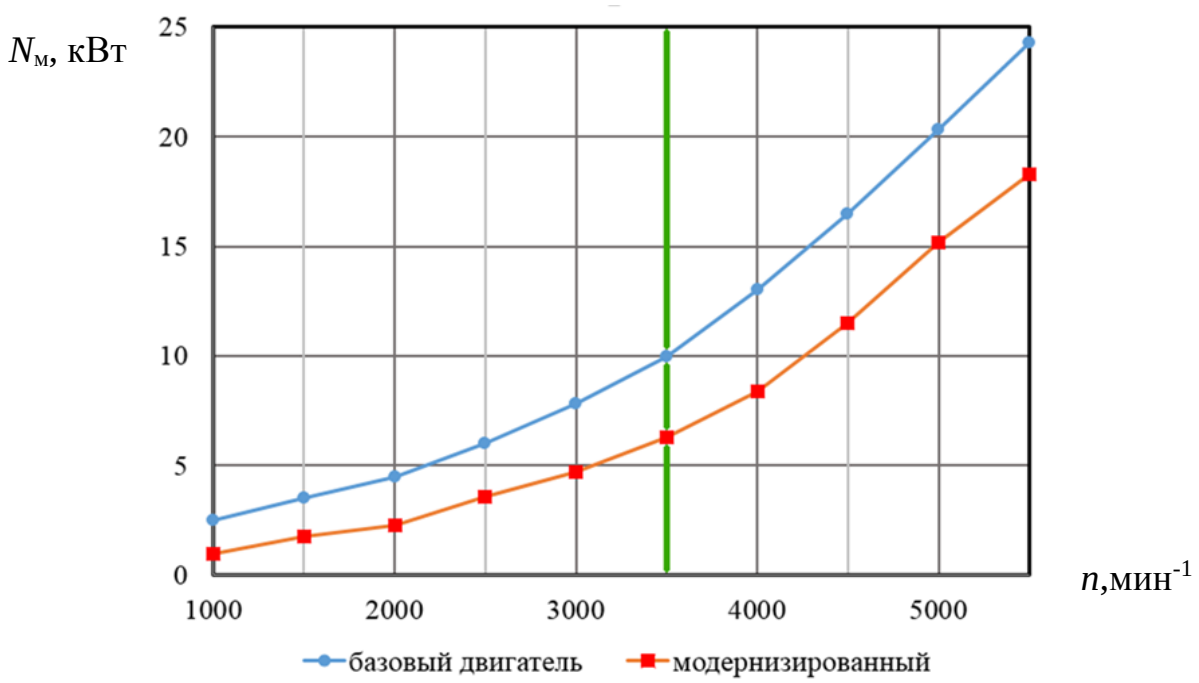


Рисунок 4.4.3 – Сравнение измеренных механических потерь базового и модернизированного двигателей при 3500 мин$^{-1}$

Выводы по главе 4

В результате исследований динамики поршня в цилиндре двигателя установлены закономерности изменения параметров масляного слоя. Так, сочетание значительного крутящего момента и малых оборотов наиболее опасно для масляного слоя, поскольку увеличение боковой силы при небольшой скорости поршня приводит к уменьшению толщины масляного слоя и, следовательно, к возможному возникновению граничного режима трения.

Наибольшие потери на трение возникают при движении поршня в районе действия максимальной боковой силы и максимальной скорости поршня. Следовательно, оптимизацию профиля юбки поршня с целью снижения механических потерь целесообразно в первую очередь проводить при граничных условиях, соответствующих этому участку траектории движения поршня.

