

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ДРУЖБЫ НАРОДОВ ИМЕНИ ПАТРИСА ЛУМУМБЫ "

На правах рукописи



ВОРОБЬЕВ АЛЕКСАНДР АЛЕКСЕЕВИЧ

МЕТОДИКА ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЮБКИ СОСТАВНОГО ПОРШНЯ
ФОРСИРОВАННОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ
ЕЕ СМАЗКИ В ЦИЛИНДРЕ

2.4.7. – Турбомашины и поршневые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

Кандидат технических наук, доцент

Смирнов С.В.

Москва – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1 Методики профилирования юбки поршня ДВС	11
1.2 Методы расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении юбка поршня – цилиндр	26
1.3 Методики определения потерь на трение юбки поршня	38
1.4 Особенности конструкции составных поршней	47
1.5 Выводы по обзору литературы и постановка задачи исследования.....	52
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЮБКИ СОСТАВНОГО ПОРШНЯ С МИНИМАЛЬНЫМИ МОНТАЖНЫМИ ЗАЗОРАМИ	54
2.1 Определение силы трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр»	54
2.2 Математическая модель вторичного движения юбки составного поршня	58
2.3 Определение гидродинамических параметров сопряжения «юбка поршня – цилиндр»	61
2.4 Определение деформаций юбки от гидродинамического давления.....	63
2.5 Определение теплового напряженно-деформированного состояния деталей.....	67
2.6 Тестовые примеры решения гидродинамической задачи.....	71
2.7 Методика профилирования юбки составного поршня с минимальными монтажными зазорами	77
2.8 Выводы по второй главе.....	83

ГЛАВА 3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ В СОПРЯЖЕНИИ «ЮБКА ПОРШНЯ – ЦИЛИНДР».....	84
3.1 Методика разработки КЭМ для расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»	84
3.2 Определение теплового состояния юбки составного поршня	85
3.3 Формирование матрицы податливости для узлов расчетной сетки поверхности трения юбки поршня	87
3.4 Определение оптимальных параметров расчетной сетки на поверхности трения юбки поршня.....	89
3.5 Верификация конечно-элементной модели юбки поршня	98
3.6 Экспериментальное определение напряженно-деформированного состояния юбки поршня	102
3.7 Верификация модели расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»	111
3.8 Выводы по третьей главе	119
ГЛАВА 4. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ.....	120
4.1 Исследование особенностей деформации юбки составного поршня....	120
4.2 Расчетные исследования влияния параметров профиля юбки составного поршня на параметры гидродинамического трения.....	127
4.2.1 Влияние монтажного зазора юбки поршня	127
4.2.2 Влияние параметров поперечного профиля юбки поршня	131
4.2.3. Влияние параметров продольного профиля юбки поршня	135
4.3 Выводы по четвертой главе	147
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ	149
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	151

ПРИЛОЖЕНИЕ А 161
ПРИЛОЖЕНИЕ Б..... 163

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Основными направлениями развития современного энергетического машиностроения являются повышение мощностных, улучшение экономических и экологических показателей, а также обеспечение высокой надежности работы двигателя. Перспективным направлением повышения этих показателей является снижение механических потерь двигателя, в первую очередь, в цилиндропоршневой группе. Одним из эффективных способов снижения механических потерь является совершенствование конструкции юбки поршня в направлении обеспечения преимущественно жидкостного режима трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» в течение всего рабочего цикла.

В высоконагруженных дизелях одним из используемых вариантов конструкции является составной поршень с качающейся юбкой, соединенной со стальной или чугуновой головкой поршня через поршневой палец. Данная конструкция по сравнению с монометаллическим поршнем из алюминиевого сплава позволяет обеспечить при высоких тепловых и механических нагрузках уменьшение «вредного» объема между жаровым поясом поршня и цилиндром и, следовательно, уменьшение токсичности отработавших газов, а также снизить уровень температур юбки поршня и уменьшить монтажный зазор в сопряжении «юбка поршня – цилиндр. Для обеспечения преимущественно жидкостного трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» и, следовательно, и минимизации механических потерь необходимо разработать методику профилирования юбки составного поршня с минимальными монтажными зазорами на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня.

Степень разработанности темы. В используемых в настоящее время методиках по профилированию юбок поршней в разной степени учитываются

деформации юбки поршня и цилиндра от тепловой нагрузки и гидродинамического воздействия масляного слоя в сопряжении «юбка поршня-цилиндр», особенности вторичного движения поршня.

Отличительными особенностями составного поршня с качающейся юбкой по сравнению с монометаллическими поршнями без продольных и поперечных разрезов являются: меньший уровень температур и меньшая жесткость конструкции юбки поршня, что позволяет уменьшить монтажный зазор; расположение центра масс юбки поршня максимально приближено к оси поршневого пальца; на повороты юбки поршня не оказывают влияние поршневые кольца, что в большей степени дает возможность юбке поршня совершать повороты относительно поршневого пальца в направлении улучшения гидродинамического эффекта «клина» и тем самым способствовать обеспечению гидродинамического режима трения. Для юбки поршня данной конструкции, имеющей меньшую жесткость по сравнению с монометаллическим поршнем, определение гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня имеет определяющее значение. Поэтому методика профилирования юбок составных поршней потребовала разработки расчетно-экспериментального метода определения деформаций юбки составного поршня с оценкой влияния на точность результатов расчетов гидродинамических параметров масляного слоя используемой для данного исследования конечно-элементной модели юбки поршня. При этом необходимо учитывать особенности вторичного движения юбки составного поршня.

Цель работы: разработать методику профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальными монтажными зазорами на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня. Поставленная цель достигается решением следующих **задач:**

1. Выполнить анализ существующих методик профилирования юбок поршней ДВС

2. Усовершенствовать методику определения гидродинамических давлений масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня;

3. Провести верификацию конечно-элементной модели юбки составного поршня, используемой для расчетов деформации, по экспериментальным данным, полученным на разработанном испытательном стенде.

4. Выполнить верификацию математической модели расчета гидродинамических характеристик трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» по опубликованным экспериментальным данным.

5. Провести исследование влияния основных элементов профиля юбки составного поршня на гидродинамические характеристики трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», предложить основные рекомендации по профилированию составного поршня и выполнить профилирование составного поршня на основе математического моделирования процесса гидродинамического трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня.

Научная новизна заключается в разработке:

– методики профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальными монтажными зазорами, на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом ее деформаций и особенностей поперечного движения составного поршня.

– расчетно-экспериментального метода определения деформаций юбки поршня, данный метод используется для верификации конечно-элементной модели поршня и составления матрицы податливости;

– программного обеспечения для подготовки исходных данных на базе программного комплекса ANSYS для расчета гидродинамических давлений в

сопряжении «юбка поршня – цилиндр» и последующей экспериментальной верификацией на разработанном испытательном стенде.

Теоретическая и практическая значимость работы состоит в:

- разработанной методике профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальными монтажными зазорами на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня;
- созданном испытательном стенде и методике верификации конечно-элементной модели юбки поршня;
- разработанном программном обеспечении, которое автоматизирует процесс подготовки исходных для создания матрицы податливости юбки поршня;
- полученных графиках, показывающих влияние основных параметров профиля юбки составного поршня на гидродинамические характеристики в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» и поперечное движение юбки поршня;
- установленных количественных параметрах профиля юбки и минимальных значениях монтажного зазора для исследуемой конструкции составного поршня на номинальном режиме, обеспечивающей наименьшие механические потери.

Методология и методы исследования. Совместное решение задач гидродинамики и определения деформаций юбки составного поршня выполнялось с использованием численных методов. Составление матрицы податливости юбки поршня выполнялось с использованием конечно-элементной модели (КЭМ) юбки поршня в трехмерной постановке с применением авторской программы и программного комплекса ANSYS. Верификация конечно-элементной модели, была выполнена с использованием данных натурального эксперимента, выполненного на разработанном испытательном стенде.

Объектом исследования являлся составной поршень рядного шестицилиндрового дизеля 6ЧН 13/15. Для верификации разработанной модели

расчета гидродинамических параметров масляного слоя использовались экспериментальные результаты, полученные для двигателя 8ЧН 15/16.

Предметом исследования являются продольный и поперечный профили юбки составного поршня рядного шестицилиндрового дизеля 6ЧН 13/15.

Положения, выносимые на защиту:

- методика профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальными монтажными зазорами на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня;
- расчетно-экспериментальный метод определения деформаций юбки поршня, используемый для верификации конечно-элементной модели и составления матрицы податливости;
- результаты расчетных и экспериментальных исследований.

Степень достоверности и апробация результатов научных положений и полученных результатов обусловлены:

- корректной постановкой задач, использования классической теории гидродинамической смазки, теории теплообмена, применения численных методов;
- совпадением расчетных и экспериментальных данных деформаций юбки составного поршня;
- качественным совпадением расчетных и экспериментальных данных параметров гидродинамического трения, полученных для двигателя 8ЧН 15/16.

Теоретические и расчетные результаты, полученные с использованием испытательного стенда, были реализованы в рамках конкурса «УМНИК» фонда содействия инновациям по теме исследования: «Разработка стенда для определения деформации юбки поршня ДВС»; зарегистрировано две программы для автоматизации подготовки исходных данных расчетов деформации юбки поршня, получен патент на полезную модель разработанного испытательного стенда.

Основные результаты диссертационных исследований были представлены на следующих научно-технических конференциях и семинарах:

Международная научно-техническая конференция 8-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса (МАДИ, 2019 г.).

Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок им. проф. В.И. Крутова (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019).

II Всероссийской научно-технической конференции, Анапа, 17 сентября 2020 г. – (г. Анапа, Федеральное государственное автономное учреждение "Военный инновационный технополис "ЭРА", 2020 г.).

Международная научно-техническая конференция 9-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса (МАДИ, 2021 г.).

Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок им. проф. В.И. Крутова (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022 г.).

Международная научно-техническая конференция 10-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса (МАДИ, 2023 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 работ, из них опубликовано: в рецензируемых изданиях из Перечня ВАК РФ – 2, в перечне РУДН – 2, в международной базе цитирования Scopus – 2, а также 3 патента.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, списка литературы. Объем диссертации составляет 165 страниц основного текста, содержащего 6 таблиц и 89 рисунков, список литературы содержит 103 работы отечественных и зарубежных авторов.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Методики профилирования юбки поршня ДВС

Вопросам профилирования юбки поршня посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых: Б.Я. Гинцбург, Г.М. Рык, А.В. Костров, А.Р. Макаров, В.Н. Никишин, С.В. Путинцев, А.Г. Агеев, Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, С.В. Смирнов, Р.В. Якунин, S.J. Howell-Smith, B.R. Littlefair, C.H. Li, H. Rahnejat и др.

Участниками исследовательской группы, под руководством профессора Б.Я. Гинцбурга, одними из первых, был предложен овально-бочкообразный профиль юбки поршня [1]. Данный подход был предложен для решения проблемы «рамочного» контактирования, присущего поршням с цилиндрическим или коническим профилем юбки. Подбор профиля направляющей по данной методике предполагалось выполнять с целью вовлечения наибольшей площади боковой поверхности в контакт с цилиндром. Расположение максимальной высоты профиля задавали с учетом теплового расширения и зазора с цилиндром. Овальность профиля юбки, в поперечном сечении, была введена для устранения контактирования в зоне бобышек, возникающего от деформации юбки поршня, вызванного воздействиями боковой силы и теплового расширения. Также при профилировании по методике [1] проверялся максимально возможный угол отклонения поршня и отсутствие кромочного контактирования.

В работе [2] предложен способ выбора оптимального профиля направляющей части поршня, выполненного с радиусной образующей, для условий гидродинамического трения. Параметры направляющей части поршня были определены на основании теории плоского самоустанавливающегося подшипника Митчела. На основании расчетных исследований авторы определили влияние геометрии масляной пленки, которая выражается в соотношении максимальной толщины масляной пленки (h_1) к ее минимальной толщине в подшипнике (h_0), на несущую способность и силу вязкостного трения в сопряжении. Расположение

поршневого пальца, как центра приложения нагрузки, было определено из условия обеспечения равенства нулю суммы моментов относительно выходной кромки профиля. На основании чего определялся угол наклона поршня в течении цикла, обеспечивающий данное равенство моментов. На основании этих значений, в дальнейшем, определялась длина рабочего участка профиля, на которой возникает гидродинамическое давление. Полагая, что при движении самоустанавливающегося ползуна с переменной длиной опорной поверхности он занимает положение, соответствующее минимуму трения, авторы предлагают выполнить профилирование путем задания радиуса профиля таким образом, чтобы он соответствовал параметрам геометрии масляной пленки (h_1/h_0), для которых ранее было определено минимальное значение трения.

Результаты испытаний показали, что профиль юбки поршня, выполненный с использованием предложенной методики, по характеру его приработки, свидетельствует об отсутствии повышенных локальных износов, что говорит о наиболее полном вовлечении в работу всей поверхности трения юбки.

Дальнейшее развитие профилирования юбки поршня было направлено на поиск оптимальных геометрических параметров профиля, обеспечивающих наименьшие механические потери и поддерживающих условия гидродинамического режима смазки.

В работах [3; 4] авторы для поршней бензиновых двигателей, работающих с малыми монтажными зазорами, которые в отличии от поршней дизелей имеют меньшую жесткость юбки, указали на необходимость учитывать при профилировании юбки не только деформации от теплового расширения, но и ее упругие деформации вследствие работы в цилиндре в условиях «натяга», в отличие от поршней дизелей, сохраняющих зазор и в горячем, рабочем, состоянии. Так как взаимодействие трущихся поверхностей происходит через масляный слой, то при профилировании юбки поршня необходимо совместно решать задачи теории упругости и гидродинамики, т.е. упруго-гидродинамическую задачу.

В.Н. Никишин в своей работе [5] описал методику профилирования для бочкообразной юбки поршня, с учетом условий его перекадки, где в качестве

важных параметров профиля, определяющих надежность ЦПГ, были выбраны площадь контакта поршня с гильзой в момент удара при перекладке и угол наклона поршня в момент перекладки. Автор отмечает, что перекосящийся поршень в цилиндре, вызванный неоптимальным профилем, приводит к снижению уплотняющей функции поршневых колец и контактированию головки поршня с цилиндром. Для устранения перекосящихся поршня и снижения скорости удара автор предлагает выполнять профиль юбки таким образом, чтобы максимальный диаметр юбки в горячем состоянии был расположен на высоте оси поршневого пальца, а зазор в сопряжении «поршень – гильза» был минимальным, но при этом гарантировал работу поршня без защемления и кромочного контактирования в верхней и нижней частях юбки, учитывая условия холодного запуска, когда зазор и наклон поршня будут максимальными. При этом, для выбора параметров продольного профиля, автор предлагает основываться на тепловом расширении юбки поршня, которое различается для исследуемого двигателя 8ЧН 13/14 до 25%, в зависимости от режима работы двигателя. Для решения этой проблемы автор предлагает разбить продольный профиль юбки поршня на несколько участков (ступеней), согласно рисунку 1.1, параметры каждого из которых будут определены для соответствующего режима работы двигателя.

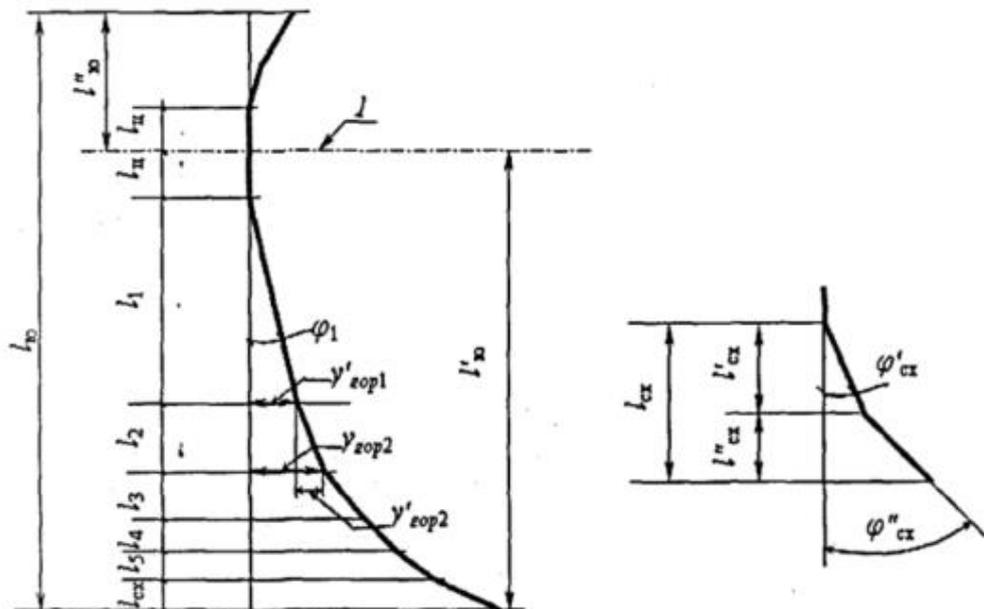


Рисунок 1.1 – Ступенчатый продольный профиль юбки поршня

Параметры предлагаемого в работе [5] продольного ступенчатого профиля юбки поршня:

1. Максимальный диаметр юбки поршня напротив оси поршневого пальца;
2. Длина $l_{\text{Ц}} = 0,1l_{\text{Ю}}$;
3. Длина $l_1 = 0,45l_{\text{Ю}}$, угол φ_1 определяется согласно режиму работы по ВСХ;
4. Длина $l_2 = 0,15l_{\text{Ю}}$, угол φ_2 определяется для $\delta = 1,1\delta_{\text{min}}$;
5. Длина $l_3 = 0,10l_{\text{Ю}}$, угол φ_3 при $\delta = 1,2\delta_{\text{min}}$;
6. Длина $l_4 = 0,07l_{\text{Ю}}$, угол φ_4 при $\delta = 1,3\delta_{\text{min}}$;
7. Длина $l_5 = 0,06l_{\text{Ю}}$, угол φ_5 при $\delta = 1,35\delta_{\text{min}}$;
8. Длина $l_{\text{сх}} = l_{\text{сх}} + l_{\text{сх}} = 0,07l_{\text{Ю}}$;
9. Длина $l_{\text{Ю}}$ состоит из двух частей: $l_1 = l_2 = \frac{l_{\text{Ю}}(l_{\text{сх}}+l_{\text{Ц}})}{2}$

где, δ_{min} – минимальный зазор в сопряжении «поршень – гильза»; $l_{\text{сх}}$ – длина схода, вводимая для исключения кромочного контактирования, которая разбивается на два участка: $l_{\text{сх}} = 0.04l_{\text{сх}}$ с углом $\varphi_{\text{сх}}$, который определяется для режима работы двигателя на холостом ходу, и $l_{\text{сх}} = 0.03l_{\text{сх}}$ с углом $\varphi_{\text{сх}}$, который определяется для условий холодного запуска двигателя.

Величины отклонений профиля для данных участков определяются из следующих условий:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{\text{гор1}} = l_1 \text{tg} \varphi_1; \\ y_{\text{гор2}} = l_2 \text{tg} \varphi_2; \\ y_{\text{гор2}} = y_{\text{гор1}} + y_{\text{гор2}}; \\ y_{\text{гор3}} = l_3 \text{tg} \varphi_3; \\ y_{\text{гор3}} = y_{\text{гор1}} + y_{\text{гор2}} + y_{\text{гор3}}; \\ y_{\text{гор4}} = l_4 \text{tg} \varphi_4; \\ y_{\text{горн}} = l_{\text{сх}} \text{tg} \varphi_{\text{сх}} \end{array} \right. \quad (1.1)$$

При этом величины отклонений профиля на участке $l_{\text{Ю}}$ определяются из условия отсутствия кромочного контактирования в верхней части юбки в момент выбора зазора нижней кромкой.

Определение параметров продольного профиля юбки поршня в холодном состоянии выполнялось автором на основании данных теплового расширения юбки поршня, а зазор для сопряжения «поршень – гильза» в горячем состоянии задавался в интервале 0,04-0,08 мм, на основании опытных данных для автомобильных дизелей.

Причины возникновения кромочного контактирования в сопряжении «поршень – цилиндр» могут быть обусловлены не только неправильно выбранным продольным профилем юбки, но и овализацией поперечного профиля и сужением цилиндра от действия боковой силы [5]. Автор отмечает, что наиболее важным является профиль на дуге примерно 45° от плоскости качания шатуна, так как она воспринимает основную нагрузку, а профилировать юбку следует на дуге 90° для центрального угла, потому как профиль остальной части не имеет принципиального значения. Автор отмечает, что деформации поперечного профиля в нижней, более податливой части юбки, превышают деформации в ее верхней части, что может быть учтено за счет применения переменной по высоте овальности юбки поршня. Для рассматриваемого поршня дизеля 8ЧН 13/14, юбка которого обладает высокой жесткостью и работает с гарантированным зазором, автор приходит к выводу, что расчет оптимального профиля юбки в поперечном сечении необходимо осуществлять с учетом не только деформаций юбки, но и деформаций гильзы.

В работе [6] А.П. Маслов описывает методику профилирования юбки поршня на основании теплового состояния поршня и динамики его движения с учетом гидродинамической реакции смазочного слоя. Автор, отмечает важность задания шаго-высотных параметров участков профиля юбки поршня для нагруженной и ненагруженной сторон профиля, в соответствии с внешними воздействиями. Помимо продольного профиля, автор предлагает оптимизировать поперечный профиль юбки за счет уменьшения длины окружности, вовлеченной в поддержание ГНС для участков, имеющих меньшую нагрузку на поверхность трения [7].

Экспериментальное исследование в работе [6], выполненное для поршней с асимметричным и овално-бочкообразным профилями юбки поршня,

продемонстрировало снижение механических потерь и повышение надежности работы узла при использовании асимметричного профиля, для одинаковых монтажных зазоров.

Ю.В. Рождественский подчеркивает существенную зависимость динамики поршня на смазочном слое в цилиндре от параметров профиля юбки поршня, целенаправленное изменение которых позволит получить профиль юбки поршня, обеспечивающий минимальные механические потери в совокупности с максимальной несущей способностью профиля [8]. Для определения оптимальных параметров профиля, автором, с использованием комплекса программ «Орбита-Поршень» [9], решались задачи оптимизации для продольного [10] и поперечного [11] профилей юбки поршня. Первоначально, при выполнении расчетов, поршень считался абсолютно жестким. С помощью конечно-элементной модели (КЭМ) учитывалось тепловое расширение юбки поршня. В работе [8] авторами приводятся результаты исследований, которые иллюстрируют влияние силовых факторов от воздействия газовых сил и сил инерции на деформацию профиля юбки поршня и гильзы двигателя 8ЧВН 15/16. Результаты, полученные с использованием КЭМ поршня, свидетельствуют что температурные факторы оказывают решающее влияние на деформацию юбки поршня, влиянием газовых и инерционных сил можно пренебречь. Авторы также отмечают, что деформации юбки поршня от воздействия гидродинамических сил оказывают более существенное влияние, чем газовые силы и силы инерции. Но при этом указывают, что учет деформаций в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» при определении динамики поршня на смазочном слое в цилиндре, в первом приближении, может быть сведен к определению только температурных деформаций поршня.

Важно отметить, что методика асимметричного профилирования юбки поршня, представленная в работах [6; 12] выполнялась без учета переменных составляющих деформации от гидродинамических, газовых и инерционных сил для массивных поршней дизелей, имеющих достаточно жесткую конструкцию, что может являться справедливым допущением [13]. Это подтверждается хорошей

сходимостью с результатами эксперимента, за счет учета вторичного движения поршня.

В дальнейшем данная методика была усовершенствована [11], начала учитываться деформация юбки. Деформация считалась независимой от формы эпюры давлений, давление в масляном слое вычислялось аналитическим методом [14].

Для проведения оптимизации, профиль представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболической функции. Оптимизация продольного профиля проводилась варьированием параметров верхнего h_{1i} и нижнего h_{2i} отклонений для нагруженной и ненагруженной сторон юбки, а также изменением положений точек максимальной высоты профиля C_1, C_2 , изображенных на рисунке 1.2.

А.А. Дойкин в работе [12] выполнил сравнение реального и аппроксимированного профилей для холодного и горячего состояния поршней различных двигателей для оценки возможности применения аппроксимирующей кривой в виде параболической функции (1.2) для описания продольного профиля юбки поршня, согласно рисунку 1.2:

$$h_i = h_0 k_i (\bar{z} - m_i)^{l_i} \quad (1.2)$$

где, $\bar{z} = Z/R$; $m_i = Z_{ci}/R$; l_i, k_i – безразмерные коэффициенты; R – радиус поршня.

Коэффициенты l_i и k_i находились из выражений:

$$l_i = \frac{\ln(h_{1i}/h_{2i})}{\ln|[(a-z)/(a+z)]|}; k_i = \frac{h_{1i}}{h_0} (a - m_i)^{-l_i} \quad (1.3)$$

где, $a = B/(2R)$.

Оценка точности аппроксимации профилей юбок в горячем состоянии выполнялась с использованием МКЭ. Результаты, приведенные автором, свидетельствуют о том, что максимальная величина относительной погрешности не превышает 10%, подтверждая возможность аппроксимации профиля с помощью параболической функции для выполнения исследований.

Оптимальным, с точки зрения эксплуатационных параметров, стал асимметричный профиль, принцип поддержания оптимальной несущей

способности которого представлен в патенте [15]. X – образная, несимметричная площадь области трения юбки поршня, описанная в патенте, по мнению авторов наиболее соответствует действительному распределению гидродинамических давлений, возникающих как в верхней, так и в нижней частях поршня, разделяемых вершиной профиля, с учетом направления движения поршня, параметров профиля юбки и наклона поршня в цилиндре. В таких условиях X-образная поверхность трения уменьшает площадь трения юбки поршня, в отличие от известных прямоугольных или трапециевидных поверхностей трения, обеспечивая при этом необходимую несущую способность.

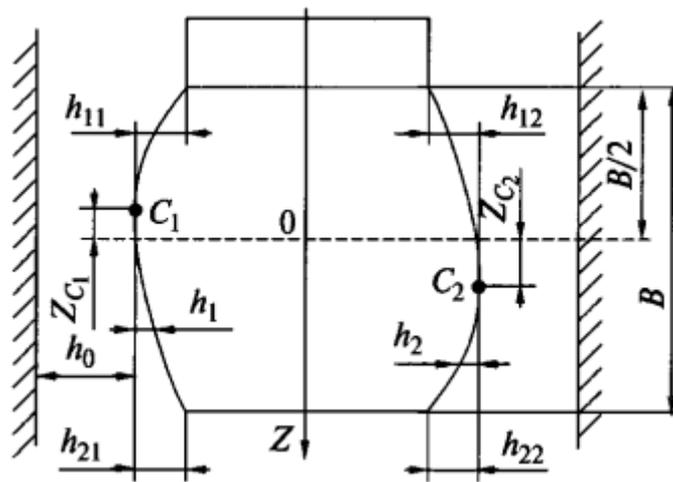


Рисунок 1.2 – Параметры профиля юбки поршня

В работе [16] С.В. Путинцев комплексно подходит к проблеме трения в поршневых двигателях, отмечая связи и взаимосвязи элементов трибосистемы и оценивая существенность их влияния при моделировании условий смазывания. Главными связями в трибосистеме, которые проявляются всегда при ее функционировании, и которыми нельзя пренебречь при проведении моделирования, являются связи между силами, действующими в трибосопряжении и кинематикой деталей, а также связь между кинематикой деталей и несущей способностью масляного слоя. Вместе эти связи образуют взаимосвязь, обязательную к учету при моделировании.

Помимо обязательной главной взаимосвязи трибосистемы, автор отмечает наличие существенных связей, которые могут проявляться или оказывать влияние на трибосистему в определенных условиях. В основном они связаны со свойствами материалов и параметрами конструкции, а также характером внешнего воздействия на трибосистему, уточнение которых зависит от желаемой глубины анализа. Среди существенных связей отмечены:

1. Макрогеометрия деталей – силовые поля;
2. Силовое поле – деформация деталей;
3. Сила трения – температурные поля;
4. Свойства поверхности – микрогеометрия поверхностей;
5. Температурное поле – физико-механические параметры поверхностных слоев и покрытий;
6. Теплопроводность поверхностных слоев и покрытий – температурное поле.

Связи 1-2, 5-6 образуют взаимосвязи. При этом важно отметить, что каждый параметр можно классифицировать по характеру изменения на стационарные и квазистационарные, а нестационарные на высокочастотные и низкочастотные. Что необходимо учитывать при профилировании, нацеленном на повышение надежности и снижение механических потерь ЦПП, за счет применения принципа трибоадаптивности. Реализация принципа трибоадаптивности наглядно продемонстрирована подходом к профилированию юбки поршня [17]. Снижение механических потерь происходит за счет увеличения несущей способности участков профиля юбки, воспринимающих гидродинамическую нагрузку в течение двух наиболее нагруженных тактов: сжатие и расширение. Необходимую несущую способность для участка профиля, согласно формуле (1.4), можно достичь путем оптимизации его шаго-высотных параметров.

$$\bar{P} = \frac{\mu VL^2(H_2 - H_1)}{2H_1^3}, \quad (1.4)$$

где μ – динамическая вязкость смазки, V – скорость относительного движения, L – длина наклонного участка профиля, $(H_2 - H_1)$ – разность высот для

начала (H_1) и конца (H_2) наклонного участка профиля, H_1 – высота, соответствующая минимальной толщине масляного слоя рассматриваемой площадки.

Путем согласования несущей способности с внешним воздействием на юбку поршня, задаваемым боковой силой, которая меняет свое направление каждый такт, определяется целесообразное соотношение длин участков профиля по правилу: большей работе внешней силы должна соответствовать большая длина участка несущего профиля.

На основании вышеизложенного подхода к профилированию юбки поршня [16; 18; 19], С.В. Путинцевым была разработана программа PISTON-DHT [19], предназначенная для расчета основных параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня. В программе для определения положения поршня в цилиндре учитывались распределение гидродинамического давления в сопряжении «юбка поршня – цилиндр». Определение гидродинамической реакции со стороны масляного слоя выполнялось путем решения уравнения Рейнольдса в двумерной нестационарной постановке. Величина зазора, входящая в уравнение Рейнольдса, определялась как сумма нескольких составляющих, которые включали в себя: профиль юбки поршня в нагретом состоянии, деформации юбки поршня и гильзы, приращение зазора от поворота поршня вокруг поршневого пальца. Согласно ранее описанному принципу построения связей в трибосистеме, параметры, оказывающие влияние на толщину масляного слоя, были классифицированы на изменяющиеся с течением времени и неизменяющиеся. Так, профиль юбки поршня в нагретом состоянии (деформация профиля юбки от теплового расширения) и деформация стенки цилиндра от совокупного действия температурных и механических напряжений, выступали как известные входные величины. То есть, задавались постоянными в течении всего цикла. Тогда как остальные параметры, как положение поршня в цилиндре и деформация юбки поршня от действия боковой силы вычисляются в ходе процедур выполнения расчета.

В работе [20] проведено сравнение профилей юбки поршня, приведенных на рисунке 1.3, с точки зрения оптимизации трения. В качестве объекта исследования

выступал поршень четырехцилиндрового дизеля с турбонаддувом и рабочим объемом 2 литра. Исследуемые профили юбки были получены путем вариации 4 возможных параметров отклонения профиля.

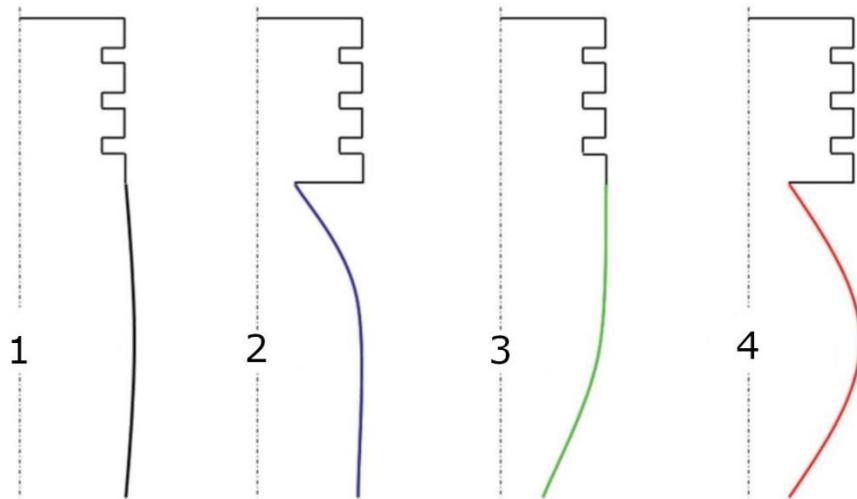


Рисунок 1.3 – Варианты построения профиля юбки поршня

где 1- слабо выраженный бочкообразный профиль, 2 – увеличенное верхнее отклонение, 3 – увеличенное нижнее отклонение, 4 – сильно выраженный бочкообразный профиль. В работе отмечено наибольшее снижение среднего давления механических потерь для режима работы двигателя, который характеризуется большими нагрузками при малых скоростях поршня, при использовании профиля с увеличенным верхним отклонением (2) по сравнению со слабо выраженным бочкообразным профилем (1). Как отмечают авторы, эффект снижения механических потерь достигается за счет увеличенного на 40 мкм отклонения верхней части юбки поршня, которая при повышенных нагрузках на поршень подвержена наибольшему тепловому расширению. Что в сравнении с слабовыраженным профилем юбки поршня позволяет препятствовать возникновению зон смешанного трения.

В работе [16] отражены недостатки, присущие поршням с овально-бочкообразными профилем, такие как:

- развитая поверхность трения;
- искажение шаго-высотных параметров профиля при тепловой деформации;

- значительные углы опрокидывания поршня;
- существенная разница условий смазки и трения при прямом и обратном ходах поршня;
- повышенная чувствительность к искажению геометрии цилиндра.

В дальнейшем исследователями были представлены варианты профилей юбок поршней, отличающиеся от традиционного овально-бочкообразного, с целью устранения недостатков, присущих профилям такого типа, и с целью оптимизации ее трения в сопряжении с цилиндром.

Одним из методов, позволяющих добиться этого путем устранения предельных углов поворота поршня, является самоустановка поршня в цилиндре при помощи многоопорности направляющей поверхности.

Для решения проблемы больших углов наклона поршня, при которых возможна потеря несущей способности овально – бочкообразного профиля юбки поршня, в работах [16; 21–25] была предложена конструкция юбки с многоопорными профилями, предназначенными для улучшения самоустановки поршня в цилиндре за счет формирования гидродинамической реакции по обе стороны от оси поршневого пальца.

Дальнейшим развитием профилирования юбки поршня, с точки зрения трибоадаптивности, можно считать термоадаптивный двухопорный профиль юбки поршня, представленный в патенте [26]. Поршень в холодном состоянии имеет одноопорный бочкообразный профиль, который при нагреве, с учетом согласования распределения полей температур поршня, трансформируется в двухопорный.

Результаты работ [19; 24], описывающие применение многоопорных юбок, свидетельствуют о уменьшении максимальных углов наклона юбки, за счет возникновения гидродинамических реакции с обеих сторон от поршневого пальца. В работе [27] отмечается снижение на 12% среднего давления механических потерь, а также снижение гидродинамического трения при использовании двухопорного профиля юбки поршня по сравнению с бочкообразным. При этом многоопорность может быть выполнена различными способами, например, как это

указано в патенте [28], где выступы на поверхности трения юбки формируют три контактных участка, выступающих над поверхностью юбки. Два участка в верхней части юбки и один в нижней, что в следствии уменьшения площади контакта юбки с цилиндром, предположительно, снизит потери на трение и наклоны поршня.

Авторами работы [29] проведено экспериментальное исследование влияния различных профилей юбок поршня. Виды испытываемых профилей поршней приведены на рисунке 1.4.



Рисунок 1.4 – Исследуемые профили юбки поршня

Более темным цветом выделены углубления высотой порядка 35-40 мкм. По результатам испытаний с различными значениями действующих сил на 5 различных режимах авторами был выделен поршень 4, имеющий наименьшие потери на трение по сравнению с остальными. Такой эффект, по мнению авторов, достигается из-за того, что верхнее и нижнее углубления способствуют удержанию смазки при работе поршня, и обеспечивают поступление масла в основную зону контакта поршня на протяжении всего цикла работы двигателя.

Однако в рассмотренном варианте площадь поверхности, которая воспринимает боковую силу, значительно снижается, возрастут удельные нагрузки на опорных площадках. Обеспечить гидродинамический характер трения в течении всего рабочего цикла в данном случае будет проблематично, особенно для высоконагруженных ДВС.

Помимо продольного профиля юбки поршня на условия работы сопряжения «юбка поршня – цилиндр» большое влияние оказывает и поперечный профиль. Результаты аналитических исследований, приведенные в работе [16], демонстрируют снижение несущей способности масляного слоя в зазоре при

увеличении овальности поперечного профиля. Исходя из этого, автор предлагает выполнять профилирование с учетом обеспечения минимальной овальности в рабочем (термически и механически деформированном) состоянии юбки поршня.

Дальнейшее развитие методик профилирования было направлено на учет большего количества факторов, влияющих на толщину масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

Littlefair в работе [30], для исследуемого поршня мотоциклетного двигателя Honda CRF 450, использовал МКЭ для определения деформаций поршня и гильзы. Помимо ранее описанных факторов, которые учитываются при описании формы масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» повсеместно, автор учитывал деформации, возникающие от воздействия на головку поршня газов со стороны камеры сгорания и картерного пространства. Определение деформаций юбки поршня от воздействия газовых сил выполнялось согласно индикаторной диаграмме двигателя.

В своей работе Р.В. Якунин, рассматривая различные методы определения параметров гидродинамической смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», используемые как вышеперечисленными исследователями, так и применяемые в специализированных САПР, исследует влияние учета деформаций деталей ЦПГ с различной периодичностью (один раз за расчет или каждую итерацию). Основные факторы, учитываемые в современных методиках расчета масляного слоя, приведенные в работе [14], представлены на рисунке 1.5.

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.

Рисунок 1.5 – Основные факторы, учитываемые в современных методиках расчета масляного слоя, приведенные в работе [14]

Результаты выполненного исследования свидетельствуют о существенном уточнении результатов в случае определения деформаций гильзы и поршня, от распределения гидродинамической реакции масляного слоя, для каждой итерации расчета, по сравнению со случаями их однократного вычисления и пренебрежения ими на протяжении всего расчетного цикла.

В работе [14] Р.В. Якунин разработал методику расчета параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», основанную на алгоритме, который позволяет проводить исследования с учетом профиля юбки, перемещений поршня, температурных и силовых деформаций в ЦПГ, с использованием численных методов в трехмерной постановке. Помимо вычисления ТНДС деталей ЦПГ с использованием МКЭ, автор выполнил определение гидродинамических давлений путем решения уравнений Навье-Стокса для движения жидкости на трехмерной модели масляного слоя, построенной на основании вторичного движения поршня в цилиндре и деформаций деталей сопряжения, с использованием метода конечных элементов. Для учета влияния деформаций деталей сопряжения «юбка поршня – цилиндр» на геометрию масляного слоя процесс определения гидродинамических давлений, и соответствующих им деформаций, а также перемещений юбки поршня выполнялся итерационно для каждого положения поршня по углу поворота коленчатого вала.

В результате использования предложенной методики, автором была выполнена оптимизация профиля юбки поршня двигателя ВАЗ-21124, за счет чего удалось уменьшить механические потери двигателя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» путем сокращения доли хода поршня с граничным режимом смазки, при уменьшении площади трущихся поверхностей и размеров юбки поршня.

Проведенный обзор методик профилирования юбки поршня показал, что все они в разной степени учитывают деформации юбки поршня и цилиндра, особенности вторичного движения и гидродинамического воздействия масляного слоя в сопряжении «юбка поршня-цилиндр».

1.2 Методы расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении юбка поршня – цилиндр

Основателем теории гидродинамической смазки является русский ученый и инженер Н.П. Петров, в основной работе которого, приводится применение теории вязких жидкостей к исследованию движения смазки в тонком слое между шипом и подшипником [31]. Позднее, на основании экспериментальных исследований, проведенных Тауэром, Рейнольдс вывел уравнение, описывающее взаимосвязь между скоростью и распределением гидродинамического давления, которое объясняло существование слоя масла в сопряжении при повышенном давлении [32]. Дифференциальные уравнения Рейнольдса для смазочного слоя могут быть выведены из уравнений Навье-Стокса, которые описывают движение вязкой жидкости, при упразднении сил инерции [33]. Уравнение Рейнольдса, применительно к рассмотрению сопряжения «юбка поршня – цилиндр», имеет вид:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left(h^3 \frac{dp}{dy} \right) = 6\mu V \frac{dh}{dx} + 12\mu \frac{dh}{dt}, \quad (1.5)$$

где h – толщина смазочного слоя, являющаяся функцией от координат области трения x и y , p – местное давление внутри смазочного слоя, μ – динамическая вязкость смазки; V – скорость движения поршня.

Уравнение (1.5) описывает возникновение гидродинамического давления внутри слоя смазки, которое зависит от эффекта клина $(6\mu V \frac{dh}{dx})$ и сдвигания $(12\mu \frac{dh}{dt})$.

Основным источником несущей способности масляного слоя при движении поршня вдоль оси цилиндра является эффект клина. При поперечных перемещениях поршня и, особенно, в верхней и нижней «мертвых» точках (ВМТ и НМТ) имеет место эффект сдвигания.

Решая уравнение Рейнольдса для наклонной площадки, можно представить взаимосвязь погонной гидродинамической несущей способности (ПГНС) и толщины масляного слоя для гидродинамического режима трения следующим образом [19], как это продемонстрировано в уравнении (1.4):

$$\bar{P} = \frac{\mu V L^2 (H_2 - H_1)}{2H_1^3},$$

где μ – динамическая вязкость смазки, V – скорость относительного движения, L – длина наклонного участка профиля, $(H_2 - H_1)$ – разность высот для начала (H_1) и конца (H_2) наклонного участка профиля, H_1 – высота, соответствующая минимальной толщине масляного слоя рассматриваемой площадки.

Трибосистема имеет способность к саморегулированию. Система, реагируя уменьшением толщины масляного слоя h на внезапное повышение внешней нагрузки, повышает гидродинамическую несущую способность (ГНС), обратно пропорциональную кубу толщины масляного слоя. Которая резко возрастает в ответ на возросшую внешнюю нагрузку и уравнивает ее. Помимо этого, выражение описывает возможность изменения несущей способности участка профиля за счет конструктивных решений (профилирования).

Деформации деталей в сопряжении «юбка поршня - цилиндр» значительно влияют на толщину масляного слоя, их учету посвящены специальные исследования [3; 4; 30; 34–39].

В работах Рыка Г.М. и Рогова Ф.М. [40] учитывается влияние на гидродинамическое давление деформаций от действия боковой силы и силы

давления газа. Были проведены экспериментальные исследования для поршня дизеля СМД на специально разработанной авторами моделирующей установке. К сожалению, полученные экспериментальные зависимости гидродинамического давления и толщины масляного слоя от действия боковой силы и силы давления газов были применимы только для небольшой группы конструкций аналогичных исследуемому поршню, но важный шаг в развитие теории гидродинамического трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» был сделан.

В работе [41] авторы выделяют 4 источника деформаций юбки поршня, среди которых: монтажные деформации, возникающие от установки поршневого пальца, температурные деформации, деформации, возникающие от действия гидродинамического давления, а также износ. Выполненные авторами оценки показывают, что деформации от установки поршневого пальца соизмеримы с погрешностью изготовления профиля юбки, а износ может быть устранен в случае рационально спроектированного сопряжения «поршень – цилиндр».

Характер деформации, описываемый авторами в работе [41], согласуется с формой распределения гидродинамического давления в области трения, а также распределением жесткости (толщины) стенки юбки поршня. В плоскости качания шатуна искажение профиля юбки поршня нарастает по мере удаления от верхнего края юбки поршня, что соответствует распределению ее жесткости.

Отмеченное влияние деформаций юбки поршня на гидродинамическое давление масляного слоя и, соответственно, на несущую способность масляного слоя и характер трения в сопряжении ставит важный вопрос, какой должна быть конструкция юбки поршня: более жесткой или более податливой для обеспечения надежной работы и минимальных механических потерь.

Приведем работы, в которых доказывается, что **более жесткая конструкция предпочтительнее.**

А.Г. Агеев в работе [37] выполнил аналитическую оценку влияния типичных искажений бочкообразного профиля юбки поршня на ее ГНС, используя кусочно-линейную аппроксимацию и прием целочисленного задания шаго-высотных параметров профиля. Вычисление численных значений погонной ГНС, для

профилей с типичными искажениями, происходило путем решения уравнения Рейнольдса в одномерной квазистационарной постановке. В результате, автором отмечается как снижение несущей способности, так и ее увеличение в зависимости от характера деформации профиля и направления движения поршня. Для снижения нежелательной деформации профиля юбки поршня, автором был предложен опытный поршень с ребрами жесткости, расположенными на внутренней поверхности юбки [42]. Исследования проводились для поршня одноцилиндрового дизеля воздушного охлаждения ТМЗ-450Д (1Ч 8,5/8,0), номинальной мощностью 8кВт при 3600 мин⁻¹, поршень выполнен из алюминиевого сплава АК15. По приведенным в работе [37] чертежам разработанных поршня и гильзы с учетом допусков на изготовление, диаметральный монтажный зазор должен составлять от 0,08 до 0,11 мм. Расчетные исследования показали снижение мощности трения на 4% в паре трения «юбка поршня – цилиндр» для опытного варианта поршня в сравнении с базовым. Экспериментальное исследование, определяющее снижение механических потерь за счет использования опытного поршня с ребрами жесткости, было проведено на двигателе 1Ч 8,5/8,0 для частот вращения 2800, 3200, 3600 мин⁻¹. Применялся калориметрический метод, заключающийся в измерении температур стенки цилиндра, изменение которых обусловлено исключительно работой сил трения в ЦПГ, а не сжатием или сгоранием [43]. Авторами было отмечено снижение момента сопротивления прокрутке двигателя при использовании опытного поршня на 3%, а также снижение средней температуры стенки цилиндра от 6% до 9%. Снижение температуры масла в картере составило от 6% до 8% на всех режимах. Что соответствует результатам расчетных исследований.

В работе [24, с. 113] отмечается, что увеличение относительной деформации юбки поршня в поперечном сечении снижает несущую способность слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр». Необходимо также учитывать, что ограничением максимальной несущей способности слоя (гидродинамического давления) является предел по запасу прочности рассматриваемой конструкции.

Отметим, что в работах [6; 16] исследовались поршни высоконагруженных дизелей, которые работают в условиях высоких механических и тепловых нагрузок на поршень. Поэтому для обеспечения надежной работы двигателя конструкция поршня должна обладать необходимым запасом прочности и иметь гарантированный зазор в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» при полной нагрузке [44]. Жесткая конструкция юбки поршня позволяет обеспечить минимальные деформации и профилирование юбки поршня направлено главным образом на устранении неравномерности теплового расширения в продольной и поперечных плоскостях и созданию условий для увеличения несущей способности масляного слоя.

В целом ряде научных исследований, посвященных изучению особенностей работы поршней бензиновых двигателей или дизелей для легковых автомобилей, работающих в широком диапазоне скоростных режимов, отмечается положительное влияние деформаций юбки поршня для обеспечения гидродинамического режима трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр».

В работах Ли [45; 46] и авторов работ [3; 4] отмечалось, что поршни бензиновых двигателей работают на большинстве режимов в цилиндре «в натяг», а не с гарантированным зазором, т.е. тепловое расширение юбки поршня превышает тепловое расширение цилиндра и монтажный зазор между ними и работоспособность сопряжения достигается за счет деформации юбки поршня под воздействием гидродинамического давления смазки, разделяющей поверхности трения. В работе [46], Ли выполнил исследование теплового расширения поршня бензинового двигателя из алюминиевого сплава диаметром 102 мм для различных вариантов конструкций юбки поршня, с прорезями, терморегулирующими вставками для снижения теплового расширения и без них. Для исследуемого поршня со стальной терморегулирующей вставкой и отсутствием прорезей был разработан бочкообразный профиль, у которого при радиальном монтажном зазоре 0,015 мм, в условиях нормальной рабочей температуры наблюдается минимальный «натяг» между юбкой поршня и цилиндром. Терморегулирующая вставка

перераспределяет тепловые деформации, уменьшая их в плоскости качания шатуна и увеличивая в направлении бобышек поршня.