В результате применения разработанной программы для сравнения современного двигателя и двигателя прошлого поколения, было показано, что за счет оптимального профилирования юбки поршня можно достичь снижения трения за счет уменьшения удельной площади юбки, а также за счет уменьшения доли хода поршня с граничным режимом трения. Кроме того, уменьшается размер юбки, а значит и масса поршня. Результаты расчетов были подтверждены замерами механических потерь этих двигателей, разница между расчетными и экспериментальными данными не превышает 15%. Предложенная методика расчета позволяет оптимизировать юбку поршня в целях снижения потерь на трение и уменьшения массы и размеров поршня.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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%.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВМТ	верхняя мертвая точка
ГРМ	газораспределительный механизм
ДВС	двигатель внутреннего сгорания
ЕМП	единая модульная платформа
ПКВ	поворот коленчатого вала
ЦПГ	цилиндро-поршневая группа
2D	двухмерный
3D	трехмерный
A	работа (сил трения)
C_T	коэффициент сопротивления
C_p	удельная теплоемкость
$D_{Fбок}$ и $D_{дез}$	плечи действия сил относительно центра пальца
d	диаметр подшипника
F	сила
$F_{тр}$	сила трения
$F_{бок}$	боковая сила, действующая на поршень
$F_{газ}$	сила давления газов
$F_{инерц}$	сила инерции
f	коэффициент трения
h	толщина
K	коэффициент влияния нагрузки и мощности механических потерь на относительное изменение механического КПД
l	длина подшипника
N	боковая сила
N_e	эффективная мощность
$N_м$	мощность механических потерь
$\overline{N_e}$	относительная величина нагрузки
P	нормальная нагрузка на поршневое кольцо
p	гидродинамическое давление
Q	количество теплоты
R	радиус
S	площадь
s	перемещение
T	температура
t	интервал времени
x	координата в направлении скольжения тела
α	коэффициент теплоотдачи
β	доля площади непосредственного контактирования трущихся тел

γ	угол наклона оси поршня
δ	относительное изменение
$\Delta_{овал}$	овальность юбки поршня
η_e	эффективный КПД
η_i	индикаторный КПД
$\eta_м$	механический КПД
$\overline{\eta}_м$	относительная величина механического КПД
μ	вязкость
υ	скорость
ρ	плотность
ξ	смещение поршня
φ	угол поворота коленчатого вала
ψ	относительный диаметральный зазор
ω	скорость вращения

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Путинцев С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания : дис. … д-ра технических наук : 05.04.02 – М., 1997. – С. 21–24.

2. EXCITE_PistonRings_Theory.pdf [Руководство пользователя]. – AVL, 2013. – P. 2–9.

3. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – С. 41–42.

4. Шабашевич Б.Э., Адамович А.В. Исследование потерь на трение в поршневой группе дизеля Д-50 // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – №8. – С.13–15.

5. Furuhama S., Takiguchi M. Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine // Int.Jahrb. Tribologie. – 1981. – P.737–742.

6. Рык Г.М., Рогов Ф.М. Метод расчета и исследования условий смазки поршня // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. науч.-техн. сб. (Харьков). – 1978. – Вып.27 – С. 109–116.

7. Гинзбург Б.Я. Профилирование юбок поршней. – М.: Машиностроение, 1973. – С. 89.

8. Никитин Ю.Н., Арустамов Л.Х., Измайлов С.П. и др. Оценка жидкостного трения в сопряжении цилиндр-поршневое кольцо-поршень. // Двигателестроение. – 1983. – №7. – С.51–53.

9. Zima S. Motorcolben. – Mahle, 2005. – P. 476.

10. Смазка поршня двигателя внутреннего сгорания [Текст] : заявка 8523822 Великобритания, F 16 J 1/08 / Toyomi Shiba – №8523822 ; опубл. 30.04.86.

11. Поршень [Текст] : заявка 4019968 ФРГ, МКИ F 02 F 3/00 / Iwaya Naohiro, Atsugi Unisia Corp. – № 4019968 ; опубл. 09.01.92.

12. Поршень для двигателя внутреннего сгорания [Текст] : пат. 1700323 СССР, МКИ F 16 J 1/04 / Путинцев С.В., Усенко А.В., Шаповалов А.С., Волков Е.И., Скудинов М.К. – № 4789636/29. Опубл. 23.19.91.

13. Путинцев С.В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 1: теоретическое обоснование // Известия вузов. Машиностроение. – 1996. – № 7–9. – С. 60–67.

14. Поршень и оборудование для его изготовления [Текст] : пат.5285840 США, МКИ B 22 D 19/02 / Hayashi Masamichi, Aisin Seim K.K. – № 952349 ; опубл.15.02.94.

15. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. 201080051072.9. / Federal Mogul Corp – № 201080051072 ; 12.09.2012.

16. Поршни [Текст] : пат. 2192253 Великобритания, МКИ F02-F 3/00 / Michael Ledsham Prince Rhodes; AE PLC – № 8714286 ; опубл. 06.01.88.

17. Улучшения, относящиеся или к поршням для двигателей внутреннего сгорания, или к поршням для компрессоров [Текст] : пат. 2168457 Великобритания, МКИ F16 J 1/02 / Michael Ledsham Prince Rhodes, David Alec Parker; AE PLC – № 8530307 ; опубл. 18.06.86.

18. Поршень [Текст] : пат. 2259748 Великобритания, МКИ F02 F3/00 / Michael Ledsham Prince Rhodes, David Alec Parker; Tand N Technology Ltd. – № 9219408.3 ; опубл. 24.03.93.

19. Савельев С.М. Особенности конструирования боковой поверхности поршня с целью снижения расхода масла на угар. // Двигателестроение. – 1979. – №2. – С. 10–11.

20. Parker D.A., Ettles C.H., Richmond J.W. The AE conoguide low friction piston feature – analysis and further experience. // Combust Engines – Reduct. Frict and Wear conf. London. – March, 1985. – №18-19.

21. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. 102575766 / Federal Mogul Corp – № 9219408.3 ; 11.07.2012.

22. Маслов А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней : дис. … канд. техн. наук : 05.04.02 – Челябинск, 1999. – 158 с.

23. Поршень, особенно для двигателя внутреннего сгорания [Текст] : пат. 4716817 США, МКИ F 16 J 1/00 / Mahle GmbH, Emil Ripberger. – № 887437 ; опубл. 05.01.88.

24. Поршень с диаметральным уменьшением области юбки большим на нагруженной стороне, чем на ненагруженной [Текст] : пат.5682808 США, МКИ F 16 J 1/04 /Isuzu Motors Ltd., Teruo Nakada. – № 677318 ; опубл. 04.11.97.

25. Поршень [Текст] : пат. 5193436 США, МКИ F16 J 1/04 / Nissan Motor Co. Ltd., Hamai Kyng, Arai Takayuki. – № 824850 ; опубл. 16.03.93.

26. Поршень [Текст] : заявка 0563408 ЕПВ, МКИ F02 F 3/02 / Alcan Deutschland GmbH, Klaus Kofahl, Peter Stocker. – № 92105217,2 ; опубл. 06.10.93.

27. Легкий поршень для двигателей внутреннего сгорания [Текст] : пат. 5158008 США, МКИ F16 J 1/00 / Mahle GmbH, Emil Ripberger. – №688583 ; опубл. 27.10.92.

28. Поршень для двигателя внутреннего сгорания [Текст] : пат. 1590596 СССР, МКИ F 02 F 3/00 / А.Л. Маслов, В.И. Суркин. – № 4460219/25-06 ; опубл. 07.09.90.

29. Трибосопряжение поршень- цилиндр двигателя внутреннего сгорания [Текст] : Пат. 2095603 Российская Федерация МКИ / Ю.В. Рождественский, А.Л. Маслов. – № 95114172 ; опубл. 10.11.97.

30. Легкий поршень для двигателей внутреннего сгорания [Текст] : пат. 5158008 США, МКИ F16 J 1/00 / Mahle GmbH, Emil Ripberger. – №5158008 ; опубл. 27.10.92.

31. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. CN103732897 (A) / Mahle GmbH, Emil Ripberger –04.16. 2014.

32. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. WO/2013/020059 / Caterpillar. – 07.02.2013.

33. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. WO2014034177 (A1) / Honda — 03.06. 2014.

34. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. DE102012112723 (A1) / Porsche – опубл. 2014.06.26.

35. Piston for internal combustion engine [Text] : pat. US 2014/0158081 A1. / Suzuki. – 12.06.2014.

36. Устойчивая юбка поршня, имеющая изменяемые вершины и вогнутые поверхности [Текст] : пат. 5172626 США, МКИ F 16 J 1/00 / General Motors Co., Richard W. Hart. – № 748732 ; опубл. 22.12.92.

37. Kwang-soo K. A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts / Kwang-soo Kim, Paras Shah // Federal-Mogul Corporation, Musashi Institute of Technology.

38. Двигатели внутреннего сгорания: серия учеб. для вузов в 6 томах. Т. 1. Разработка конструкций форсированных двигателей наземных транспортных машин/А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; – Мин-во образования и науки Украины; под ред. А.П. Марченко и засл. деят. Науки Украины проф. А.Ф. Шеховцова. – Харьков. : Прапор, 2004. – 384с.

39. Поршень [Текст] : а.с. №280098 СССР МКИ МКИ F0.2, F3/00, F16J1/04 / Рык Г.М. – опубл. 1965.

40. Поршень для двигателя внутреннего сгорания [Текст] : а.с. № 661180 СССР МКИ F0.2, F3/00, F16J1/04. / Кольченко В.И. – опубл. 1979.