Автор отмечает, что при монтажных зазорах, характерных для большинства двигателей данного типа, «натяг» в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», наблюдается уже при 2500 мин^{-1} (номинальная частота у рассматриваемого двигателя 4500 мин^{-1}) и нагрузке 50%.

Исследования для поршня диаметром 82 мм и минимальном диаметральном монтажном зазоре 0,025 мм, проведенные авторами в работе [45], показали, что за счет упругих деформаций юбки поршня обеспечивается режим гидродинамического трения при средних и максимальных нагрузках. Поэтому при расчете гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» необходимо их учитывать.

Авторы исследований [34; 35], выполненных для поршня бензинового двигателя диаметром 92 мм с монтажным зазором 0.03 мм, подтвердили правильность данного подхода к рассмотрению процесса трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр». По итогам выполненного исследования [34] был предложен профиль юбки, обеспечивающий наиболее благоприятный режим смазки юбки поршня с учетом деформаций.

В работах [34; 36] отмечено, что характерные для прямого хода поршня (такт расширения или впуска) деформации юбки, в ее менее жесткой, нижней части, приводят к повышению несущей способности профиля, за счет увеличения отклонения профиля и усиления эффекта «клина», повышая толщину масляного слоя.

В работе [20] описано экспериментальное исследование влияния радиальной жесткости юбки и монтажного зазора поршня на среднее давление механических потерь двигателя. В качестве объекта исследований выступает поршень 4-х цилиндрического дизеля легкового автомобиля, выполненный из алюминиевого сплава. Двигатель имеет блок из серого чугуна и оснащен системой турбонаддува. При проведении исследований оценивалось влияние монтажного зазора на среднее давление механических потерь. Оценка влияния монтажного зазора и жесткости

юбки на среднее давление механических потерь проводилась в диапазоне частот вращения от 1000 до 4000 мин⁻¹ и средним индикаторным давлением в цилиндре от 5 до 25 бар. Монтажный зазор при проведении исследований составлял 100 мкм. Для сравнения использовались два поршня: исходный и с уменьшенной радиальной жесткостью за счет удаления части материала на участках, выделенных на рисунке 1.6.

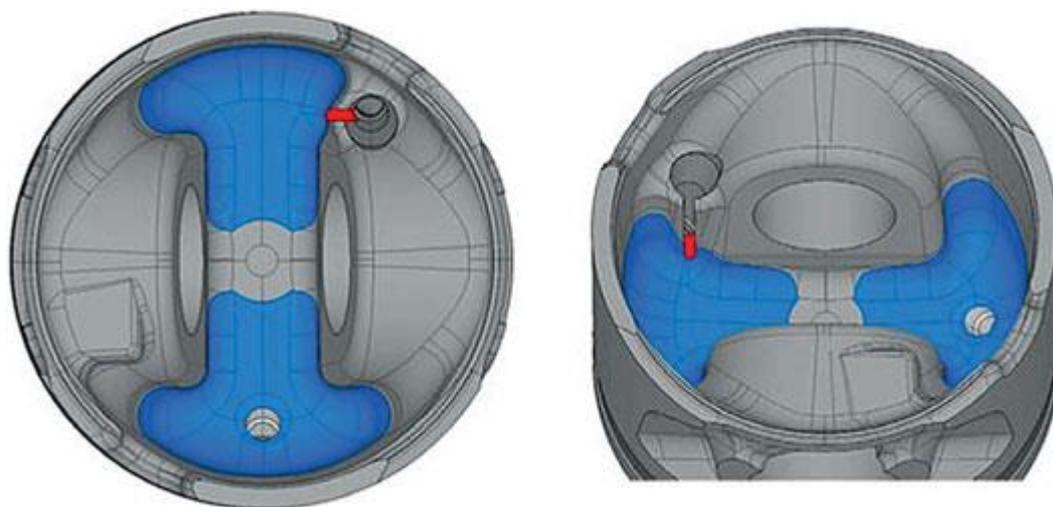


Рисунок 1.6 – Зона обработки поршня для уменьшения жесткости юбки

Изменение радиальной жесткости юбки в различных ее зонах при испытательной нагрузке 2000 Н представлена на рисунке 1.7.

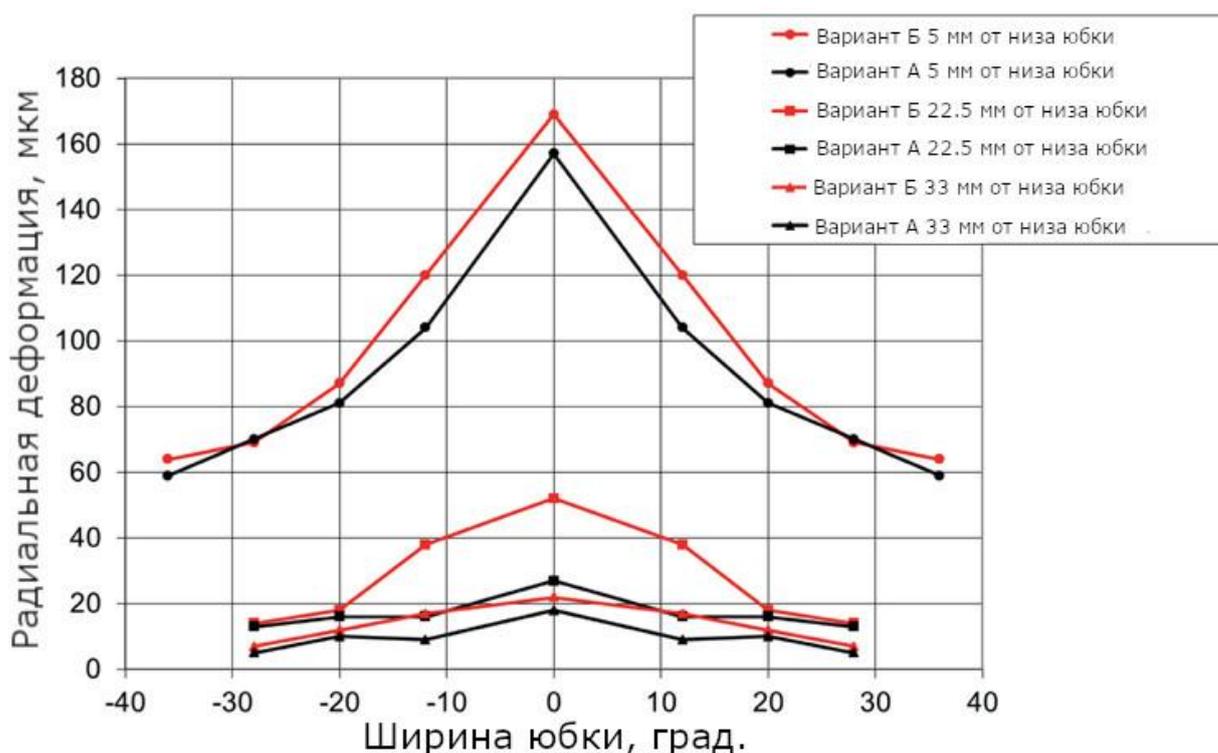


Рисунок 1.7 – Изменение радиальной деформации: вариант А – исходный поршень; вариант Б – поршень с уменьшенной жесткостью юбки

В результате экспериментальных исследований отмечается снижение среднего давления механических потерь двигателя для варианта конструкции с уменьшенной жесткостью юбки поршня, на режимах работы двигателя со средней и высокой нагрузкой. В режиме прокрутки, эффект снижения среднего давления механических потерь слабо заметен.

В работе [47] выполнено исследование, целью которого являлось определение влияния жесткости конструкции юбки поршня для бензинового, 4-х цилиндрового, двигателя мощностью 147 кВт. Испытания проводились в диапазоне частот вращения от 1000 до 6000 мин⁻¹ и средним индикаторным давлением в цилиндре от 5 до 25 бар. Повышение жесткости, с нагруженной стороны юбки поршня, выполнялось за счет модификации ее формы от классической, к более современной, Т-образной, без изменения площади трения юбки. Более жесткая конструкция может понадобиться для обеспечения необходимого запаса прочности. Для более жесткой конструкции, авторы отмечают ухудшение среднего давления механических потерь двигателя во всем

диапазоне его работы, предполагая, что это является следствием увеличения контактных давлений в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», что ведет к расширению области граничного трения. Уменьшение площади поверхности трения приведет к увеличению доли смешанного трения на высоких нагрузках. В ходе дальнейших исследований, авторы отмечают, что увеличение механических потерь, возникающих в следствии повышенной жесткости юбки поршня, которая требуется из соображений возрастающих нагрузок, может быть значительно компенсировано за счет оптимизации ее профиля и площади трения.

Авторы работ [20; 47–49] подчеркивают, что более податливая юбка поршня, деформируясь в условиях граничной смазки при возрастании нагрузки, позволяет локально увеличить толщину масляного слоя, тем самым поддерживая гидродинамический режим трения в большей области трения.

Проведенный обзор работ, посвященных влиянию жесткости конструкции юбки поршня на трение в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» показал, что подбор жесткости и профиля юбки поршня должен проводиться для каждой конструкции двигателя индивидуально.

Для высоконагруженных двигателей, преимущественно дизелей, конструкции монометаллических поршней отличаются высокой жесткостью и монтажные зазоры выбираются из учета работы поршня с гарантированными зазорами во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Скоростной диапазон работы данных двигателей, как правило, ограничивается 2500 – 3000 мин⁻¹. При гарантированном зазоре повышенная жесткость юбки поршня и, следовательно, меньшее влияние деформаций от гидродинамического давления масляного слоя на процесс трения, позволяет обеспечить за счет профилирования необходимую несущую способность масляного слоя в сопряжении и минимальный уровень механических потерь. Однако, если поршень изготовлен из алюминиевого сплава, а цилиндр (гильза цилиндров) из чугуна, монтажный зазор необходимо увеличивать, что ухудшает условия работы поршня при пуске и на частичных нагрузках.

Практика проектирования и эксплуатации двигателей, работающих в широком скоростном диапазоне (бензиновые двигатели или дизели для легковых автомобилей), показывает, что поршни устанавливаются в цилиндры с минимальными монтажными зазорами, которые не обеспечивают гарантированного зазора на всех режимах работы двигателя. При высоких тепловых нагрузках тепловое расширение поршня из алюминиевого сплава превышает тепловое расширение чугунного цилиндра и монтажный зазор и, следовательно, работоспособность обеспечивается за счет деформаций юбки поршня от гидродинамического давления масляного слоя в сопряжении и профилирования, обеспечивающих гидродинамический режим трения.

В настоящее время нагрузки в бензиновых двигателях существенно возрастают, поэтому разрабатываются поршни, имеющие повышенную прочность и жесткость конструкции. В тоже время в дизелях используются составные конструкции поршней, у которых юбка устанавливается отдельно от головки на поршневом пальце. Жесткость конструкции и уровень температур в юбке поршня по сравнению с монометаллической конструкцией уменьшается, появляются возможности для улучшения гидродинамического трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр».

Для проведения профилирования юбки поршня и определения допустимого монтажного зазора требуется специальное исследование параметров гидродинамического трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня.

Интересна точка зрения, представленная в патенте [50]. Авторы по аналогии с асимметричным профилем юбки поршня предлагают, учитывая воздействующие нагрузки, придавать юбке поршня асимметричную жесткость. Для чего предлагают выполнять стенки для нагруженной и ненагруженной сторон юбки с разными толщинами, уменьшить поверхность трения юбки с ненагруженной стороны и не связывать ее жестко с головкой поршня, как это сделано для нагруженной стороны. За счет чего снижая ее радиальную жесткость. Авторы предполагают, что помимо

снижения массы, асимметричная жесткость поршня уменьшит шум при работе и вибрации.

Методика расчета гидродинамических параметров сопряжения «юбка поршня-цилиндр» с учетом деформации юбки поршня

Для расчета гидродинамических параметров сопряжения «юбка поршня-цилиндр» с учетом деформации юбки поршня используются две методики.

Первая использует применяемую для расчета гидродинамических параметров в подшипнике скольжения [51]. Она заключается в последовательном решении двух задач: задачи упругих деформаций поверхностей трения и задачи гидродинамики масляного слоя ДВС [52; 53]. На первом шаге итерации задается начальное распределение толщины масляного слоя для определения распределения гидродинамических давлений. Полученное гидродинамическое давление используется в уравнении упругих деформаций для определения деформаций поверхности трения и уточнения распределения толщины масляного слоя в сопряжении. Процесс итераций продолжается до тех пор, пока уточненное распределение толщины масляного слоя не будет достаточно мало отличаться от распределения, полученного на предыдущем шаге. В результате итерационного процесса находятся: гидродинамические давления, толщина масляного слоя с учетом деформаций поверхностей трения.

Подобная методика решения задачи гидродинамики применима при рассмотрении деталей сопряжения, имеющих высокую жесткость или для «мягких» условий упруго-гидродинамической смазки, где давление относительно низко (порядка 1 МПа) [54].

Для юбок поршней такой подход не всегда может быть применим, т.к. по сравнению с подшипниками поверхность юбки поршня подвержена более значительным деформациям и раздельное решение задач определения деформаций юбки поршня, и определение гидродинамических давлений при задании толщины масляного слоя с учетом деформаций приводит к расходящемуся итерационному процессу. Особенно это характерно для конструкций, имеющих «податливую» юбку (поршни бензиновых двигателей, конструкции составного поршня с

отдельной от головки юбкой поршня). Поэтому была разработана методика [35; 45], в которой проводилось совместное решение задач теории упругости и гидродинамики. Из двух систем линейных уравнений:

1. Система линейных уравнений, решение которой по заданным гидродинамическим силам в узлах конечно-элементной модели позволяет определить деформации в узлах;
2. Система линейных уравнений, решение которой позволяет по заданным толщинам масляного слоя с учетом деформаций поверхности трения в узлах определить гидродинамические силы в узлах.

В результате преобразований была получена система нелинейных уравнений, которая описывает упруго-гидродинамическую задачу для сопряжения поверхностей юбка поршня – цилиндр, разделенных масляным слоем. Решение данной системы нелинейных уравнений позволяет определить гидродинамические силы, деформации юбки поршня и толщины масляного слоя в узлах.

Необходимо отметить, что данная методика позволяет рассматривать конструкции с различной жесткостью.

Абсолютно жесткий поршень с коэффициентами податливости равными нулю является частным случаем при использовании данной методики.

В настоящее время для учета деформаций юбки поршня от гидродинамических давлений и тепловых деформаций применяется метод конечных элементов (МКЭ). Для расчета деформаций от гидродинамического давления этот метод используют для создания матрицы податливости, учитывающей параметры деформации в области трения юбки поршня с учетом конструкции поршня [30; 38; 39; 55].

Профилирование юбки поршня и влияния ее параметров на процесс смазывания определяют режим трения и мощность механических потерь.

1.3 Методики определения потерь на трение юбки поршня

Основными направлениями развития современного энергетического машиностроения являются повышение мощностных, улучшение экономических и экологических показателей и обеспечение высокой надежности работы двигателя. Одним из перспективных направлений повышения этих показателей является снижение механических потерь двигателя, в первую очередь в цилиндро-поршневой группе, на которую приходится до 50% всей мощности механических потерь [18; 19; 56].

Причинами возникновения наибольших энергозатрат на трение в данном узле, являются сложные условия работы трибосопряжения, обусловленные: воздействием на ЦПГ механических и тепловых нагрузок, неблагоприятными условиями смазывания юбки поршня и колец, переменной скоростью движения поршня, с изменением направления его движения в мертвых точках. Как отмечается в работах [18; 19], доминирующими режимами трения для поршня являются гидродинамический (52%) и смешанный (39%), а остальные (9%) соответствуют граничному режиму трения.

Коэффициенты трения для гидродинамического режима трения оцениваются в диапазоне: 0,001-0,01, смешанного: 0,05-0,15, и граничного 0,5-2,0 [56; 57].

Связь коэффициента трения с условиями работы трибосопряжения и границы режимов трения представлены диаграммой Герси-Штрибека, проиллюстрированной на рисунке 1.8. Условия работы трибосопряжения представляются безразмерным параметром нагрузки: $\frac{\eta v}{p}$ (η – динамическая вязкость смазки, v – скорость относительного перемещения трущихся тел, p – удельная нагрузка на длину участка трения (Н/м)).

Наиболее благоприятным, с точки зрения обеспечения минимальных потерь на трение при отсутствии износа, является гидродинамический режим трения (зона III на диаграмме Герси-Штрибека [31]), характеризующийся полным разделением поверхностей трения слоем смазки [18; 31].

Изменение условий работы трибосопряжения, вызванные повышением нагрузки или снижением скорости и вязкости смазки, может привести к возникновению смешанного режима трения (зона II), соответствующий минимуму коэффициента трения, но характеризуется одновременным наличием зон с граничным трением, возникающим при контактировании вершущек микронеровностей деталей, и гидродинамическим трением для области, разделенной смазочным слоем. Данный режим трения является неустойчивым, вследствие чего, предпочтительным является обеспечение гидродинамического трения для трибосопряжений.

Дальнейшее повышение нагрузки или снижение скорости и вязкости смазки в паре трения приводит к возникновению граничного режима трения в трибосопряжении (зона I). Который помимо высокого коэффициента трения характеризуется активным изнашиванием поверхностей трения.

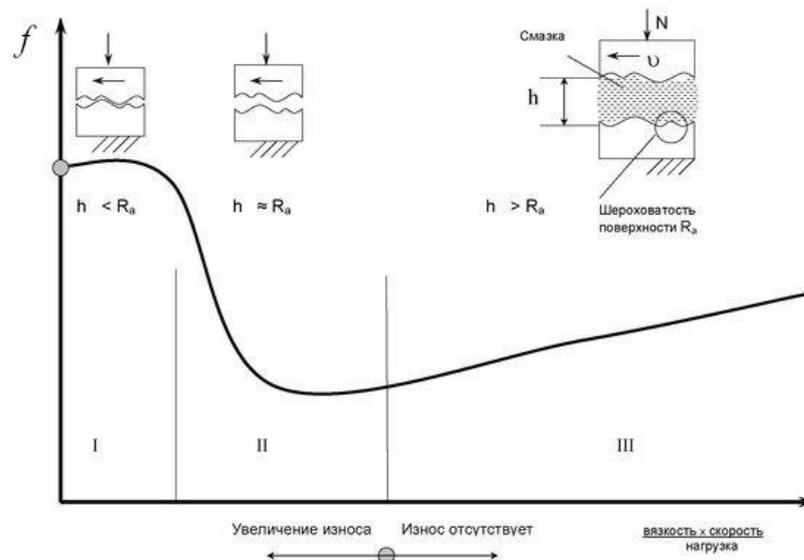


Рисунок 1.8 – Диаграмма Герси-Штрибека

Важно отметить, что построение диаграммы Штрибека с целью идентификации режимов трения доступна только для специально подготовленных образцов материалов на машинах трения, условия нагружения, трения и смазки, для которых не соответствуют реальным условиям трения в паре «поршень – цилиндр».

Переход между режимами трения, сопровождается существенным изменением величины коэффициента трения. Это объясняется различной природой взаимодействия поверхностей, составляющих пару трения. Силы трения при гидродинамическом режиме обусловлены вязким (внутренним) трением смазки, а для граничного режима сложным взаимодействием физико-химических процессов на границе двух сред – смазочного материала и твердого тела [18].

В середине XIX века формируется тенденция к рассмотрению трения не как чисто механического явления, как описывали его Амонтон и Кулон, а как явления, основанного на атомно-молекулярных представлениях о строении твердых тел [57]. Сформированная Б.В. Дерягиным строгая теория трения с учетом законов молекулярного взаимодействия твердых тел описывала движение одного гладкого тела по поверхности другого волнообразно, за счет молекулярной шероховатости. Сама атомно-молекулярная шероховатость, объясняющая существование сил трения, является результатом действия отталкивательных и притягательных сил между молекулами соприкасающихся тел [58].

Молекулярно-механическая теория рассматривает двойственный процесс трения, являющийся результатом взаимодействия адгезионных сил на площадках фактического контакта и деформации неровностей тонкого поверхностного слоя, в результате взаимодействия выступов в реальном контакте. Граничное трение определяется параметрами микронеровностей контакта (высота максимальной неровности, радиус закругления), механических свойств (модуля упругости и прочности адгезионной связи). В результате совместного рассмотрения задач теории упругости и пластичности И.В. Крагельским и Н.М. Михиным была получена следующая формула, представляющая в общем случае величину граничного трения [57]:

$$F = \frac{\tau_0}{P_r} + \beta + k \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{h}{R}}, \quad (1.6)$$

где, τ_0 - прочность на срез адгезионной связи; P_r - средние нормальные напряжения на контакте; β - пьезокоэффициент, характеризующий прочность на срез при увеличении нормального напряжения; k - коэффициент, зависящий от вида контакта; h - величина внедрения; R - радиус неровности; α - коэффициент гистерезисных потерь.

При граничном трении различают 4 основных вида сил межатомного взаимодействия: ионные; ковалентные; металлические; Ван-дер-Ваальсовы. Для формирования адгезионной составляющей силы трения важны металлическая и Ван-дер-Ваальсова связи [18].

А.С. Ахматов определил структуру граничного слоя, как ориентированные на поверхностях твердых тел молекулярные слои органических веществ, как моно- или поликристаллические тела, упругость которых возрастает с увеличением прилагаемого к ним усилия [57]. Структура молекул в адсорбционном слое расположена по нормали к поверхности, что объясняется максимальным удовлетворением стремления молекул притянуться к поверхности металла. Данное строение адсорбционного слоя объясняет снижение коэффициента трения (в 10 раз и более) при увеличении длины молекул. Помимо этого, силы молекулярного притяжения, действующие на направленные параллельно друг другу цепи молекул, повышают прочность всего слоя, позволяя ему выдержать нагрузку, не продавливаясь, между соприкасающимися телами.

Г.И. Измайлова и Б.В. Дерягин продемонстрировали, что при увеличении длины цепей они способны наклоняться, при скольжении поверхностей, а также изгибаться. При расположении молекул «лежа» в адсорбционном слое, трение снижается в несколько раз. При полном насыщении поверхностного слоя, когда все молекулы в нем располагаются вертикально, размещаясь более плотно, адсорбционный слой приобретает максимальную гладкость и обеспечивает минимально значение трения.

Проблема определения коэффициентов трения для граничного режима обусловлена протеканием трудно поддающихся исследованию сложных

молекулярно-механических процессов, которые происходят в контакте между трущимися телами.

Молекулярно-механическая теория трения, на существующем уровне, позволяет определять коэффициент граничного трения для случаев трения покоя или стационарного режима трения, при слабо выраженных реологических свойствах материала. В условиях нестационарного режима трения и при условии ярко выраженных реологических свойств материалов возможно прогнозировать диапазон изменения коэффициента трения, что вынуждает использовать экспериментальные методы при проведении исследований [57].

В работе [19] было предложено идентифицировать режим трения в сопряжении по сопоставлению минимальной толщины масляного слоя h_m в паре трения с критическим значением $h_{кр}$, равным среднеквадратичной величине шероховатостей юбки поршня и цилиндра:

$$h_{кр} = \sqrt{R_{z1}^2 + R_{z2}^2}, \quad (1.7)$$

где R_{z1}, R_{z2} – шероховатость поверхности поршня и цилиндра соответственно. Тогда режимы трения можно идентифицировать, как:

$$\begin{cases} h_m < h_{кр} - \text{граничный режим } (\psi = 1); \\ h_m = h_{кр} - \text{смешанный режим } (\psi = 0,5); \\ h_m > h_{кр} - \text{гидродинамический режим } (\psi = 0). \end{cases} \quad (1.8)$$

Режим гидродинамического трения, характеризующейся, согласно работе [31], силами вязкого трения. Для определения которых используется формула (1.9):

$$F_h = \iint_A \left(\frac{\mu U}{h} - \frac{dp}{dx} \frac{h}{2} \right) dA, \quad (1.9)$$

где A – площадь смоченной поверхности, μ – динамическая вязкость смазки, U – скорость скольжения тела, h – толщина слоя смазки, p – гидродинамическое давление, x – координата в направлении скольжения тела.

Силы трения при граничном режиме трения [18]:

$$F_b = f P_N, \quad (1.10)$$

где f – коэффициент граничного трения в сопряжении «юбка поршня - цилиндр»,
 P_N – нормальная сила, действующая на поршень.

Силы трения при смешанном режиме трения [18]:

$$F_m = \psi F_b + (1 - \psi) F_h, \quad (1.11)$$

где ψ – признак режима трения, согласно (1.7), для смешанного режима трения принимаемый 0,5, F_h – составляющая гидродинамической силы трения, определяемая с использованием формулы (1.8), F_b – сила граничного трения, определяемая с использованием формулы (1.10).

В работе [59] представлены результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений трения элементов ЦПГ по отдельности. Для юбки поршня режим трения был задан гидродинамическим на протяжении всего рабочего цикла. Сила трения F_{f_s} в таком случае вычислялась авторами по следующей формуле:

$$F_{f_s} = f_s F_N, \quad (1.12)$$

где F_N – нормальная сила, действующая на юбку, f_s – коэффициент трения юбки поршня, определяемый как:

$$f_s = C_s \sqrt{\frac{\eta_{oil} |V_P|}{F_N/L_s}}, \quad (1.13)$$

где C_s – наибольший перепад высот профиля юбки поршня, η_{oil} – динамическая вязкость смазки, V_P – скорость поршня, F_N/L_s – удельная нагрузка на единицу длины юбки поршня.

Качественное совпадение расчетных и экспериментальных результатов средней мощности трения юбки поршня, для режима прокрутки коленчатого вала при 500 об/мин без установленной головки блока цилиндров, свидетельствует о преобладании гидродинамического режима трения в трибосопряжении.

Как указано в [19], на основе анализа многочисленных работ, значения силы трения, вычисленные с использованием формулы (1.10), дают завышенные, а в случае использования формулы (1.9) заниженные результаты силы трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

Как отмечено в работах [19; 60; 61], на силу гидродинамического трения оказывает влияние распределение гидродинамического давления и толщины масляного слоя в сопряжении, определение которых может производиться экспериментальными и расчетными методами.

В работах [20; 62] описано влияние микрорельефа на среднее давление механических потерь двигателя, которые увеличиваются по мере возрастания высоты микрорельефа, а также возрастания скорости движения поршня и нагрузки на двигатель, что объясняется увеличением зон граничного трения при повышении нагрузки на сопряжение.

В настоящее время для снижения потерь при граничном режиме трения, в трибосопряжении «юбка поршня – цилиндр» применяются антифрикционные покрытия различного состава. В работе [63] представлены исследования влияния антифрикционных покрытий на снижение трения юбки поршня дизеля фирмы Cummins. Сравнивались: поршень из стали 38MnSiVS5 без антифрикционного покрытия и поршень с нанесенной полимерной матрицей с включением коллоидального графита на поверхность юбки. При испытаниях использовались различные типы смазочных материалов. Трибологические испытания проводились на машине трения при контактных давлениях, аналогичных тем, что испытывает юбка поршня при работе в цилиндре двигателя. Использование полимерно-графитового покрытия, из полиамид-имида с внедренными в него графитовыми волокнами, позволило уменьшить на 30% величину коэффициента трения.

Авторами статьи [64] проведено сравнительное исследование применения покрытия из алмазоподобного углерода (DLC) и графитовых покрытий юбки поршня с целью снижения потерь на трение. При исследовании образцов поршневой группы на машине трения алмазоподобное покрытие имеет больший коэффициент трения, однако, было отмечено, что DLC покрытие предотвращает износ поверхности трения юбки поршня, а значит позволяет предотвратить изменение первоначального профиля юбки поршня и зазора в паре трения в отличие от графитового покрытия.

Как отмечается авторами исследований, приведенных в работе [20], основное назначение покрытий в области трения юбки – не допустить локального «прихватывания» между юбкой поршня и гильзой или заедания поршня от воздействия чрезмерных нагрузок. По результатам сравнения среднего давления механических потерь рядного четырехцилиндрового дизельного двигателя для юбок алюминиевого поршня без покрытия и с покрытием на основе графита GRAFAL, при одинаковом монтажном зазоре для обоих вариантов юбок, равный 100 мкм, прослеживается четкая зависимость снижения механических потерь для юбки с покрытием.

Объясняется разность механических потерь следующими явлениями:

1. При высокой нагрузке на двигатель поршень нагревается сильнее, что приводит к уменьшению зазора, и возможным контактам в паре трения «юбка поршня – цилиндр». В этом случае за счет меньшего значения коэффициента трения поршня с антифрикционным покрытием, возникновение смешанного и граничного режимов трения приводит к уменьшению потерь на трение.

2. Покрытие снижает шероховатость поверхности трения юбки поршня, что позволяет улучшить условия гидродинамического трения.

Одним из определяющих параметров надежности работы и уровня механических потерь в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» является монтажный зазор. Определение минимально возможного монтажного зазора возможно только при рассмотрении гидродинамического процесса трения с учетом деформаций поршня и цилиндра и поперечного перемещения поршня.

В работе [3] авторами определена минимальная толщина масляной пленки $h_{м.с.} = 5 - 20$ мкм.

В работе [65] представлена оценка различных методов измерения толщины смазочного слоя между юбкой поршня и цилиндром. Сравнивались достоинства и недостатки оптического, индуктивного, резистивного, емкостного и ультразвукового методов.

Оптический метод основан на лазерно-индуцированной флуоресценции, его можно считать самым информативным и быстродействующим, но и наиболее

трудоемким. Для определения толщины слоя всей области трения необходимо выполнить смотровое окно в блоке двигателя, а для проведения точечных измерений необходимо проложить оптопроводники непосредственно к поверхности трения цилиндра. Оптическим методом возможно измерить толщину масляного слоя в диапазоне $\sim 0.5-500$ мкм.

Индуктивный метод измерения толщины слоя основан на изменении реактивного сопротивления катушки при приближении (удалении) ее от магнитного материала (гильза или поршень), в котором она наводит вихревые токи. Индуктивные датчики, при установке их на поршень, могут использоваться для определения перемещений и поворотов поршня. При этом они обладают широким диапазоном измерений $\sim 1-250$ мкм. Основной проблемой, возникающей при эксплуатации этих датчиков, является существенное влияние изменения температуры на сопротивление проводника катушки, что необходимо также учитывать при проведении измерений.

Резистивный и емкостной методы измерения толщины основаны на диэлектрических свойствах масла. Разница состоит в методиках определения толщины, где резистивным методом определяют сопротивление в цепи, зависящей от толщины масляного слоя, одним из первых он применялся для качественной оценки толщины масляного слоя за счет оценки времени, в течение которого происходил контакт неровностей разделяемых деталей, характеризуемый низким сопротивлением цепи. При емкостном методе измеряется параметр «перехода», образующийся между проводниками, расположенными в гильзе и юбке поршня. Таким образом, при помощи тарировки можно связать параметр толщины масляного слоя в зоне датчиков с измеряемым сопротивлением или емкостью. Методы обладают широким диапазоном измерений толщины масляного слоя, до ~ 60 мкм.

Ультразвуковой метод, до недавнего времени не применявшийся при измерениях толщины смазочного слоя в ЦПГ из-за повышенных требований к скорости работы оборудования [30], основан на отправке и получении отраженного ультразвукового сигнала. По временной задержке и форме волны отраженного

сигнала, зная скорость распространения звука в материалах, можно вычислить пройденное сигналом расстояние. Достоинством метода является его неинвазивность, а также возможность работы одного датчика на отправку и прием сигнала. Метод может использоваться для измерений толщин масляных пленок в диапазоне $\sim 0.5 - 20$ мкм. Установка датчиков достаточно проста и не требует индивидуальной калибровки, но при этом необходимо учитывать зависимость акустических параметров материалов от изменения температуры.

Определение силы трения юбки поршня, которая большую часть рабочего цикла находится в режиме гидродинамического трения, требует определения параметров трибосопряжения, а именно, распределения толщины масляного слоя и гидродинамического давления в области трения, фигурирующих в формуле (1.9). Определение этих параметров может быть выполнено как экспериментальными, так и расчетными способами.

1.4 Особенности конструкции составных поршней

Составные поршни нашли свое применение в высоконагруженных дизелях еще в 80-х годах XX века [8; 66].

Анализ имеющихся патентов свидетельствует о большом количестве различных конструкций, составных поршней, использующих преимущества применения различных материалов для головки поршня и юбки поршня [67–69].

Конструктивно их можно разделить на 2 типа, первый: со стальной головкой поршня, контактирующей с юбкой поршня из алюминиевого сплава или композитного материала, как изображено на рисунке 1.9а. Второй вариант конструкции: с качающейся юбкой поршня, соединенной со стальной головкой через поршневой палец и отсутствием прямого контакта между ними, как изображено на рисунке 1.9б.

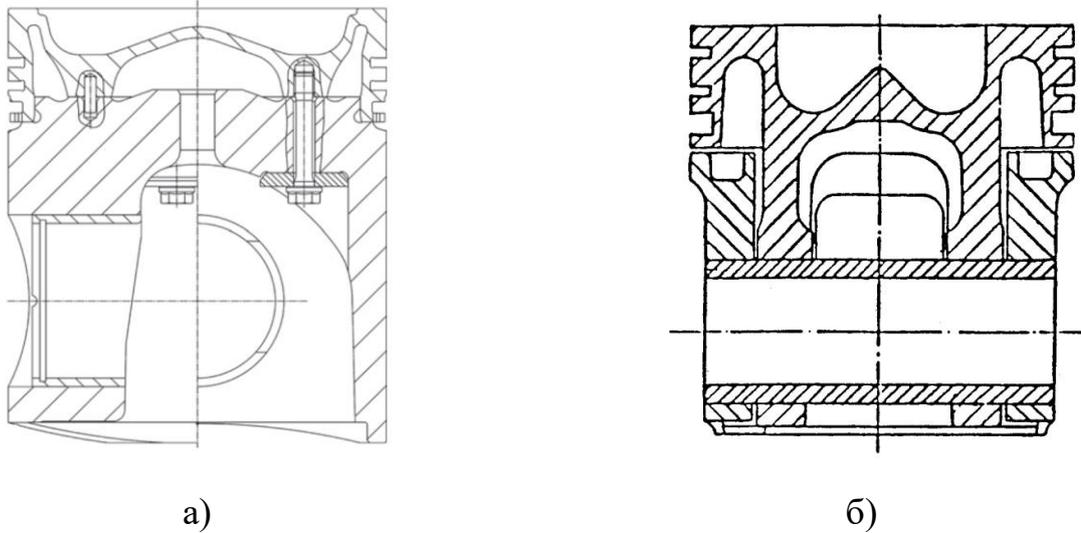


Рисунок 1.9 – Конструкции составных поршней:

а) юбка контактирует с головкой поршня; б) юбка не контактирует с головкой поршня

Обе конструкции совмещают в себе способность выдерживать высокие нагрузки от давления газов на днище поршня благодаря стальной головке поршня, обеспечивая при этом меньший зазор с цилиндром по сравнению с алюминиевыми поршнями, тем самым уменьшая токсичность отработавших газов, а также снижая массу благодаря юбке из алюминиевого сплава или композитных материалов. Некоторые варианты конструкций, при диаметре цилиндра 120-130 мм, имеют преимущество по весу до 20% по сравнению с алюминиевым поршнем аналогичного диаметра [70].

Второй вариант конструкции, с качающейся юбкой поршня, которая выполнена из алюминиевого сплава, скрепляется со стальной или чугунной головкой с помощью поршневого пальца. Данная конструкция описана в патентах [71–74]. К преимуществам такой конструкции авторы относят сравнительно меньшую высоту жарового пояса головки поршня и ее меньший зазор в цилиндре, что позволяет уменьшить объем между жаровым поясом и гильзой, тем самым снижая количество вредных выбросов двигателя. Головка поршня из материала с низкой теплопроводностью позволит поддерживать более высокие температуры в камере сгорания, что положительно сказывается на полноте сгорания топливно-

воздушной смеси и уменьшении токсичности отработавших газов. Изоляция юбки от значительного теплового потока со стороны головки поршня позволяет обеспечить ее температурную стабильность, влияющую на тепловое расширение и искажение профиля юбки от тепловых деформаций.

Особенностью описываемой конструкции, в соответствии с рисунком 1.7б, является наличие полостей охлаждения в юбке и головке поршня, которые отмечены на рисунке 1.10 позициями 32 и 19 соответственно.

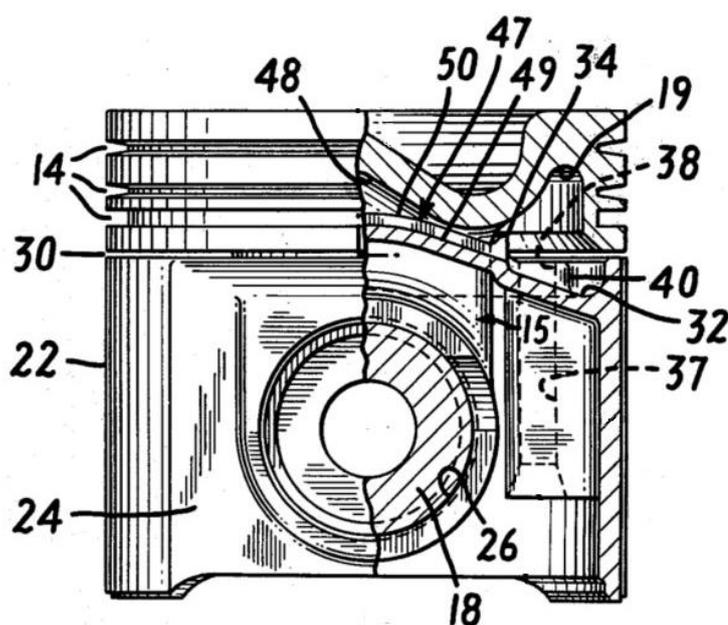


Рисунок 1.10 – Составной поршень с качающейся юбкой

В собранном состоянии из этих полостей образуется кольцевая полость 40, предназначенная для накопления масла, стекающего с головки поршня и снимаемого маслосъемным кольцом. При возвратно-поступательном движении накопленное масло будет разбрызгиваться по полости, улучшая охлаждение головки поршня.

Конструктивной особенностью юбки составного поршня, по сравнению с юбкой монометаллического поршня, является ее меньшая жесткость. Сравнение условий работы для монометаллического и составного поршней высоконагруженного дизеля, выполненное в работе [75], с учетом их деформаций, свидетельствует о больших значениях поперечных перемещений и угла наклона

юбки составного поршня. Данное сравнение показало, что для составного поршня, в условиях полной нагрузки, наблюдается снижение как гидродинамической, так и граничной силы трения. Как отмечают авторы, это происходит из-за лучшего «центрирования» юбки составного поршня в цилиндре, что позволяет юбке занять более выгодное, с точки зрения поддержания гидродинамического трения, положение. Важно отметить, что исследование выполнялось для одних и тех-же параметров ЦПГ двигателя, с сохранением величины монтажного зазора и профиля юбки поршня. Это, а также игнорирование особенностей теплового напряженно-деформированного состояния юбки составного поршня, не позволяет полноценно сравнить изменение величины механических потерь при использовании составных поршней.

Анализ конструкций отечественных [76; 77] и иностранных [78] двигателей с монометаллическими или составными поршнями близкими по основным характеристикам показал, что для составных поршней, с качающейся юбкой поршня, используется существенно меньший монтажный зазор в ЦПГ. Характеристики двигателей приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1. Характеристики отечественных и иностранных двигателей.

Двигатель	ЯМЗ 7511.10	Mercedes benz OM 457LA	Scania DC12	ЯМЗ 650.10	Caterpillar 3196
Тип поршня	Монометаллический	Монометаллический	Составной	Составной	Составной
Компоновка	V8	R6	R6	R6	R6
Мощность, кВт	294	260-314	250-345	303	300
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	1900	2000	1900	1900	1900
Диаметр цилиндра, мм	130	128	127	123	130
Ход поршня, мм	140	155	154	156	150
Монтажный зазор, мм	0,150	0,150	0,06	0,047	0,063

Меньшие значения монтажных зазоров у составных поршней, вследствие уменьшения тепловых деформаций, позволят улучшить работу ДВС при пуске и на частичных нагрузках.

У составных поршней с отдельной конструкцией юбки от головки поршня по сравнению с монометаллическим поршнем без продольных и поперечных разрезов существенно уменьшается жесткость юбки поршня и, следовательно, возрастает влияние деформаций от гидродинамического давления на режим трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр». Поэтому при разработке методики профилирования юбки составного поршня, обеспечивающей преимущественно жидкостный характер трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» в течении всего рабочего цикла необходимо учитывать деформации юбки как от тепловой нагрузки, так и гидродинамического давления. При этом необходима проверка на запас прочности разрабатываемой конструкции.

1.5 Выводы по обзору литературы и постановка задачи исследования

На основании изложенного в параграфах 1.1 – 1.4 можно сделать следующие выводы:

– Для уменьшения величины механических потерь в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» необходимо обеспечить преимущественно жидкостный режим трения в течении всего рабочего цикла, что достигается профилированием юбки поршня с учетом действующих тепловых и механических нагрузок, ее жесткости и определением минимального монтажного зазора;

– В современных высоконагруженных дизелях могут применяться составные поршни с качающейся юбкой, способствующие уменьшению токсичности отработавших газов и при профилировании юбки поршня, обеспечивающие уменьшение монтажного зазора в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

– Особенности конструкции и поперечного перемещения составного поршня с качающейся юбкой, соединенной со стальной или чугунной головкой поршня через поршневой палец, а также необходимость совместного рассмотрения вопросов определения минимального монтажного зазора и профилирования с учетом деформаций юбки поршня от гидродинамического давления масляного слоя требуют разработки методики профилирования юбки составного поршня.

В связи с вышеизложенным была сформирована следующая цель исследования:

Разработать методику профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальными монтажными зазорами на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», с учетом деформаций юбки поршня и цилиндра и особенностей поперечного движения составного поршня. Поставленная цель достигается решением следующих **задач**:

1. Усовершенствовать методику определения гидродинамических давлений масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом

деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня;

2. Провести исследование влияния основных элементов профиля юбки на гидродинамические характеристики трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» и предложить основные рекомендации при профилировании составного поршня;

3. Разработать профиль для рассматриваемой конструкции составного поршня, обеспечивающий преимущественно жидкостный характер трения в течении всего рабочего цикла с минимальным монтажным зазором в сопряжении «юбка поршня - цилиндр».

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЮБКИ СОСТАВНОГО ПОРШНЯ С МИНИМАЛЬНЫМИ МОНТАЖНЫМИ ЗАЗОРАМИ

Проведенный обзор показал, что методика профилирования составного поршня с качающейся юбкой, соединенной со стальной или чугунной головкой поршня через поршневой палец, должна основываться на результатах следующих исследований:

– определение напряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы от тепловой нагрузки;

– расчет гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении юбки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня от гидродинамического давления масляного слоя и особенностей поперечного движения составного поршня. Определение минимальной толщины масляного слоя h_m на наиболее нагруженном расчетном режиме;

– расчет мощности механических потерь юбки поршня $N_{ю}$.

2.1 Определение силы трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр»

Режим трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» в общей постановке представляет из себя изменяющуюся комбинацию граничного, смешанного и гидродинамического режимов трения [19], сила трения при котором определяется по расчетному выражению (1.10):

$$F_m = \psi F_b + (1 - \psi) F_h,$$

Для уменьшения потерь на трение в ЦПГ необходимо обеспечить преимущественно гидродинамического режим трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

Для определения силы гидродинамического трения F_h [31], используется следующая формула:

$$F_h = \iint_A \left(\frac{\mu U}{h} - \frac{dp}{dx} \frac{h}{2} \right) dA, \quad (2.1)$$

где A – площадь смоченной поверхности, μ – динамическая вязкость смазки, U – скорость скольжения тела, h – толщина слоя смазки, p – гидродинамическое давление, x – координата в направлении скольжения тела.

Сила трения изменяется по величине в течении рабочего цикла, поэтому мощность потерь на трение в сопряжении «юбка поршня - цилиндр» определяется следующим образом:

$$N_{\text{ю}} = \int_0^{\varphi_{\text{цикл}}} F_h(\varphi) \cdot V(\varphi) d\varphi / \varphi_{\text{цикл}} \quad (2.2)$$

где $F_h(\varphi)$ – сила трения, $V(\varphi)$ – скорость поршня; $\varphi_{\text{цикл}}$ – продолжительность цикла по углу поворота коленчатого вала.

Для определения силы трения необходимо знать распределение гидродинамического давления и толщин масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» в течении всего рабочего цикла.

Распределение толщины масляного слоя h , согласно расчетной схеме, представленной на рисунке 2.1, определяется как:

$$h(x, y, t) = h^H(x, y) + m(z - (x - L_{\Pi})\gamma) \cos\theta + \delta_{\Pi}^T(x, y) - \delta_{\text{Ю}}^T(x, y) + \delta_{\text{Ю}}^{\Gamma}(x, y, t) + \delta_{\text{Ц}}^{\Gamma}(x, y, t). \quad (2.3)$$

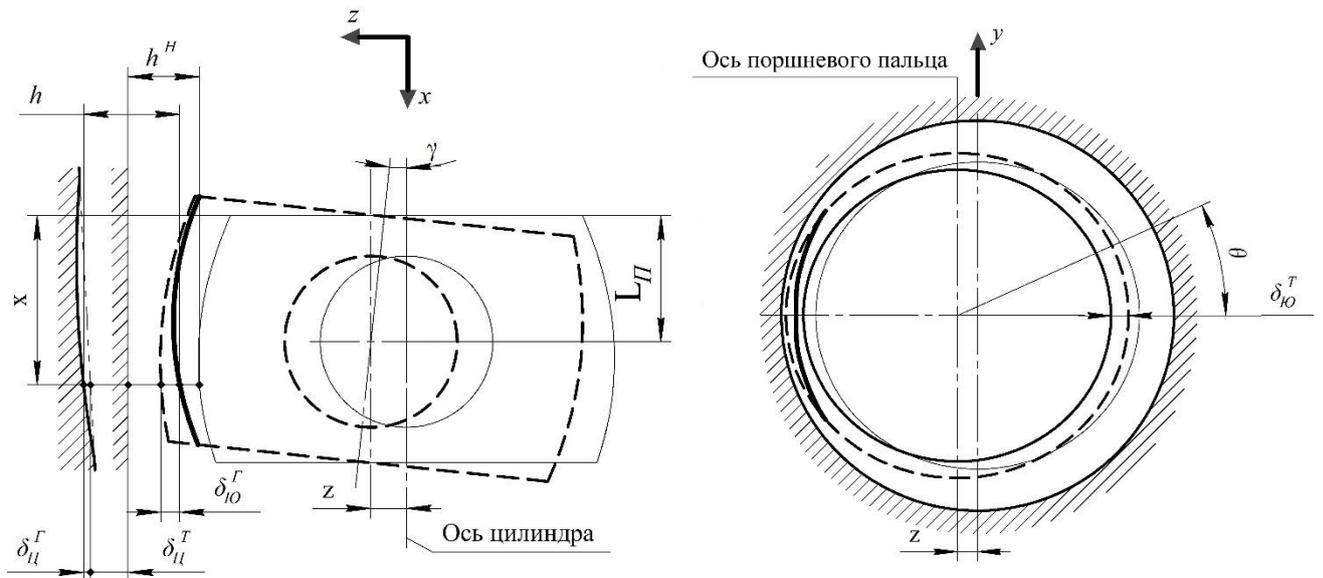


Рисунок 2.1 – Расчетная схема определения толщины масляного слоя h

Главными взаимосвязями [16], оказывающими наибольшее влияние на толщину масляного слоя (2.3), являются:

1. изначальное распределение толщины масляного слоя

$h^H(x, y) = u(x, y) + \Delta_{МЗ}/2$, где $u(x, y)$ - отклонение профиля поршня в холодном состоянии, $\Delta_{МЗ}$ – диаметральный монтажный зазор;

2. z – поперечное перемещение юбки, γ – угол наклона поршня относительно оси поршневого пальца, x – координата по оси X, $L_{П}$ – расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки юбки поршня, θ – угол, отсчитываемый от плоскости качания шатуна; m – коэффициент, характеризующий сторону юбки поршня, для которой выполняется расчет по формуле (2.3): «нагруженная» — сторона юбки поршня, на которую действует максимальная боковая сила за цикл (сторона №1, $m = +1$); «ненагруженная» — противоположная нагруженной сторона юбки поршня (сторона №2, $m = -1$);

3. деформации от теплового расширения юбки поршня ($\delta_{Ю}^T(x, y)$) и цилиндра ($\delta_{Ц}^T(x, y)$);

4. деформации от гидродинамического давления масляного слоя юбки поршня ($\delta_{Ю}^{\Gamma}(x, y, t)$) и цилиндра ($\delta_{Ц}^{\Gamma}(x, y, t)$).