41. Панкратова Н.П., Перельдин Г.И., Бронштейн Б.З. Расчетные и экспериментальные исследования поперечного перемещения поршня бочкообразного профиля. // Автомобильная промышленность. – 1987. – №5. – С. 11–14.

42. Подщеколдин М.И., Мищенко А.И. О радиальном перемещении поршня в цилиндре двигателя. // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов: Киев: «Техника». – 1968. –Вып.4. – С. 90–96.

43. Betr G., Zellbeck H. Untersuchangen zuz Reibleistung oler Kolbenruppe // MTZ Motortechn. – 1986. – №10. – P. 433–437.

44. Назаров Д.А. Определение зазоров между гильзой цилиндра и поршнем. // Двигателестроение. – 1988. – №8. – С. 20–25.

45. Назаров Д.А. Расчет зазоров. // Двигателестроение. – 1987. – №7. – С. 15–20.

46. Назаров Д.А. Определение оптимального зазора между гильзой цилиндра и головкой поршня двигателя. // Двигателестроение. – 1988. – №12. – С. 19–22.

47. Назаров Д.А. Расчет оптимальных монтажных зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня автотракторных двигателей // Способы повышения долговечности тракторов и сельскохозяйственных машин. / Московский институт инженеров с/х производства. –М.:1988. – С. 3–7.

48. Четошников В.И. Исследование возможности уменьшения зазора в сопряжении поршень-цилиндр тракторного двигателя с воздушным охлаждением : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.04.02 - Челябинск, 1974, – С. 23.

49. Никитин Ю.Н., Коротеев С.В., Макаревич П.С. Профиль поршня и смазывание деталей ЦПГ. // Автомобильная промышленность. – 1990. – №10. – С. 13–14.

50. Попов В.Н., Суркин В.И., Маслов А.П. Исследование параметров слоя смазки сопряжения поршень – гильза двигателя 8ДВТ-330. –Научный отчет / ЧИМЭСХ, №г.ф.01821015470. – 1984. – С. 179.

51. Попов В.Н., Четошников В.И. О возможности снижения зазора в сопряжении поршень-цилиндр // Труды ЧИМЭСХ / Челябинск, ЧИМЭСХ. – 1974. – Вып.78. – С. 122.

52. Попов В.Н., Суркин В.И., Маслов А.П. Исследование гидродинамических параметров слоя смазки сопряжения юбка поршня-цилиндр двигателя 8ДВТ-330. Тех.отчет / ЧИМЭСХ – ЧФНАТИ. Деп. Рук.№Д2860042441 №г.ф. 01821015470 – Челябинск. – 1985. – С. 180.

53. Стрельцов А.И. О трении и износе смазочного слоя между поршнем и цилиндром в двс. // Проблемы трения и изнашивания / сб.науч.трудов. – Харьков, 1975. – Вып.7. – С. 92-97.

54. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения. –М.: Машиностроение, 1979. – 168С.

55. Haddad S.D. Origins of noise and vibration in vee form diesel engines with emphases on piston slap // Southampton University, Ph Thesis. – 1974.

56. Haddad S.D. Liner deformation due to piston slap in diesel engines. // JSVE - Southampton University Mesh.E., – 1975. – P. 1065–1070.

57. Гаар В.В. Повышение работоспособности сопряжения юбка поршня - гильза цилиндра путем улучшения условий смазки на основе исследований гидродинамических параметров масляного слоя : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.04.02 –Л.,1983. – 20с.

58. Суркин В.И., Гаар В.В. Изменение положения поршня в цилиндре при работе дизеля. // Исследование и совершенствование конструкции тракторов, автомобилей и их двигателей. / Сборник научных трудов. – Челябинск, ЧИМЭСХ. – 1975. –Вып.107 – С. 66–69.

59. Суркин В.И., Гаар В.В., Ваганов В.В. Аналитическое определение параметров слоя смазки сопряжения юбка поршня - гильза ДВС. // Совершенствование тракторов и их использование в сельском хозяйстве. / Сборник научных трудов. - Челябинск, ЧИМЭСХ. – 1981. – Вып. 170. – С. 90–96.

60. Суркин В.И., Маслов А.П. Экспериментальное исследование параметров смазки поршня и гильзы транспортного дизеля. // Тезисы докладов Всесоюзной конференции «Трение и смазка в машинах». –Челябинск, 1983. – С. 93.