Первая составляющая ($h^H(x,y)$) задается в качестве исходных данных для расчета. Определение поперечных (z) и угловых (γ) перемещений юбки поршня, относительно оси цилиндра, происходит на основании вторичного движения юбки поршня на смазочном слое, с учетом воздействующих на нее сил. Деформации от теплового расширения юбки поршня ($\delta_{\text{Ю}}^T(x,y)$) и цилиндра ($\delta_{\text{Ц}}^T(x,y)$) определяются, путем решения задачи ТНДС (теплового и напряженно-деформированного состояния) деталей, с учетом режима их работы и конструкции. Для определения деформации юбки поршня ($\delta_{\text{Ю}}^{\Gamma}(x,y,t)$) и цилиндра ($\delta_{\text{Ц}}^{\Gamma}(x,y,t)$) от гидродинамического давления, действующего со стороны масляного слоя, необходимо определить распределение гидродинамического давления, действующего на детали с учетом поперечных перемещений юбки поршня и теплового состояния деталей сопряжения.

2.2 Математическая модель вторичного движения юбки составного поршня

Конструкция составного поршня, используемого в дизеле 6ЧН 13/15 мощностью 300 кВт, выбранная в качестве прототипа, представлена на рисунке 2.2.

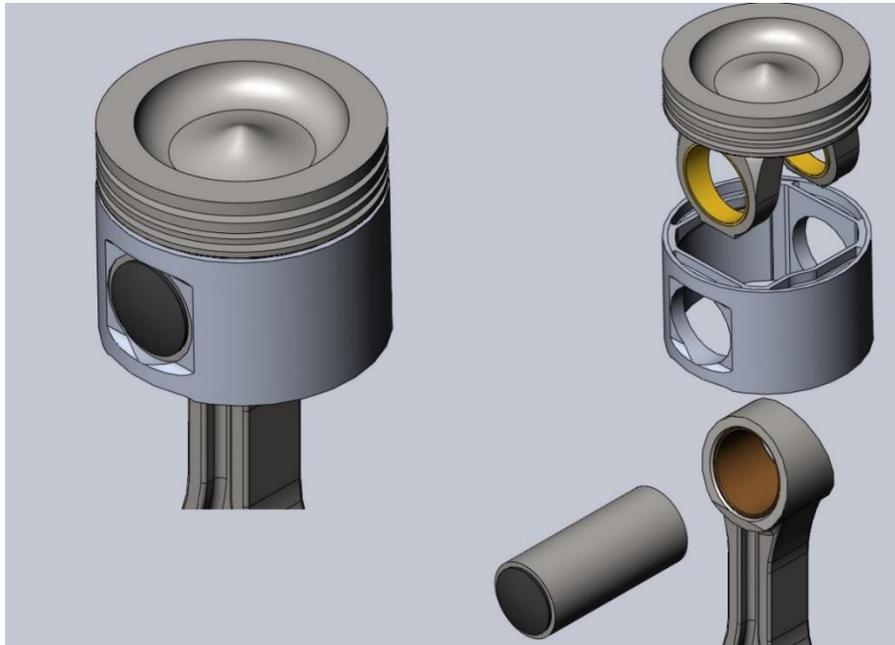


Рисунок 2.2 – Составной поршень-прототип

Для определения поперечных (z) и угловых (γ) перемещений юбки поршня относительно оси цилиндра, используем следующие уравнения, описывающие движения юбки поршня, согласно расчетным схемам на рисунке 2.3:

(2.4)

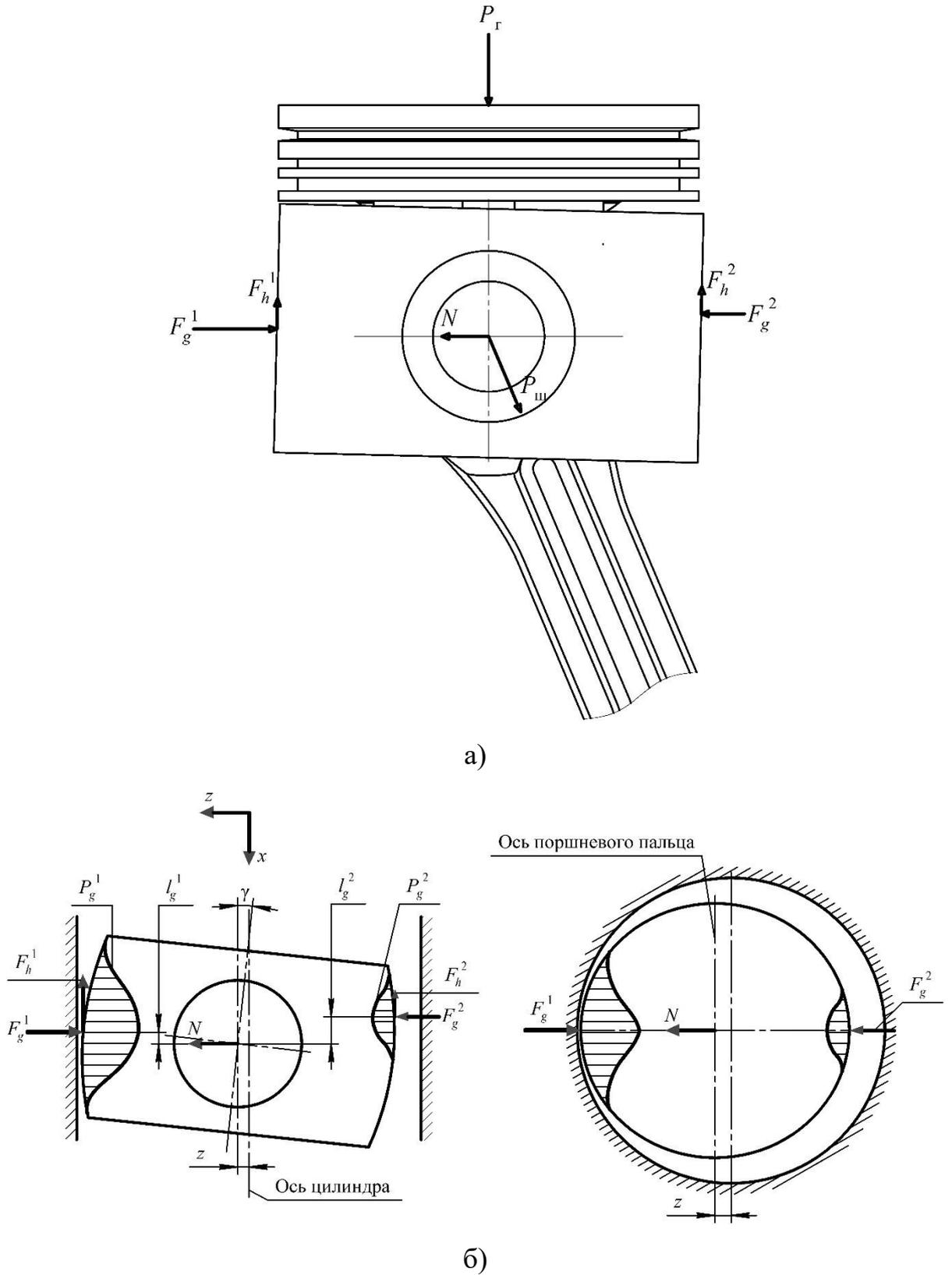


Рисунок 2.3: а) расчетная схема; б) силы, действующие на юбку поршня

где $N = (P_r - F_{jx}) \operatorname{tg} \beta$ – боковая сила, P_r – сила давления газов, действующих на головку поршня, F_{jx} – сила инерции деталей ЦПГ, β – угол наклона шатуна;

F_C – сила, возникающая только при контакте юбки поршня с цилиндром (при отсутствии контакта: $F_C = 0$); F_h^1 и F_h^2 – силы гидродинамического трения, определяемые по формуле (2.2) для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; p_g^1 и p_g^2 – распределение гидродинамического давления для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; F_g^1 и F_g^2 – силы гидродинамического давления масляного слоя для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; l_g^1 и l_g^2 – расстояние от точки приложения гидродинамических сил до оси поршневого пальца для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; l_{Cx} – расстояние от оси поршневого пальца до точки контактирования юбки с цилиндром.

Неизвестными силами, входящими в уравнение (2.4), являются силы гидродинамической реакции со стороны масляного слоя в паре трения «юбка поршня – цилиндр».

Силы гидродинамической реакции со стороны масляного слоя F_g^1, F_g^2 представим в виде распределения гидродинамического давления для нагруженной P_g^1 и ненагруженной P_g^2 сторон поршня соответственно:

$$\begin{aligned} F_g^1 &= \int_0^{h_1} \int_0^{b_1} p_g^1(h, b) dh db ; \\ F_g^2 &= \int_0^{h_2} \int_0^{b_2} p_g^2(h, b) dh db , \end{aligned} \quad (2.5)$$

где p_g^1, p_g^2 – гидродинамические давления, воздействующие на юбку поршня, с нагруженной и ненагруженной сторон соответственно, h_1, h_2 – размер поверхности трения по высоте юбки поршня, для нагруженной (№1) и ненагруженной (№2) сторон юбки поршня соответственно, b_1, b_2 – размер поверхности трения по окружности юбки поршня, для нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня соответственно.

Для определения гидродинамического давления, действующего на юбку поршня, необходимо решить упруго-гидродинамическую задачу в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

2.3 Определение гидродинамических параметров сопряжения «юбка поршня – цилиндр»

Для определения толщины смазочного слоя и распределения гидродинамического давления в области трения юбки поршня необходимо решить две связанные задачи: задачу гидродинамического трения и задачу упругой деформации. Результатом решения задачи гидродинамики является распределение гидродинамических давлений, действующих в области трения. От воздействия гидродинамических давлений поверхности трения деформируются. Что приводит к изменению толщины масляного слоя в рассматриваемом трибосопряжении. Следовательно, распределение толщины масляного слоя и гидродинамического давления – взаимосвязанные величины, влияние на которые оказывают факторы, которые представлены в уравнении (2.3).

Для решения этой задачи за основу был взят алгоритм, изложенный в работе [35]. Применяются следующие предположения и допущения о формировании смазочного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»:

- в рассматриваемом сопряжении отсутствует масляное голодание, что подразумевает полное заполнение зазора маслом;
- не рассматривается наличие абразивных или сажевых частиц в масле;
- смазка является ньютоновской жидкостью;
- смазка несжимаема, движение в зазоре ламинарное;
- толщина смазочного слоя мала по сравнению с размерами и радиусом кривизны трущихся поверхностей;
- скольжение на границе смазка-твердое тело отсутствует;
- поверхностное натяжение смазки не учитывается;
- давление смазочного слоя на трущиеся детали положительно.

При расчете деформаций были определены следующие допущения:

- у деталей отсутствуют остаточные напряжения и деформации;
- деформации, возникающие в деталях упругие;
- действие нагрузок на детали имеет стационарный характер.

Гидродинамические параметры масляного слоя в сопряжении определялись путем решения уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6V\mu \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.6)$$

где μ – динамическая вязкость смазки, V – скорость движения поршня, толщина масляного слоя h в сопряжении определялась уравнением (2.3).

В правой части уравнения (2.6) две составляющие, вызывающие реакцию масляного слоя от воздействия:

- 1) изменения толщины масляного слоя по поверхности трения в направлении движения поршня (эффект «клина») - $6V\mu \frac{\partial h}{\partial x}$;
- 2) изменения толщины масляного слоя по времени (эффект «сдавливания») - $12\mu \frac{\partial h}{\partial t}$.

Для решения уравнения (2.6) использовались граничные условия, при которых на границах рассматриваемой области трения гидродинамическое давление равнялось атмосферному, а следовательно, избыток давления над атмосферным равен нулю: $P_{\Omega} = 0$.

Решение уравнения (2.6), выполненное в работе [35] с использованием метода конечных разностей, подразумевает разрешение области трения конечно-разностной сеткой с определенным равномерным шагом. После конечно-разностной аппроксимации для всех узлов расчетной сетки составляется линейная система уравнений:

$$[A]\{p\} = \{R\}, \quad (2.7)$$

где $[A]$ – двумерная матрица коэффициентов, $\{p\}$ – вектор-столбец гидродинамических давлений в узлах, $\{R\}$ – вектор-столбец правой части уравнения Рейнольдса.

Учет деформаций юбки от гидродинамических давлений имеет исключительно важное значение при расчете толщин масляного слоя в сопряжении, особенно при рассмотрении составного поршня, для которого, с учетом особенности его конструкции, наблюдаются деформации юбки в 3-4 раза

большие, чем у монометаллического (п. 4.1). Для определения гидродинамических давлений в узлах конечно-разностной сетки необходимо определить распределение толщины смазочного слоя для всех ее узлов, и, следовательно, тепловых деформаций δ^T и деформаций от гидродинамического давления δ^Γ в узлах конечно-разностной сетки.

2.4 Определение деформаций юбки от гидродинамического давления

Гидродинамическое давление в сопряжении «юбка поршня -цилиндр» является реакцией на действие боковой силы N , которая меняется по величине и направлению действия в течении рабочего цикла. Изменяется и гидродинамическое давление с нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня, и на каждом шаге по углу поворота коленчатого вала необходимо рассчитывать деформации в узлах расчетной сетки на поверхностях трения с помощью систем линейных уравнений:

$$[K]\{\delta_{Ю}^\Gamma\} = \{P\} \text{ или } \{\delta_{Ю}^\Gamma\} = [C]\{P\}, \quad (2.8)$$

где $[K^{-1}] = [C]$ – матрица податливости, для рассматриваемых узлов, $\{\delta_{Ю}^\Gamma\}$ – вектор столбец деформаций в узлах, $\{P\}$ – вектор – столбец сил гидродинамических давлений в узлах.

Составление матрицы податливости проводилось с помощью разработанной программы, используемой для составления матрицы податливости юбки поршня [79] и программного комплекса ANSYS, алгоритм которой представлен в разделе 3.3.

Если представить уравнение (2.2) в матричном виде:

$$[h] = [h^h] + [h^d] + [\delta^T] + [\delta^\Gamma], \quad (2.9)$$

где $[h^h]$ – матрица, выражающая начальные значения толщин масляного слоя в узлах, определяемая монтажным зазором и профилем юбки поршня, $[h^d]$ – матрица узловых значений толщин масляного слоя, возникающих от поперечного перемещения и наклона юбки, а также теплового расширения цилиндра и юбки $[\delta^T]$

и деформаций цилиндра и юбки от гидродинамического давления $[\delta^\Gamma]$. Важно отметить, что в случае составного поршня, жесткость юбки во много раз меньше жесткости гильзы цилиндра, что продемонстрировано в разделе 4.1. В таком случае деформацией $\delta_{\text{ц}}^\Gamma(x, y, t)$, которая описывает деформацию цилиндра от гидродинамического давления в составе матрицы $[\delta^\Gamma]$, можно пренебречь.

Методики определения тепловых деформаций цилиндра $\delta_{\text{ц}}^T(x, y)$ и юбки поршня $\delta_{\text{ю}}^T(x, y)$ представлены в разделе 2.5.

Для определения толщин масляного слоя в узлах конечно-разностной сетки приведем уравнение (2.9) к виду:

$$[h] = [h^0] + [\delta_{\text{ю}}^\Gamma] = [h^0] + [C]\{P\}, \quad (2.10)$$

где $[h^0] = [h^n] + [h^d] + [\delta^T]$ – матрица начала отсчета деформаций.

Тогда деформация i -ого узла расчетной сетки определяется как:

$$h_i = h_i^0 + \sum_{j=1}^n C_{i,j} P_j, \quad (2.11)$$

где n – общее количество узлов, j – текущий узел.

Согласно методике, описанной в работе [35], для определения распределения толщины и гидродинамического давления масляного слоя в области трения, являющихся взаимосвязанными параметрами, составляется система нелинейных уравнений, объединяющая выражения (2.11) и (2.7):

$$F = [A(p)]\{P\} - \{R(p)\} = 0, \quad (2.12)$$

где $[A]$ – двумерная матрица коэффициентов, $\{P\}$ – вектор – столбец сил гидродинамических давлений в узлах, $\{R\}$ – вектор-столбец деформаций от гидродинамического давления.

Решение системы уравнений (2.12) позволяет для заданного положения поршня определить одновременно распределение гидродинамических давлений и толщин масляного слоя в сопряжении с учетом деформаций юбки поршня от воздействия найденного распределения гидродинамического давления.

Расчеты выполняются для нагруженной (№1) и ненагруженной (№2) сторон поршня. Затем проверяется условие равновесия действующих сил и моментов (2.4)

и расчеты продолжают до выполнения условия (2.4). В результате на каждом шаге по углу поворота коленчатого вала (или по времени t) определяются поперечные z и угловые γ перемещения юбки поршня и гидродинамические параметры сопряжения с учетом деформаций юбки поршня.

Решение системы нелинейных уравнений (2.12) возможно только с помощью итерационных методов. В данном случае использовался итерационный метод Ньютона. Задача сводилась к определению совокупности приращений гидродинамических давлений ΔP_i , обеспечивающих решение системы уравнений (2.12). Согласно методу Ньютона, решение определялось из системы уравнений (2.13):

$$[J][\Delta P] = -[F], \quad (2.13)$$

где $[J] = J_{i,j} = \frac{\partial F_i}{\partial P_j}$ – матрица производных. Определение значений ΔP_i происходило путем решения системы (2.13) методом Гаусса. Вычисленные значения P_i в дальнейшем используются как поправки к приближенному решению, полученному на предыдущем итерационном шаге:

$$P_i^k = P_i^{k-1} + \Delta P_i^k \quad (2.14)$$

При выполнении условия:

$$\left| \sum_{i=1}^n P_i^{k+m} - \sum_{i=1}^n P_i^k \right| \leq \varepsilon_P \sum_{i=1}^n P_i^{k+m}, \quad (2.15)$$

где m – число итерационных циклов, после которого осуществляется проверка сходимости; k – порядковый номер итерации; ε_P – задаваемая точность.

Расчет прекращается. Если необходимая точность не достигнута, то новые значения P^k используются как приближенные значения корней, и процесс повторяется, до выполнения условия (2.15). В процессе расчета должно выполняться условие $P_i^k \geq 0$, если оно не выполняется, то P^k приравнивается нулю, уточняется приращение $\Delta P^k = -P^{k-1}$ и с учетом этого преобразовывается матрица производных $[J]$ и правая часть $[F]$ уравнения (2.13). В результате расчета находятся новые значения ΔP_i и, следовательно, новые значения давлений P_i . При

выполнении условий необходимой точности (2.15) и $P_i^k \geq 0$ поиск распределения гидродинамического давления $P(x, y, t)$ прекращается. Подставляя полученные значения гидродинамических давлений в формулу (2.10), находим распределение толщин масляного слоя $h(x, y, t)$. Блок-схема процесса расчета гидродинамических давлений проиллюстрирована на рисунке 2.4.

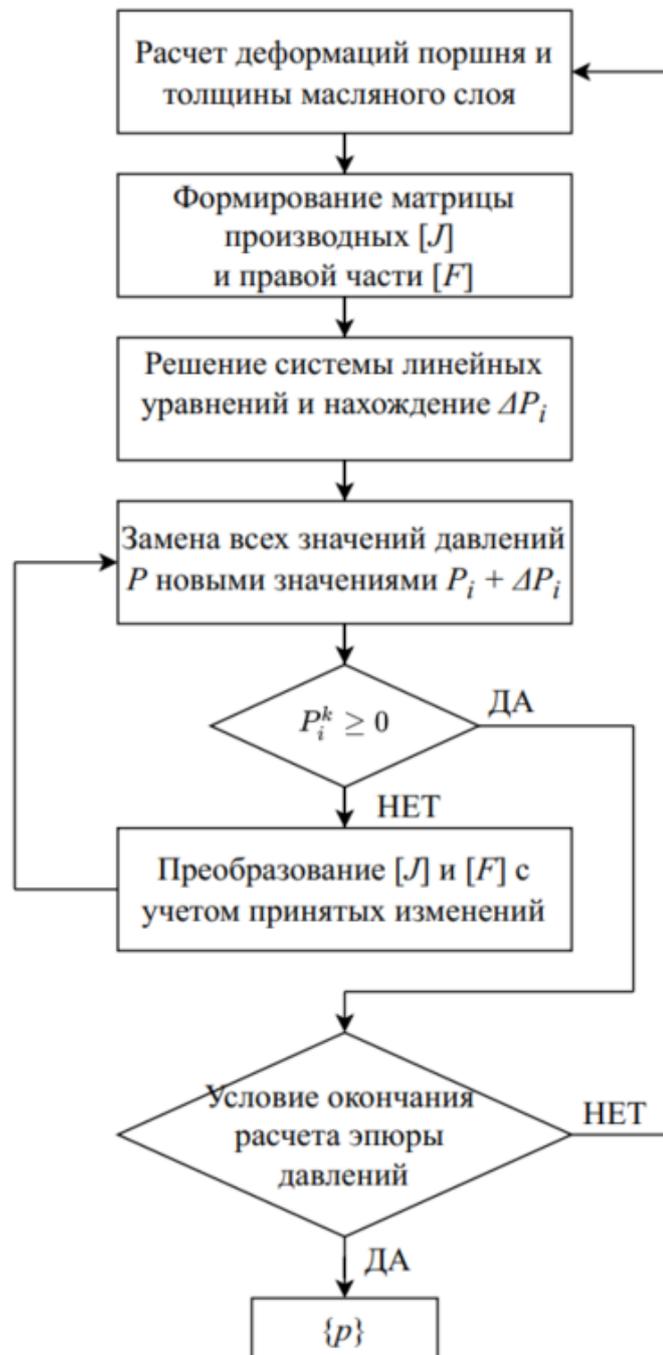


Рисунок 2.4 – Блок-схема расчета гидродинамических давлений

2.5 Определение теплового напряженно-деформированного состояния деталей

Известно, что на установившихся режимах работы двигателя колебания температуры деталей камеры сгорания происходят в довольно узком диапазоне, поэтому можно сказать, что температурное поле поршня и цилиндра постоянны [80]. Это значит, что и деформации юбки поршня $\delta_{\text{Ю}}^{\text{T}}$, и цилиндра $\delta_{\text{Ц}}^{\text{T}}$ можно принять постоянными.

Радиальное тепловое расширение цилиндра определялось как:

$$\delta_{\text{Ц}}^{\text{T}} = \alpha_{\text{ц}} R_{\text{ц}} \Delta T_{\text{ц}}, \quad (2.16)$$

где $\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициент линейного теплового расширения цилиндра, $R_{\text{ц}}$ – радиус цилиндра, $\Delta T_{\text{ц}}$ – средняя температура нагрева цилиндра.

Определению ТНДС поршня посвящено множество работ [6; 80; 81]. Распределение температур, вызывающих деформацию юбки поршня, получают путем решения задачи теплопроводности, с учетом заданных граничных условий.

Отсутствие в открытых источниках данных, свидетельствующих об уровне температур юбки составного поршня с качающейся головкой аналогичного по конструкции поршню-прототипу, приводит к необходимости вычисления граничных условий по известным методикам. Для оценочного определения ТНДС юбки составного поршня граничные условия 3-его рода, а именно температура и коэффициент теплоотдачи, для различных зон юбки поршня определялись согласно методикам и рекомендациям изложенным в [82].

В конструкции составного поршня с качающейся юбкой отсутствует прямой тепловой контакт с головкой поршня, оказывающий основное влияние на тепловую деформацию юбки поршня. При оценочном определении ТНДС, влияние теплового излучения со стороны головки поршня не учитывалось. Поэтому принимаем, что основной тепловой поток, воспринимаемый юбкой поршня, будет направлен со стороны масляного слоя цилиндра и картерных газов.

Для зон юбки поршня, контактирующих с масляным туманом в картере, согласно рекомендациям [82], были приняты коэффициент теплоотдачи $\alpha_m = 147 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и температура картерных газов $T_k = 85^\circ\text{С}$.

В зоне трения юбки поршня, контактирующей с масляным слоем в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», параметры теплообмена меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Поэтому определение осредненного коэффициента теплоотдачи проводилось по следующей формуле [82]:

$$\alpha_{\text{Ю}} = \frac{\lambda_m}{h} \left[1 - \frac{q_V h^2}{2\lambda_m(T_{\text{Ю}} - T_{\text{Ц}})} \right], \quad (2.17)$$

где $q_V = F_{\text{тр}} V_{\text{п}}/h F_{\text{Ю}}$ – доля тепла выделяемого от вязкостного трения смазки, $F_{\text{тр}} = F_{\text{ср}} \mu a V$ – сила вязкостного трения, a – длина части юбки, на которую действует гидродинамическое давление в поперечном сечении, которая в первом приближении представлена как расстояние от края области с гидродинамическим давлением до плоскости качания шатуна юбки поршня, $F_{\text{Ю}}$ – площадь поверхности юбки поршня, $V_{\text{п}}$ – скорость поршня, $T_{\text{Ю}}$ и $T_{\text{Ц}}$ – температуры юбки и цилиндра в месте определения коэффициента теплоотдачи, μ – динамическая вязкость масла, λ_m – теплопроводность смазки, h – средняя толщина масляного слоя в области трения.

Для определения параметра $F_{\text{ср}}$ в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» использовался график, представленный на рисунке 2.5.

Параметр $S_{\text{ср}}$ определяется по формуле:

$$S_{\text{ср}} = \frac{\left(\frac{D-d}{2}\right)^{7/8} C^{1/8}}{\pi D}, \quad (2.18)$$

где D – максимальный диаметр юбки поршня, d – минимальный диаметр юбки поршня, C – максимальная высота профиля юбки поршня.

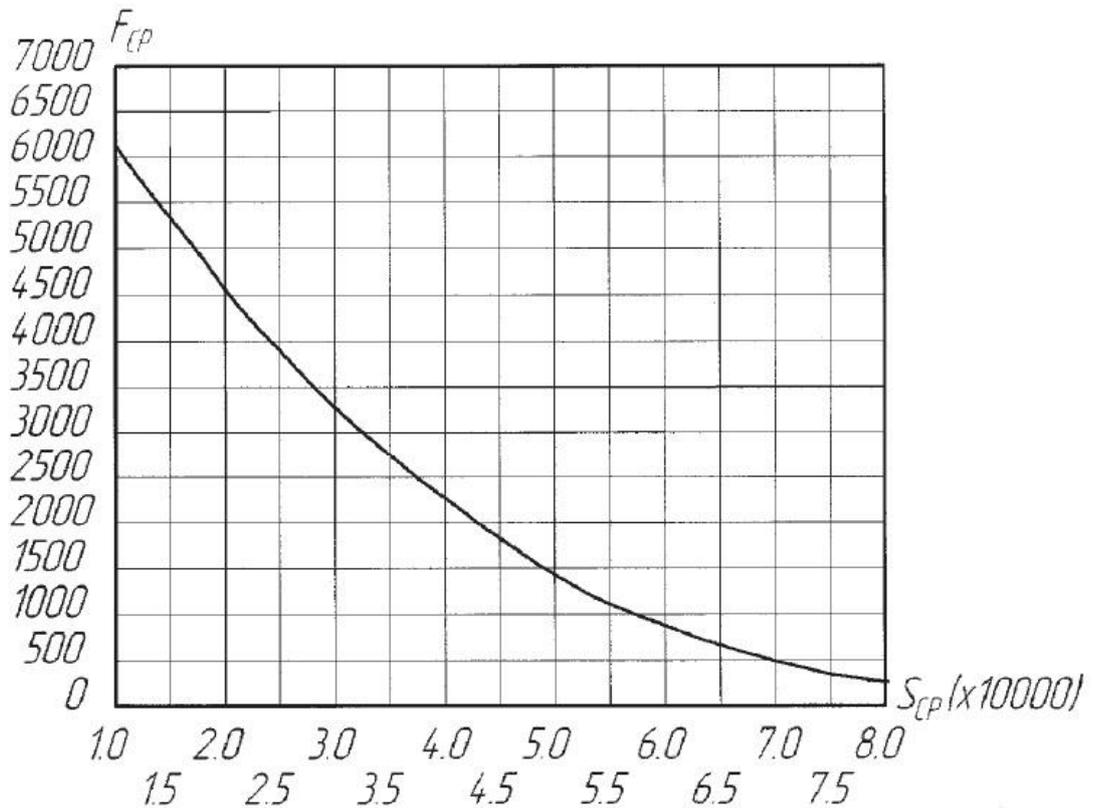


Рисунок 2.5 – Зависимость параметра F_{cp} от S_{cp}

Поскольку в выражении (2.17) представлена температура юбки $T_{ю}$, которая зависит от коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ю}$. Решение задачи производится итерационным методом, согласно алгоритму, представленному в разделе 3.1. Для выбранного режима работы коэффициент теплоотдачи в области трения юбки поршня составил $\alpha_{ю} = 690 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Для отверстия поршневого пальца было задано граничное условие первого рода: $T_{п} = 100 \text{ }^\circ\text{С}$. Граничные условия для определения ТНДС юбки составного поршня представлены на рисунке 2.6

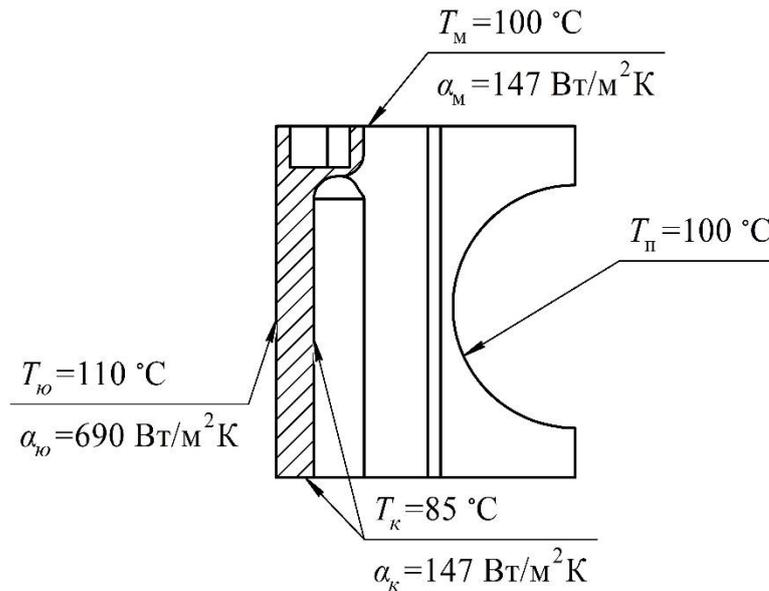


Рисунок 2.6 – Граничные условия для определения ТНДС юбки составного поршня

Решая с помощью определенных граничных условий задачу теплопроводности с использованием системы автоматизированного проектирования ANSYS, с учетом теплопроводности материала юбки поршня, определяем распределение температур в теле юбки поршня. Тепловые деформации юбки поршня определялись из решения задачи упругости, для которой в качестве граничных условий задавалось распределение температуры в теле юбки, полученное из решения задачи теплопроводности. Для автоматизации процесса определения тепловых деформаций юбки составного поршня, в узлах расчетной сетки на поверхности поршня, использовалась разработанная программа [83]. Результаты вычисления ТНДС юбки поршня, с приведенными граничными условиями, представлены в разделе 3.2.

2.6 Тестовые примеры решения гидродинамической задачи

В процессе разработки расчетных моделей для исследования гидродинамических параметров в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» важное значение имеет оценка точности расчета. В главе 3 подробно представлено сравнение расчетных результатов с данными экспериментальных исследований. Однако, важно и на этапе подготовки модели для расчетных исследований предусмотреть оценку точности на тестовых примерах. Это позволит повысить точность результатов и сократит общее время исследовательской работы. Блок-схема алгоритма определения размеров (количество узлов) конечно-разностной сетки представлена на рисунке 2.7.

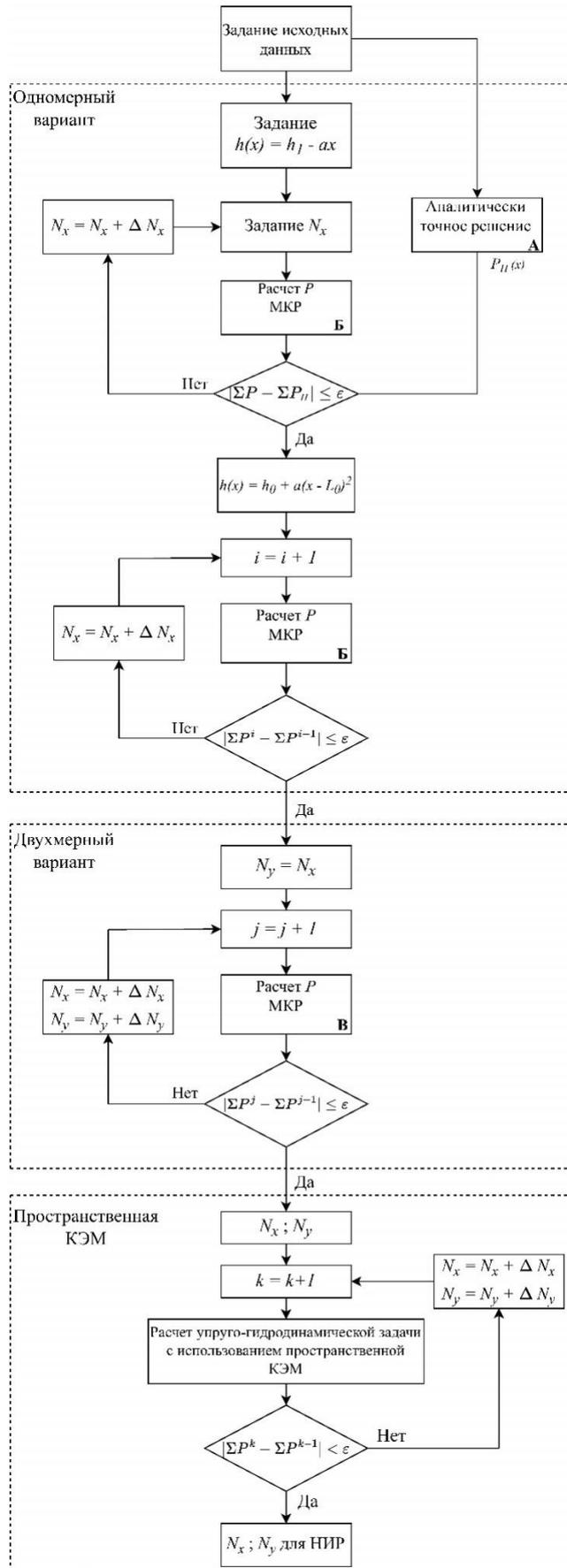


Рисунок 2.7 Блок-схема алгоритма определения размеров конечно-разностной сетки

Вначале проводились исследования при решении уравнения гидродинамики без учета эффекта «сжатия» в одномерной постановке для двух вариантов распределения толщин масляного слоя: прямолинейное с постоянным наклоном (рисунок 2.8) и произвольное, например, по симметричной параболе. Для первого варианта имеется аналитически точное решение (рисунок 2.7 блок А), поэтому на этом этапе производилась отладка кода расчета гидродинамического давления с использованием МКР (рисунок 2.7 блок Б) и проверка количество узлов по высоте юбки поршня. Далее исследования продолжались при произвольном распределении толщины масляного слоя, например, по симметричной параболе. Затем исследования выполнялись при решении уравнения Рейнольдса в двухмерной постановке с помощью МКР (рисунок 2.7 блок В).

Таким образом на тестовых примерах проводились исследования влияния размеров сетки на точность результатов и тем самым сокращался определялись предварительные размеры конечно-разностной сетки и уменьшался объем исследований при переходе к пространственной модели юбки поршня и реализации упруго-гидродинамической задачи.

Уравнение гидродинамики в одномерной постановке без учета влияния «эффекта сдавливания»

А) Прямолинейное распределения толщин масляного слоя (рисунок 2.8).

При данном варианте можно получить точное решение уравнения Рейнольдса аналитическим способом.

Уравнение Рейнольдса в одномерной постановке без учета влияния сдавливания масляного слоя:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.19)$$

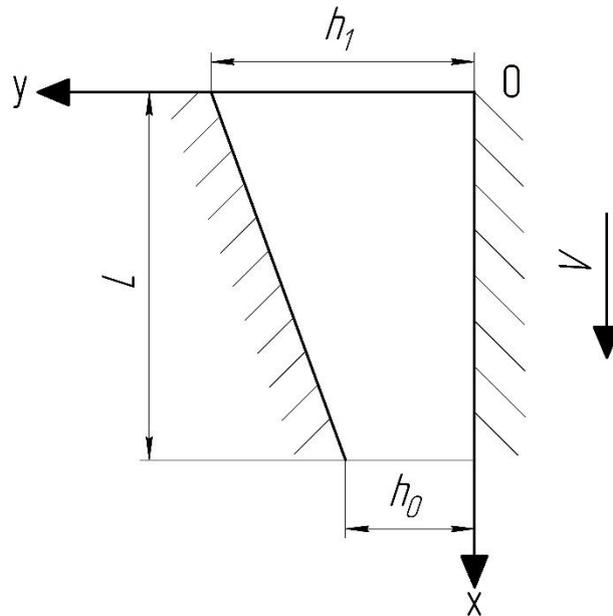


Рисунок 2.8 – Схема, рассматриваемая для решения уравнения Рейнольдса в одномерной постановке

Для получения аналитического решения задавалось распределение толщины масляного слоя:

$$h(x) = h_1 - ax, \quad (2.20)$$

где $a = \frac{h_1 - h_0}{L}$, $h_1 - h_0$ – разность высот начала (h_0) и конца (h_1) наклонного участка, L – длина наклонного участка, h_0 – толщина масляного слоя в начале наклонного участка, h_1 – толщина масляного слоя в конце наклонного участка.

и граничные условия:

$$\begin{aligned} x = 0; p(0) &= 0 \\ x = L; p(L) &= 0 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Далее,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{-6\mu V \cdot ax + C_1}{(h_1 - ax)^3} \quad (2.22)$$

и

$$\begin{aligned} p(x) = -6\mu Va \left[\frac{x}{2a} (h_1 - ax)^{-2} - \frac{1}{2a^2} (h_1 - ax)^{-1} \right] \\ + C_1 \frac{1}{2a} (h_1 - ax)^{-2} + C_2 \end{aligned} \quad (2.23)$$

Постоянные интегрирования (C_1, C_2) находим с помощью заданных граничных условий (2.21):

$$C_1 = \frac{-6\mu V h_1 a L}{aL - 2h_1}; \quad (2.24)$$

$$C_2 = \frac{6\mu V}{a(aL - 2h_1)}. \quad (2.25)$$

Б) Произвольное распределение толщины масляного слоя

Для решения уравнения Рейнольдса (2.19) в данном варианте использовался метод конечных разностей с равномерным шагом сетки Δx . Для i -го узла аппроксимация уравнения Рейнольдса проводилась следующим образом:

$$\frac{\left(\frac{h_{i+1} + h_i}{2}\right)^3 \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta x} - \left(\frac{h_i + h_{i-1}}{2}\right)^3 \frac{p_i - p_{i-1}}{\Delta x}}{\Delta x} \quad (2.26)$$

$$= 6\mu V \frac{h_{i+1} - h_{i-1}}{2\Delta x},$$

$$A_i p_{i+1} + B_i p_i + C_i p_{i-1} = 0, \quad (2.27)$$

$$A_i = \left(\frac{h_{i+1} + h_i}{2}\right)^3 \frac{1}{\Delta x^2}, \quad (2.28)$$

$$B_i = \frac{-1}{\Delta x^2} \left[\left(\frac{h_{i+1} + h_i}{2}\right)^3 + \left(\frac{h_i + h_{i-1}}{2}\right)^3 \right], \quad (2.29)$$

$$C_i = \left(\frac{h_i + h_{i-1}}{2}\right)^3 \frac{1}{\Delta x^2}, \quad (2.30)$$

$$D_i = 6\mu V \frac{h_{i+1} - h_{i-1}}{2\Delta x}, \quad (2.31)$$

Граничные условия для одномерной задачи:

$$P_1 = 0; P_N = 0 \quad (2.32)$$

Проведя конечно-разностную аппроксимацию для всех узлов ($i = 1, N$) получим систему линейных уравнений, которая решалась методом верхней релаксации.

Уравнение гидродинамики в двумерной постановке без учета влияния «эффекта сдавливания»

Уравнение Рейнольдса в данном варианте:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.33)$$

Конечно-разностная сетка для все поверхности трения представлена на рисунке 2.9.

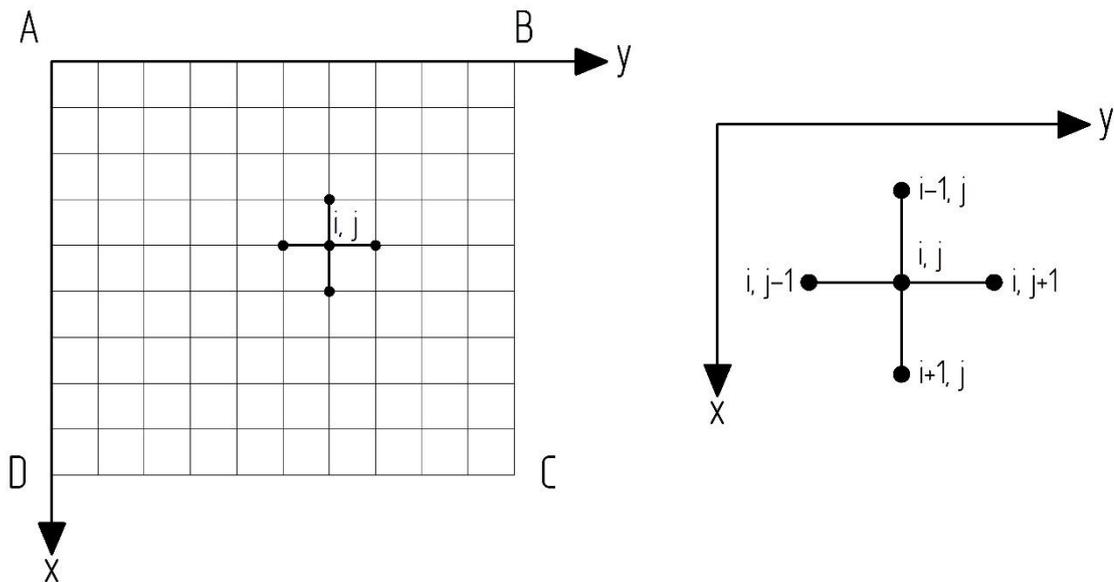


Рисунок 2.9 – Конечно-разностная сетка на поверхности трения

Конечно-разностная аппроксимация уравнения (2.33) для i, j -го узла проводилась следующим образом:

$$\begin{aligned} & \left[\left(\frac{h_{i+1,j} + h_{i,j}}{2} \right)^3 \frac{1}{\Delta x^2} p_{i+1,j} - \left(\frac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2} \right)^3 \right] \frac{1}{\Delta x^2} p_{i,j} \\ & + \left(\frac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2} \right) \frac{1}{\Delta x^2} p_{i-1,j} + \\ & + \left[\left(\frac{h_{i,j+1} + h_{i,j}}{2} \right)^3 \frac{1}{\Delta y^2} p_{i,j+1} - \left(\frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right)^3 \right] \frac{1}{\Delta y^2} p_{i,j} \\ & + \left(\frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right) \frac{1}{\Delta y^2} p_{i,j-1} = \end{aligned} \quad (2.34)$$

$$6\mu V \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x}$$

Или:

$$A_{i,j}p_{i+1,j} - B_{i,j}p_{i,j} + C_{i,j}p_{i-1,j} + D_{i,j}p_{i,j+1} + E_{i,j}p_{i,j-1} = F_{i,j}; \quad (2.35)$$

$$A_{i,j} = \left(\frac{h_{i,j+1} + h_{i,j}}{2} \right)^3 \frac{1}{\Delta x^2}; \quad (2.36)$$

$$C_{i,j} = \left(\frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right)^3 \frac{1}{\Delta x^2}; \quad (2.37)$$

$$D_{i,j} = \left(\frac{h_{i,j+1} + h_{i,j}}{2} \right)^3 \frac{1}{\Delta y^2}; \quad (2.38)$$

$$E_{i,j} = \left(\frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right)^3 \frac{1}{\Delta y^2}; \quad (2.39)$$

$$B_{i,j} = A_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j} + E_{i,j}; \quad (2.40)$$

$$F_{i,j} = 6\mu V \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x} \quad (2.41)$$

Проведя конечно-разностную аппроксимацию для всех узлов с учетом граничных условий (2.42):

$$\begin{aligned} P_{1,j} &= 0; P_{N_x,j} = 0, j = 1, N_y; \\ P_{i,1} &= 0; P_{i,N_y} = 0, i = 1, N_x. \end{aligned} \quad (2.42)$$

Получим систему линейных уравнений, которая решалась методом верхней релаксации. Данные тестовые примеры были реализованы на компьютере.

2.7 Методика профилирования юбки составного поршня с минимальными монтажными зазорами

Описанные в данной главе расчетные методы определения гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня позволяют исследовать влияние большинства параметров, определяющих конструкцию юбки поршня:

1. продольный и поперечный профиль юбки поршня;
2. конструктивные особенности, определяющие распределение жесткости юбки поршня (размеры направляющей части поршня, распределение толщины юбки по высоте и окружности, наличие разрезов, ребер жесткости, терморегулирующих вставок);
3. размеры поверхности трения;
4. монтажный зазор в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

Критериями выбора конструкции могут служить: минимальная толщина масляного слоя h_m и мощность механических потерь $N_{\text{ю}}$.

При разработке методики проектирования юбки поршня важно отметить, что многие этапы универсальны и разница заключается в использовании соответствующих рассматриваемой конструкции КЭМ и граничных условиях. При реализации расчета гидродинамических параметров сопряжения важен учет особенностей вторичного движения юбки составного поршня, изложенный в данной главе.

Блок-схема методики профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальным монтажным зазором представлена на рисунке 2.10 и включает 2 этапа.

На первом этапе проводится разработка КЭМ поршня и цилиндра двигателя прототипа для выполнения на прочность от действия тепловой и механических нагрузок (программный комплекс ANSYS). Конструкция юбки поршня проверяется по запасу прочности от действия максимальной боковой силы. При необходимости проводятся изменения конструкции, обеспечивающие необходимый запас прочности конструкции $n > 1,5$ [82]. В результате выполненных исследований на данном этапе будут:

- получены распределения температур ($t_{\text{ю}}(x, y); t_{\text{ц}}(x, y)$) и тепловых деформаций ($\delta_{\text{ю}}^T(x, y); \delta_{\text{ц}}^T(x, y)$) по поверхности юбки поршня и цилиндра;

- сформирована матрица податливости ($[C]$) для узлов конечно-разностной сетки на поверхности трения юбки поршня с помощью специально разработанной программы [79] и программного комплекса ANSYS.

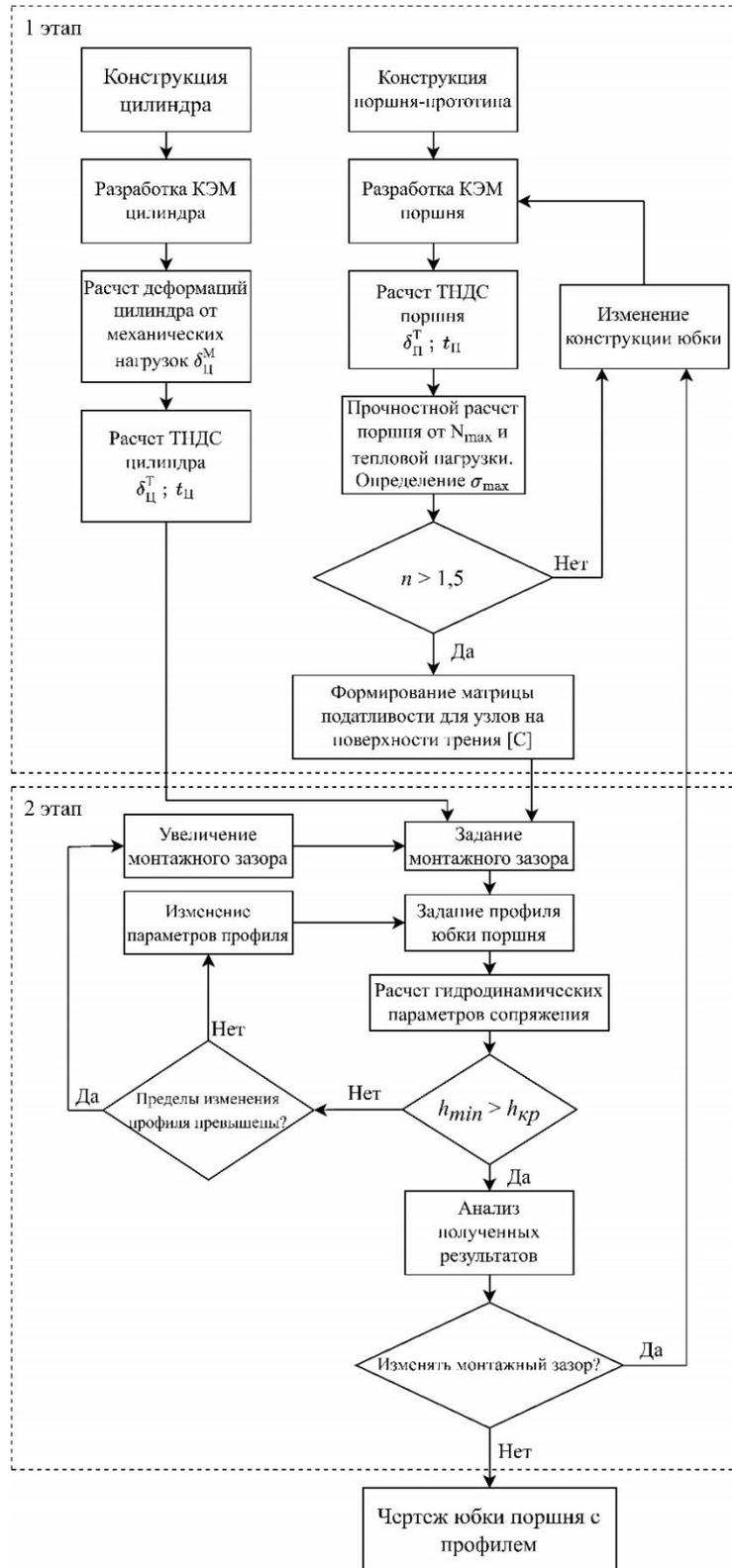


Рисунок 2.10 – Блок-схема методики профилирования юбки составного поршня

На втором этапе осуществляется профилирование юбки поршня, обеспечивающее преимущественно гидродинамический режим трения в течении всего рабочего цикла на наиболее нагруженном номинальном режиме на основе гидродинамического расчета для сопряжения «юбка поршня-цилиндр» с учетом:

- деформаций юбки поршня от гидродинамического давления масляного слоя в сопряжении;
- тепловых деформаций юбки поршня и цилиндра;
- поперечного движения юбки поршня.

Оценка разделения поверхностей трения смазочным слоем должна происходить с учетом их шероховатостей, т.е. выполнения условия [19]:

$$h_m > h_{кр} \quad (2.43)$$

где h_m – минимальная толщина смазочного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» за весь рабочий цикл, $h_{кр} = 1.5\sqrt{R_{zю}^2 + R_{zц}^2}$ - критическое значение толщины масляного слоя, равное среднеквадратичной шероховатости поверхностей юбки поршня $R_{zю}$ и цилиндра $R_{zц}$, множитель 1,5 является общепринятым запасом гидродинамической надежности [16].

Продольный профиль задается двумя параболоми и параметрами: L_0 ; U_B ; U_H , представленными на рисунке 2.11 а) по расчетному выражению (2.44). Поперечный профиль задается радиальной овальностью профиля в поперечном сечении Δr и рассчитывается по расчетному выражению (2.45) (рисунок 2.11 б).

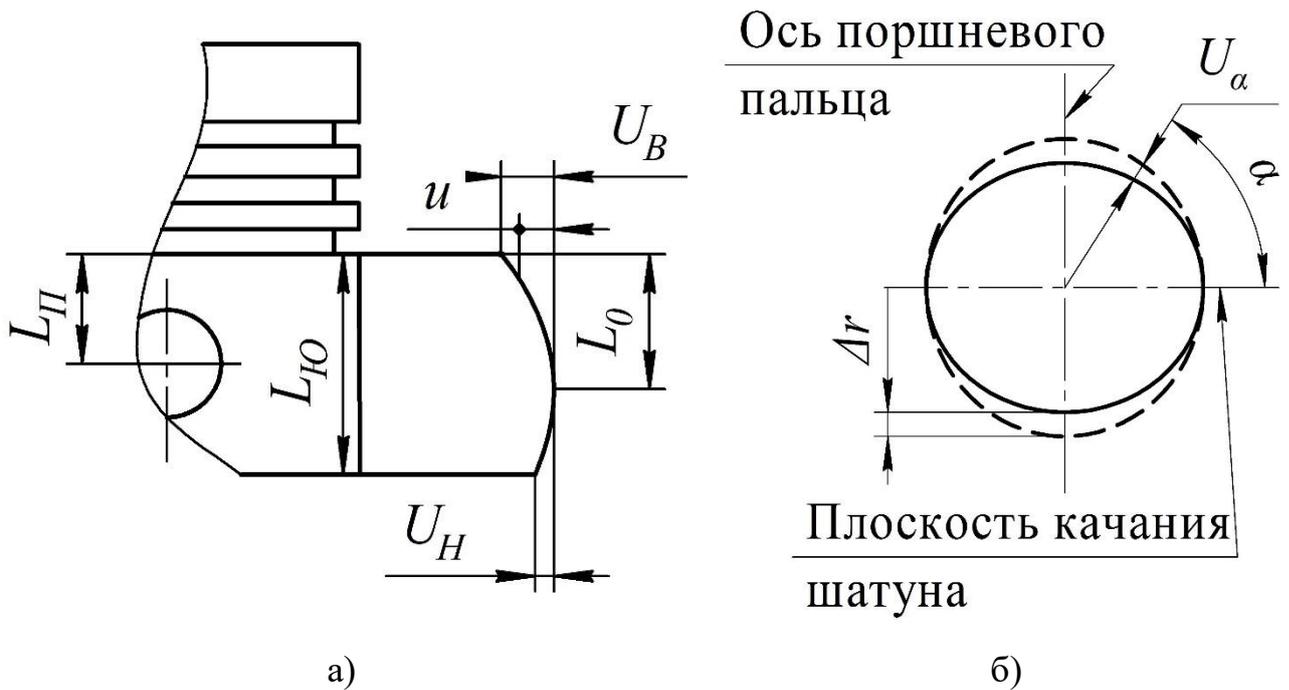


Рисунок 2.11 – Параметры профиля юбки поршня: а) – продольный профиль; б) – поперечный профиль

$$\begin{aligned} X = [0; L_0]: u &= a_1(X - L_0)^2; a_1 = U_B/L_0^2; \\ X = [L_0; L_{\text{Ю}}]: u &= a_2(X - L_0)^2; a_2 = U_H/(L - L_0)^2, \end{aligned} \quad (2.44)$$

где L_0 – расстояние до точки максимальной высоты профиля, $L_{\text{Ю}}$ – длина юбки поршня, $L_{\text{П}}$ – расстояние до оси поршневого пальца от верхней кромки юбки поршня, U_B , U_H – максимальные отклонения верхнего и нижнего участков профиля в плоскости качания шатуна.

$$U_\alpha = \frac{\Delta r}{2} (1 - \cos 2\alpha), \quad (2.45)$$

где Δr – радиальная овальность профиля в поперечном сечении, α – угол относительно плоскости качания шатуна.

Для описания профиля вместо L_0 удобнее использовать относительное положение нулевой точки профиля: $\zeta = L_0/L_{\text{П}}$, введенное д.т.н., проф. Б. Я. Гинцбургом [1].

Для начала расчетов задается монтажный зазор двигателя прототипа.

Расчет гидродинамических параметров в сопряжении юбка поршня в течении всего цикла проводится по методике, изложенной в п. 2.2-2.4.

Далее последовательно проводятся исследования влияния каждого из выше перечисленных параметров (ζ ; U_B ; U_H ; Δr) на изменение минимальной толщины масляного слоя в сопряжении. В рамках данных исследований возможно рассмотрение переменной овальности поперечного профиля для выполнения условия (2.43).

При невыполнении условия (2.43), монтажный зазор увеличивается и исследования повторяются.

При выполнении условия (2.43) монтажный зазор может быть уменьшен и исследования продолжаются до определения минимального возможного монтажного зазора, обеспечивающего условие (2.43).

После анализа полученных результатов принимается решение по величине монтажного зазора. При необходимости его уменьшения вводятся изменения в конструкцию юбки поршня (изменения жесткости юбки поршня, введения терморегулирующих вставок и т.д.) и исследования повторяются согласно блок-схеме на рисунке 2.10.

После завершения исследования выпускаются чертежи конструкции юбки поршня с профилем поверхности.

При многовариантных расчетах и остальные выше перечисленные параметры конструкции юбки поршня могут быть улучшены аналогично профилю юбки поршня.

2.8 Выводы по второй главе

1. Разработана методика профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальным монтажным зазором, на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя математического моделирования процесса гидродинамического трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня.
2. Приведена методика решения упруго-гидродинамической задачи с учетом деформаций от тепловых нагрузок, гидродинамических давлений масляного слоя и поперечного перемещения юбки поршня.
3. Описана методика определения граничных условий для расчета теплового состояния юбки составного поршня.
4. Разработаны тестовые примеры для эффективного определения размеров конечно-разностной сетки при проведении расчетных исследований гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

ГЛАВА 3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ В СОПРЯЖЕНИИ «ЮБКА ПОРШНЯ – ЦИЛИНДР»

3.1 Методика разработки КЭМ для расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»

Методика разработки КЭМ для расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» [84] представлена на рисунке 3.1. Основные этапы:

1. определение теплового состояния (тепловое состояние включает температурное и ТНДС) юбки поршня с использованием САПР ANSYS;
2. формирование матрицы податливости для узлов расчетной сетки поверхности трения юбки поршня с помощью программного пакета ANSYS. Для автоматизации процесса составления матрицы податливости, включающего в себя формирование исходных данных, запуск и обработку результатов, полученных в САПР ANSYS, разработана специальная программа [79];
3. расчет гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки поршня от тепловой нагрузки и гидродинамических давлений по методике, описанной в разделе 2.3;
4. верификация конечно-элементной (КЭ) модели по расчету деформаций юбки поршня с использованием разработанного испытательного стенда.

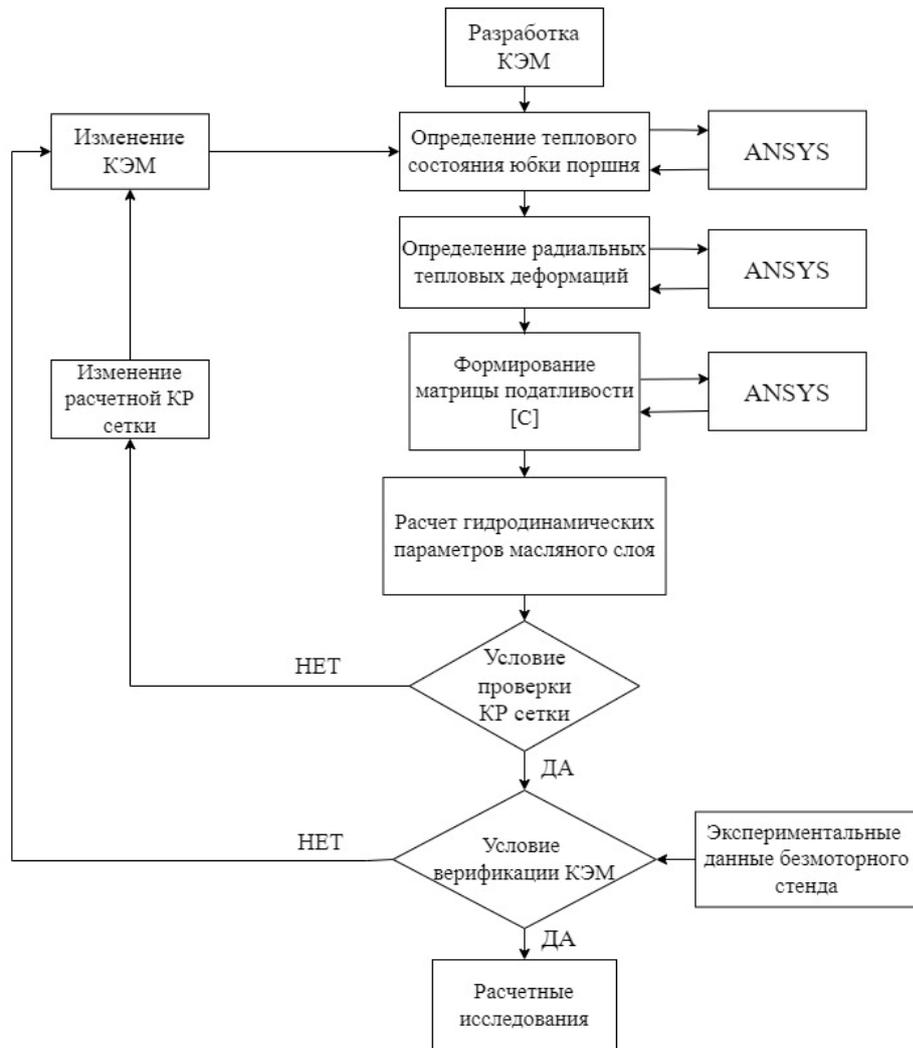


Рисунок 3.1 – Алгоритм разработки КЭМ для расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»

3.2 Определение теплового состояния юбки составного поршня

Первым этапом расчетного исследования (рисунок 3.1), является определение теплового состояния юбки поршня, с использованием метода конечных элементов (МКЭ), реализованного в САПР ANSYS. При разработке КЭМ исследуемой юбки поршня отмечается область трения и координаты узлов, выбранные для дискретизации расчетной области с определенным шагом, и последующее разбиение разработанной модели на конечные элементы.

Далее, производится расчет теплового состояния юбки поршня, для чего на ее поверхностях задаются граничные условия, приведенные в разделе 2.5.

Эпюра распределения температур, вычисленная с использованием граничных условий, определенных в разделе 2.5 диссертации, для юбки исследуемого составного поршня представлена на рисунке 3.2.

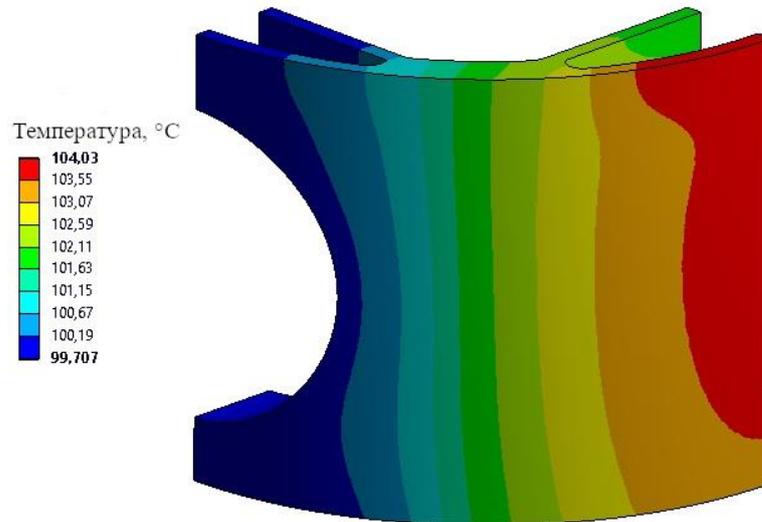


Рисунок 3.2 – Поля распределения температур юбки составного поршня для двигателя 6ЧН 13/15

Далее, полученное распределение температур используется в качестве граничных условий при решении задачи определения деформаций от тепловой нагрузки юбки поршня. Эпюра радиальных тепловых деформаций, вычисленных согласно формуле (3.1), представлена на рисунке 3.3.

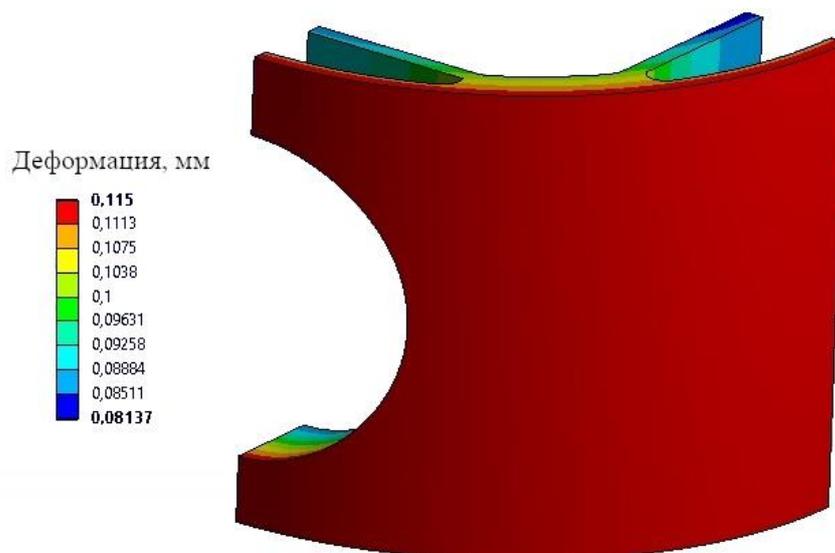


Рисунок 3.3 – Радиальная тепловая деформация юбки составного поршня для двигателя 6ЧН 13/15

Определение радиальной деформации узлов расчетной сетки выполнялось с использованием формулы (3.1):

$$R = x \cos \alpha + z \sin \alpha = (x + z) \cos \alpha, \quad (3.1)$$

где R – радиальная деформация в узле, x – деформация в узле по оси x , z – деформация в узле по оси z , α – угол расположения узла относительно плоскости качания шатуна. Автоматизация определения радиальных тепловых деформаций, для узлов расчетной сетки поверхности трения юбки поршня, была выполнена при помощи разработанной программы [83]. Следующим шагом, в соответствии с алгоритмом, представленным на рисунке 3.1, является составление матрицы податливости юбки поршня.

3.3 Формирование матрицы податливости для узлов расчетной сетки поверхности трения юбки поршня

Матрица податливости юбки поршня $[C]$, входящая в уравнение (2.8), позволяет определить по распределению гидродинамического давления деформацию поверхности трения юбки поршня и, соответственно, распределение толщин масляного слоя в сопряжении.

При составлении матрицы податливости необходимо обеспечить совпадение узлов КЭМ для расчета деформаций и конечно-разностной сетки, используемой для расчета гидродинамического давления на участке поверхности трения юбки поршня. Выполнение этого условия необходимо для определения деформаций и гидродинамических давлений в каждом узле расчетной сетки на поверхности трения юбки поршня.

Первая часть алгоритма составления матрицы податливости, представленного на рисунке 3.4, формирует массив $M(n_F)$, состоящий из узлов, расположенных на поверхности трения КЭМ, координаты которых совпадают с координатами узлов конечно-разностной сетки. Далее для каждого узла массива $M(n_F)$, с учетом условий симметрии, задавалась единичная радиальная нагрузка,

как это продемонстрировано на рисунке 3.5. Результаты деформаций всех узлов массива $M(n_F)$, от нагрузки в узле n_F , формируют соответствующий столбец коэффициентов матрицы податливости $[C]$, из которых последовательно составляется общая матрица податливости $[C]$.

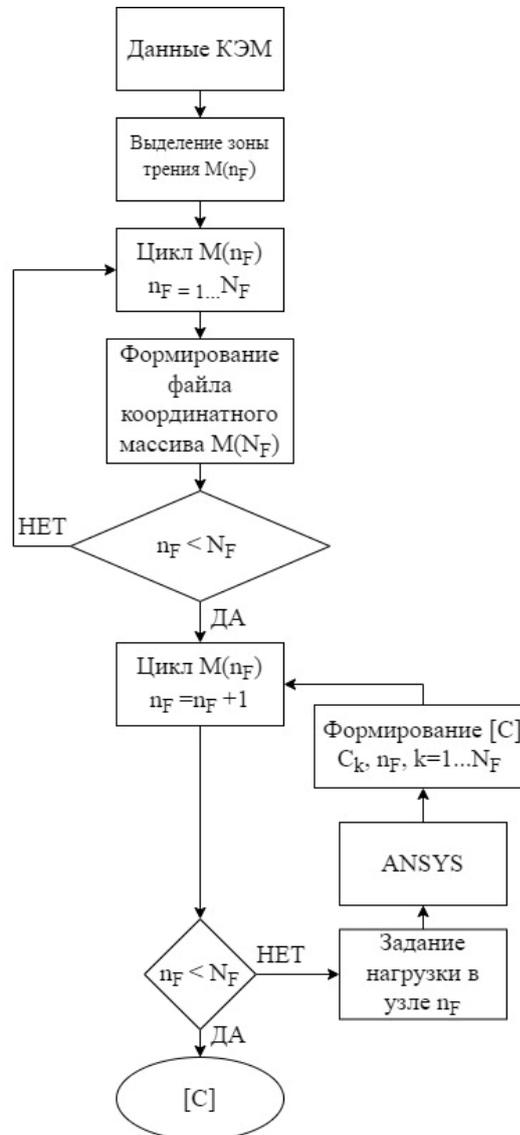


Рисунок 3.4 – Алгоритм программы составления матрицы податливости $[C]$

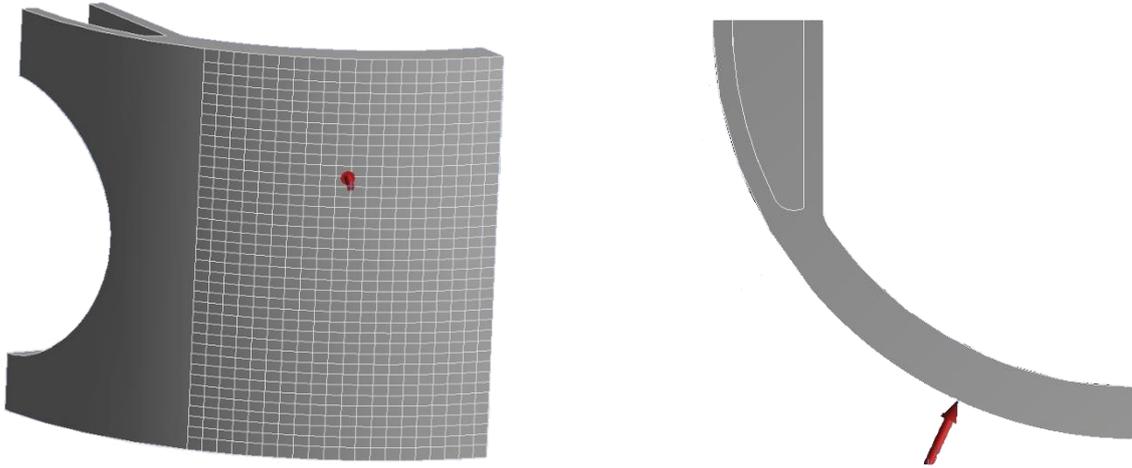


Рисунок 3.5 – Действие радиальной нагрузки в произвольном i -м узле расчетной сетки

На данном этапе, для создания матрицы податливости возможно использование КЭМ, применявшейся для определения ТНДС юбки поршня. Исходные данные и граничные условия задаваемые для проведения расчетов, необходимых при составлении матрицы податливости, описаны в разделе 3.5. Процесс составления матрицы податливости был автоматизирован с помощью разработанной программы для ЭВМ [79]. В дальнейшем, согласно алгоритму, представленному на рисунке 3.1, КЭМ при проведении верификации может быть откорректирована по результатам исследований, описанных в разделе 3.6.

3.4 Определение оптимальных параметров расчетной сетки на поверхности трения юбки поршня

При использовании метода конечных разностей, область непрерывного изменения аргумента, в которой отыскивается решение дифференциальных уравнений, заменяется расчетной сеткой, которая представляет множество узлов, разбивающих расчетную область на ячейки. При этом дифференциальные уравнения заменяются на разностные, с помощью которых отыскиваются значения аргумента в узлах КР сетки [85].

При выборе шага разностной сетки, для выполнения практических расчетов, необходимо учитывать ее основные свойства: точность и эффективность [86].

Источниками ошибок в дифференциальной системе являются ошибки аппроксимации. Они вызваны переходом от дифференциальных уравнений к разностным аналогам. Ошибки аппроксимации зависят от величины шагов временной и пространственной сеток. Помимо самого шага, на точность аппроксимации влияет регулярность сетки. Регулярные сетки обладают большей точностью аппроксимации, однако, с их помощью затруднительно разрешать объекты сложной геометрии.

Округление, возникающее при использовании ЭВМ для решения разностных схем, является вторым источником ошибок, зависящих от точности, с которой значение записывается в память.

Обратной стороной меньшего шага расчетной сетки, повышающего точность, является увеличение расчетного времени и требуемых вычислительных ресурсов, что не всегда является целесообразным. Оценить точность, достаточную для решения конкретной задачи, можно с использованием следующих методов:

Первый – провести сравнение со схожей модельной задачей, имеющей точное решение, что невозможно выполнить при использовании пространственной КЭМ и решении задачи определения гидродинамических давлений в двухмерной постановке.

Однако предварительные оценки можно выполнить на тестовых примерах для одномерной модели с заданием распределения толщины масляного слоя, дающим аналитическое решение (раздел 2.6).

Второй – провести серию исследований, с постепенным уменьшением шага расчетной сетки, и сравнением результатов расчета до момента, когда отличие не будет превышать допустимой величины.

В соответствии с блок-схемой на рисунке 2.7, исследование выполнялось вначале для задачи определения гидродинамических давлений без учета эффекта «сжатия» и деформаций юбки поршня для прямолинейного и симметричного параболического распределения толщин масляного слоя в сопряжении в

двухмерной постановке. Для каждой итерации увеличения плотности расчетной сетки ее шаг уменьшался вдвое. Примеры расчетных сеток представлены на рисунке 3.6.

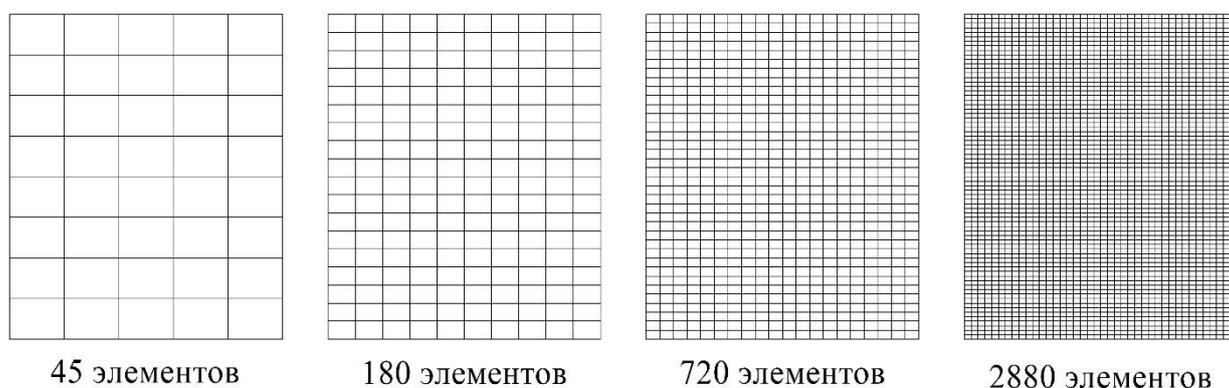
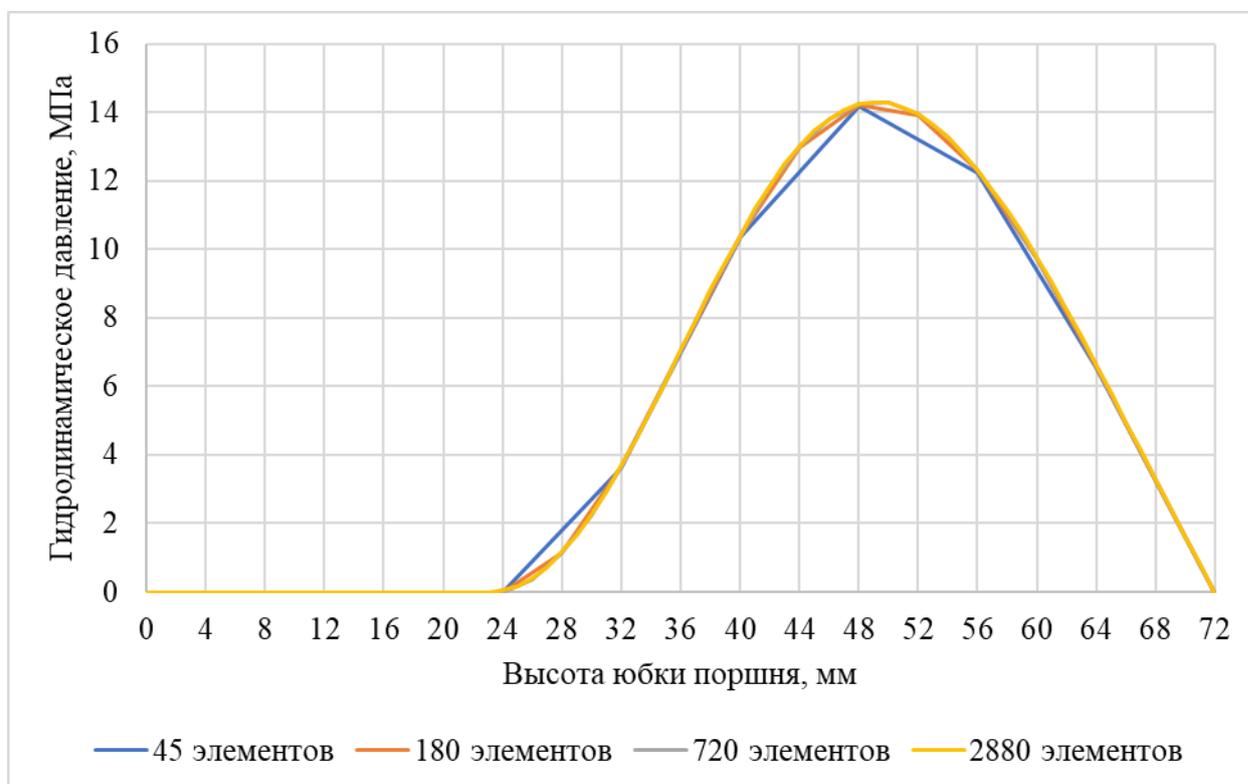
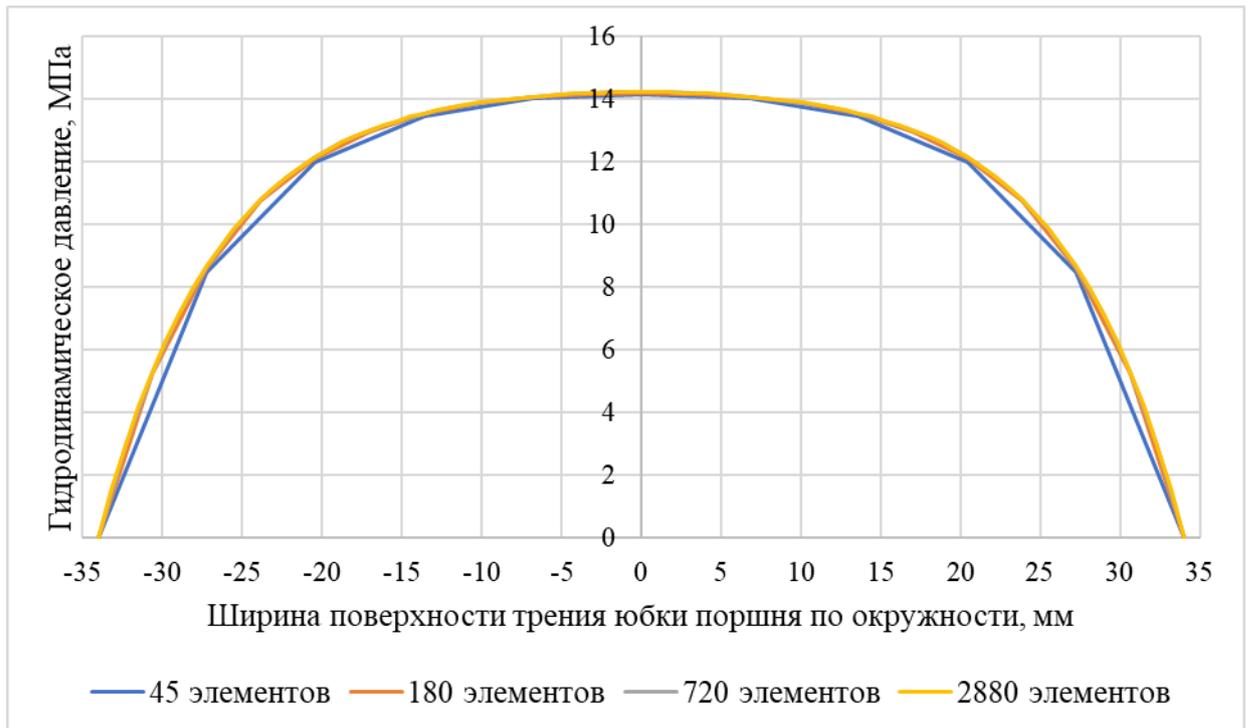


Рисунок 3.6 – Примеры расчетных сеток

Распределение толщин подбиралось таким образом, чтобы суммарная сила гидродинамических давлений соответствовала значению максимальной боковой силы за цикл, при соответствующих скоростях движения поршня и параметрах смазки, разделяющей поверхности трения. Результаты представлены на рисунке 3.7.



а)

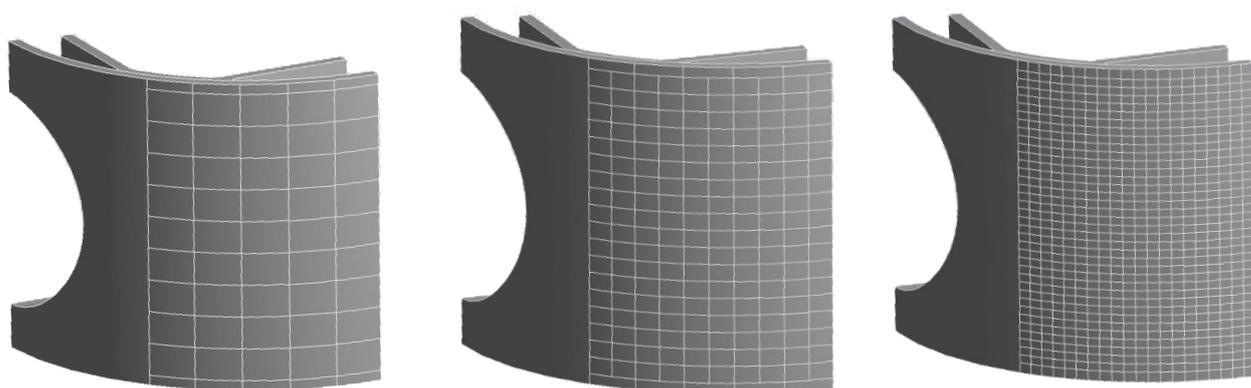


б)

Рисунок 3.7 – Распределение гидродинамических давлений без учета деформации юбки поршня: а) по высоте юбки поршня, в плоскости качания шатуна; б) по ширине юбки поршня

Как видно из приведенных графиков, при использовании 45 элементов шаг по высоте и ширине слишком крупный и аппроксимация давления недостаточна, при переходе от 180 элементов к 720 разница рассчитываемых давлений незначительна. Увеличение сетки более 720 элементов нецелесообразно.

Следующим этапом было проведение исследований определения гидродинамических давлений с учетом эффекта «сжатия» и деформаций юбки поршня на пространственных КЭМ (рисунок 3.8).



n=1
45 элементов

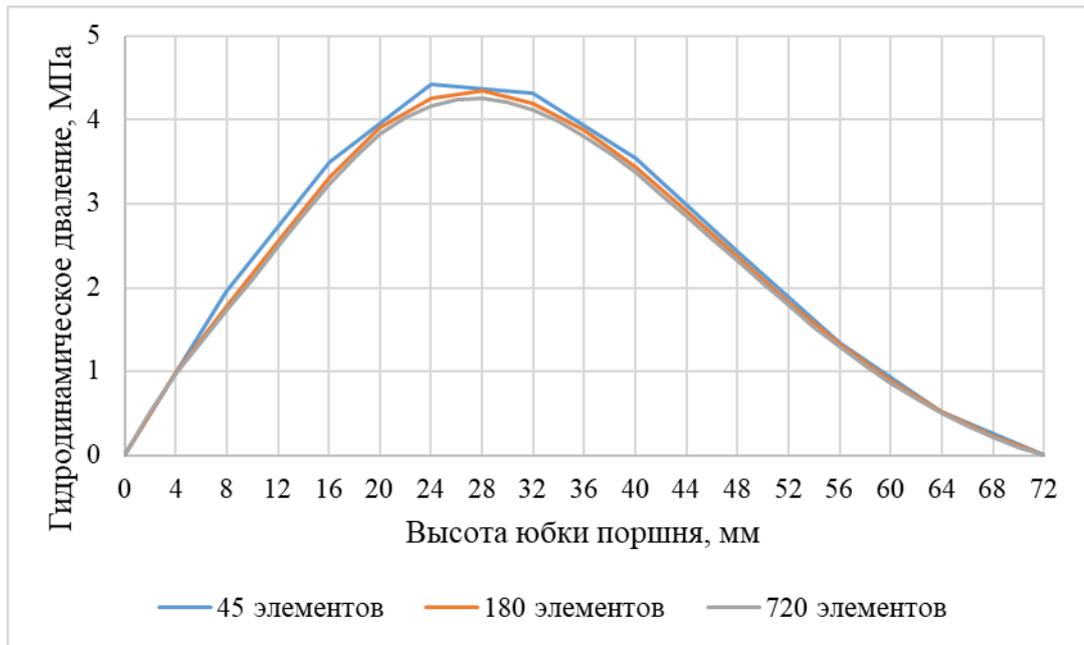
n=2
180 элементов

n=4
720 элементов

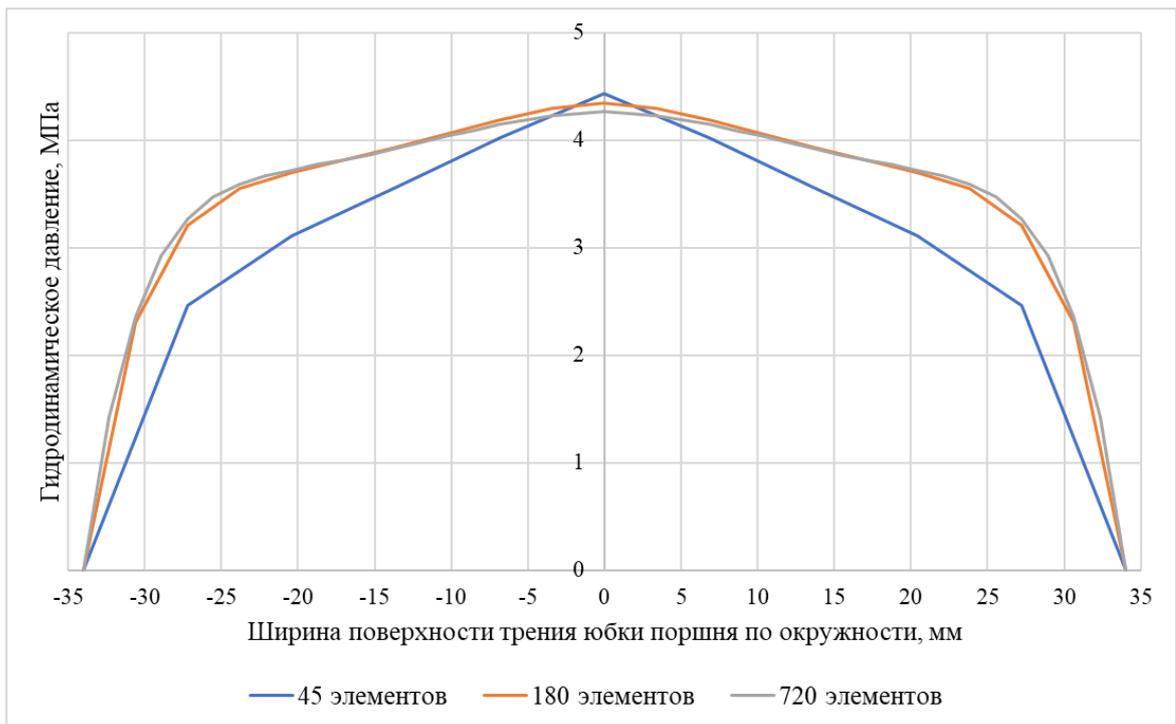
Рисунок 3.8 – Варианты расчетных сеток для проведения исследований

После определения матрицы податливости юбки поршня, для выбранной области трения с заданным шагом КР сетки, проводился расчет гидродинамического давления.

Пример распределения гидродинамических давлений на поверхности трения юбки поршня, с нагруженной стороны юбки при максимальной боковой силе (17,4 кН при 383 град п.к.в.), для расчетных сеток различной плотности представлен на рисунке 3.9. Как видно из рисунков, учет эффекта «сжатия» и деформаций юбки, в расчетной области, оказывает большее влияние на распределение гидродинамического давления, действующего на юбку поршня. Для рассматриваемого положения поршня по углу п.к.в. увеличивается область действия гидродинамического давления до максимально возможного. На всю поверхность трения с нагруженной (№1) стороны юбки действует гидродинамическое давление, поэтому максимальное гидродинамическое давление существенно уменьшаются по величине. Суммарная гидродинамическая сила масляного слоя рвана действующей боковой силе.



а)



б)

Рисунок 3.9 – Распределение гидродинамических давлений с учетом эффекта «сжатия» и деформации юбки поршня: а) по высоте юбки поршня, в плоскости качания шатуна; б) по ширине юбки поршня

Влияние плотности расчетной сетки, на расчетные значения наклона и поперечного перемещения юбки поршня, а также значения минимальных толщин

масляного слоя, для нагруженной (№1) и ненагруженной (№2) сторон юбки, представлены на рисунках 3.10 – 3.13.