61. Суркин В.И. Оптимизация параметров смазки поршня тракторного двигателя // Тезисы докладов Всесоюзной конференции «Трение и смазка в машинах». – Челябинск, 1983. – С. 93–94.

62. Суркин В.И. Этапы оптимизации гидродинамических параметров поршня. // Повышение степени использования установленной мощности двигателей сельскохозяйственных тракторов. Сборник научных трудов. – Челябинск, ЧИМЭСХ, 1983. – С. 88–93.

63. Steidle W. Kolbenbewegung und gerausch // Karl-Schmidt Kolloquium. – Neckarulm. – 1979. – P. 13–26.

64. Suzuki T. Huxon кикай гаккай ромбунсие // Trans. Jap. Mech. –1989. – № 511. – С. 768–773.

65. Кноль П. Гидродинамическая смазка юбки поршня // Тр.американского общества инженеров-механиков. / Проблемы трения и смазки. – 1982. – №4. – С. 69–75.

66. Li D.E., Rohde S.V., Erzat H.A. An automotive piston lubrication model //ASLE Tranction. – 1982. – Vol 26. – P. 151–160.

67. Коган М.С., Лурьев В.А., Мартынов Л.И., Черников Б.Г. Токосъемное устройство для термометрирования и тензометрирования поршня быстроходного дизеля. // Сборник трудов Всесоюзного заочного политехнического института. – М. : Машиностроение, 1974. – Вып.91. – С. 110–118.

68. Костров А.В., Макаров А.Р., Смирнов С.В. Оптимизированные поршни бензиновых ДВС. // Автомобильная промышленность. – 1988. – №1. – С. 17–18.

69. Костров А.В., Смирнов С.В., Макаров А.Р. Математическое моделирование движения поршня в цилиндре в слое смазочного материала с учетом деформации юбки. // Двигателестроение. – 1990. – № 1. – С. 7–9.

70. Никишин В.И. Основы теории соударения и исследование колебаний пары поршень-гильза автомобильного двигателя : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 - М: 1978. –21 с.

71. Маслов А.П., Суркин В.И. Оптимизация и некоторые результаты расчетно-экспериментальных исследований параметров смазки поршня дизелей //Теория и практика рационального использования ГСМ и рабочих жидкостей в технике/ тезисы доклада Всесоюзной конференции. – Челябинск: ЦНТИ. – 1985. – С.25–26.

72. Миронов Г.Н. Динамика бочкообразного поршня. // Двигателестроение. – 1985. – №10. – С. 10–13.

73. Путинцев С.В., Чистяков В.К. Расчет триботехнических характеристик и параметров динамики деталей цилиндро-поршневой группы ДВС. Учебное пособие по курсу «Основы строительной механики ДВС». –М.: Издательство МТТУ. – 1991. – С. 40.

74. Dong Zhu, Herbert S.Cheng, Takayuki Arai,Kyugo Hamai. A Numeral Analysis of piston skirt in mixed lubrication –part J: Basic Modeling // Trans ASME J.Tribol. – P. 553–562.

75. Lu Reisong, Li Chrgming, Lin Sanming. Профилирование боковой поверхности поршня // Чуэньбо чунчэн. – 1990. – №4 – С. 48–52.

76. Sarasten A., Stavdal S. Computer Programs for piston bearing loads and polas diagrams // Mzd.Inst.Forbrenningsmot.NTH.Vnif Trondheim. – 1969. – №2. – P. 104.

77. Генка О. Упругогидродинамическая смазка юбки поршня // Труды американского общества инженеров-механиков. / Проблемы трения и смазки. – 1988. – №1. – С. 125–131.

78. Blaiz W.L., Houl D.P., Wond V.W. The role of piston distortion on lubrication in a reciprocating engine. // Trans ASME F.Eng. Gas Turbines and Power. – 1990. – №3. – P. 287-300.

79. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Караваев В.Г. Моделирование динамики трибосопряжения «поршень-смазочный слой-цилиндр». Челябинск : ЧГТУ, 1994. – С.26. Деп. В НИИЭУАвтопром. 07.09.94.

80. Рождественский Ю.В. Оптимизация профиля юбки поршня двигателя внутреннего сгорания. / ЧГТУ. –Челябинск, 1994. – С.19. Деп. в НИИЭУАвтопром. 07.09.94- №9 ан94.