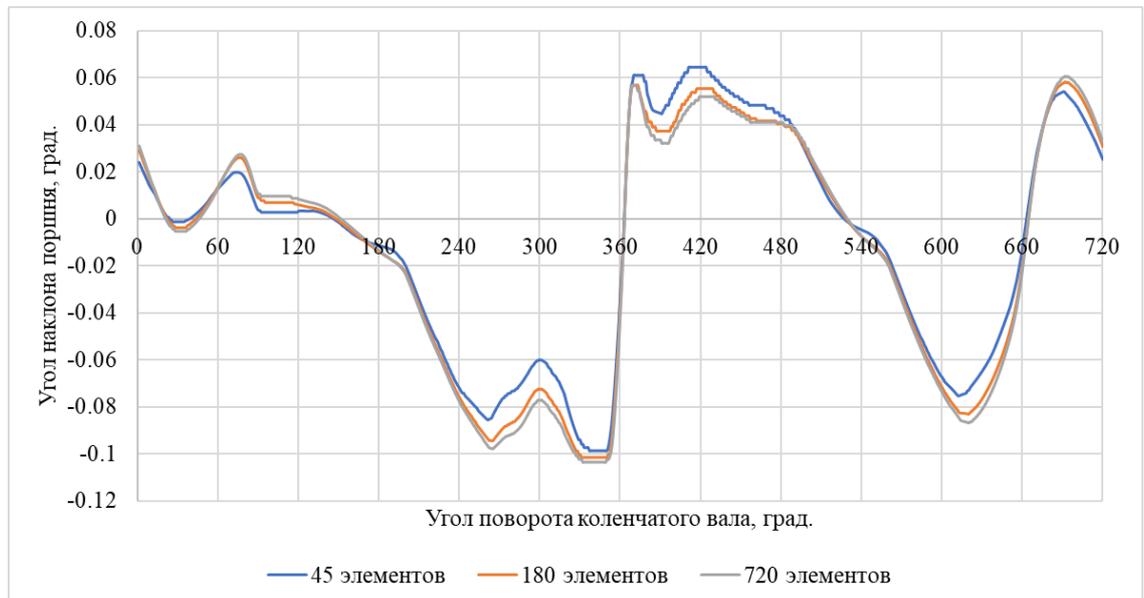


Рисунок 3.10 – Влияние плотности расчетной сетки на угол наклона юбки поршня

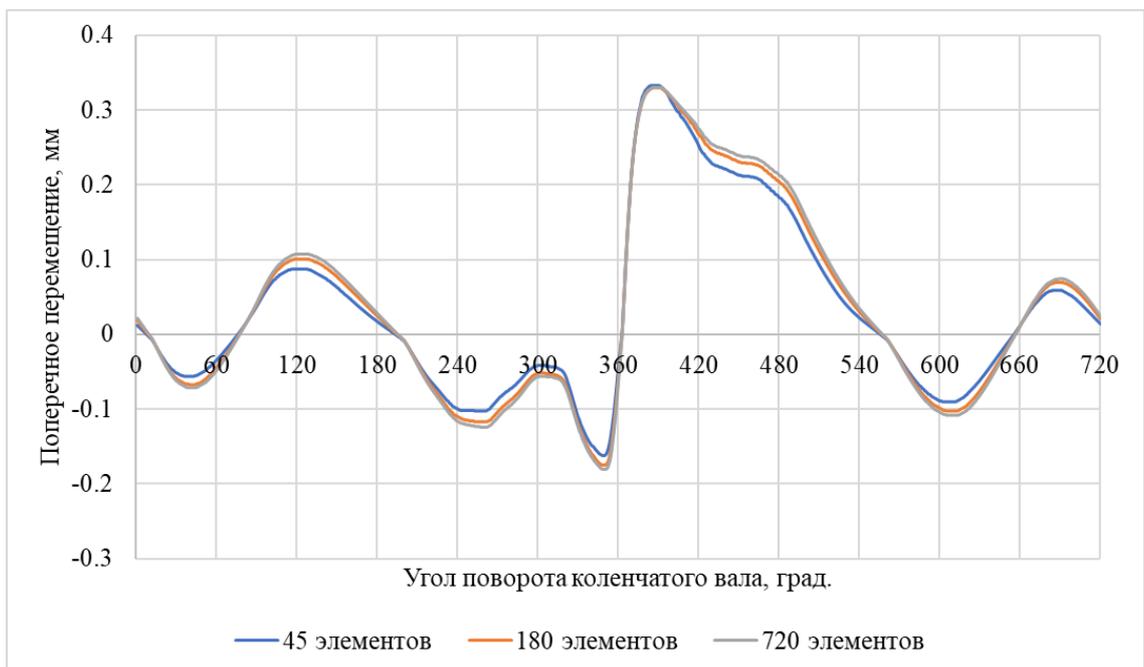


Рисунок 3.11 – Влияние плотности расчетной сетки на поперечное перемещение юбки поршня

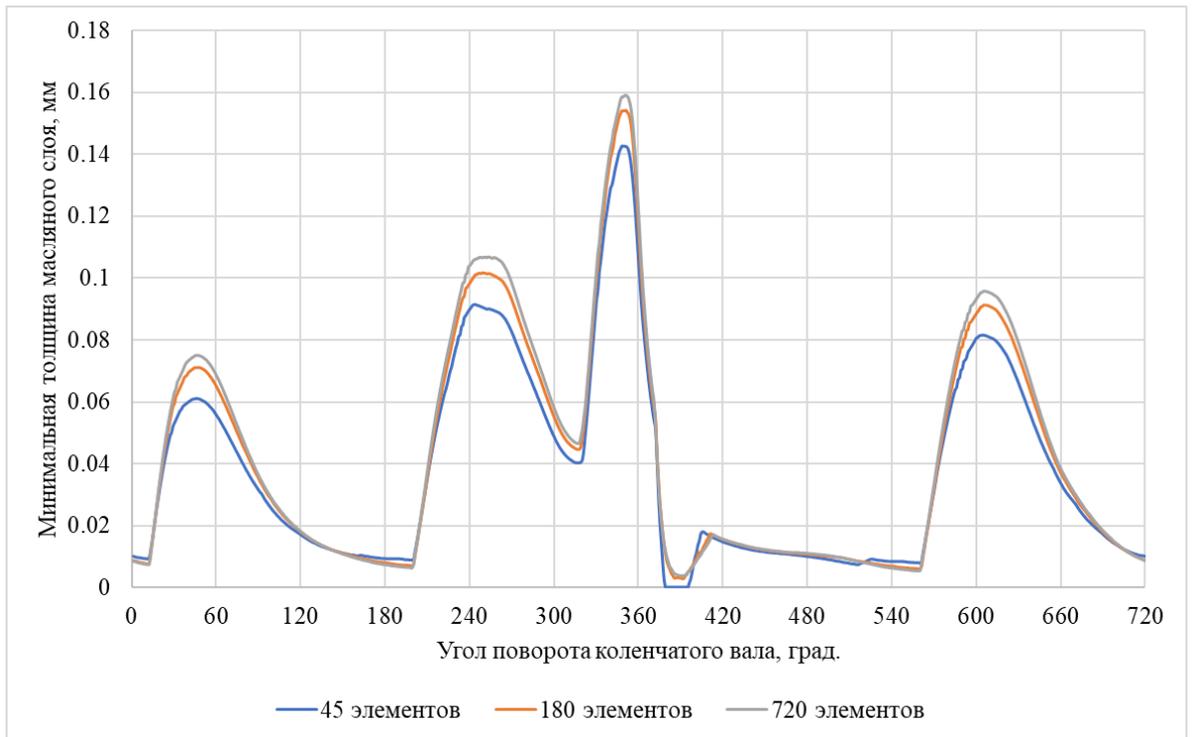


Рисунок 3.12 – Влияние плотности расчетной сетки на минимальную толщину масляного слоя для нагруженной (№1) стороны юбки поршня

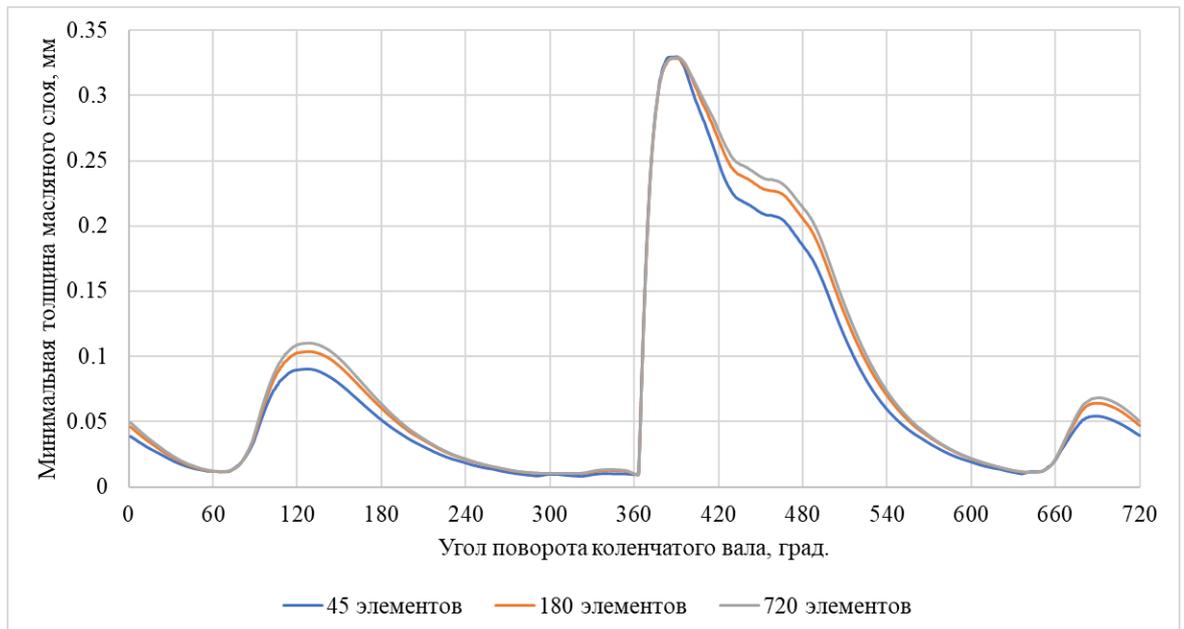


Рисунок 3.13 – Влияние плотности расчетной сетки на минимальную толщину масляного слоя для ненагруженной (№2) стороны юбки поршня

В случае расчета условий работы юбки поршня, без учета ее деформаций, распределение гидродинамического давления, в области трения, характеризуется большими значениями, располагающимися преимущественно в нижней части

юбки поршня. Это обусловлено формой профиля, а также направлением движения юбки поршня. На такте расширения, при движении поршня к НМТ, гидродинамические давления, обусловленные эффектом «клина», действуют на нижнюю часть юбки поршня.

Для варианта определения гидродинамических давлений с учетом эффекта «сжатия» и деформаций юбки поршня на пространственных КЭМ (рисунок 3.9) видно, что создаются благоприятные условия для формирования ГНС на большей площади поверхности трения с меньшими значениями максимального давления, позволяющие поддержать гидродинамический режим трения, противодействуя боковой силе.

Вместе с тем подтверждена правильность общих выводов, сделанных на предыдущем этапе исследования. Количественно результаты изменились. Разница рассчитываемых давлений в узлах для первой итерации уменьшения шага сетки оказывает существенный эффект на значения давлений в исследуемой области (рисунок. 3.9 б). Максимальное изменение давлений, вычисляемых для первого шага увеличения количества элементов расчетной сетки (с 45 до 180 элементов), составило 31%. При дальнейшем увеличении элементов с 180 до 720 элементов для угла поворота 383 град п.к.в. приводит к незначительному уточнению давлений (1,86 %). В течение всего цикла максимальная разница результатов по минимальным толщинам масляного слоя составила не более 5%. Дальнейшее уменьшение расчетной сетки к существенному уточнению результатов не привело. Поэтому для расчетных исследований была выбрана сетка, состоящая из 720 элементов и имеющая размерность 37x21 узлов по высоте и ширине юбки поршня соответственно. Таким образом, была определена относительная площадь элемента расчетной сетки, используемой для проведения расчетных исследований, равная 0.14% от рассматриваемой площади трения юбки поршня.

Эффективным методом проверки точности решения задачи может считаться сравнение с экспериментальными результатами.

3.5 Верификация конечно-элементной модели юбки поршня

Метод конечных элементов, используемый в проводимых исследованиях для решения задачи теплопроводности и определения деформаций юбки поршня, как и конечно-разностный метод, подвержен влиянию ошибки дискретизации, которая имеет выраженную зависимость от качества КЭ сетки и сложности описываемой геометрии, что подтверждается работами [38; 87].

Согласно [88]: качество КЭМ – количественная оценка КЭМ, характеризующая как геометрическое совершенство элементов, так и точность рассчитанного НДС.

Стандарт [88] предлагает использовать совместно несколько критериев оценки качества КЭМ:

Критерии основанные на геометрическом совершенстве элементов.

Суть критерия сводится к оценке отличия используемых для описания модели конечных элементов от элементов идеальной формы. Это требование, помимо размера самого элемента, зависит в основном от сложности описываемой геометрии.

Для используемого ПО КЭ анализа ANSYS описаны следующие основные отклонения формы элемента, которые необходимо контролировать при построении сетки: качество элемента, соотношение максимальной и минимальной длин сторон элемента, максимальный угол элемента, скошенность элемента и ортогональность элемента [89]. В пособии [90] не предъявляется жестких ограничений для каждого параметра качества сетки, указаны только характерные значения для качественных элементов, к которым нужно стремиться. Отклонения формы элемента при построении сетки, как правило, появляется в местах сложной геометрии. Поэтому рекомендуется не допускать появления неправильных элементов в областях, для которых расчет напряжений и перемещений узлов модели критически важен.

Критерий, основанный на исследовании изменения напряжений в узле в смежных элементах

В пособии [90], помимо качества самих элементов, рекомендуется контролировать соотношение размеров соседствующих элементов, не допуская слишком быстрого изменения размеров КЭ, при локальном сгущении сетки для описания сложных элементов геометрии. В работе [91], авторы, на основании проведенных исследований и теоретических обзоров, рекомендуют использовать тетраидальные элементы, имеющие промежуточные узлы на ребрах. Такие элементы позволяют достичь достаточно точного результата с разумными вычислительными затратами.

Критерии, основанные на исследовании зависимости напряжений от количества элементов

Для определения качества КЭМ предполагается проведение серии последовательных расчетов, с постепенным увеличением числа элементов КЭМ на каждом шаге, аналогично методике, описанной для МКР. Пригодной для применения считают КЭМ, дальнейшее увеличение количества элементов которой не приводит ощутимому изменению рассчитываемых параметров в наиболее нагруженных местах. Допустимая разница показаний определяется согласно требованиям, предъявляемым к точности рассчитываемой конструкции, и степени ее ответственности.

С учетом выполнения всех критериев проверки качества КЭ сетки, направленных на достижение точных результатов моделирования НДС, стандарт [88] подчеркивает необходимость проведения верификации расчетной модели. Что необходимо оценки и уменьшения ошибок, связанных с идеализацией граничных условий и ошибок округления. Процесс верификации КЭМ юбки составного поршня, включенный в алгоритм на рисунке 3.1 представлен на рисунке 3.14.

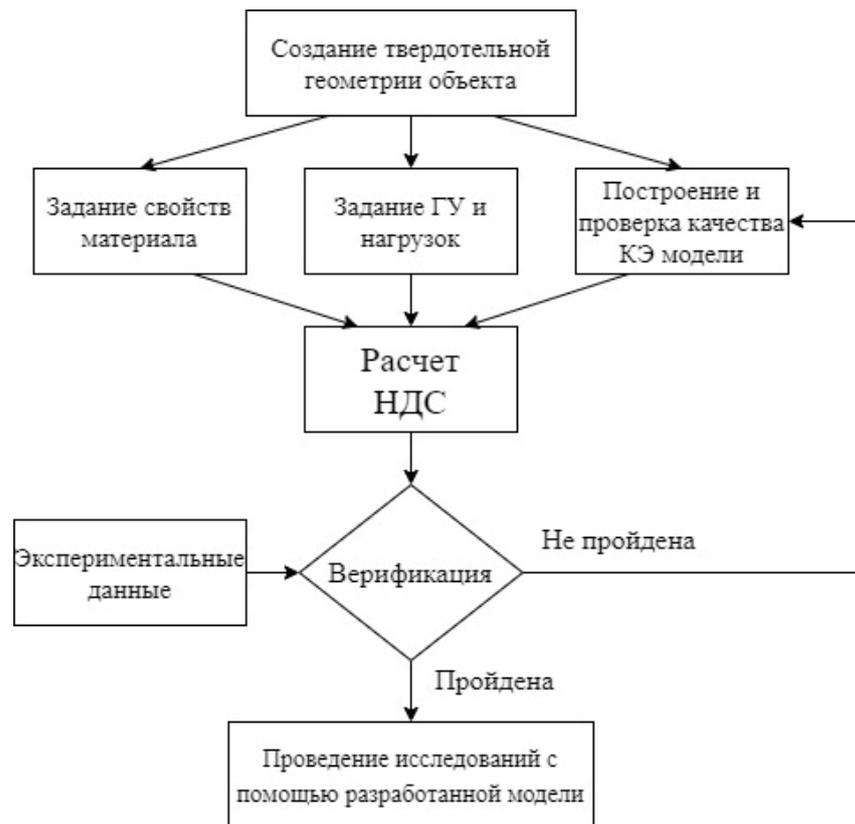


Рисунок 3.14 – Алгоритм верификации КЭМ

Пошагово рассмотрим методику подготовки модели и верификации КЭМ юбки составного поршня, описанную алгоритмом.

Создание твердотельной геометрии объекта

При составлении матрицы податливости $[C]$ необходимо определить деформации в узлах КЭ модели, которые совпадают с узлами расчетной сетки на поверхности трения юбки поршня. Для обеспечения совпадения узлов КЭ и КР сеток, перед созданием КЭМ, в исследуемой области трения твердотельной модели юбки наносятся линии, повторяющие расположение элементов КР сетки, как это показано на рисунке 3.5. Таким образом, при создании КЭМ, сеточный генератор автоматически расположит узлы КЭ секи в тех же местах, где расположены узлы КР сетки. Для верификации КЭМ с помощью тензорезисторов необходимо выделить области их установки на твердотельной модели юбки поршня, с целью дальнейшего расчета деформации в этих областях.

Задание свойств материала

Для расчета НДС задаются параметры упругой деформаций материала юбки. Материалом исследуемой юбки поршня является алюминиевый сплав АК4 [92]. В качестве допущения, коэффициент Пуассона $\nu = 0,33$ был выбран температурнезависимым. Характеристики материала приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Характеристики сплава АК4.

Параметр/Температура °С	20	100	200
Модуль упругости, $E \cdot 10^{-5}$ МПа	0,7	0,67	0,64
Коэффициент теплопроводности, λ Вт/(м К)	146,5	151	159
Коэффициент линейного теплового расширения, $\alpha \cdot 10^6$ 1/°С	21,2	21,8	22,6

Задание граничных условий и нагрузок

Так как юбка поршня прототипа является симметричной, для составления матрицы податливости использовалась четверть модели юбки. В качестве граничных условий, для поверхностей симметрии, расположенных в плоскости качания шатуна и в плоскости оси поршневого пальца, задавались условия симметрии. Влияние температуры юбки на упругость материала было учтено при определении ее деформации. Характеристики материала юбки принимались согласно средней температуре юбки, равной 103 °С.

Построение и проверка качества КЭ модели

При построении КЭ модели, с использованием сеточного генератора ANSYS, оценивалось качество и расположение искаженных элементов в расчетной области. С целью снижения влияния искаженных элементов сетки на точность полученных результатов, при их обнаружении, размер элементов в области трения юбки поршня уменьшался.

Верификация

Верификация расчетной модели является необходимой операцией, позволяющей определить адекватность моделирования параметров деформации юбки поршня. В соответствии с [88], для верификации может использоваться

эксперимент, повторяющий условия выполнения расчета, или результаты расчета, выполненного ранее с помощью сертифицированного ПО и верифицированных моделей. Методика выполнения верификации КЭМ юбки составного поршня и экспериментальное определение ее деформации описаны в разделе 3.6.

Проведение исследований с помощью разработанной модели

В настоящей работе разработанная КЭМ используется для составления матрицы податливости, алгоритм составления которой представлен на рисунке 3.4.

3.6 Экспериментальное определение напряженно-деформированного состояния юбки поршня

Как было отмечено ранее, верификация с использованием экспериментальных данных является одним из обязательных условий для точного определения НДС юбки поршня с использованием КЭМ. Для проведения верификации КЭМ, используемой при составлении матрицы податливости, требовалось повторить условия ее составления, а именно, определить радиальную деформацию поверхности трения юбки поршня от приложения силы в узлах расчетной сетки. Схема приложения нагрузки, на разработанном стенде, представлена на рисунке 3.15. Для выполнения экспериментальных исследований, с целью верификации данных о деформациях, получаемых с помощью КЭ модели юбки поршня, потребовалось изготовить экспериментальный стенд.

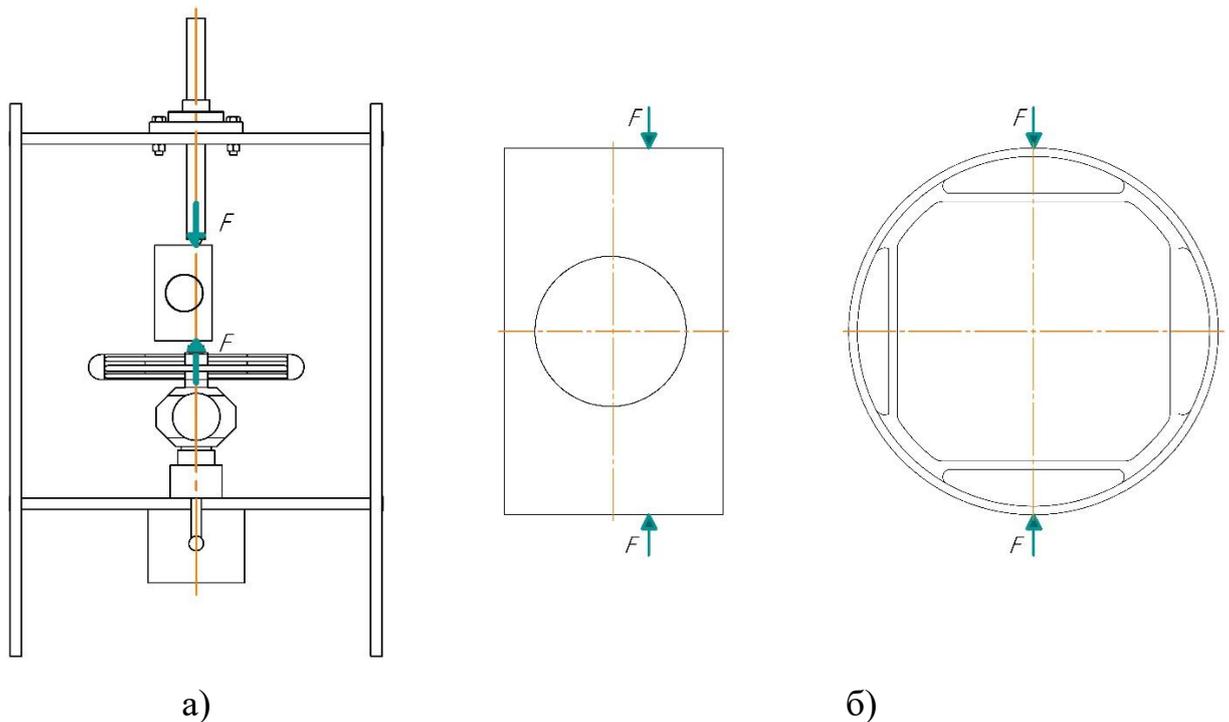


Рисунок 3.15 – Схема приложения нагрузки к юбке поршня на стенде:
 а) Схема приложения сил со стороны стенда; б) Схема приложения сил к юбке.

Патентный поиск показал, что в разработанных стендах для исследования деформации поршней двигателя внутреннего сгорания [93; 94], используется распределенная нагрузка, что не соответствует методике составления матрицы податливости, где прикладывалась точечная нагрузка в заданном узле расчетной сетки.

С целью проведения верификационных исследований был разработан стенд для измерения напряженно-деформированного состояния юбки поршня двигателя внутреннего сгорания [95], конструкция которого обеспечивает приложение к поверхности трения юбки поршня радиальной силы, что необходимо для верификации КЭМ при составлении матрицы податливости. Основные элементы конструкции стенда представлены на рисунке 3.16.

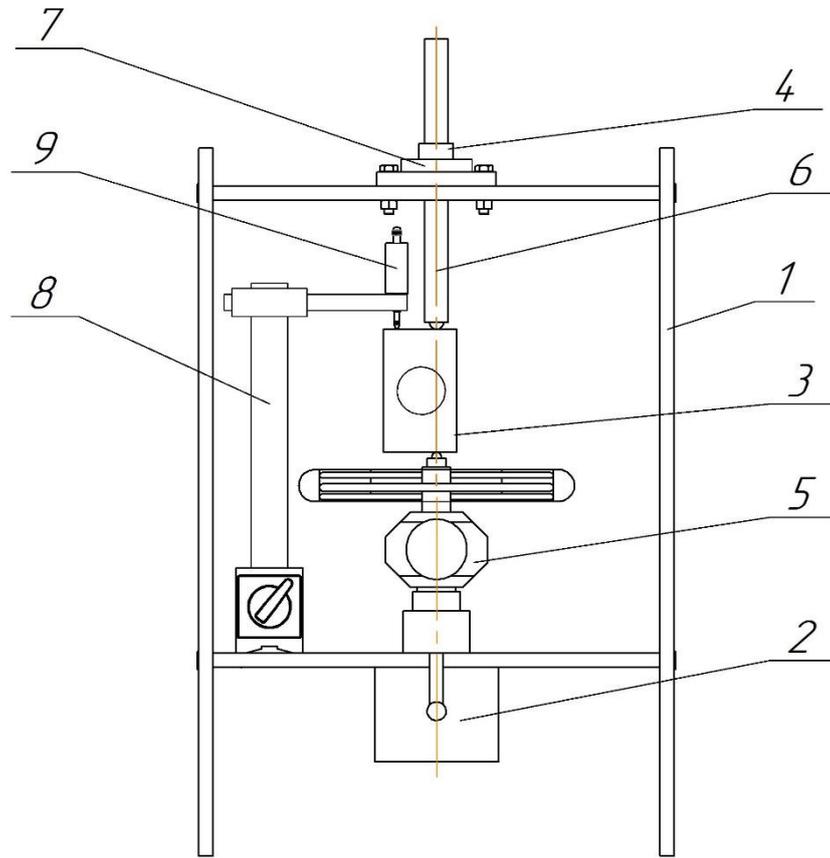


Рисунок 3.16 – Конструкция разработанного стенда

В верхней части рамы – 1 жестко закреплена направляющая – 4, на которой размещается хомут – 7. подвижный вал – 6, на конце которого со стороны контактирующей с испытываемым поршнем установлен шарик из высоколегированной стали располагается в направляющей – 4. Устройство для приложения нагрузки – 2 и устройство для измерения прикладываемой нагрузки – 5 жестко закреплены в нижней части рамы соосно с подвижным валом – 6, устройство для измерения деформации – 8 выполнено с возможностью фиксации на раме, таким образом, чтобы чувствительный элемент устройства измерения – 9 находился в контакте с поверхностью поршня.

Испытание поршня проходит следующим образом: при сборке стенда, подвижный вал 6 устанавливается в жестко закрепленной к раме 1 направляющей 4, с учетом диаметра испытываемого поршня 3 и фиксируется в нужном положении с помощью хомута 7. Поршень 3 устанавливается между подвижным валом 6 и устройством для измерения нагрузки 5, фиксация поршня происходит за счет

приложения небольшого усилия с помощью устройства для приложения нагрузки 2, и жестко прикрепленного к раме 1, за счет чего достигается возможность приложения достаточной нагрузки к поршню 3 для расширения диапазона исследования деформации. После фиксации поршня на стенде в нижней части стенда устанавливается устройство для измерения деформации – 8, которое может быть выполнено в виде индикаторной стойки с чувствительным элементом – 9 в виде индикатора часового типа, что позволяет измерять деформацию в любой точке юбки поршня.

После сборки стенда, производятся следующие действия: перед началом испытаний производится обнуление показаний всех приборов, для измерения прикладываемой нагрузки и деформации поршня, коими могут являться тензорезисторы и индикаторы часового типа. Возможно использование нескольких стоек с индикаторами одновременно, для измерения деформаций сразу в нескольких точках. Далее, производится поэтапное приложение испытательной нагрузки к юбке поршня 3, при помощи устройства 2, и снятие показаний прикладываемого усилия при помощи устройства измерения нагрузки 5, а показаний деформации юбки поршня при помощи чувствительного индикатора 9 или показаний тензорезисторов. Исследования напряженно-деформированного состояния юбки поршня могут проводиться с использованием методов хрупких покрытий и тензометрирования.

Измерение деформаций, при проведении верификационных исследований КЭМ юбки поршня – прототипа, выполнялось с использованием метода тензометрирования, а также с помощью стрелочных индикаторов часового типа.

Тензометрические измерения проводились с помощью тензостанции ZET017-T8 и тензорезисторов ТКБ01-5-100-23 ТУ 4273-001-89582696-2010. Схема приложения испытательной нагрузки к юбке поршня и схема установки тензорезисторов на юбке поршня представлены на рисунке 3.17.

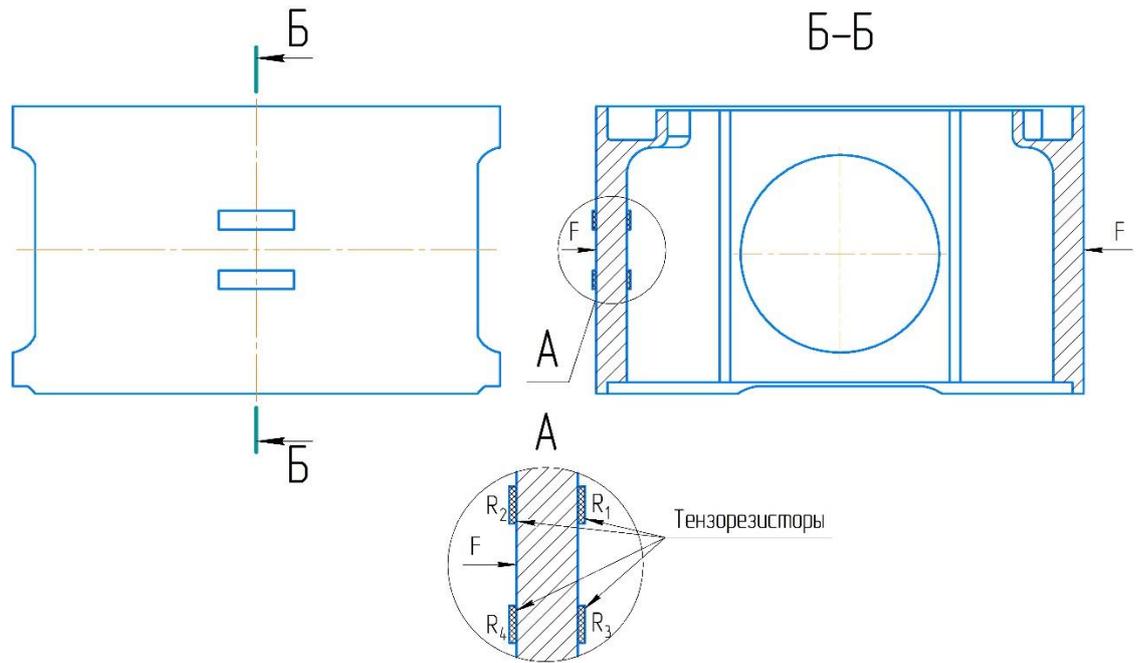


Рисунок 3.17 – Схема монтажа тензорезисторов на юбке поршня и приложения испытательной нагрузки

Тензорезисторы устанавливались таким образом, чтобы определять напряжения, возникающие вследствие деформации юбки поршня, в соседних узлах КР сетки, относительно узла, к которому прикладывалась испытательная нагрузка. Для повышения чувствительности, подключение тензорезисторов проводилось по полномостовой схеме, в соответствии с рисунком 3.18.

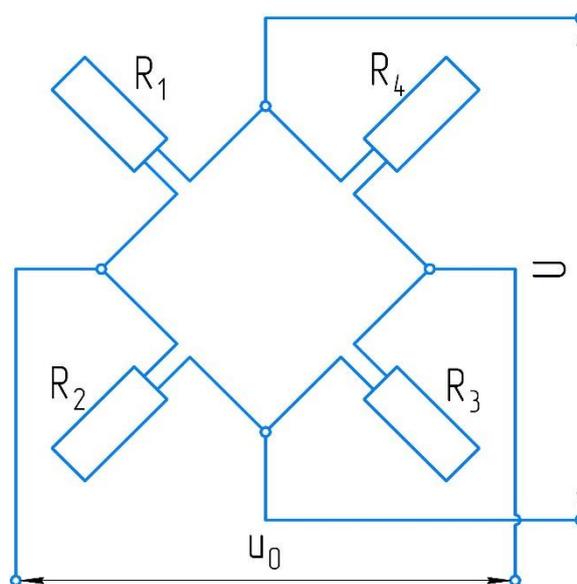


Рисунок 3.18 – Схема соединения тензорезисторов

где $R1$; $R3$ – сопротивления резисторов, измеряющих напряжения на внутренней поверхности юбки, $R2$; $R4$ – сопротивления резисторов, измеряющих напряжения на наружной стороне, u_0 – выходное питание моста, U – питание моста.

Согласно [96], расчет выходного питания моста при известных деформациях тензорезисторов рассчитывается по формуле:

$$u_0 = U \cdot K_s \cdot \varepsilon_0, \quad (3.2)$$

где K_s – К-фактор (коэффициент тензочувствительности тензорезисторов), ε_0 – суммарная деформация тензодатчиков.

Следовательно, при $U=1\text{В}$, $K_s=1.99$ получаем, что $\varepsilon_0 = \frac{u_0}{U \cdot K_s} = \frac{u_0}{1.99}$

Тогда, напряжения определяются по формуле:

$$\sigma = \varepsilon_0 \cdot E, \quad (3.3)$$

где E – модуль упругости исследуемой детали, МПа.

Для верификации измерений, проведенных с использованием тензометрии, была разработана модель с выделенными зонами установки тензорезисторов, представленная на рисунке 3.19.



Рисунок 3.19 – Модели юбки поршня: а) твердотельная модель юбки поршня, с выделенными зонами установки тензорезисторов; б) конечно-элементная модель юбки поршня

Результаты сравнения напряжений, измеренных экспериментально и смоделированных с использованием КЭМ, в зонах установки тензорезисторов представлены на рисунке 3.20.

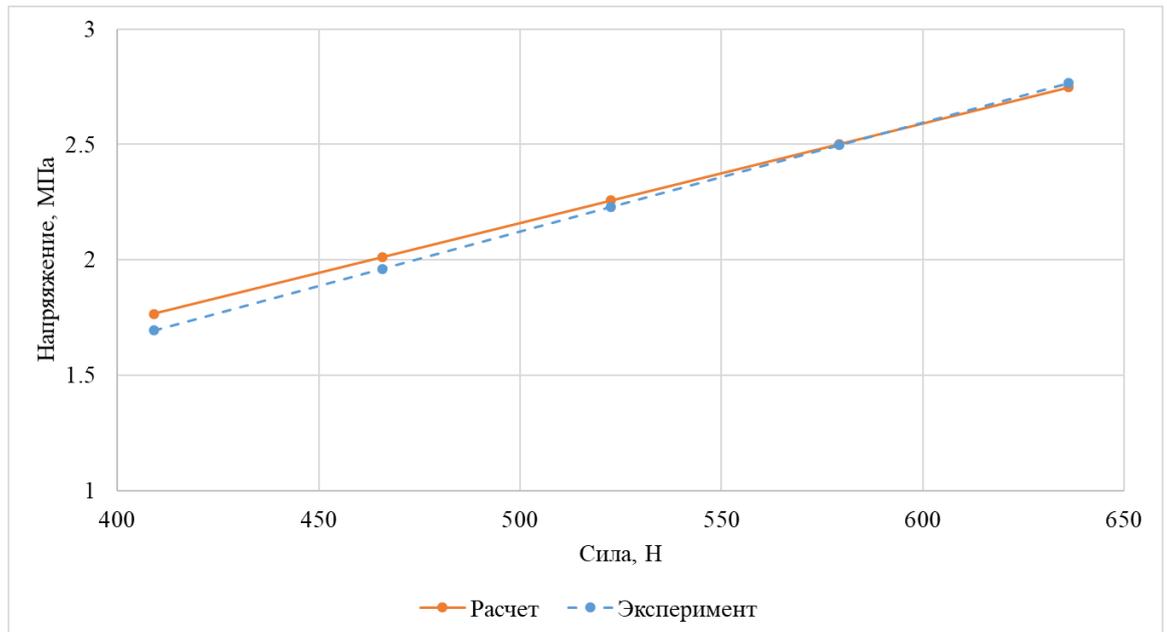


Рисунок 3.20 – Графики изменения расчетных и экспериментальных напряжений в юбке поршня

Тензорезисторами фиксируются деформации изгиба на внешней и внутренней поверхностях юбки. При этом юбка может рассматриваться как цилиндр, к которому приложены сжимающие усилия. Это позволяет косвенно оценить качество разработанной КЭМ и адекватность задания граничных условий, а также определить достаточное качество КЭМ для составления матрицы податливости, что допускается методикой [88].

Составление матрицы податливости выполняется путем определения деформаций узлов расчетной сетки, расположенных в исследуемой области трения. Для сравнения расчетных и экспериментальных перемещений узлов могут использоваться стрелочные индикаторы часового типа.

Схема установки индикатора часового типа для измерения перемещений юбки поршня представлена на рисунке 3.21.

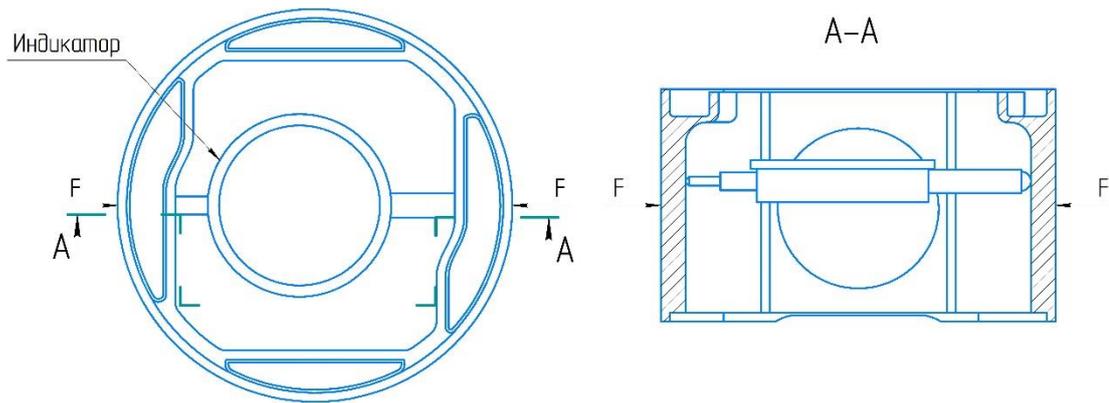


Рисунок 3.21 – Схема измерения деформаций индикатором часового типа

Деформация определялась с внутренней стороны юбки поршня, в местах соответствующим положению узлов расчетной сетки, с помощью стрелочного индикатора ИЧ-2 ГОСТ 577-68. Графики, представляющие сравнение расчетных и экспериментальных данных перемещений точек на внутренней поверхности юбки поршня, возникающих от испытательной нагрузки, действующей на поверхность трения в плоскости качания шатуна, представлены на рисунках 3.22 и 3.23. Измерение перемещений проводилось в точках, соответствующих положениям узлов КР сетки, для которых выполнялось измерение напряжений в теле юбки поршня путем тензометрирования. Измерения перемещений были выполнены в двух точках:

1. Узел в верхней части юбки – точка на внутренней поверхности юбки поршня (рисунок 3.21), положение которой соответствует положению узла КР сетки, в плоскости качания шатуна, который располагается на расстоянии 8 мм выше узла, к которому прикладывается радиальная нагрузка;
2. Узел в нижней части юбки – точка на внутренней поверхности юбки поршня (рисунок 3.21), положение которой соответствует положению узла КР сетки, в плоскости качания шатуна, который располагается на расстоянии 8 мм ниже узла, к которому прикладывается радиальная нагрузка.

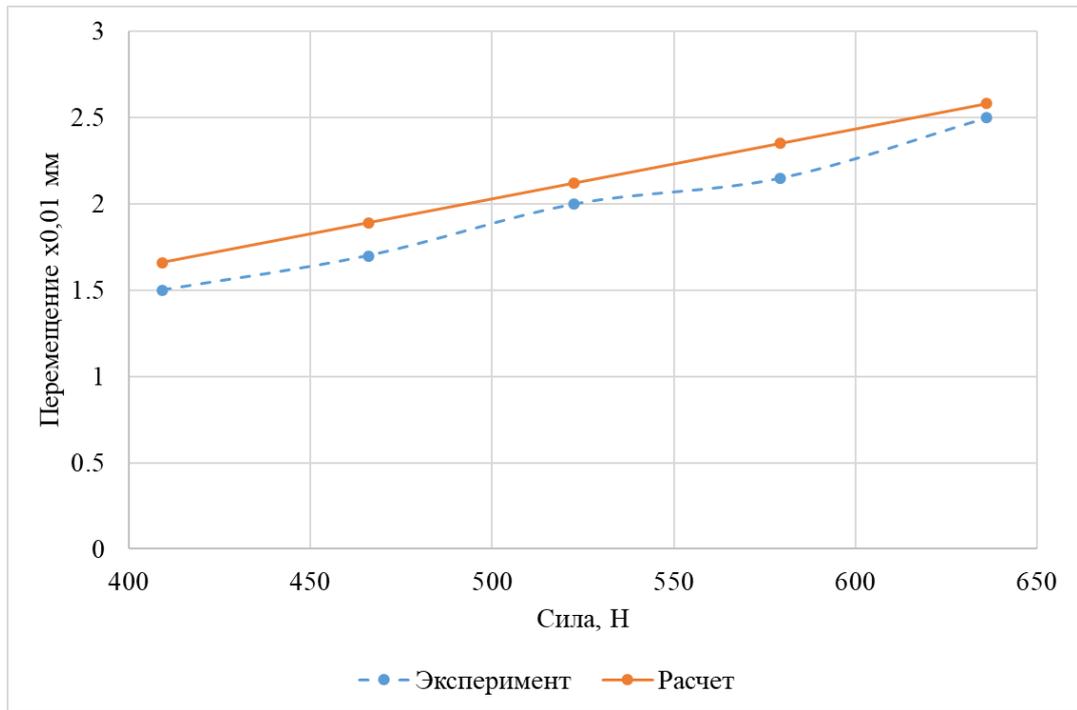


Рисунок 3.22 – Перемещения узла в верхней части юбки

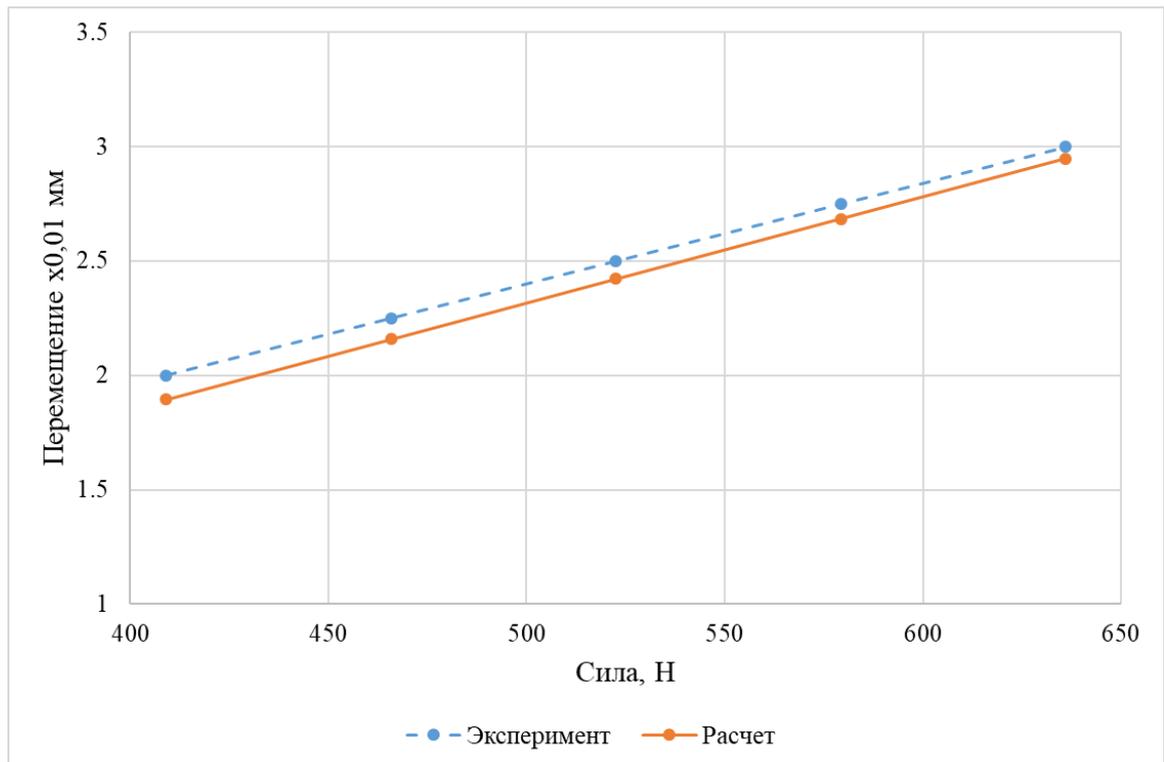


Рисунок 3.23 – Перемещения узла в нижней части юбки

Максимальные расхождения экспериментальных и расчетных данных напряжений, в зоне установки тензорезисторов, составили 4%. В соответствии со стандартом [97], допустимая предельная относительная погрешность Δ_0 рабочих

средств измерений деформаций, в том числе тензорезисторов, находится в диапазоне 2-6%. Это говорит о удовлетворительной точности моделирования деформации, с использованием тензорезисторов, что позволяет использовать разработанную КЭМ для дальнейших исследований деформации. Расхождения расчетных и экспериментальных результатов, полученных с помощью стрелочного индикатора ИЧ-2, лежат в зоне допустимой погрешности индикатора, которая при измерении на участке шкалы в 0,1 мм, составляет 0,008 мм [98]. Соответственно, совпадение результатов расчетных и экспериментальных исследований деформации можно считать удовлетворяющими требованиям допустимых погрешностей и признать пригодными для проведения дальнейших исследований, согласно п.3.21 стандарта [88].

3.7 Верификация модели расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»

Следующим этапом, перед проведением исследований гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», проводится верификация используемой модели для расчетных исследований. При данной процедуре учитывались следующие особенности:

1. Используемая модель расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» универсальна, т.е. может использоваться для монометаллических и составных поршней.
2. Разработанная программа формирования матрицы податливости применима для любых конструкций поршня.
3. Отличие монометаллического и составного поршней состоит в особенностях вторичного движения поршня.

Поэтому верификации модели расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» была проведена по экспериментальным данным для двигателя схожей размерности с

монометаллическими поршнями. Для этого были подготовлены все необходимые данные для поршня рассматриваемого двигателя.

Экспериментальные данные, приведенные в работе [6] для дизеля 8ЧН 15/16, описывают параметры трибосопряжения «юбка поршня – цилиндр». Эти данные были использованы для проведения верификационных расчетов. На рисунке 3.24 представлена твердотельная и КЭ модели поршня двигателя 8ЧН 15/16, используемая для составления матрицы податливости.

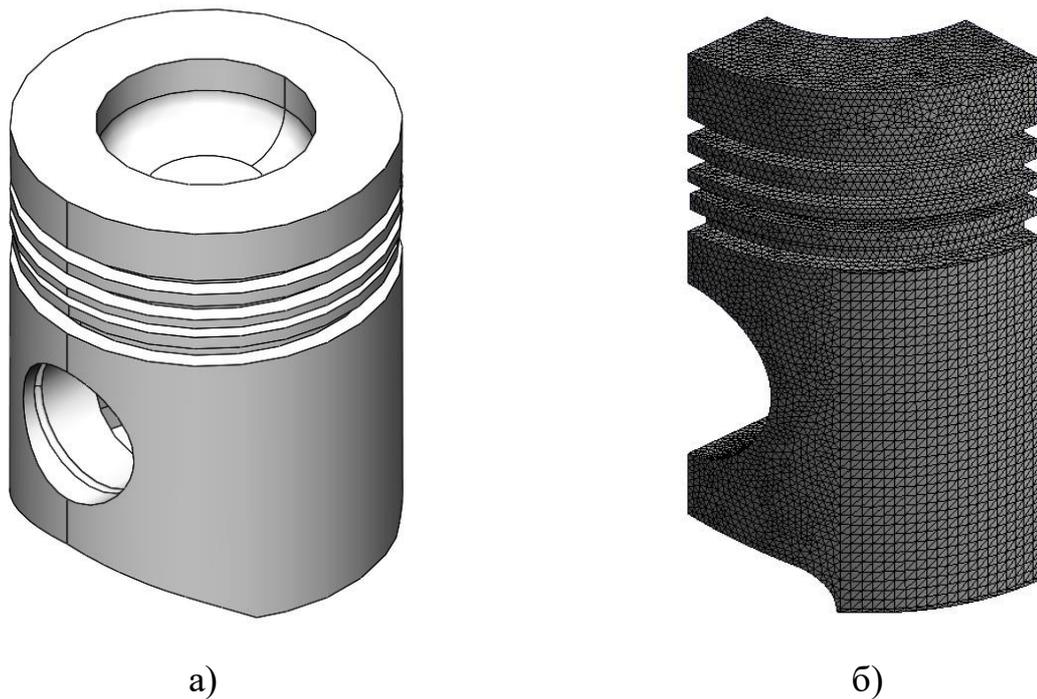


Рисунок 3.24 – Модели поршня двигателя 8ЧН 15/16: а) Твердотельная модель поршня; б) конечно-элементная модель поршня для составления матрицы податливости

Для получения индикаторной диаграммы двигателя, изображенной на рисунке 3.25, был проведен тепловой расчет с использованием программы ДИЗЕЛЬ-РК [99]. Исходные данные для проведения расчетов задавались по данным, приведенным в работах [6] и [100].

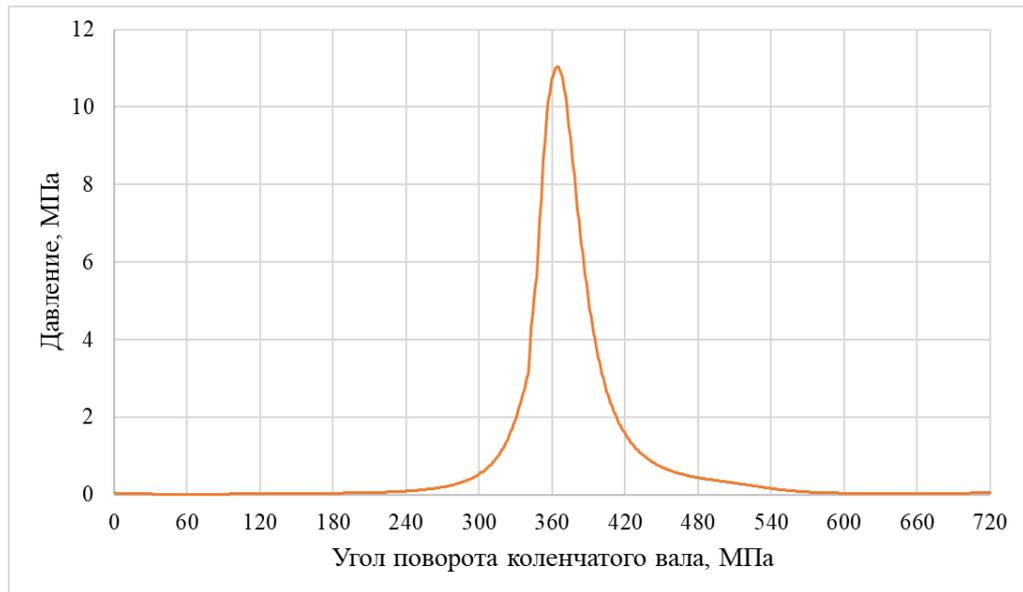


Рисунок 3.25 – Индикаторная диаграмма, используемая для расчетов

Профиль юбки поршня задавался на основании результатов моделирования тепловых деформаций поршня, приведенных автором работы [6]. Которые были получены с использованием объемной КЭ модели и верифицированы по данным температур, определенных термометрированием с использованием термопар, в контрольных точках поршня. Используемый в расчетах профиль юбки поршня с учетом тепловых деформаций приведен на рисунке 3.26 [6, С. 72], высота юбки поршня указана от нижнего края юбки.

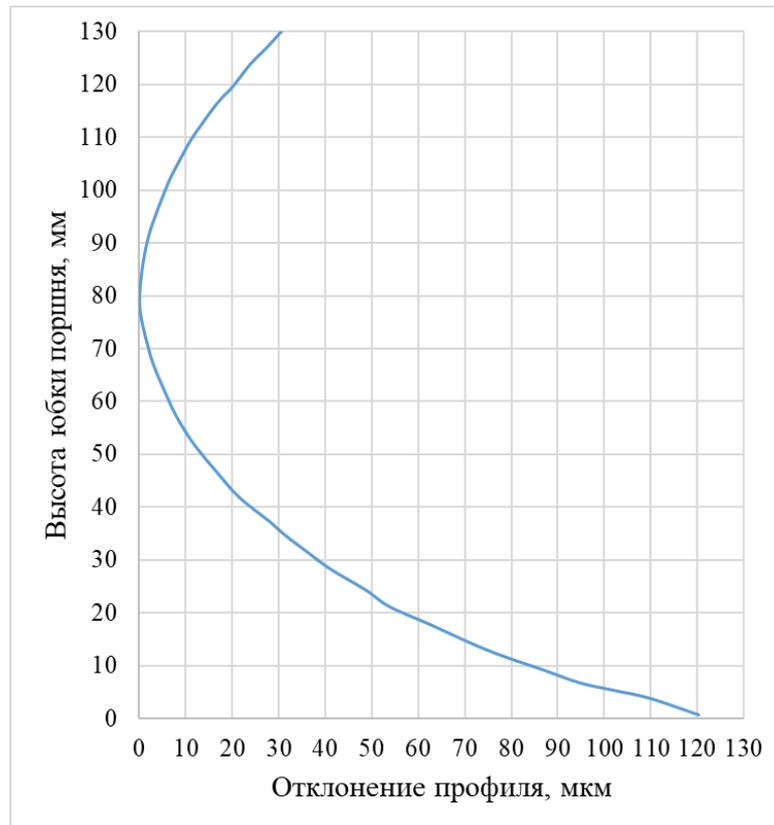


Рисунок 3.26 – Профиль юбки поршня с учетом тепловых деформаций

Результаты сравнения боковой силы, действующей на юбку поршня, представлены на рисунке 3.27.

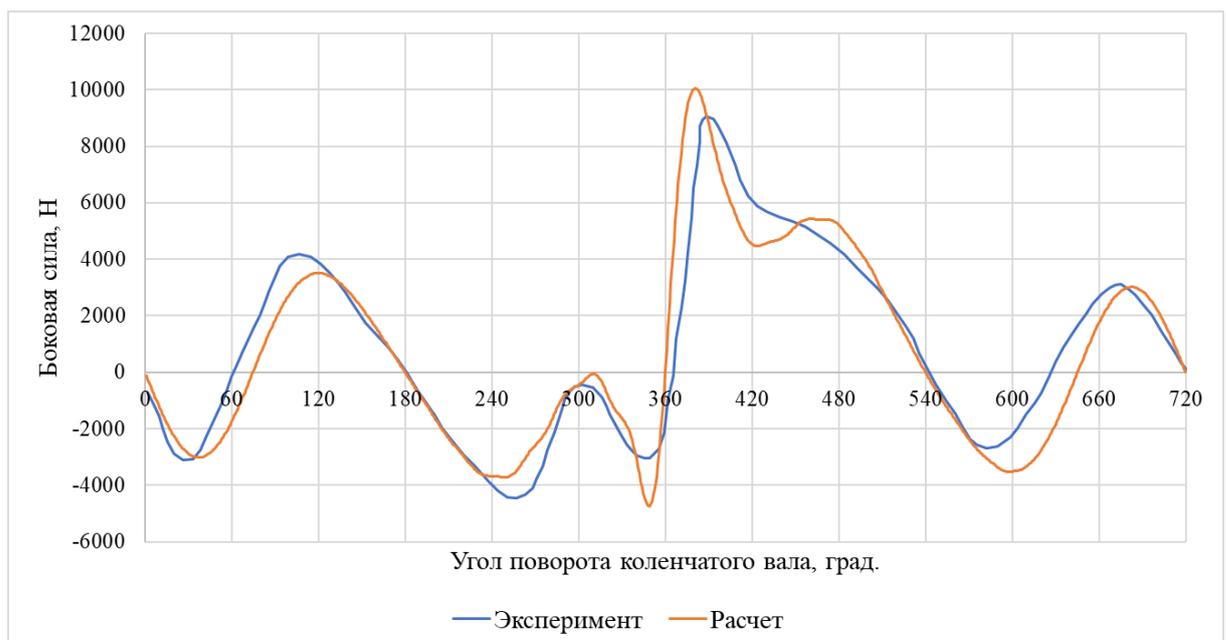


Рисунок 3.27 – Боковая сила по данным расчета и из экспериментальных исследований в работе [25]

Для определения параметров перемещения поршня в цилиндре, автором исследования [6], использовались индукционные датчики, установленные в поршне согласно рисунку 3.28. Исходные данные, используемые для проведения верификационного расчета, представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. Исходные данные для двигателя 8ЧН 15/16.

Параметр	Единица измерения	Значение
Частота вращения коленчатого вала, n	мин^{-1}	1700
Диаметр цилиндра, D	мм	150
Радиус кривошипа, r	мм	80
Длина шатуна, $l_{ш}$	мм	300
Эксцентриситет поршня, e	мм	0
Диаметральный монтажный зазор, $\Delta_{мз}$	мм	0,44
Средняя температура цилиндра, $T_{ц}$	$^{\circ}\text{C}$	150
Радиальное тепловое расширение цилиндра, $\Delta R_{ц}$	мм	0,1
Радиальное тепловое расширение юбки, $\Delta R_{ю}$	мм	0,17
Расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поверхности трения юбки, $L_{п}$	мм	47
Длина юбки, на которой рассчитывается гидродинамическое давление, $L_{ю}$	мм	118
Кинематическая вязкость смазки (М10Г ГОСТ 8581-78), μ	$\text{мм}^2/\text{с}$	11
Плотность смазки (М10Г ГОСТ 8581-78), ρ	$\text{г}/\text{см}^3$	0,905

С помощью индукционных датчиков определялась толщина масляного слоя в зоне их установки. Распределение толщины масляного слоя представлено на

рисунке 3.29. Поперечное перемещение поршня в цилиндре, представлено на рисунке 3.30, на рисунке 3.31 представлен график изменения угла наклона поршня.

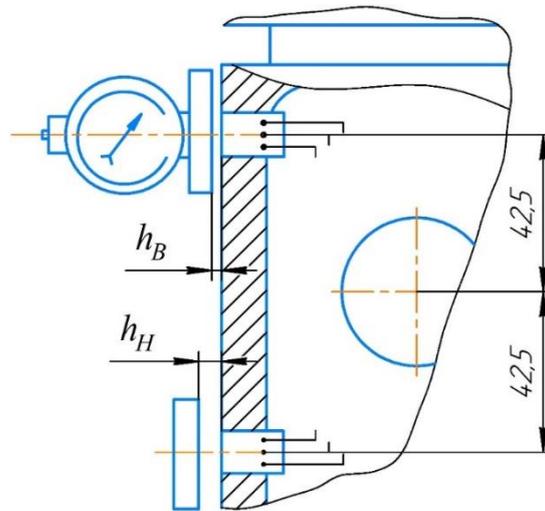
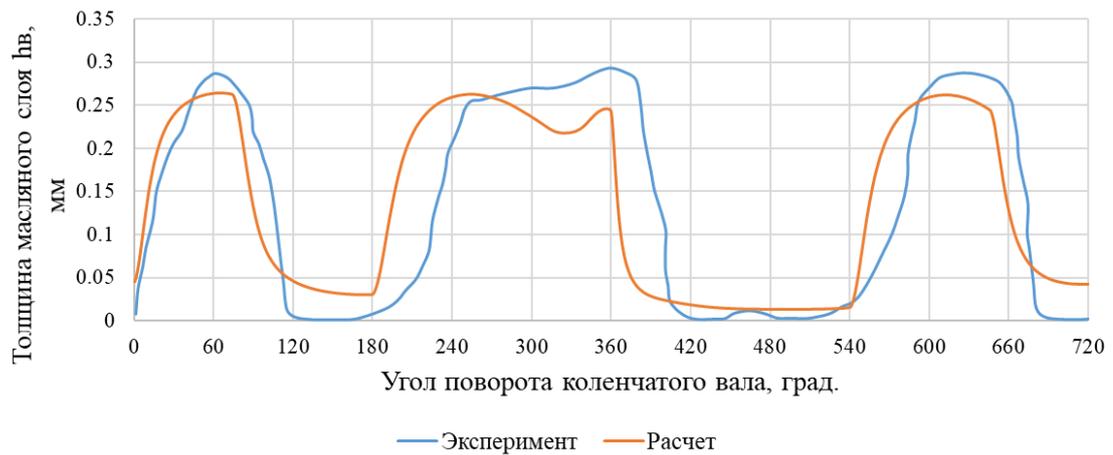
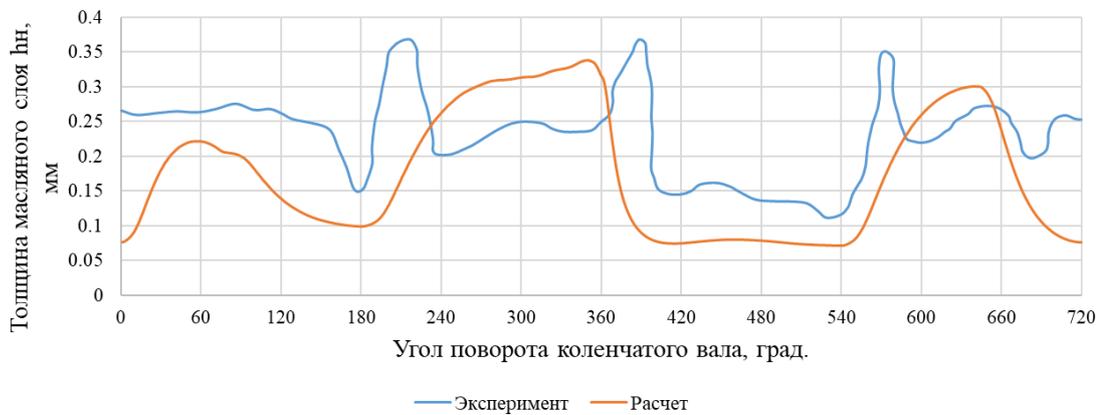


Рисунок 3.28 – Схема установки индукционных датчиков в поршне



а)



б)

Рисунок 3.29 – Толщина масляного слоя: а) в зоне установки верхнего датчика; б) в зоне установки нижнего датчика

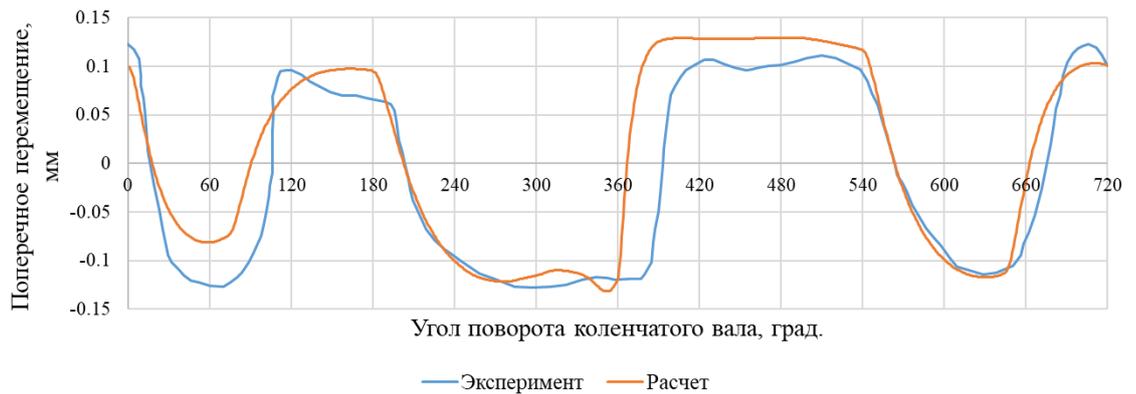


Рисунок 3.30 – Поперечное перемещение поршня в цилиндре

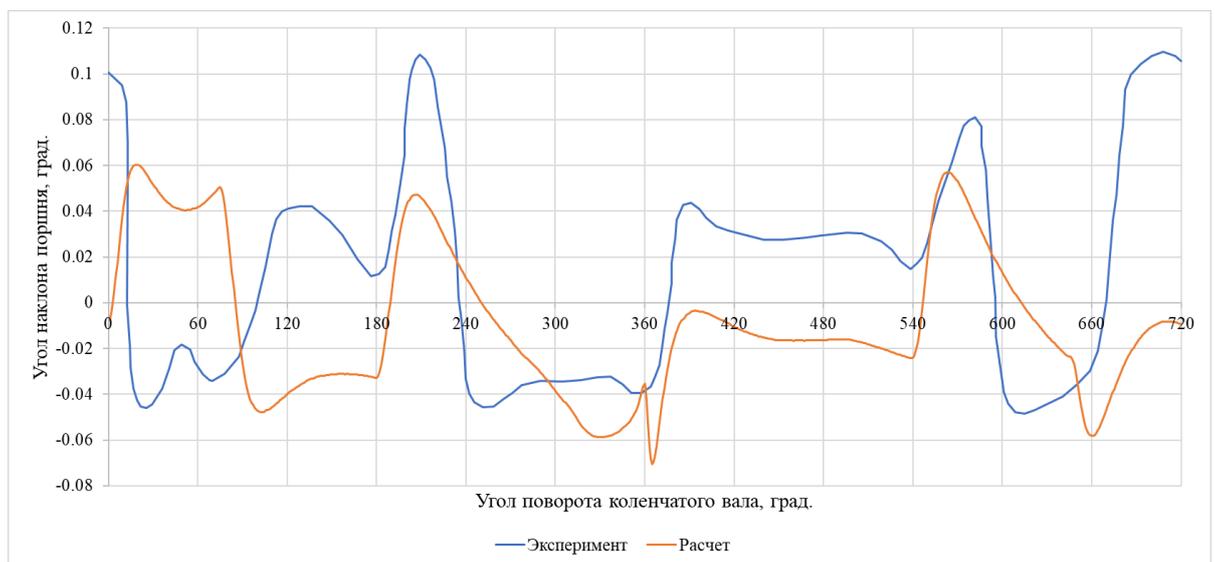


Рисунок 3.31 – Угол наклона поршня в цилиндре

При оценке полученных результатов сравнения расчетных и экспериментальных данных учитывались следующие обстоятельства.

На поперечное перемещение определяющее влияние оказывают:

1. действующая боковая сила и возникающая гидродинамическая сила масляного слоя;
2. монтажный зазор в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»;
3. тепловое расширение поршня и цилиндра.

На гидродинамические силы масляного слоя оказывают влияние:

1. распределение толщин масляного слоя, которое зависит от:
 - а) профиля юбки поршня с учетом теплового расширения;

- б) монтажного зазора с учетом теплового расширения цилиндра;
 - в) деформаций юбки поршня от гидродинамических давлений;
 - г) поперечного перемещения поршня;
2. вязкость смазки;
 3. скорость движения поршня.

Анализ проведенного исследования показал хорошее совпадение результатов по поперечному перемещению поршня (рисунок 3.22). Закономерность изменения толщин на измеряемых участках юбки поршня и пределы их изменения (рисунок 3.21 а, б) также хорошо совпадают. Отличие расчетных результатов от экспериментальных данных угловых наклонов юбки монометаллического поршня показывает, что модель для определения углов наклона данного поршня должна отличаться от используемой для юбки составного поршня.

Количественные отличия результатов могут быть объяснены некоторыми погрешностями при подготовке исходных данных для расчета и различиями в поворотах юбки поршня при вторичном движении, а также допустимыми погрешностями при осуществлении экспериментального измерения толщин масляного слоя.

Полученные результаты позволяют сделать общий вывод, что используемая модель расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» является универсальной, показана возможность исследования различных вариантов конструкций поршня. При проектировании юбки составного поршня необходимо учитывать особенности ее вторичного движения.

3.8 Выводы по третьей главе

1. Проведено исследование влияние размеров расчетной сетки на точность результатов на тестовом примере. Установлено, что увеличение количества элементов расчетной сетки с относительной площадью элемента менее 0,14% от рассматриваемой площади поверхности трения нецелесообразно.

2. Предложен и апробирован расчетно-экспериментальный метод определения деформаций юбки поршня, используемый для верификации конечно-элементной модели и составления матрицы податливости

3. Разработан стенд для экспериментального определения напряженно-деформированного состояния юбки поршня. Расхождение расчетных результатов, полученных с использованием конечно-элементной модели, с экспериментальными данными, составило:

- не более 4% для напряжений в теле юбки поршня;
- не более 10% для деформаций юбки поршня.

4. Проведена верификация модели расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки от гидродинамического давления на примере монометаллического поршня. Полученные результаты показывают, что используемая модель расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» является универсальной, показана возможность исследования различных вариантов конструкций поршня.

ГЛАВА 4. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

4.1 Исследование особенностей деформации юбки составного поршня

Обзор работ по расчету гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» показал необходимость учета деформаций деталей сопряжения от тепловых и механических нагрузок. По сравнению с монометаллическим поршнем без продольных и поперечных разрезов конструкция юбки составного поршня будет испытывать более значительные деформации, поэтому необходимо провести сравнительный анализ деформаций юбки монометаллического и составного поршня. Исследуемые конструкции представлены на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Конструкции рассматриваемых поршней

Особенностью юбки составного поршня прототипа является наличие в ее верхней части полости для накопления масла, образующей ребро жесткости, изображенное на рисунке 4.2.

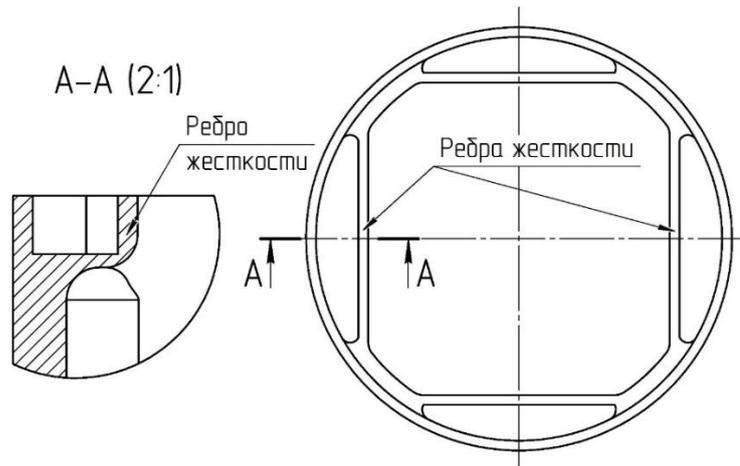


Рисунок 4.2 – Ребро жесткости юбки составного поршня

Толщина и материал юбки поршня для всех конструкций задавались одинаковыми и соответствовали параметрам прототипа. Толщина юбки поршня – 8 мм, материал - алюминиевый сплав АК4, характеристики представлены в таблице 3.1. Нагрузка на поверхность трения задавалась равномерно распределенной по сумме равной максимальной боковой силе (17,4 кН), действующей на нагруженную сторону юбки поршня при 383 градусах поворота коленчатого вала.

Сравнение деформаций в продольном сечении для различных конструкций юбок в плоскости качания шатуна представлены на рисунке 4.3.

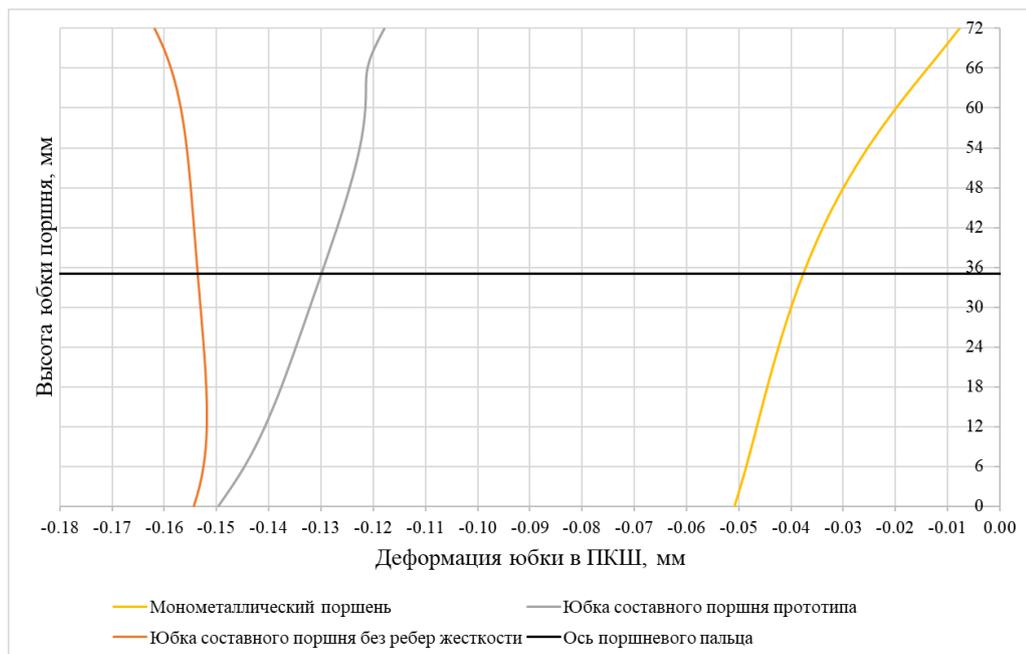


Рисунок 4.3 – Деформации в продольном сечении юбки в плоскости качания шатуна

Анализ деформаций поперечного профиля юбок поршней проводился в нескольких сечениях, выбранных согласно рисунку 4.4.

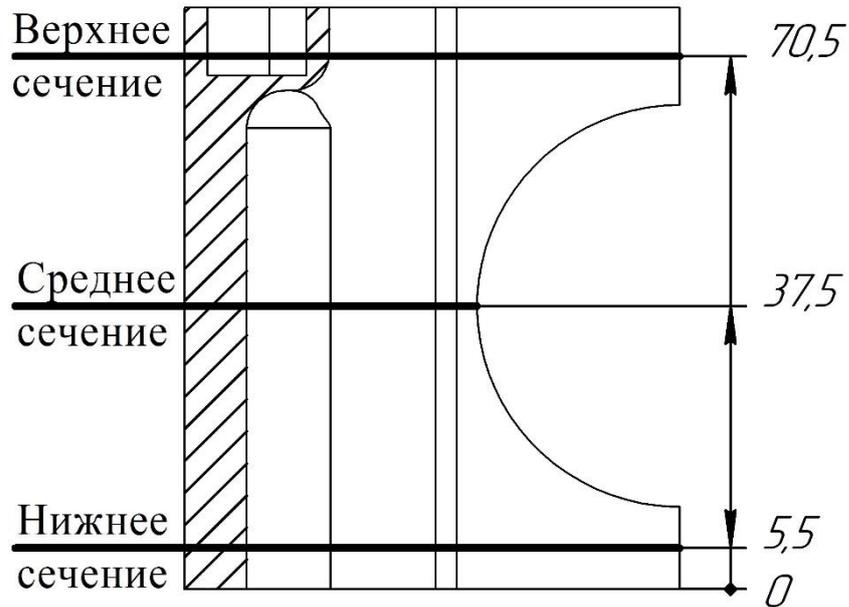


Рисунок 4.4 – Сечения для анализа деформаций поперечного профиля юбки поршня

Результаты сравнения деформаций поперечного профиля юбок поршней различных конструкций, для выбранных сечений, представлены на рисунках 4.5-4.7. Для наглядности деформация изображена в масштабе 100:1.

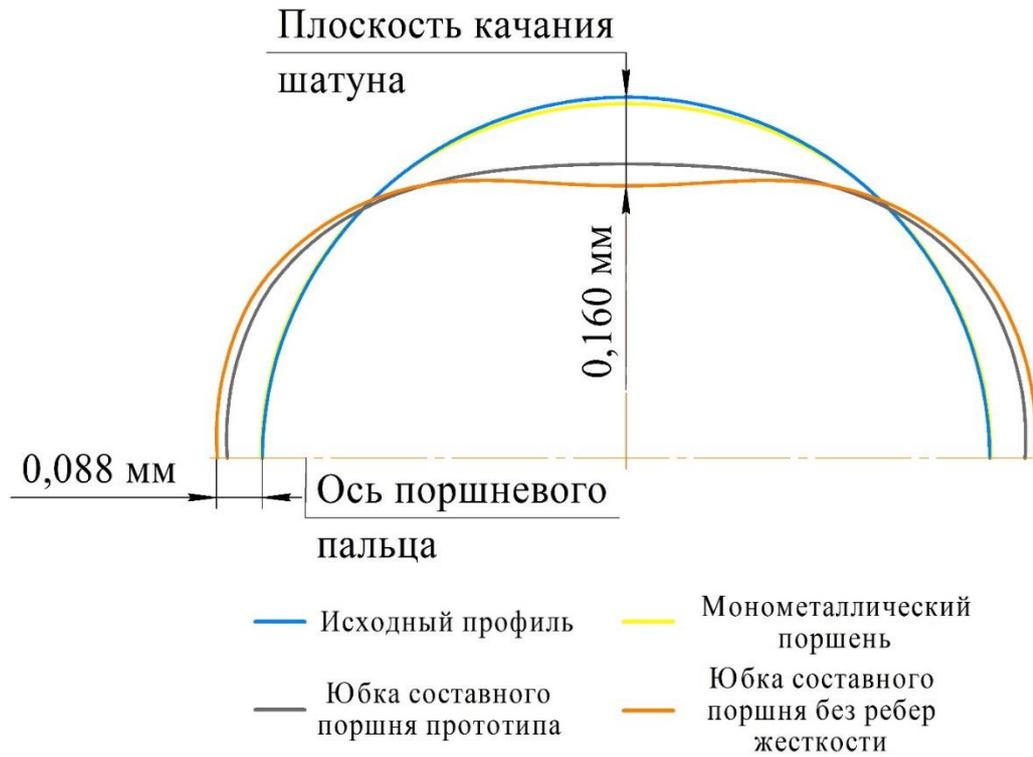


Рисунок 4.5 – Деформация поперечного профиля в верхнем сечении юбки поршня

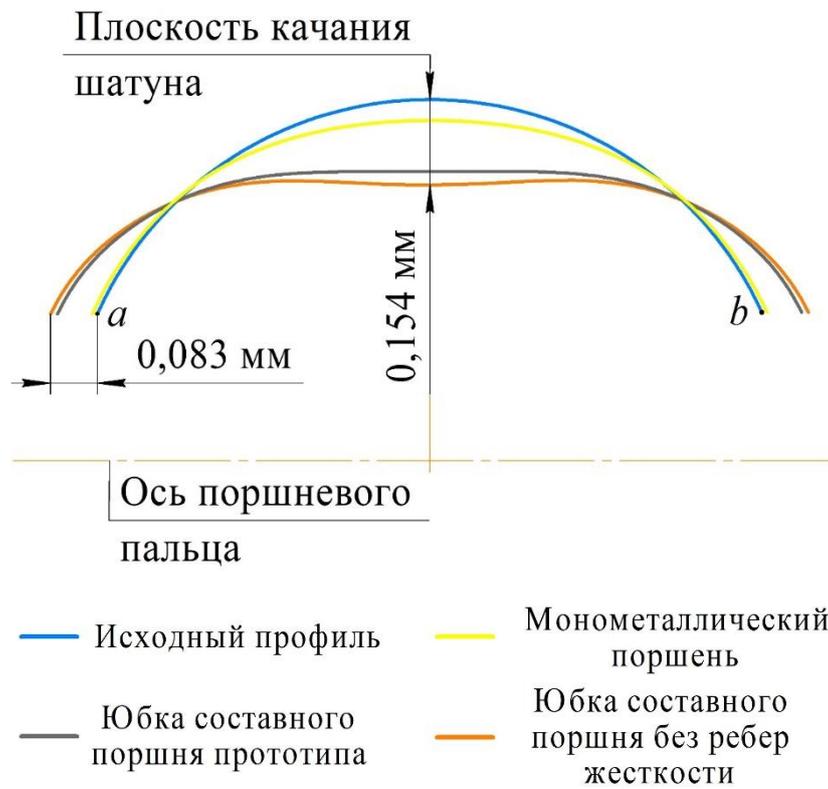


Рисунок 4.6 – Деформация поперечного профиля в среднем сечении юбки поршня, где *a* и *b* – граничные точки области трения юбки поршня в поперечной плоскости

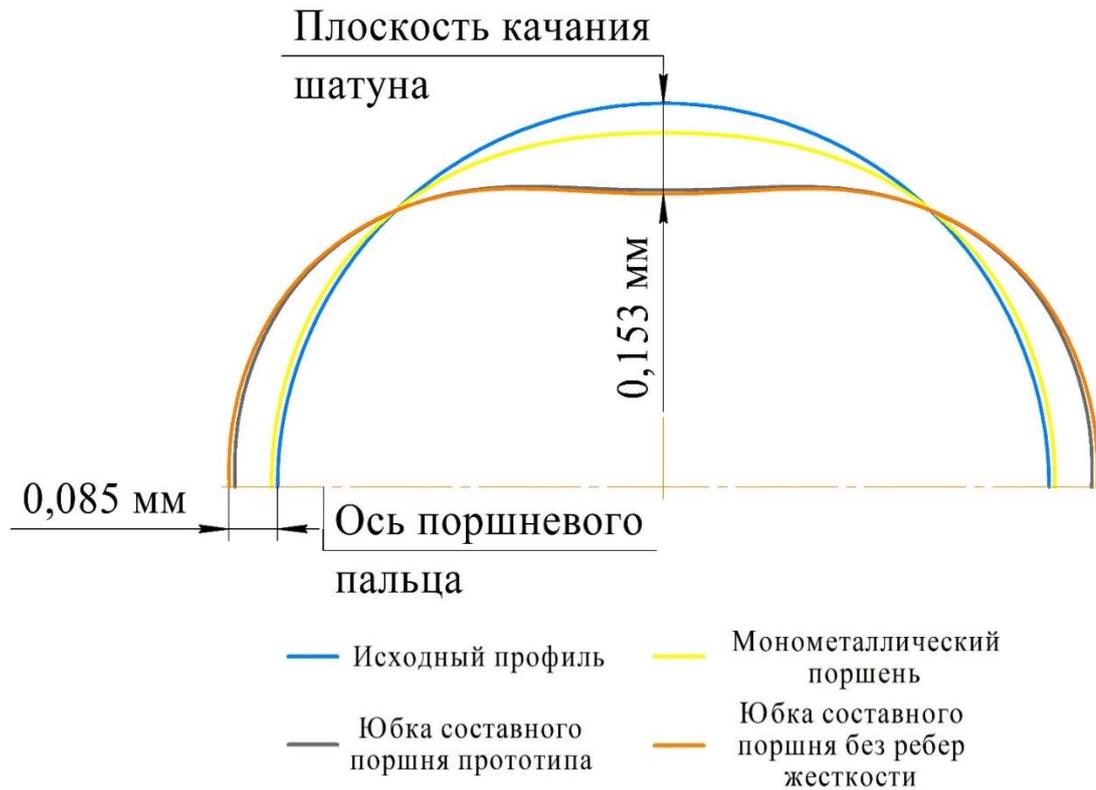


Рисунок 4.7 – Деформация поперечного профиля в нижнем сечении юбки поршня

Анализ распределения деформаций в области трения юбки для исследуемых конструкций показал следующее:

1. деформации юбки у составной конструкции поршня, с качающейся юбкой поршня, в 3-4 раза больше по сравнению с монометаллическим поршнем;
2. ребро жесткости в верхней части юбки составного поршня прототипа приводит к неравномерному распределению деформации по высоте юбки.

Выполненные исследования подчеркивают важность определения деформации юбки поршня с учетом ее конструктивных особенностей. Крайне важно учитывать это при профилировании юбки составного поршня, обладающей меньшей жесткостью конструкции.

Согласно уравнению (2.3) необходимо также учитывать деформации гильзы, возникающие от воздействия боковой силы со стороны юбки поршня $\delta_{Ц}^Г$. Для определения влияния деформации гильзы исследуемого двигателя 6ЧН 13/15 на условия гидродинамического трения юбки составного поршня было проведено исследование, аналогичное описанному ранее. К цилиндру, в области

соответствующей положению юбки поршня при 383 градусах поворота коленчатого вала, прикладывалась распределенная нагрузка, равная максимальной боковой силе. Результаты деформации гильзы представлены на рисунке 4.8. На рисунке 4.9 представлено сопоставление деформаций гильзы и юбки составного поршня прототипа, при воздействии максимальной боковой силы.

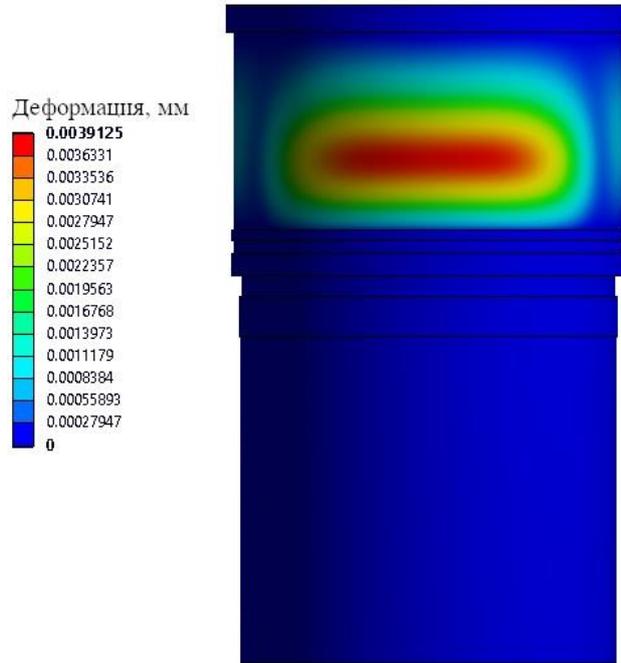


Рисунок 4.8 – Распределение деформаций гильзы цилиндра от воздействия максимальной боковой силы

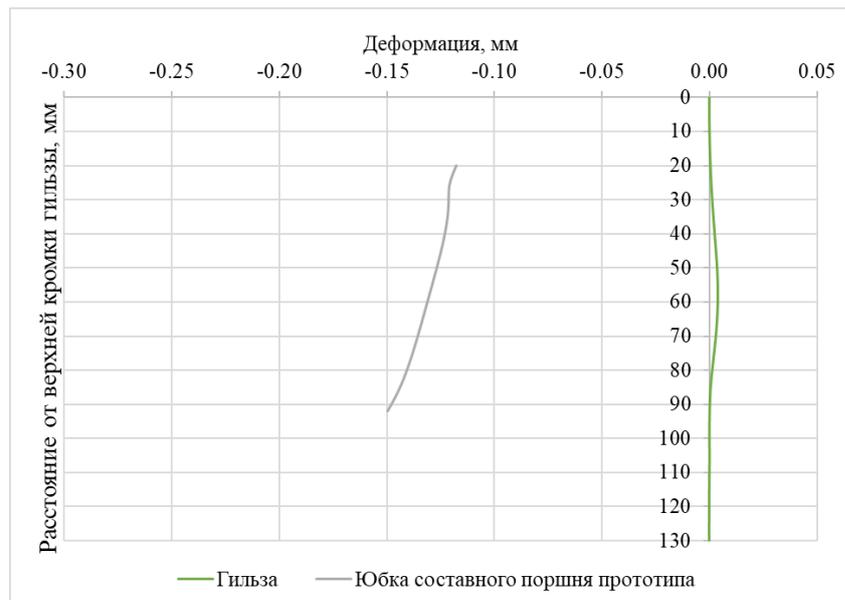


Рисунок 4.9 – Сопоставление деформации гильзы и юбки составного поршня прототипа в плоскости качания шатуна

Согласно рисунку 4.9, деформация гильзы от воздействия максимальной боковой силы значительно меньше деформации юбки составного поршня при воздействии одинаковой нагрузки. Максимальная деформация внутренней поверхности гильзы достигает 0,005 мм, в то время как максимальная деформация юбки составного поршня, в плоскости качания шатуна, составляет 0,15 мм. Данные результаты показывают, что учет деформаций гильзы не окажет значимого влияния на определяемые параметры гидродинамического трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр». Поэтому деформацией гильзы, в случае составного поршня, при проведении исследований можно пренебречь.

4.2 Расчетные исследования влияния параметров профиля юбки составного поршня на параметры гидродинамического трения

Для определения профиля юбки составного поршня, который обеспечит жидкостный характер трения в течении всего рабочего цикла и минимальную мощность механических потерь, с учетом выявленных ранее особенностей ее деформации, необходимо провести расчетные исследования влияния параметров, задающих профиль юбки поршня параметров (ζ ; U_B ; U_H ; Δr) (п.2.7 рисунок 2.11) на условия ее гидродинамического трения. Исходные данные, используемые для проведения исследований, приведены в приложении А.

Рассмотрим влияние параметров профиля юбки на параметры гидродинамического трения и перемещения юбки составного поршня.

4.2.1 Влияние монтажного зазора юбки поршня

Монтажный зазор ($\Delta_{МЗ}$) в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» необходим прежде всего для предотвращения заклинивания поршня в цилиндре на наиболее нагруженном режиме. Это связано с различными деформациями поршня и цилиндра от тепловой и механической нагрузок. Увеличенный зазор, особенно на частичных нагрузках, приводит к увеличению поперечного перемещения поршня и к возникновению ударов при перекладках поршня, увеличению механических потерь. Поэтому необходимо определить минимальный монтажный зазор при разработке конструкции поршня, обеспечивающий гидродинамический режим трения в течении всего рабочего цикла во всем диапазоне режимов работы двигателя.

График изменения боковой силы, действующей на юбку поршня, определенной согласно исходным данным для расчета (приложение А) представлен на рисунке 4.10.



Рисунок 4.10 – Боковая сила

Исследования проводились для следующих параметров профиля юбки поршня (рисунок 2.11): $U_B = 0,050$ мм, $U_H = 0,015$ мм, $\Delta r = 0,3 - 0,5$ мм. Результаты сравнения параметров гидродинамического трения для вариантов с различным монтажным зазором представлены на рисунках 4.11-4.14.

В разделе 2.7 приведено условие обеспечения гидродинамического режима трения в сопряжении (2.43):

$$h_m > h_{кр}$$

Согласно справочным данным о рекомендуемых шероховатостях поверхностей трения для гильзы цилиндра [101; 102] и юбки поршня [101; 103], шероховатость поверхности трения гильзы цилиндра была принята равной $R_{зц} = 1,6$ мкм, а шероховатость поверхности трения юбки поршня $R_{зю} = 3,2$ мкм. Для исследуемого трибосопряжения, с указанными значениями шероховатости, критическое значение толщины масляного слоя составило $h_{кр} = 3,56$ мкм. Учитывая общепринятый запас гидродинамической надежности, минимальная толщина масляного слоя, в рассматриваемом сопряжении, для гидродинамического режима трения, должна отвечать условию $h_m > 5,36$ мкм.

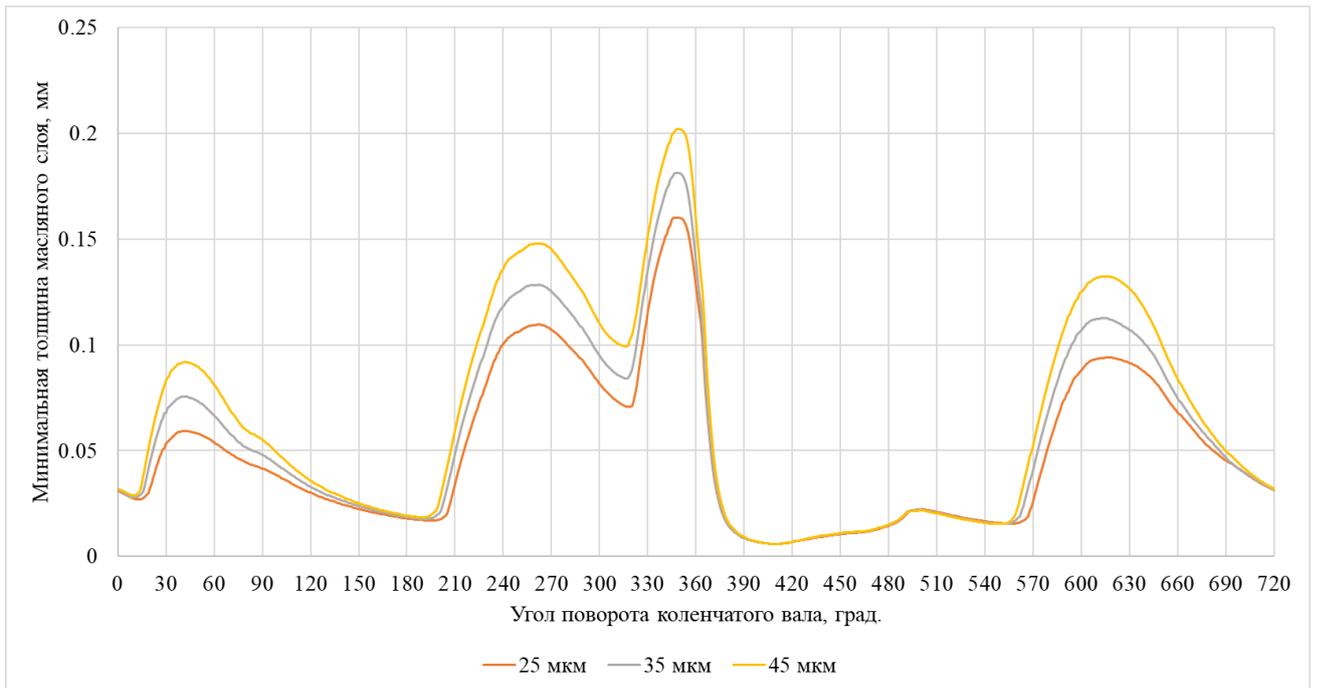


Рисунок 4.11 – Влияние радиального монтажного зазора на минимальную толщину масляного слоя для нагруженной (№1) стороны юбки поршня

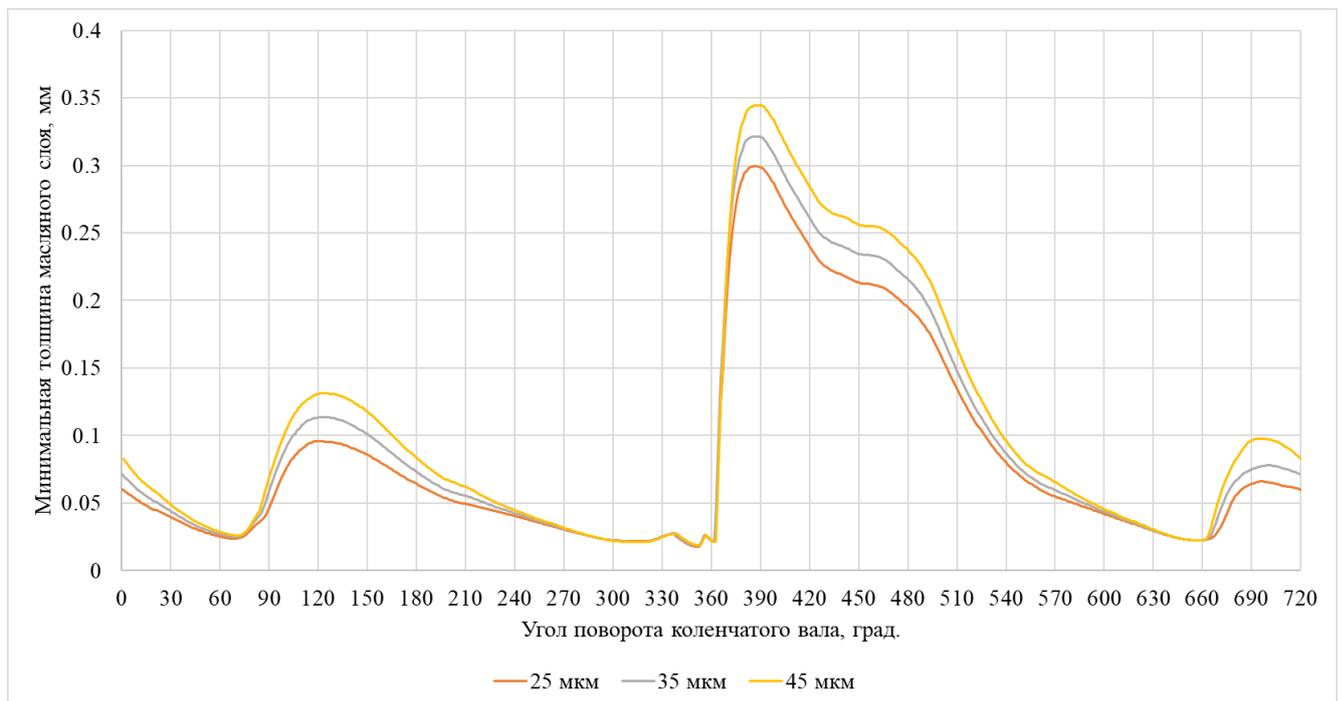


Рисунок 4.12 – Влияние радиального монтажного зазора на минимальную толщину масляного слоя для ненагруженной (№2) стороны юбки поршня

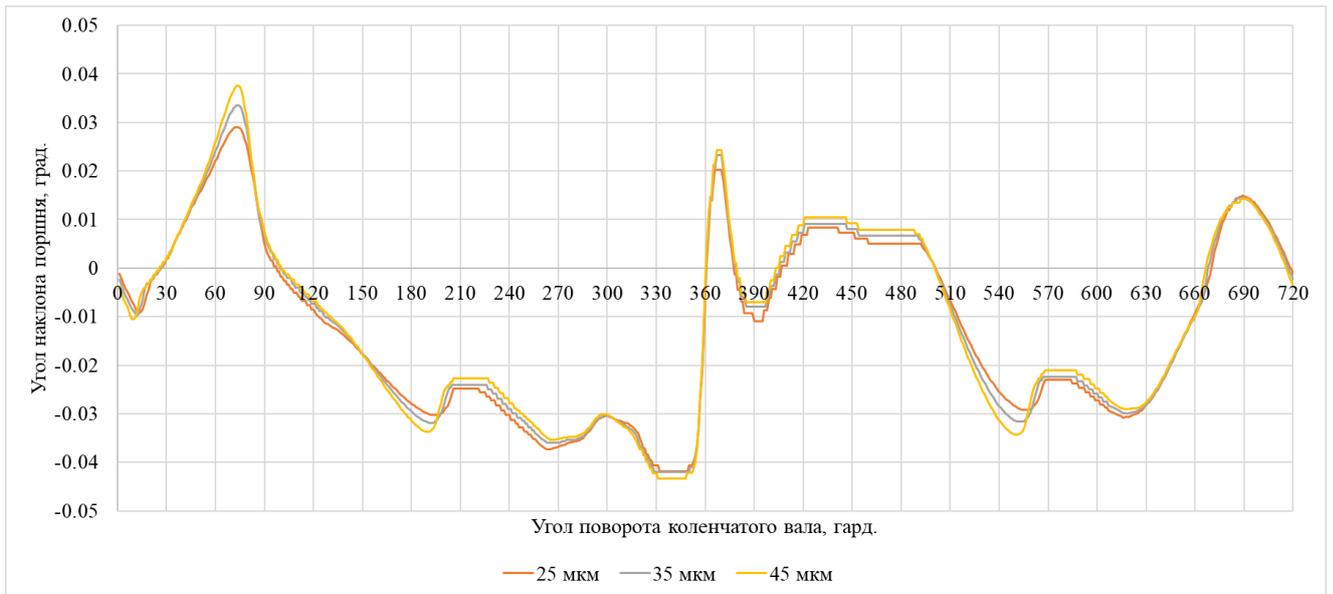


Рисунок 4.13 – Влияние радиального монтажного зазора на угол наклона поршня

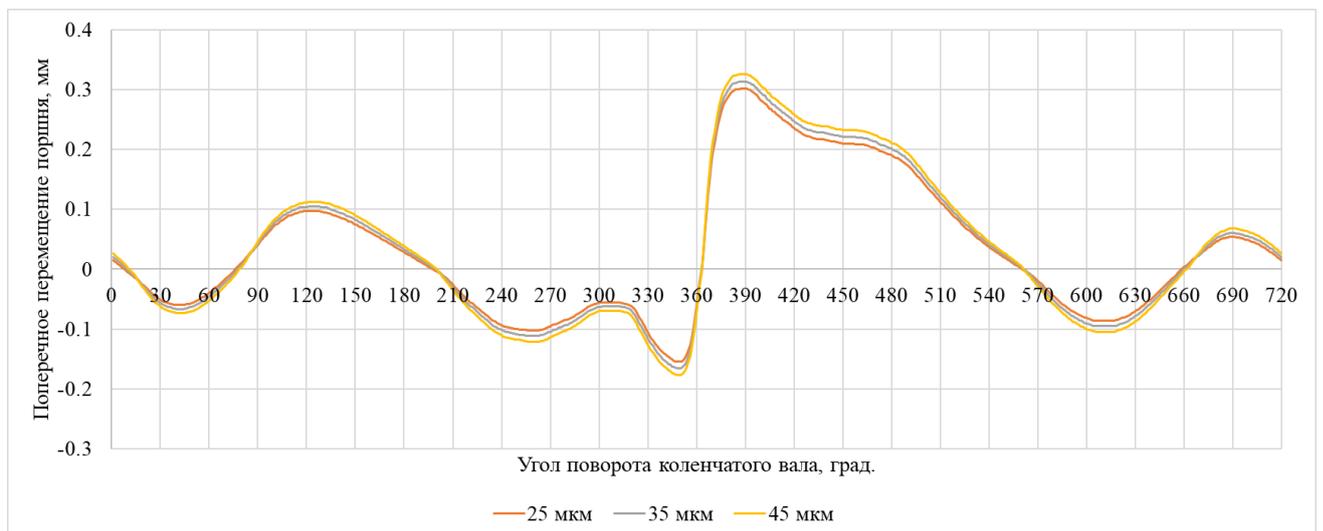


Рисунок 4.14 – Влияние радиального монтажного зазора на поперечное перемещение поршня

Уменьшение монтажного зазора приводит к снижению минимальной толщины масляного слоя на протяжении всего рабочего цикла, но при этом уменьшаются поперечные перемещения и повороты юбки поршня. Для радиального монтажного зазора $\Delta_{МЗ}/2 = 0,025$ мм, минимальная толщина масляного слоя, для нагруженной стороны юбки (№1), на такте расширения, составила 6 мкм, что удовлетворяет условию гидродинамического трения в сопряжении $h_m > h_{кр}$. Дальнейшее уменьшение радиального монтажного зазора, меньше 25 мкм,

приводит к возникновению зон контактирования поверхностей юбки и цилиндра и нарушению гидродинамического трения, что вызывает повышенные механические потери в сопряжении. В дальнейших исследованиях использовался радиальный монтажный зазор $\Delta_{МЗ}/2 = 0,025$ мм.