81. Рождественский Ю.В., Маслов А.П. Методика анализа динамики поршня. // Автомобильная техника. Силовые установки. Сборник научных трудов. Челябинск: ЧВВАИУ. – 1996. – Вып.6. – С. 103–113.

82. Рождественский Ю.В. Динамика профилированного поршня в цилиндре автомобильного двигателя. // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Сборник научных трудов. Челябинск: ЧГТУ. – 1996. – С. 3–11.

83. Рождественский Ю.В. Моделирование и оптимизация сопряжения «поршень – цилиндр» двигателей внутреннего сгорания // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2001. – № 6. – С. 47–51.

84. Рождественский Ю.В., Маслов А.П. Поршень с ассиметричным профилем для дизельного двигателя // Автомобильная промышленность. – 2003. – №2. – С. 23–24.

85. Рождественский Ю.В., Гусев А.И. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник ЮрГУ. – 2006. – №11.

86. Маслов, А.П. Снижение механических потерь в двигателях внутреннего сгорания // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сб.тр. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – С. 58–63.

87. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС // Двигатель-2007: Сб. научн. рудов Междунар. конф. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 235–241.

88. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Спец. вып. сер. «Машиностроение». – 2007.

89. Путинцев С.В., Аникин С.А., Лисинь С. Расчетная оценка влияния ряда характеристик работы поршня на механические потери дизеля // Известия вузов. Машиностроение. – 2003. – №3. – С. 47–51.

90. Путинцев С.В. Профилирование и модификация боковой поверхности поршня как способ снижения механических потерь в двигателе внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, М.Д. Пронин // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2007.– №5. – С. 42–50.

91. Дойкин А.А. Расчетно-экспериментальный метод профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения "поршень-цилиндр" ДВС : дис. … канд. техни. наук : 05.04.02 – Челябинск, 2013.

92. Пронин М.Д. Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного дизеля : дис. … канд. техни. наук : 05.04.02 – Москва, 2009.

93. Агеев А.Г. Зависимость длины юбки поршня от скоростного режима работы двигателя. // Молодежный научно-технический вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2012.

94. Чирский С.П. Измерение и моделирование механических потерь в цилиндропоршневой группе малоразмерного ДВС : дис. … канд. техн. наук : 05.04.02 -Москва, 2012.

95. pisdyn_measured_comparison.pdf [Руководство пользователя]. – Ricardo software, 1995.

96. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. М., Машиностроение, 2008. – С. 162–163.

97. Агеев А.Г. Снижение механических потерь в быстроходном дизеле воздушного охлаждения совершенствованием конструкции деталей ЦПГ : дис. … канд. техн. наук : 05.04.02 – Москва, 2017. – С. 68.

98. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Учебное пособие для студентов ВУЗов и аспирантов. М. : МГТУ им. Баумана. – 2004.

99. Маслов А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней : дис. … канд. техн. наук : 05.04.02 – Челябинск, 1999.

100. Kenneth J.P., Ronald G.N., John B.H. Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines. – MTI, 1989. – P. 2.

101. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. – М. : Машиностроение, 2008. – С. 281.

102. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – С. 106–109.

103. Kennedy M., Hoppe S., Esser J. Piston ring coating reduces gasoline engine friction // MTZ. – 2012. – №5. – P. 41 – 43.

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора

по науке ФГУП «НАМИ»,

д.т.н., профессор

_____ С.В. Бахмутов

«_19_» _____02_____ 2019 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Якунина Руслана Владимировича «методические основы оптимизации профиля юбки поршня ДВС с целью снижения механических потерь», выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 – Тепловые двигатели

Комиссия в составе: председателя – председателя экспертного совета, д.т.н., профессора В.Ф. Кутенева, и членов –директора центра «Энергоустановки», к.т.н., доцента А.С. Теренченко, ведущего эксперта, к.т.н. П.Л. Озимова, составила настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе Р.В. Якунина результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

– методика, алгоритм и программа по расчету профиля юбки поршня и параметров масляного слоя между юбкой и гильзой, в трехмерной постановке, с использованием метода конечных элементов, учитывающая деформации деталей под воздействием давления в масляном слое,

используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при проектировании поршней двигателей внутреннего сгорания.

Председатель комиссии:
д.т.н., профессор Кутенев В.Ф.

Члены комиссии:

к.т.н., доцент Теренченко А.С.

ведущий эксперт, к.т.н. Озимов П.Л.