4.2.2 Влияние параметров поперечного профиля юбки поршня

Проведенные ранее исследования показали, что юбка составного поршня рассматриваемой конструкции имеет значительно большую неравномерность деформаций в поперечной плоскости по сравнению с монометаллическим поршнем (рисунки 4.5 – 4.7). Поэтому необходимо выполнить исследования влияния параметров поперечного профиля на гидродинамические характеристики масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр».

Исследование влияния параметров поперечного профиля на условия работы трибосопряжения «юбка поршня-цилиндр» проводилось для симметричного продольного профиля, с параметрами: $L_0 = 36$ мм, $U_B = U_H = 0,025$ мм.

На рисунке 4.15 б) представлен пример распределения деформаций по поверхности нагруженной стороны юбки поршня на такте расширения, когда наблюдаются минимальные толщины масляного слоя и действует близкая к максимальной боковая сила (угол поворота коленчатого вала 395 градусов). Знак минус означает, что деформации направлены в сторону цилиндра.

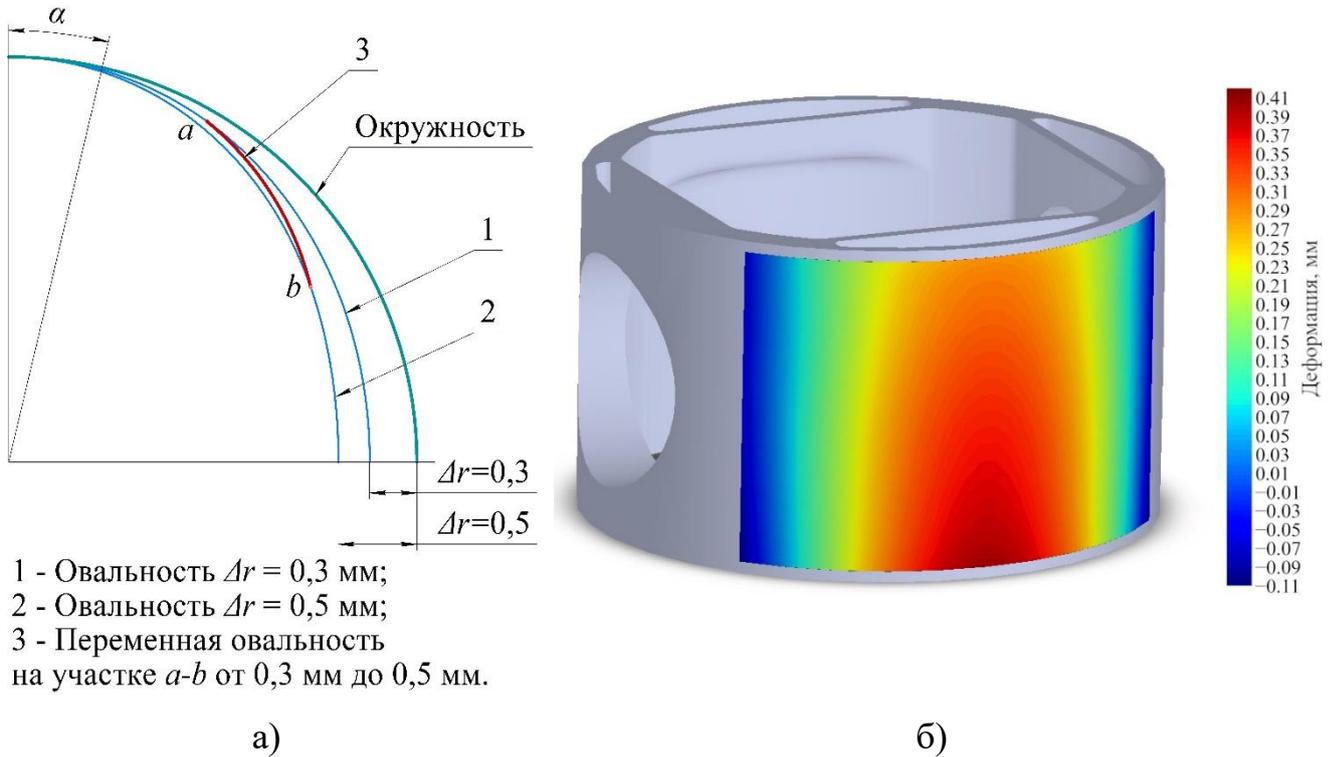


Рисунок 4.15 – а) варианты поперечного профиля; б) радиальная деформация юбки поршня

Результаты сравнения толщин масляного слоя для нагруженной стороны юбки поршня для следующих вариантов профиля (рисунок 4.15 а):

1. Овальность $\Delta r = 0,3$ мм;
 2. Овальность $\Delta r = 0,5$ мм;
 3. Переменная овальность до точки a $\Delta r = 0,3$ мм, на участке $a-b$ плавный переход от $\Delta r = 0,3$ мм к $\Delta r = 0,5$ мм.
- представлены на рисунках 4.16-4.18.

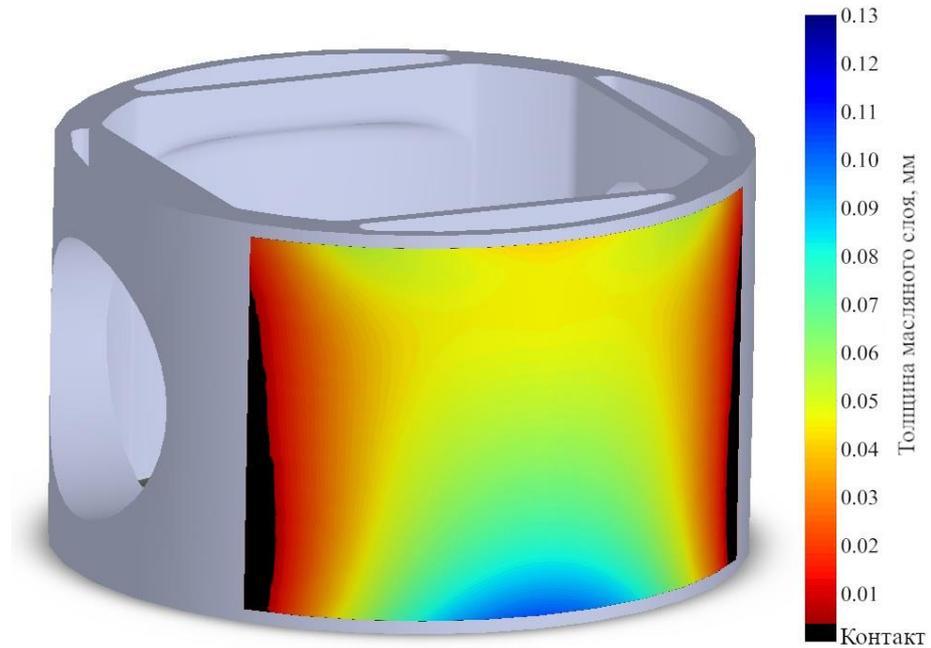


Рисунок 4.16 – Распределение толщины масляного слоя в области трения для овальности юбки $\Delta r = 0,3$ мм

При овальности $\Delta r = 0,3$ мм наблюдается контакт юбки поршня с цилиндром на удаленных участках по окружности от плоскости качания шатуна при углах поворота от 375 п.к.в. до 420 п.к.в.

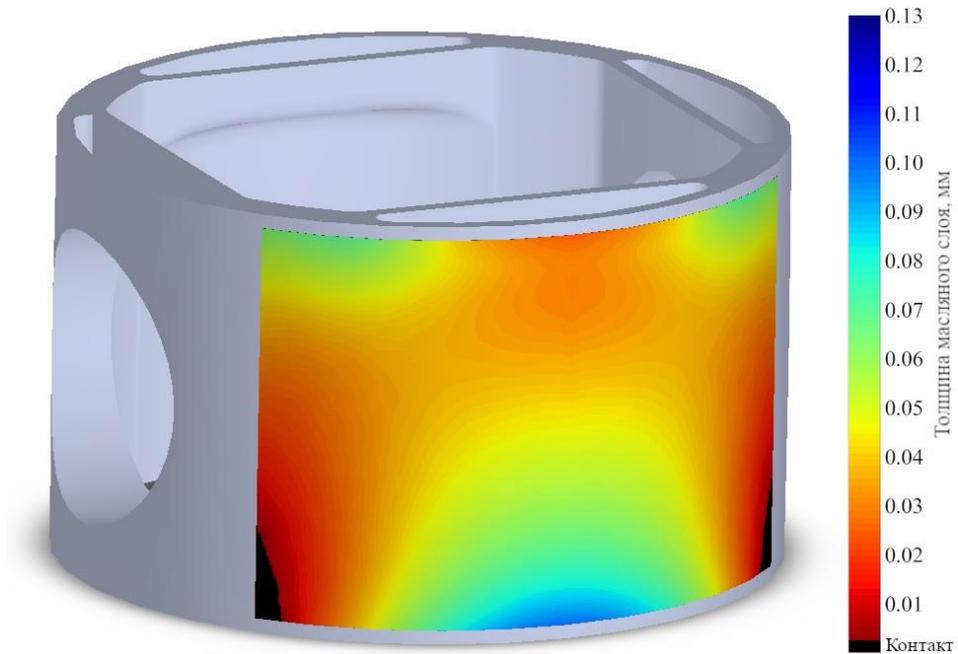


Рисунок 4.17 – Распределение толщины масляного слоя в области трения для овальности юбки $\Delta r = 0,5$ мм

При увеличении овальности до $\Delta r = 0,5$ мм участок контакта уменьшается, как изображено на рисунке 4.17, и сокращается по углу поворота (380 – 407 п.к.в.).

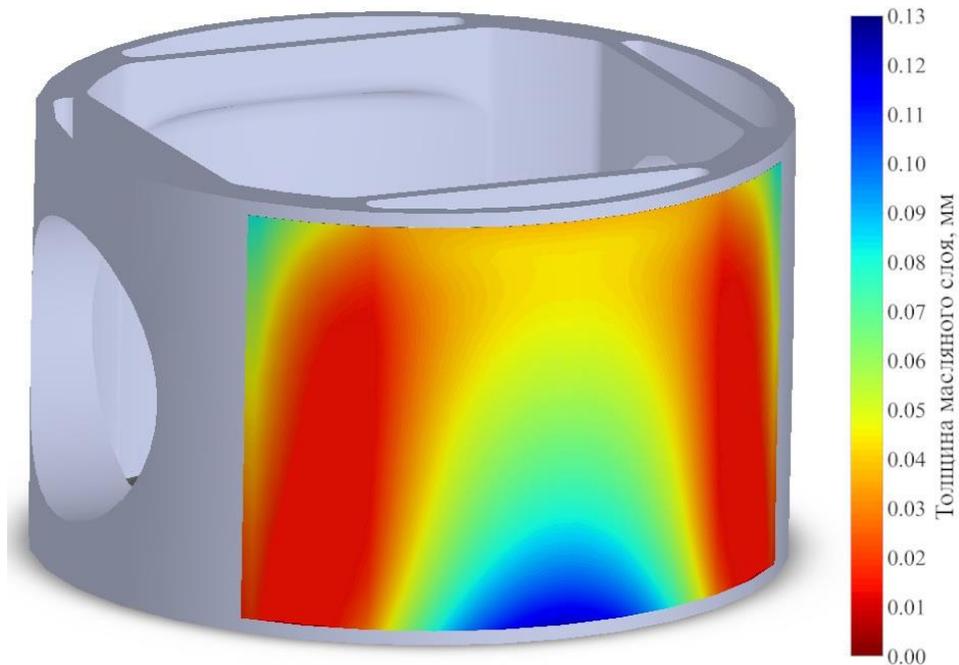


Рисунок 4.18 – Распределение толщины масляного слоя в области трения для переменной овальности юбки $\Delta r = 0,3-0,5$ мм

При переменной овальности (вариант 3) контакты юбки поршня с цилиндром отсутствуют, и минимальные толщины смещаются от края поверхности трения юбки в сторону к плоскости качания шатуна (рисунок 4.18).

Полученные результаты показали, что при постоянной температуре нагрева в поперечном сечении юбки поршня выполнение поперечного профиля овальной формы связано со следующими особенностями конструкции юбки составного поршня. Наиболее удаленные участки по окружности от плоскости качания шатуна при деформациях от гидродинамического давления и поперечных перемещениях юбки поршня в направлении цилиндра контактируют с поверхностью цилиндра (рисунок 4.16). Для исключения такой возможности и делается овальность (рисунок 2.11 б). При этом эффективнее задавать поперечный профиль, как сочетание двух кривых с разной овальностью и участком с плавным переходом от одной овальности к другой (рисунок 4.15 а). Для участков, удаленных от оси качания шатуна овальность увеличивалась.

После определения поперечного профиля, обеспечивающего жидкостный характер трения в течении всего рабочего цикла, проводились многовариантные расчетные исследования с изменением параметров продольного профиля (U_B ; U_H ; ζ).

4.2.3. Влияние параметров продольного профиля юбки поршня

Расположение нулевой точки профиля

При проведении исследования, расположение нулевой точки профиля задавалось с помощью параметра ζ , который описывает расположение нулевой точки профиля юбки поршня относительно оси поршневого пальца.

На рисунках 4.19-4.22 представлены изменения минимальных толщин масляного слоя, поперечного перемещения и угла наклона юбки поршня в течении рабочего цикла для различных положений нулевой точки профиля для профиля с параметрами: $U_B = 0,050$ мм, $U_H = 0,015$ мм, $\Delta r = 0,3 - 0,5$ мм.

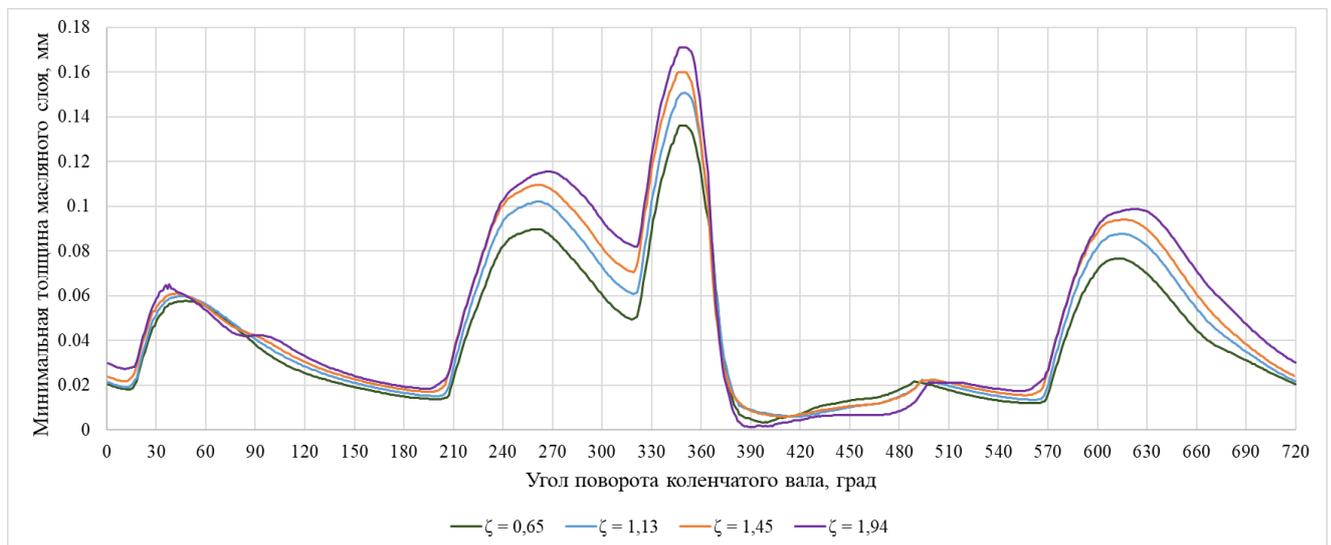


Рисунок 4.19 – Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ на минимальную толщину масляного слоя для нагруженной (№1) стороны юбки поршня

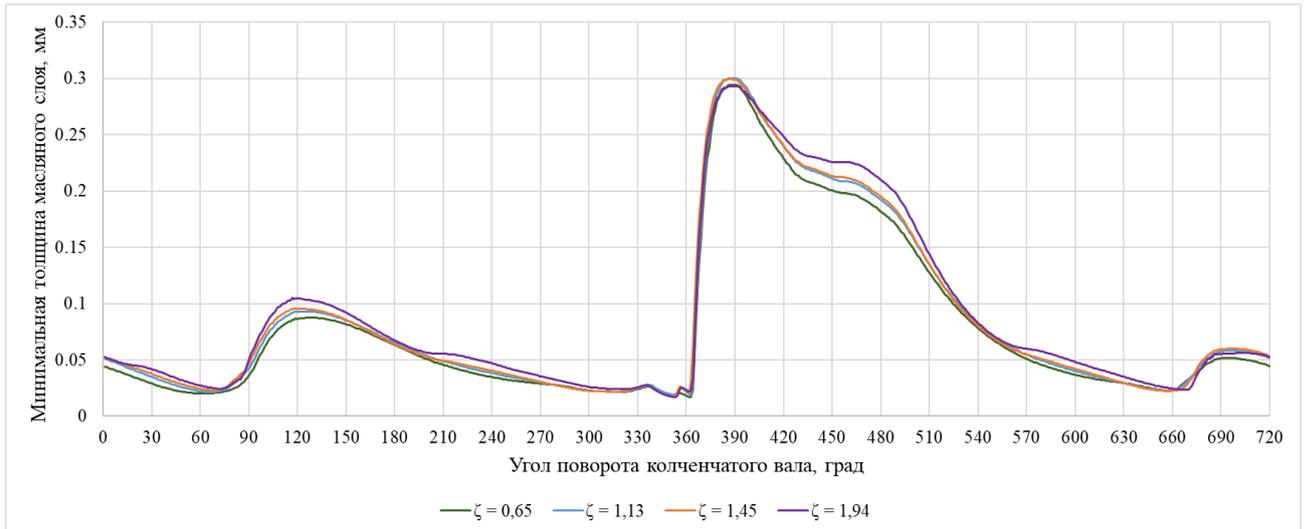


Рисунок 4.20 – Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ на минимальную толщину масляного слоя для ненагруженной (№2) стороны юбки поршня

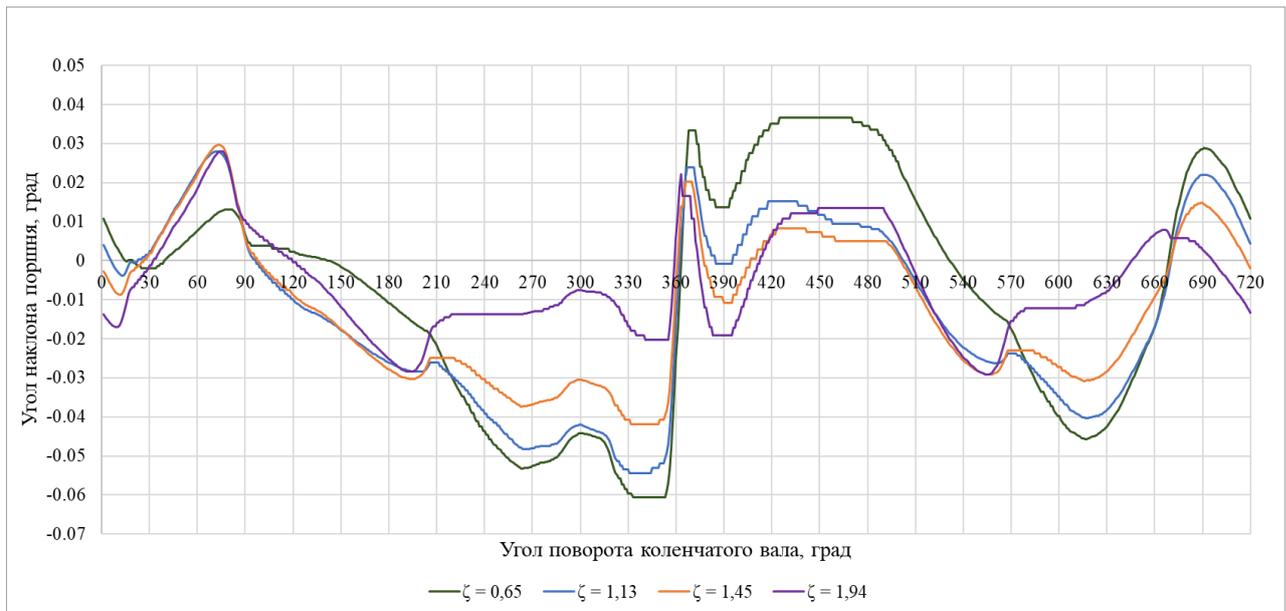


Рисунок 4.21 – Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ на угол наклона поршня

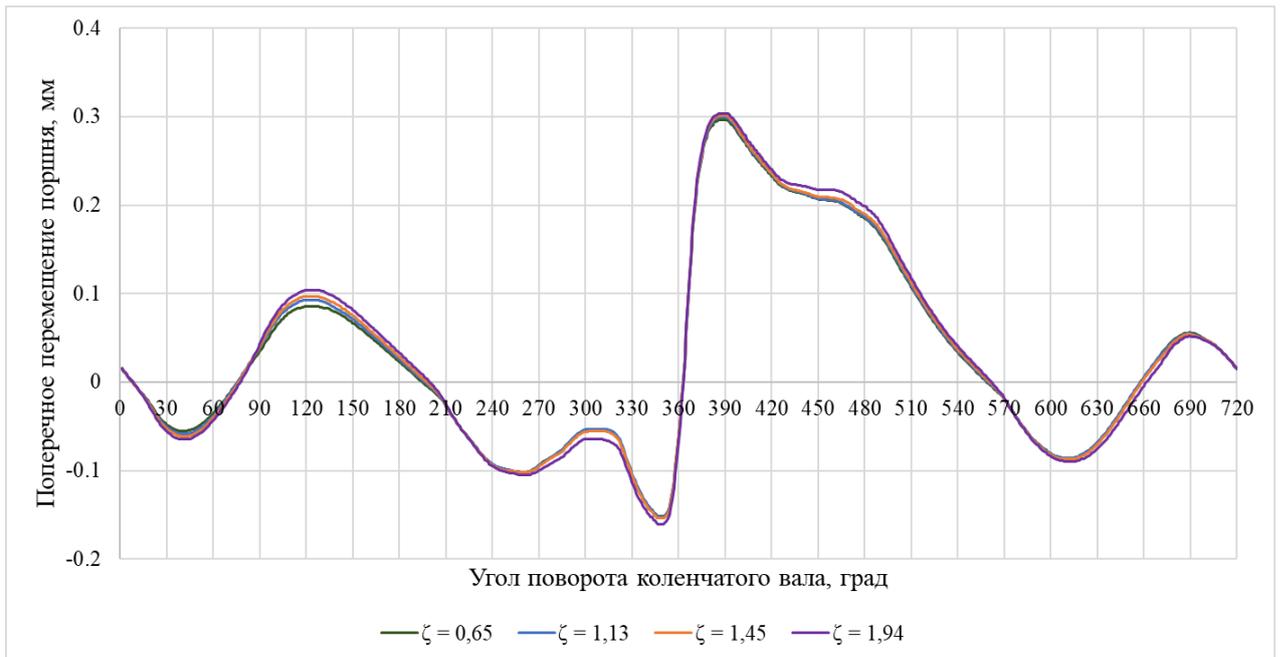


Рисунок 4.22 – Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ на поперечное перемещение поршня

Наименьшие значения толщины масляного слоя наблюдаются в сопряжении с нагруженной стороны юбки поршня при максимальных значениях боковой силы в диапазоне 375 – 420 градусов ПКВ на такте расширения.

Перемещение нулевой точки выше, относительно оси поршневого пальца ($\zeta < 1,0$), уменьшает верхний участок профиля и, соответственно, приводит к уменьшению минимальной толщины масляного слоя на тактах сжатия и выпуска, когда поршень движется к ВМТ. Необходимо отметить, что поворот юбки направлен в сторону улучшения гидродинамической смазки от эффекта «масляного клина».

Поперечное перемещение определяется направлением действия боковой силы. Положение нулевой точки профиля существенно влияет на наклоны поршня. Юбка поршня поворачивается, чтобы обеспечить, во-первых, равновесие моментов и в основном стремится занять такое положение, чтобы суммарная гидродинамическая сила прикладывалась вблизи оси поршневого пальца, а, во-вторых, улучшить гидродинамическую смазку от эффекта «масляного клина», особенно при максимальных значениях боковой силы. Поршень смещается в

сторону нагруженной стороны. Гидродинамические силы с ненагруженной стороны отсутствуют, поэтому равновесие моментов может быть достигнуто только при действии гидродинамической силы с нагруженной стороны по оси поршневого пальца, при этом по мере увеличения боковой силы поворот направлен в сторону обеспечения максимального эффекта от «масляного клина». Необходимо также отметить, что и распределение деформаций (наибольшие в нижней части юбки) способствует увеличению эффекта «масляного клина» при движении поршня к НМТ.

Для анализа влияния относительного положения нулевой точки профиля на условия смазывания юбки поршня представим изменение максимального угла наклона поршня и минимальной толщины масляного слоя для всех вариантов профилей в виде графика, изображенного на рисунке 4.21. Наименьшие наклоны, для данной конструкции юбки поршня, отмечаются при смещении нулевой точки профиля в сторону нижней части юбки относительно поршневого пальца, в диапазоне относительного положения нулевой точки профиля $\zeta = 1,2 - 1,65$.

Для относительных положений нулевой точки профиля $\zeta = 1,45$ и $\zeta = 1,62$, наблюдаются одинаковые значения минимальной толщины масляного слоя, равные 6 мкм, что удовлетворяет условию гидродинамического трения в сопряжении $h_m > h_{кр}$. Принимая во внимание незначительное изменение максимального угла наклона юбки поршня при увеличении значения параметра ζ от 1,45 до 1,62, а также резкий спад минимальной толщины масляного слоя, возникающий при увеличении значения параметра ζ больше 1,62 (рисунок 4.23), в дальнейших исследованиях использовался профиль с относительным положением нулевой точки $\zeta = 1,45$.

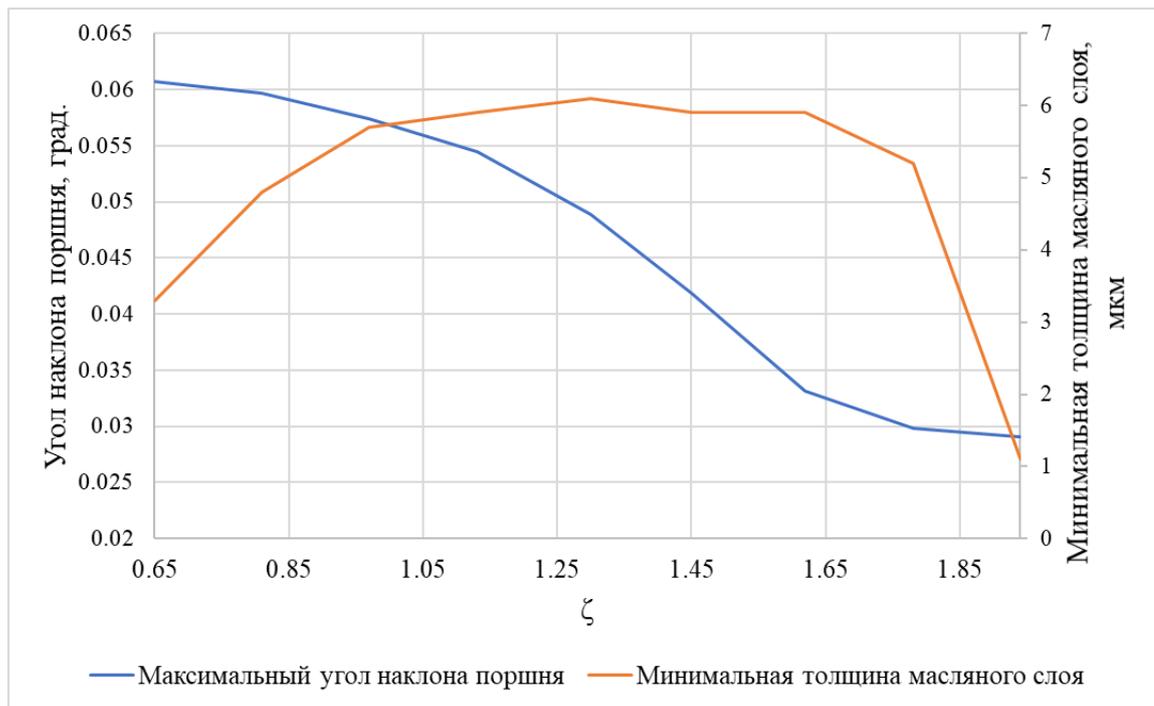


Рисунок 4.23. Изменение минимальной толщины масляного слоя и максимальных значений угла наклона поршня от положения нулевой точки профиля ζ

Отклонение верхнего участка профиля

Для исследования влияния верхнего отклонения профиля на условия гидродинамического трения юбки поршня была проведена серия расчетов с различными значениями U_B в диапазоне 0,015-0,075 мм. Результаты влияния верхнего отклонения профиля юбки поршня на минимальную толщину масляного слоя, угол наклона и поперечное перемещение поршня представлены на рисунках 4.24-4.27.

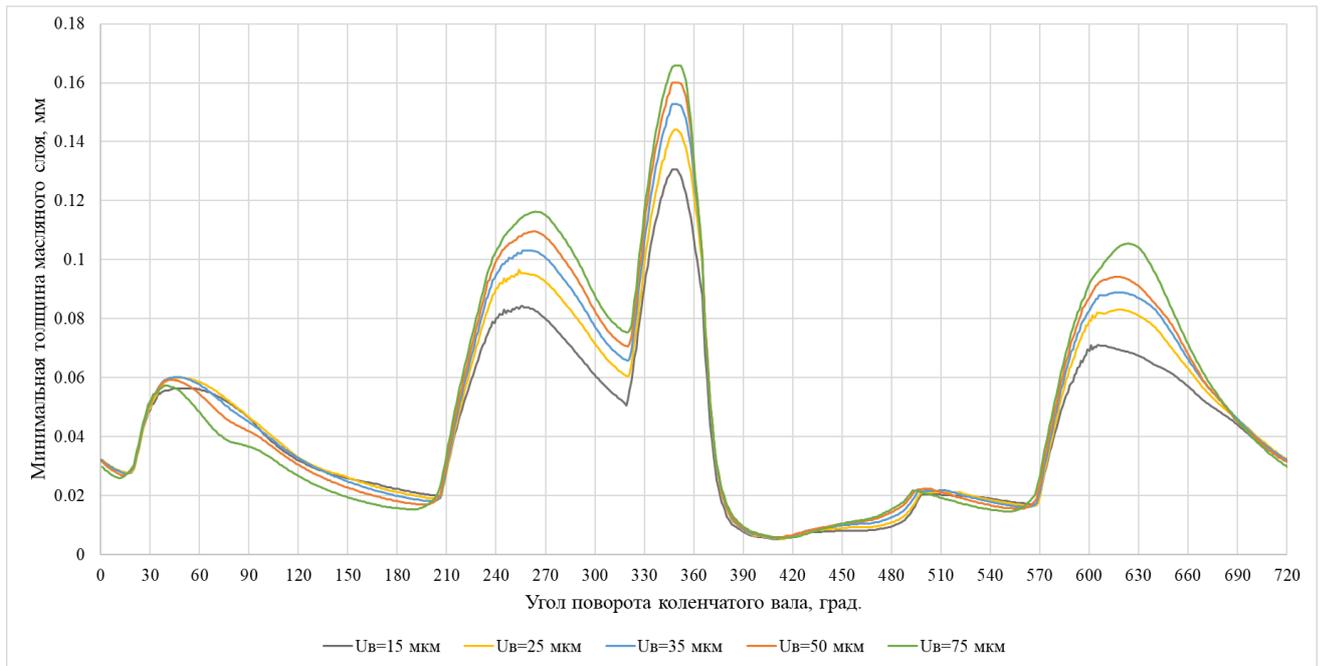


Рисунок 4.24 – Влияние верхнего отклонения профиля U_B на минимальную толщину масляного слоя для нагруженной (№1) стороны юбки поршня

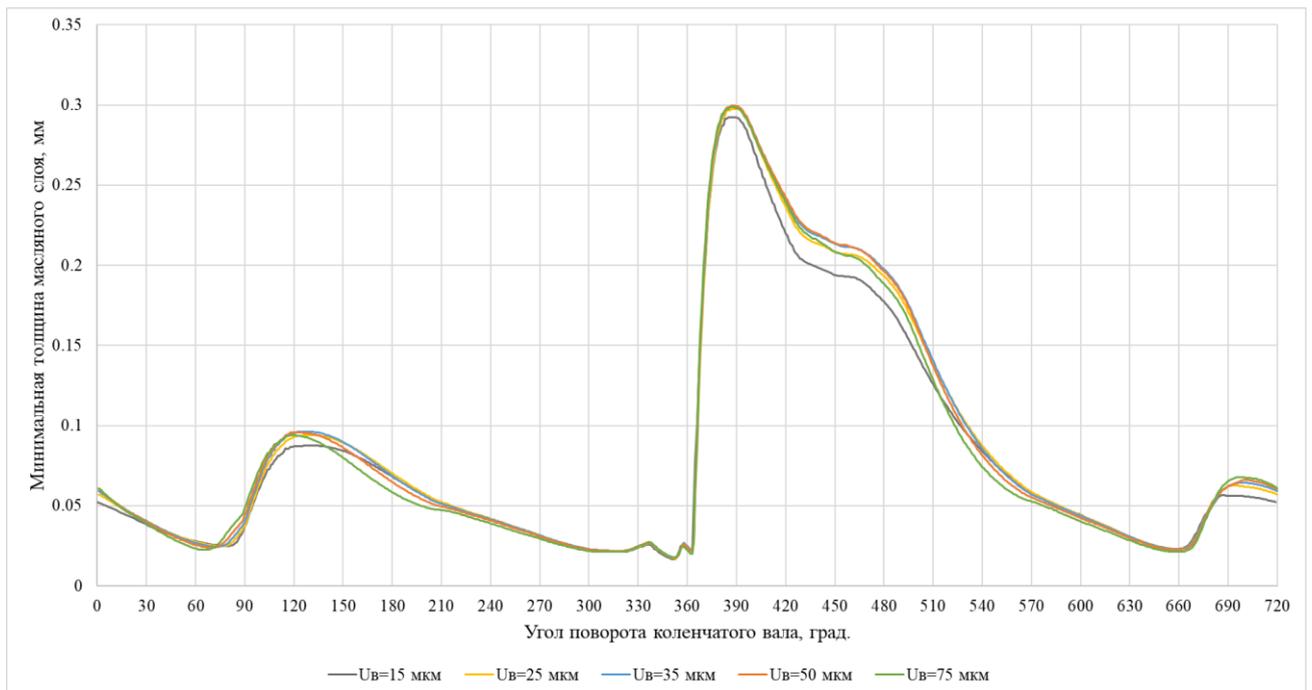


Рисунок 4.25 – Влияние верхнего отклонения профиля U_B на минимальную толщину масляного слоя для ненагруженной (№2) стороны юбки поршня

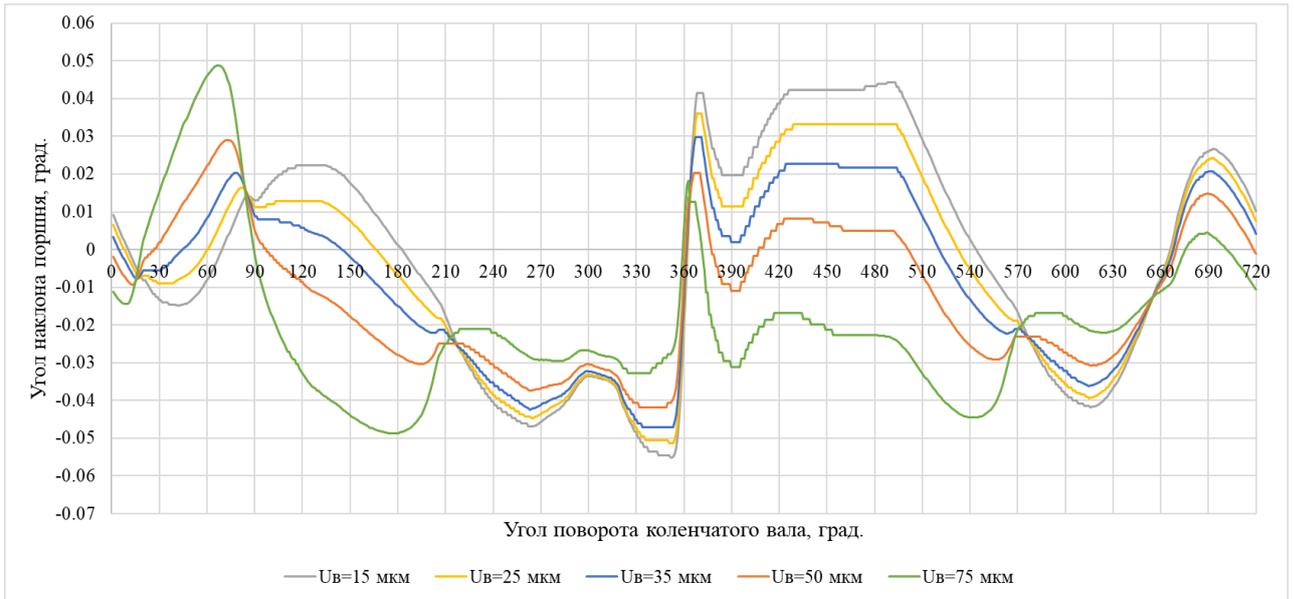


Рисунок 4.26 – Влияние верхнего отклонения профиля U_B на угол наклона поршня

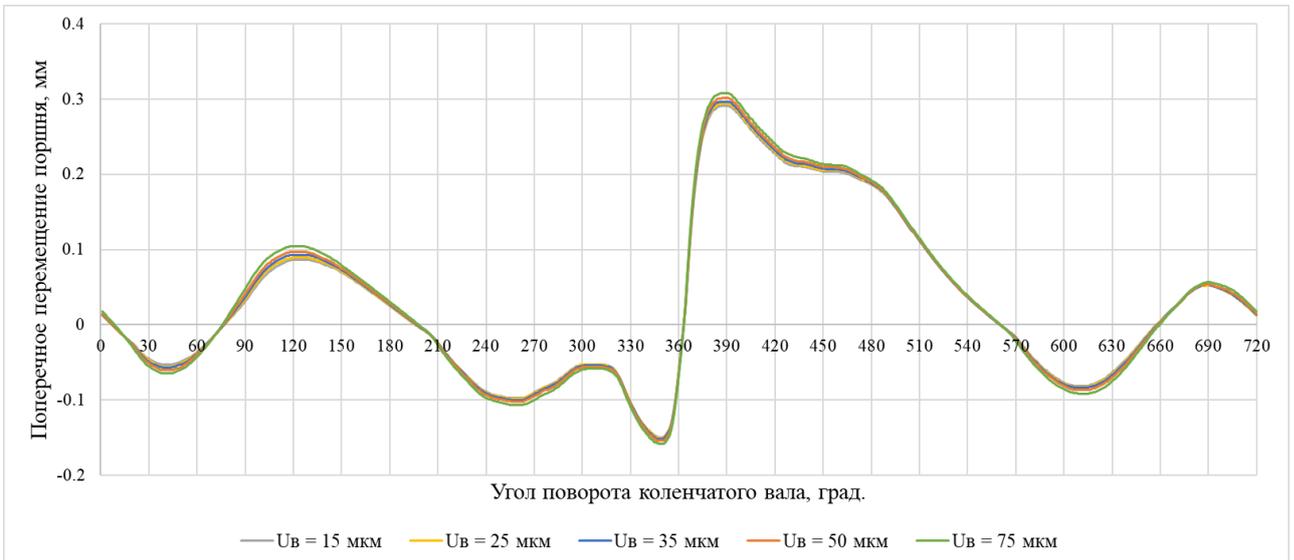


Рисунок 4.27 – Влияние верхнего отклонения профиля U_B на поперечное перемещение поршня

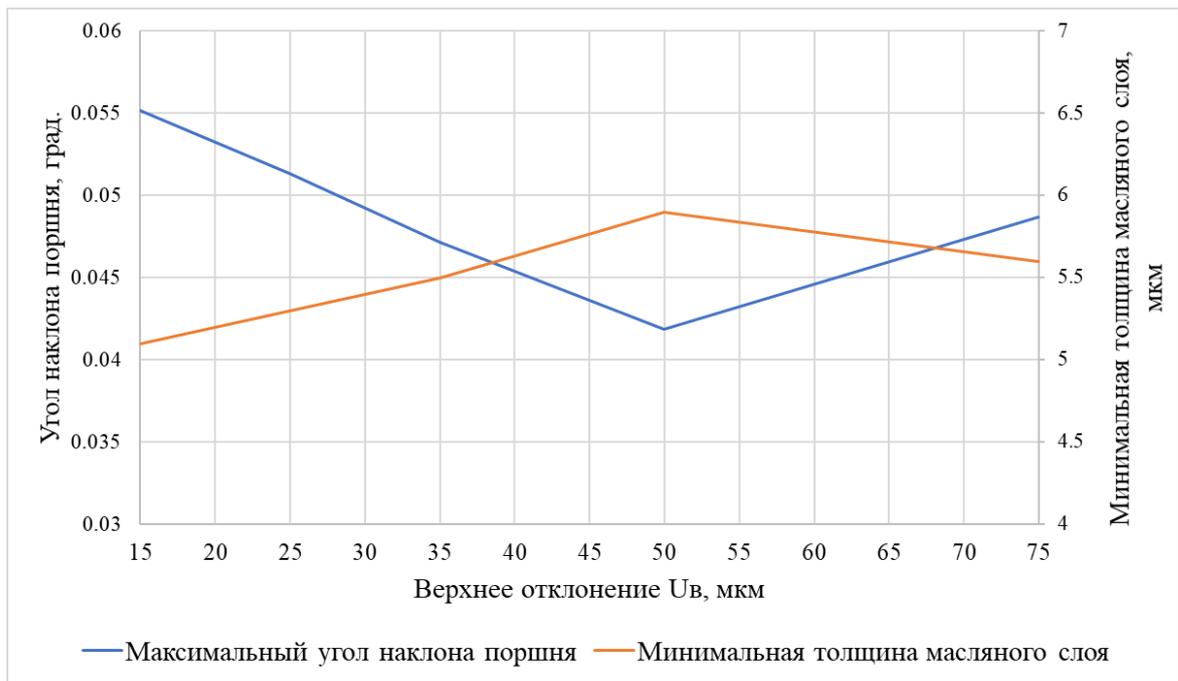


Рисунок 4.28 – Влияние верхнего отклонения профиля на максимальный наклон юбки поршня и минимальную толщину масляного слоя нагруженной стороны

Наибольшее влияние верхнее отклонение профиля юбки оказывает на ее наклон. Выполнение отклонений профиля в верхней части необходимо прежде всего для обеспечения гидродинамического эффекта «клина» при движении поршня к ВМТ на тактах сжатия и выпуска, так как распределение деформаций юбки поршня по высоте этого не обеспечивают. Необходимо учитывать, что увеличение отклонения верхнего участка профиля, ухудшает гидродинамический эффект «клина» при движении поршня к НМТ. Поворот юбки направлен на улучшение гидродинамического эффекта «клина», что хорошо видно на тактах впуска и выпуска при $U_B = 0,035 - 0,05$ мм (рисунок 4.28). Поэтому дальнейшее увеличение отклонений для рассматриваемой конструкции (свыше 0,05 мм) нецелесообразно.

Отклонение нижнего участка профиля

Для исследования влияния нижнего отклонения профиля на условия гидродинамического трения юбки поршня была проведена серия расчетов с различными значениями U_H в диапазоне 0,015-0,050 мм. Результаты влияния нижнего отклонения профиля юбки поршня на минимальную толщину масляного

слоя, угол наклона и поперечное перемещение поршня представлены на рисунках 4.29-4.32.

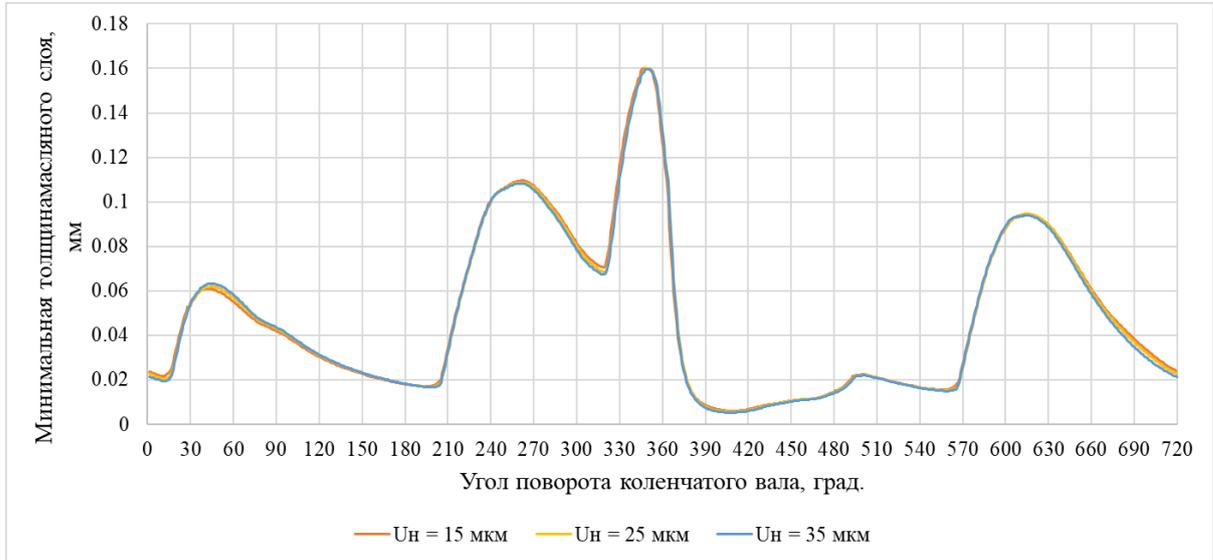


Рисунок 4.29 – Влияние нижнего отклонения профиля U_H на минимальную толщину масляного слоя для нагруженной (№1) стороны юбки поршня

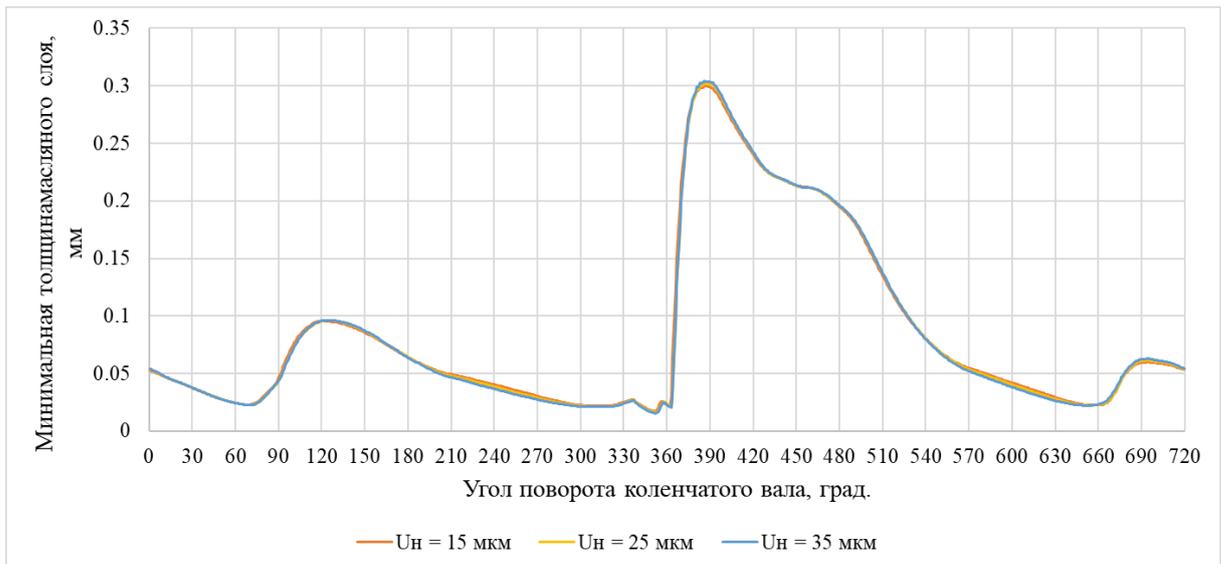


Рисунок 4.30 – Влияние нижнего отклонения профиля U_H на минимальную толщину масляного слоя для ненагруженной (№2) стороны юбки поршня

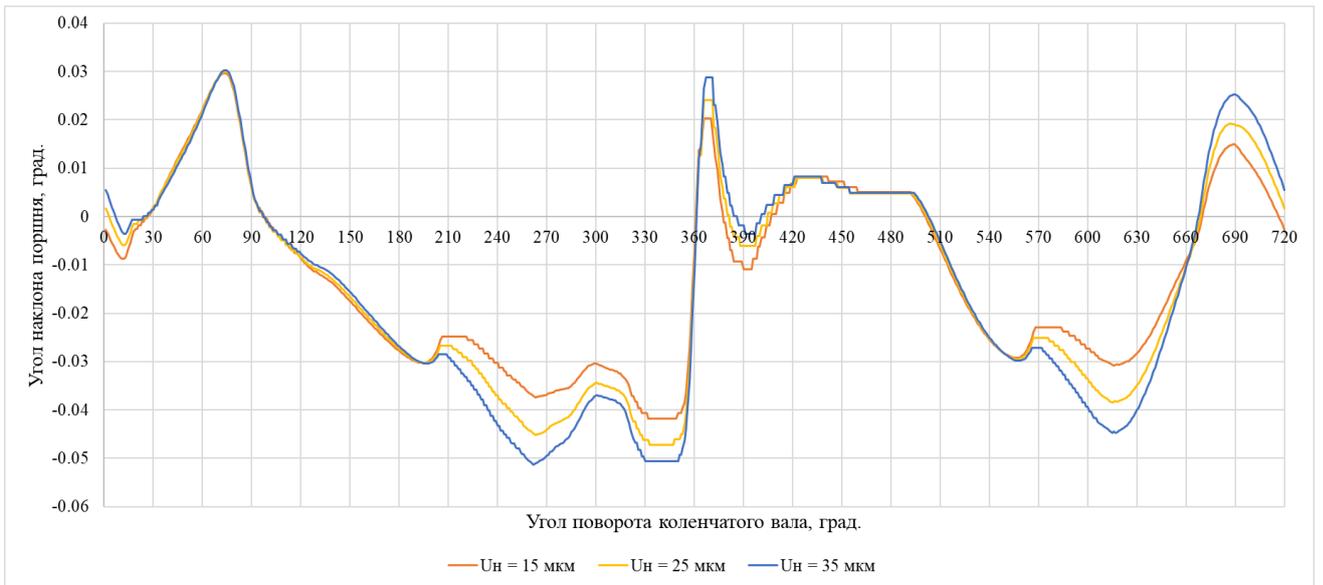


Рисунок 4.31 – Влияние нижнего отклонения профиля U_H на угол наклона поршня

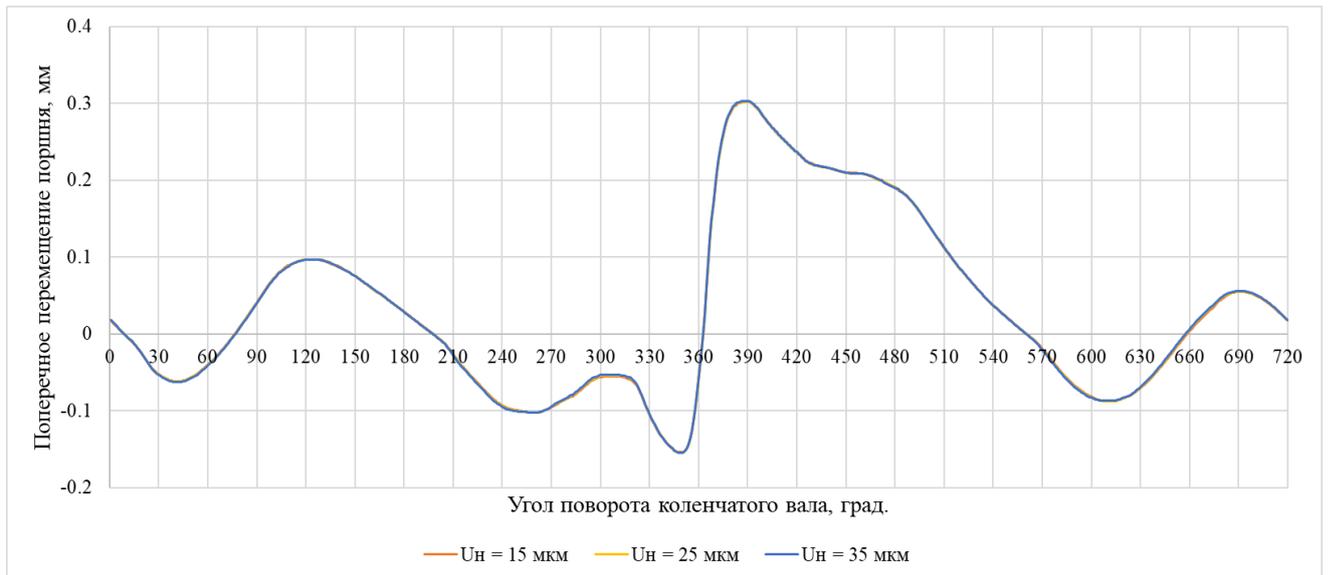


Рисунок 4.32 – Влияние нижнего отклонения профиля U_H на поперечное перемещение поршня

Как указывалось ранее, в нижней части юбки деформации больше, чем в верхней, что способствует поддержанию гидродинамического режима трения юбки поршня на тактах впуска и расширения, при движении поршня к НМТ (рисунок 4.23). Из-за чего влияние нижнего отклонения на параметры гидродинамического трения юбки поршня не оказывает существенного влияния, что продемонстрировано на рисунках 4.29-4.32. Поэтому отклонение нижней части профиля может быть минимальным ($U_H = 0,015$ мм).

Влияние профиля юбки поршня на мощность механических потерь

Проведенные исследования показали влияние основных параметров профиля юбки поршня составного поршня на гидродинамические характеристики в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» и поперечное перемещение юбки поршня. По формулам, приведенным в главе 2, рассчитывалась мощность механических потерь. Обеспечение гидродинамического трения в течении всего рабочего цикла позволяет минимизировать механические потери в сопряжении «юбка поршня – цилиндр». Небольшая разница в мощности механических потерь для различных вариантов профилей юбки поршня объясняется различием распределения толщин масляного слоя в сопряжении.

На рисунках 4.33 и 4.34 приведены графики изменения сил трения и мощностей механических потерь в течении рабочего цикла для профилей с различным расположением нулевой точки профиля по высоте юбки поршня.

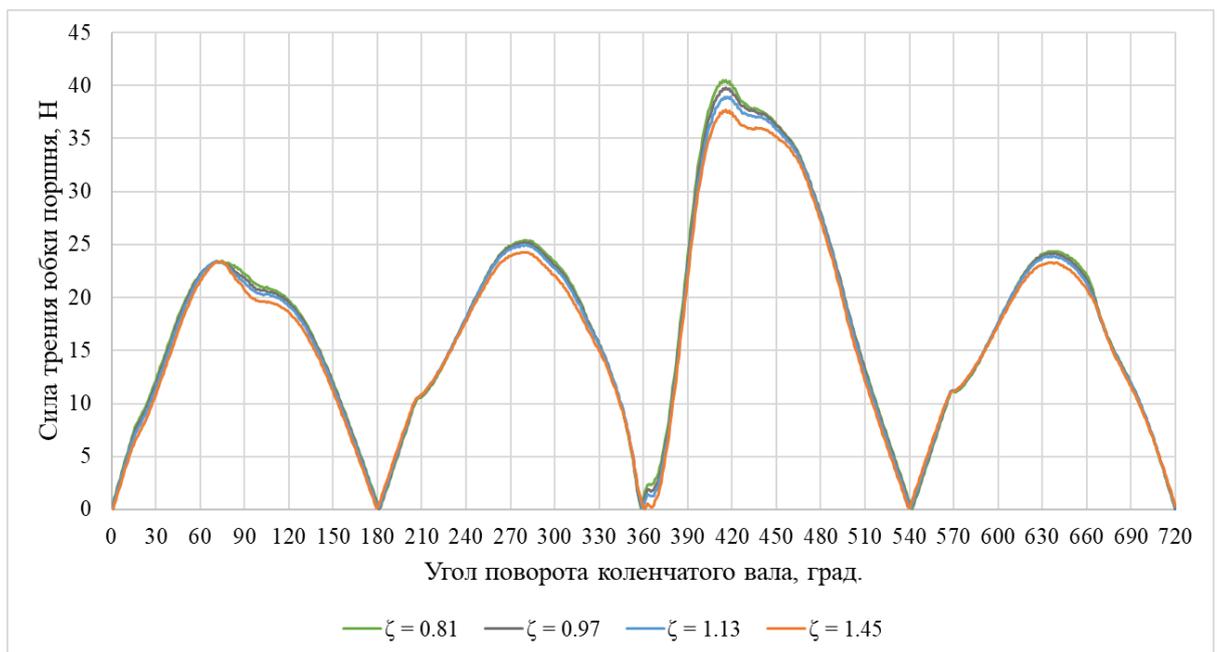


Рисунок 4.33 – Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ на величину силы трения в условиях гидродинамического режима трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»

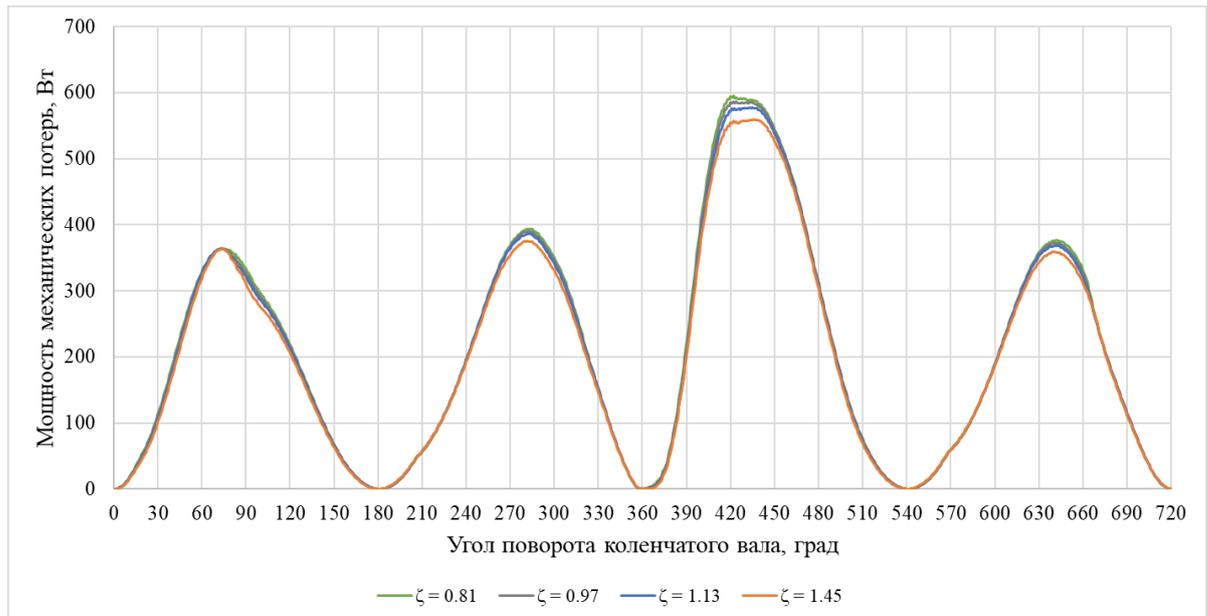


Рисунок 4.34 – Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ на мощность механических потерь в условиях гидродинамического режима трения в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»

В результате проведенных исследований был определен профиль юбки для рассматриваемой конструкции поршня и заданных исходных данных, который обеспечивает гидродинамический режим трения в течении всего рабочего цикла при минимальном монтажном зазоре в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» и, соответственно, поддерживает минимальный уровень механических потерь в данном сопряжении.

Параметры разработанного профиля (рисунок 2.11): $\Delta_{M3/2} = 0,025$ мм, $\zeta = 1,45$, $U_B = 0,050$ мм, $U_H = 0,015$ мм, $\Delta r = 0,3 - 0,5$ мм;

Диаметр юбки поршня - $D = 129,95$ мм;

Высота юбки поршня - $L_{Ю} = 72$ мм;

Расположение поршневого пальца - $L_{П} = 37$ мм.

Разработанный профиль юбки составного поршня, с численными значениями его отклонений в продольном и поперечном сечениях, представлена в приложении Б.

4.3 Выводы по четвертой главе

1. Проведен сравнительный анализ деформаций юбки составного и монометаллического поршней. Для составной конструкции поршня деформации юбки поршня увеличиваются в 3-4 раза, как в плоскости качания шатуна, так и вдоль оси поршневого пальца, поэтому учет деформаций юбки составного поршня является необходимым условием для расчета параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» и последующего профилирования юбки поршня.

2. Выполнено исследование влияния профиля на гидродинамические характеристики и поперечное движение поршня.

2.1 Конструкция составного поршня по сравнению с монометаллическим в большей степени позволяет юбке поршня совершать поворот относительно поршневого пальца в направлении улучшения гидродинамического эффекта «клина» и тем самым способствует обеспечению гидродинамического режима трения

2.2 Поперечный профиль эффективнее для обеспечения жидкостного трения задавать, как сочетание двух кривых с разной овальностью и участком с плавным переходом от одной овальности к другой с целью исключить контакты поверхности юбки поршня с цилиндром прежде всего на наиболее удаленных участках по окружности от плоскости качания шатуна. Для исследуемой конструкции и заданных исходных данных это овальности от 0,3 мм до 0,5 мм

2.3 Продольный профиль влияет на минимальную толщину масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» и, следовательно, режим трения, а также на углы наклона юбки поршня.

3. Предложен профиль для исследуемой конструкции юбки составного поршня и заданных исходных данных, обеспечивающий преимущественно жидкостное трение в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» в течение всего рабочего цикла и минимальные потери на трение на наиболее нагруженном

расчетном режиме: максимальное отклонение верхнего продольного профиля (U_B) 0,050 мм; нижнего (U_H) 0,015 мм, а нулевая точка продольного профиля смещена к нижней части юбки относительно оси поршневого пальца (ζ) 1,45; поперечная овальность изменяется от 0,3 до 0,5 мм.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработана методика профилирования юбки составного поршня, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение с минимальным монтажным зазором на основе расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», с учетом деформаций юбки поршня и особенностей поперечного движения составного поршня.

2. Предложен и апробирован расчетно-экспериментальный метод определения деформаций юбки поршня, используемый для верификации конечно-элементной модели и составления матрицы податливости.

3. Разработан стенд для экспериментального определения напряженно-деформированного состояния юбки поршня. Расхождение расчетных результатов, полученных с использованием конечно-элементной модели, с экспериментальными данными, составило:

- не более 4% для напряжений в теле юбки поршня;
- не более 10% для деформаций юбки поршня.

4. Проведена верификация модели расчета гидродинамических параметров смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» с учетом деформаций юбки от гидродинамического давления на примере монометаллического поршня. Таким образом показана возможность исследования различных вариантов конструкций поршня.

5. Проведено исследование влияния профиля на гидродинамические характеристики и поперечное движение поршня.

5.1 Конструкция составного поршня по сравнению с монометаллическим в большей степени позволяет юбке поршня совершать поворот относительно поршневого пальца в направлении улучшения гидродинамического эффекта «клина» и тем самым способствует обеспечению гидродинамического режима трения.

5.2 Поперечный профиль для обеспечения жидкостного трения эффективнее задавать, как сочетание двух кривых с разной овальностью и

участком с плавным переходом от одной овальности к другой с целью исключить контакты поверхности юбки поршня с цилиндром прежде всего на наиболее удаленных участках по окружности от плоскости качания шатуна.

5.3 Продольный профиль влияет на минимальную толщину масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» и, следовательно, режим трения, а также на углы наклона юбки поршня.

6. Предложен профиль для исследуемой конструкции юбки составного поршня и заданных исходных данных, обеспечивающий преимущественно жидкостное трение в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» в течение всего рабочего цикла с минимальным монтажным зазором $\Delta_{МЗ} = 0,05$ мм на наиболее нагруженном расчетном режиме: максимальное отклонение верхнего продольного профиля (U_B) 0,050 мм; нижнего (U_H) 0,015 мм, а нулевая точка продольного профиля смещена к нижней части юбки относительно оси поршневого пальца (ζ) 1,45; поперечная овальность изменяется от 0,3 до 0,5 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гинцбург, Б.Я. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинцбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский, Цимеринов И.А. – М: Машиностроение, 1973. – 89 с.
2. Костров, А.В. Выбор оптимального профиля направляющей части поршня карбюраторного двигателя / А.В. Костров, А.Р. Макаров // Автомобильная промышленность. 1977. №. 12. с. 4-7.
3. Костров, А.В., Расчет минимальной толщины масляной пленки в сопряжении поршень-цилиндр с учетом деформаций юбки поршня / А.В. Костров, А.Р. Макаров, С.В. Смирнов // Межвузовский сборник научных трудов «Исследование автомобильных и тракторных двигателей». 1987. № 8. с. 1-9.
4. Костров, А.В. Исследование влияния конструкции поршня бензинового двигателя на динамику его движения в цилиндре / А.В. Костров, А.Р. Макаров, С.В. Смирнов // Двигателестроение. 1991. №3. с. 3.
5. Никишин, В.Н. Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных дизелей на стадии их проектирования и доводки: дис. ... д-ра технических наук: 05.04.02, 01.02.06. / Никишин Вячеслав Николаевич. – Набережные Челны, 2006. – 377 с.
6. Маслов, А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней: дис.. канд. техн. наук. 05.04.02. / Маслов Андрей Петрович. – Ч., 1999. – 170 с.
7. Поршень для двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 1590596 СССР: МКИ F 02 F 3/00 / Маслов А.П., Суркин В.И. – №4460219/25-06; Оpubл. 07.09.90.
8. Рождественский, Ю.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей. Учебное пособие. / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов – Челябинск: ЮУрГУ, 2009. – 50 с.
9. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3» [Текст]: Свидетельство о

государственной регистрации программы для ЭВМ 2005610094 Рос. Федерация / Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А. и др.; зарег. 11.01.05.

10. Рождественский, Ю.В., Методика и результаты оптимизации продольной геометрии поршня для сопряжения «поршень-цилиндр» двигателя внутреннего сгорания/ Ю.В. Рождественский, А.И. Гусев, И.С. Грибанов, Д.О. Денисов // Тяжелое машиностроение. 2007. № 6. с. 28-30.

11. Рождественский, Ю.В. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.В. Рождественский, А.И. Гусев // Вестник южно-уральского государственного университета. Серия: машиностроение. 2006. № 11(66). с. 78-84.

12. Дойкин, А.А. Расчетно-экспериментальный метод профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» ДВС : дисс. ... канд. техн. наук. 05.02.02, 05.04.02 / Дойкин Алексей Алексеевич. - Ч., 2013 - 132 с.

13. Москаленко, И.Н. Обзор методов профилирования юбок поршней / И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. 2013. №. 2. с. 75-81.

14. Якунин, Р. В. Методические основы оптимизации профиля юбки поршня ДВС с целью снижения механических потерь : дисс. ... канд. техн. наук. 05.04.02 - М., 2019. 127с.

15. Трибосопряжение поршень-цилиндр двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 2095603 Рос. Федерация: F 02 F 3/00 /Рождественский Ю.В., Маслов А.П; опубл. 10.11.97.

16. Путинцев, С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания: дис. ... д-ра технических наук: 05.04.02, 05.02.04. / Путинцев Сергей Викторович. – М., 1997. – 385 с.

17. Поршень для двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 1249183 СССР: МКИ F 02 F 3/00 / Путинцев С.В., Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С.; заяв. 11.09.84.

18. Путинцев, С.В. Введение в трибологию поршневых двигателей: / С.В. Путинцев – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 183 с.
19. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний [Электронный ресурс] // М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. –Режим доступа: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2/putintsev1.pdf> (дата обращения: 20.06.2018).
20. Engine testing ATZ/MTZ-Fachbuch / Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2016. с. 115–280.
21. Рык, Г.М. Влияние формы опорной поверхности на смазку прямоугольного ползуна // Известия вузов. Машиностроение. 1964. № 4. с. 48-56.
22. Heap, H.R. Hochste Leistungsausnutzung beim Verbrennung-otorkolben // Antriebstechnik. 1983. № 4. с. 35-36.
23. Поршень для двигателя внутреннего сгорания: патент РФ (RU) 700323, МКИ 16J 1/04 / Путинцев С.В. и др.; заяв. 07.12.89.
24. Путинцев, С.В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 1: теоретическое обоснование /С.В. Путинцев // Известия вузов. Машиностроение. 1996. № 7-9. с. 60-67.
25. Путинцев, С.В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 2: расчет и эксперимент / С.В. Путинцев // Известия вузов. Машиностроение. 1996. №10-12. с. 51-56.
26. 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; Оpubл. 23.19.91.
27. Totaro, P. Introducing a New Piston Skirt Profile to Reduce Engine Friction / P. Totaro, Z. Westerfield, T. Tian. // SAE Technical Paper № 2016-01-1046. 2016.
28. Поршни [Текст] : пат. 2192253 Великобритания, МКИ F02-F 3/00 / Michael Ledsham Prince Rhodes; AE PLC – № 8714286 ; опубл. 06.01.88.
29. Kim, K. Part 3: A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts/ К. Kim, P. Shah, P. Takiguchi и др. // SAE Technical Papers. 2009. № 01-0193.

30. Littlefair, B. A tribo-dynamic solution for the flexible piston skirt and liner conjunction [Текст]: doctoral thesis UK Loughborough, 2013. – 204 с.
31. Классики естествознания. Гидродинамическая теория смазки. / под ред. И с доп. Статьями проф. Л.С. Лейбензона. – М.-Л. 1934. – 575 с.
32. Reynolds, O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil / O. Reynolds // Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1886, № 177, с. 157-234.
33. Слѣзкин, Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости / Н.А. Слезкин – М: ГИТТЛ, 1955, с. 193-197.
34. Макаров, А.Р. Математическое моделирование движения поршня в цилиндре / А.Р. Макаров, С.В. Смирнов, С.В. Осокин // Известия МГТУ. 2014. №2(20), с.24-29.
35. Смирнов, С.В. Разработка конструкции поршня с терморегулирующими вставками и улучшенными гидродинамическими характеристиками для бензинового двигателя: дисс. ... канд. техн. наук. 05.04.02 / Смирнов Сергей Владимирович. – М., 1987. – 163 с.
36. Littlefair, B. Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation / B. Littlefair, M. De La Cruz, R. Mills, и др. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2014. №. 228(1), с. 69-81.
37. Агеев, А.Г. Снижение механических потерь в быстроходном дизеле воздушного охлаждения совершенствованием конструкции деталей ЦПГ: дис.. канд. техн. наук: 05.04.02 / Агеев Артём Геннадьевич. – М., 2017. – 174 с.
38. Forero, J.D. Study of the Piston Secondary Movement on the Tribological Performance of a Single Cylinder Low-Displacement Diesel Engine / J.D. Forero, G.V. Ochoa, W.P. Alvarado // Lubricants. 2020. №. 11 (8). с. 97.
39. Ning, L. Incorporation of deformation in a lubrication analysis for automotive piston skirt–liner system /L. Ning, X. Meng, Y. Xie // Proceedings of the Institution of

Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2013. №6 (227). с. 654-670.

40. Рык, Г.М. Метод расчета и исследований условий смазки поршня / Г.М. Рык, Ф. М. Рогов // Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 27, Харьков, 1978. с. 125-132.

41. Путинцев, С. В. Результаты моделирования деформации юбки поршня быстроходного дизеля от действия гидродинамического давления масла / С. В. Путинцев, А. Г. Агеев // Двигателестроение. – 2015. – № 3(261). – С. 18-21.

42. Поршень для двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 159529 Рос. Федерация / С.В. Путинцев, А.Г. Агеев; опубл. 10.02.16. Бюлл. № 4.

43. Путинцев, С.В. Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний / С.В. Путинцев, А.Г. Агеев // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 7 (652). с. 18-24.

44. Новиков, А.М. Повышение эффективности ремонта дизельных двигателей путем обоснования величины монтажного зазора в сопряжении «поршень-цилиндр»: дис. ... канд. техн. наук 05.20.03 / Новиков Алексей Михайлович - СПб-П., 2002. - 138 с.

45. Oh, K.P. Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Skirts / K.P. Oh, C.H. Li and P.K. Goenka // ASME. J. Tribol. April 1987. No. 109(2). pp. 356–362.

46. Li, C.H. Piston Thermal Deformation and Friction Considerations // SAE Technical Paper 820086, 1982.

47. Meiser, J. Friction Power Measurements of a Fired Gasoline Engine Influence of Piston Skirt Geometry / J. Meiser, T. Deuß, H. Ehinis, R. Künzel // MTZ worldwide №79, 2018. с. 50-57.

48. Wong, V.W. Overview of automotive engine friction and reduction trends—Effects of surface, material, and lubricant-additive technologies / V.W. Wong, S.C. Tung // Friction № 4(1). 2016. с. 1-28.

49. Gulzar, M. Effect of piston material on piston skirt lubrication at initial engine start-up speed / M. Gulzar, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, M. Varman, S.A. Qasim // 3rd

Malaysia-Japan Tribology Symposium 2014 (MJTS2014), DOI: 10.13140/2.1.2258.7201. – 2014.

50. Asymmetric piston [Текст]: пат. 9759156 B2 US: FO2F 3 /00 / L. Perrone, K.L. Wirkkala, I. Muscas; опубли. 12.09.2017.

51. Мур, Д. Основы и применения трибоники / Пер. с англ. под. ред. И.В. Крагельского, Г.И. Трояновской. – М: Мир, 1978. – 487 с.

52. Rahnejat H. Multi-body dynamics: Historical evolution and application//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2000, Vol. 214, Multi-body dynamics, No. 1, P. 149-173.

53. Gohar R., Rahnejat H. Fundamentals of tribology. – London: Imperial College Press, 2008.

54. Howell-Smith, S.J. Tribological optimisation of the internal combustion engine piston to bore conjunction through surface modification: doctoral thesis, UK Loughborough, 2011. – 247 с.

55. McClure, F. Numerical Modeling of Piston Secondary Motion and Skirt Lubrication in Internal Combustion Engines: doctoral thesis MIT. Massachusetts: 2007. – 241 с.

56. Gosh, M.K. Fundamentals of Fluid Film Lubrication / M.K. Gosh, B.C. Majumdar, M. Sarangi – Tech M, 2014 – 469 с.

57. Лужнов М.Ю. Основы триботехники: учеб. пособие / Ю.М. Лужнов, В.Д. Александров; под ред. Ю.М. Лужнова. - М.: МАДИ, 2013. - 136 с.

58. Дерягин Б.В. Что такое трение? 2-е изд. перераб. и доп. М.: Изд-во академии наук СССР, 1963. 230 с.

59. Dinu, T. Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines / T. Dinu, H. Naeim, B. Walter // SAE Technical Paper 2000-01-0921, 2000.

60. Yanjun, L. The Analysis of Secondary Motion and Lubrication Performance of Piston considering the Piston Skirt Profile / L. Yanjun, L. Sha, W. Peng, L. Cheng, Z. Yongfang, M. Norbert // Shock and Vibration. 2018. № 2018 Article ID 3240469.

61. Zhu, D. A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication—Part I: Basic Modeling / D. Zhu, H.S. Cheng, T. Arai and K. Hamai // ASME. J. Tribol. Jun 1992. Vol. 3. No. 114. c. 553-562.
62. Mansouri, S.H., Wong V.W. Effects of Piston Design Parameters on Piston Secondary Motion and Skirt-Liner Friction/ S.H. Mansouri, V.W. Wong // SAE international (SP-1894), Tampa. Florida. 2004. № 2004-01-2911.
63. Shaw, H.A. Tribological study of diesel piston skirt coatings in CJ-4 and PC-11 engine oils / H.A. Shaw, J. Qu, C. Wang, R.D. England // Wear №376-377 part B. 2017. c. 1673-1681.
64. Cho, D-H. The Effects of Surface Roughness and Coatings on the Tribological Behavior of the Surfaces of a Piston Skirt / D-H. Cho, S-A. Lee, Y-Z. Lee // Tribology Transactions. 2009. № 53. c. 137-144.
65. Mills, R.S. Measuring Lubricant Films at the Piston-Cylinder Contact: An Overview of Current Technologies with Focus on Ultrasound/ R.S. Mills, E. Avan, R. Dwyer-Joyce // SAE Technical Papers. 2013. Vol.2.
66. Xin, Q. Analytical and Numerical Study of Lubrication Dynamics for Internal Combustion Engine Piston Assemblies and Journal Bearings: Doctor of Science degree dissertation. Washington University, St. Louis, Missouri. 1999.– 272 с.
67. Piston and method of manufacturing thereof [Текст] :, пат. US 2020/0088129 A1 / Fregini P., Simone G., Massimiliano B., опубл. 19.03.20.
68. Piston for an internal combustion engine [Текст], пат. US 8714129 B2 / Valery B.; опубл. 06.05.14.
69. Составной поршень двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 1778346 А1 СССР / Г.Л. Васильев, В.И. Евенко, С.Г. Назарова, В.Г. Васильева; опубл. 1989.
70. Elsbett, K. The Ferrum Piston for Diesel Engines—a Two-Piece Articulated Piston Design / K. Elsbett, G. Elsbett, L. Elsbet, M. Behrens // SAE Technical Paper № 850505, 1985.
71. Two-piece piston assembly [Текст]: пат. 5115726 US: F02F3/0069 / G. Daxer, J. A.D.T.Cullen, опубл. 26.05.92.

72. Two-piece oil cooled piston [Текст]: пат. 4180027 US: F02F3/22 / Taylor J.N.; опубл. 25.12.79.

73. Oil cooled piston [Текст]: пат. 4056044 US: F04B39/0292 / Kamman K.R., Jacobson W.D.; опубл. 01.11.97.

74. Two piece cast ferrous crown piston for internal combustion engine [Текст]: пат. 2008/0066615A1 US: F02F3/0069 / Rasmussen R.; опубл. 20.03.08.

75. Dursunkaya Z. A Model of Piston Secondary Motion and Elastohydrodynamic Skirt Lubrication / Z. Dursunkaya, R. Keribar, V. Ganapathy // ASME. J. Tribol. October 1994; 116(4): 777–785. <https://doi.org/10.1115/1.2927332>.

76. ООО «Силовые агрегаты - группа ГАЗ». Двигатель ЯМЗ-650. Руководство по ремонту. Издание 1-е. - Ярославль, 2009. - 134 с.

77. ОАО «Автодизель». Силовые агрегаты ЯМЗ-7511.10; ЯМЗ-7512.10; ЯМЗ-7513.10; ЯМЗ-7514.10; ЯМЗ-7601.10 всех комплектаций и исполнений. Устройство, работа и ремонт двигателей. - Ярославль. 2007. - 329 с.

78. Nural. Pistons, Liners and Assemblies / Federal mogul motorparts, 2017-2019. с. 1427-1434.

79. Программа для составления матрицы податливости юбки поршня [Текст]: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2021664565 Рос. Федерация / Воробьев А.А., Смирнов С.В.; заявл. 31.08.21; опубл. 09.09.2021.

80. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учебник для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 515 с.

81. Стрижов, Е.Е. Особенности моделирования температурного поля составного поршня форсированного среднеоборотного дизеля / Е.Е. Стрижов // Известия вузов. Машиностроение. 2011. №9. с. 23-36.

82. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. М: Машиностроение, 2008. – 496 с.

83. Программа для составления матрицы тепловых деформаций юбки поршня [Текст]: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2021666850 Рос. Федерация / Воробьев А.А., Смирнов С.В.; зарег. 17.10.2021; опубл. 21.10.21.

84. Смирнов, С. В. Профилирование юбки составного поршня двигателя внутреннего сгорания / С. В. Смирнов, И. А. Заев, А. А. Воробьев // Двигателестроение. – 2022. – № 3(289). – С. 15-31. – DOI 10.18698/јес.2022.3.15-31.

85. Ковеня, В.М. Методы конечных разностей и конечных объемов для решения задач математической физики. Учебное пособие. / В.М. Ковеня, Д.В. Чирков. – Новосибирск: НГТУ, 2013. – 87 с.

86. Мареев, В.В. Основы методов конечных разностей / В.В. Мареев, Е.Н. Станкова. – СПб: Изд-во С.-Петерб. ун-та, 2012. – 64 с.

87. Nemade, A. The Mesh Quality significance in Finite Element Analysis/ A. Nemade, A. Shikalgar // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE). 2020. Вып. 17. №. 2. с. 44-48.

88. Численное моделирование физических процессов. Определение напряженно-деформированного состояния. Верификация и валидация численных моделей сложных элементов конструкции в упругой области [Текст]: ГОСТ Р 57700.10-18. - Введ. 2019-01-01. – М: Стандартинформ, 2018. – 16 с.: ил.

89. ANSYS Inc. Release 21.R1 Documentations for ANSYS. SAS IP, - 2020.

90. Федорова, Н.Н., Основы работы в ANSYS 17 / Н.Н. Федорова, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю.В. Захарова. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.

91. Wang, E. Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra - PDF Free Download [Электронный ресурс] / E. Wang, T. Nelson, R. Rauch // CAD-FEM GmbH. Режим доступа: <https://docplayer.net/21829223-Back-to-elements-tetrahedra-vs-hexahedra.html> (дата обращения: 28.02.2022).

92. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н.

Вырубков, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1984. – 384 с.

93. Стенд для определения деформации поршня двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 1108344 СССР: МКИ G 01 M 13/00 / И.М. Цой, Р.Х. Хасанов; опубл. 06.04.1983.

94. Стенд для исследования деформаций поршня [Текст]: пат. 479017 СССР: МКИ G 01 m 13/00 / Б.Я. Гинцбург, И. У. В. Рискин, В.М. Клейнерман (СССР); Опубл. 30.07.75.

95. Стенд для измерения напряженно-деформированного состояния юбки поршня двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 206077 Рос. Федерация: МПК G 01 M 13/00 / Воробьев А.А., Смирнов С.В. - №2021117254; заявл. 11.06.2021; опубл. 19.08.2021, Бюл. №23. - 5 с: ил.

96. Мехеда, В.А. Тензометрический метод измерения деформаций: учеб. Пособие / В.А. Мехеда. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. Ун-та, 2011. – 56с.

97. ГОСТ 8.543-86 Государственная поверочная система для средств измерения деформации. – М: Госстандарт СССР, 1986. – 7с.

98. Смилянский, З.Г. Основы техники контроля размеров в машиностроении. / З.Г. Смилянский. – М: МАШГИЗ, 1959. – 246 с.

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

100. Деревянкин, В.А. Т-330 46-5ТО техническое описание и инструкция по эксплуатации. / В.А. Деревянкин, Е.В. Данилов, В.А. Калашников, Е.Е. Скворцов.; под. Ред. Ю.Д. Егорова. – М.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

101. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2. Под ред. И.В. Карельского и В.В. Алисина. - М.: Машиностроение, 1979. - 358 с., ил.

102. Венцель, С.В. применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. / С.В. Венцель. – М: Химия, 1979. – 240 с.

103. Маркова, Т.В. Шероховатость поверхностей. Методические указания. / Т.В. Маркова, И.М. Крыжановская. – СПб: СПбГПУ, 2006. – 32 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1. Параметры двигателя 6ЧН 13/15, используемые для исследований

Параметр	Единица измерения	Значение
Частота вращения коленчатого вала, n	мин ⁻¹	1900
Диаметр цилиндра, D	мм	130
Радиус кривошипа, r	мм	75
Длина шатуна, $l_{ш}$	мм	242,5
Эксцентриситет поршня, e	мм	0
Масса первого компрессионного кольца, $m_{к1}$	кг	0,043
Масса второго компрессионного кольца, $m_{к2}$	кг	0,035
Масса маслоъемного кольца, $m_{км}$	кг	0,029
Масса головки поршня, $m_{г}$	кг	2,46
Масса юбки поршня, $m_{ю}$	кг	0,5
Масса поршневого пальца, $m_{пп}$	кг	1,47
Масса шатуна в сборе, $m_{ш}$	кг	4,88
Расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поверхности трения юбки, $L_{п}$	мм	37
Длина юбки, на которой рассчитывается гидродинамическое давление, $L_{ю}$	мм	72
Кинематическая вязкость смазки при 100 °С, μ	мм ² /с	11,5
Плотность смазки при 20 °С, ρ	г/см ³	0,905

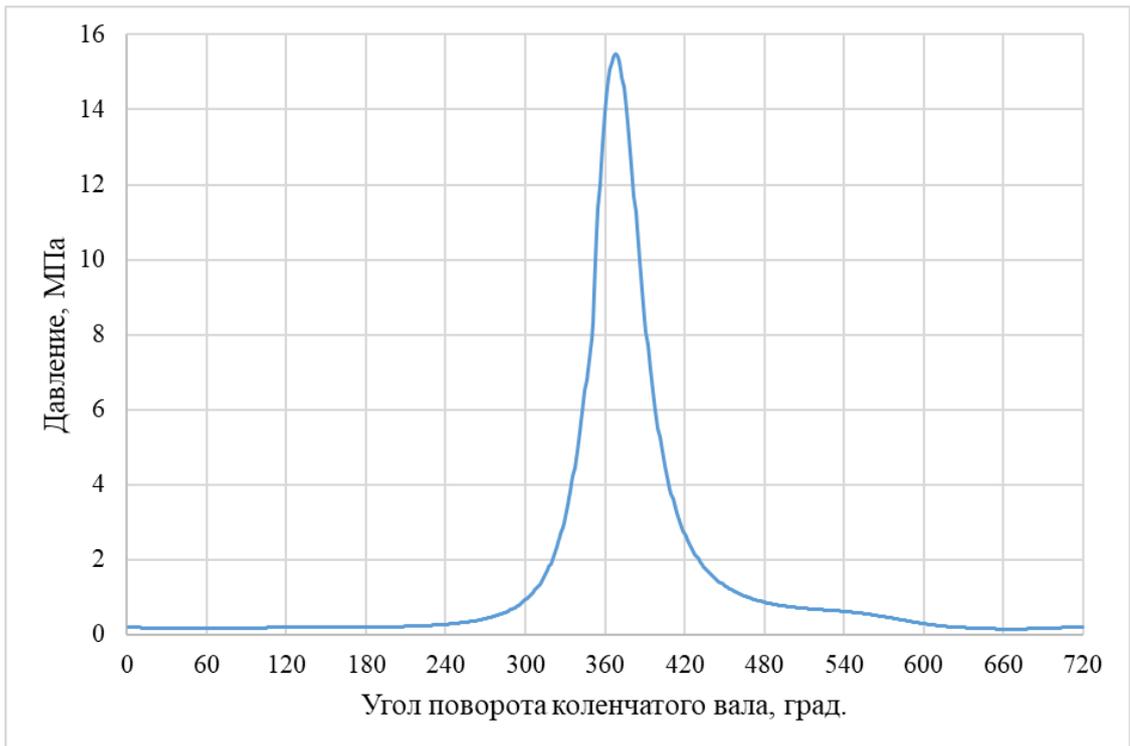


Рисунок А.1 – Индикаторная диаграмма двигателя 6ЧН 13/15.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

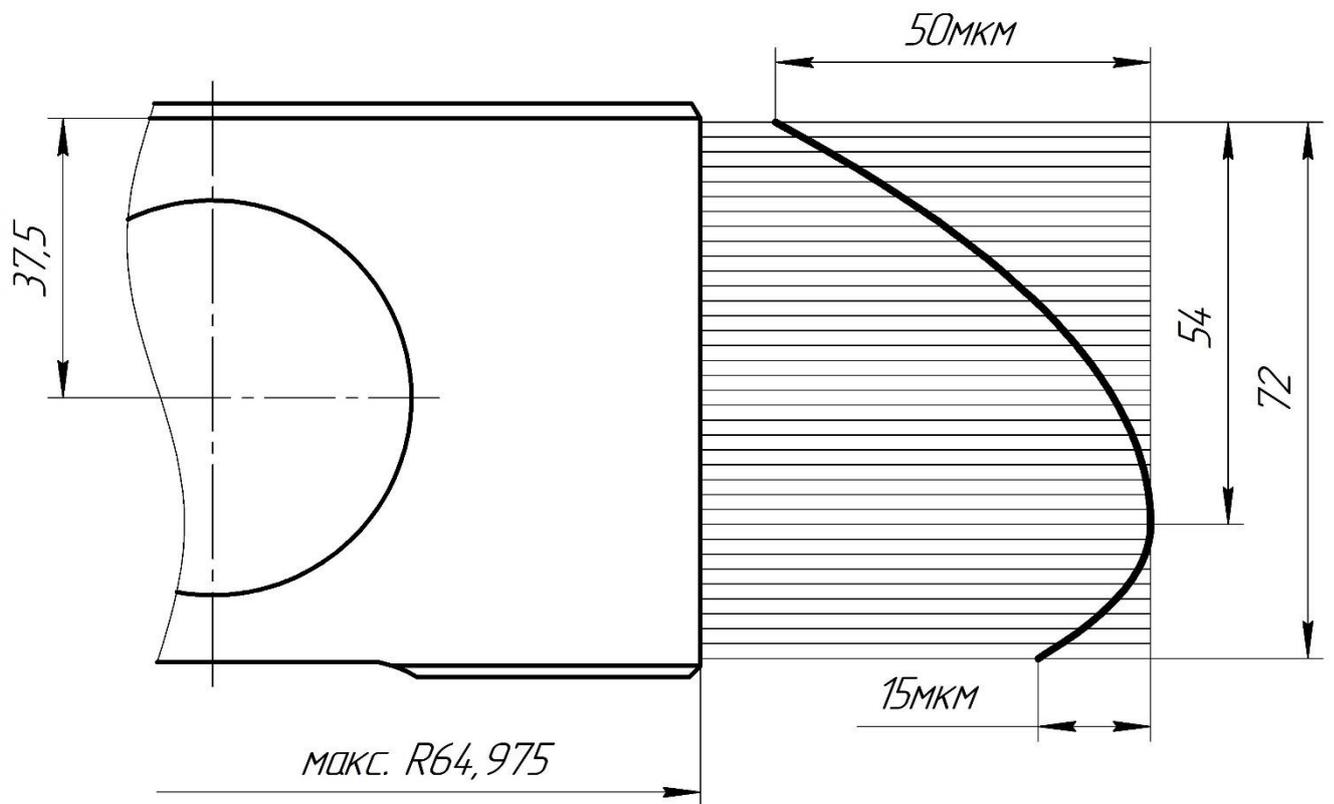


Рисунок Б.1 – Форма разработанного профиля юбки составного поршня в продольном сечении

Таблица Б.1. Отклонения разработанного профиля юбки составного поршня в продольном сечении.

Высота юбки поршня, мм	Отклонение профиля, мм	Высота юбки поршня, мм	Отклонение профиля, мм
72	-0,050	34	-0,004
70	-0,046	32	-0,003
68	-0,042	30	-0,002
66	-0,039	28	-0,002
64	-0,036	26	-0,001
62	-0,033	24	-0,001
60	-0,030	22	-0,001
58	-0,027	20	0
56	-0,024	18	0
54	-0,022	16	0
52	-0,019	14	-0,001
50	-0,017	12	-0,002
48	-0,015	10	-0,003
46	-0,013	8	-0,005
44	-0,011	6	-0,007
42	-0,009	4	-0,009
40	-0,008	2	-0,012
38	-0,007	0	-0,015
36	-0,006		

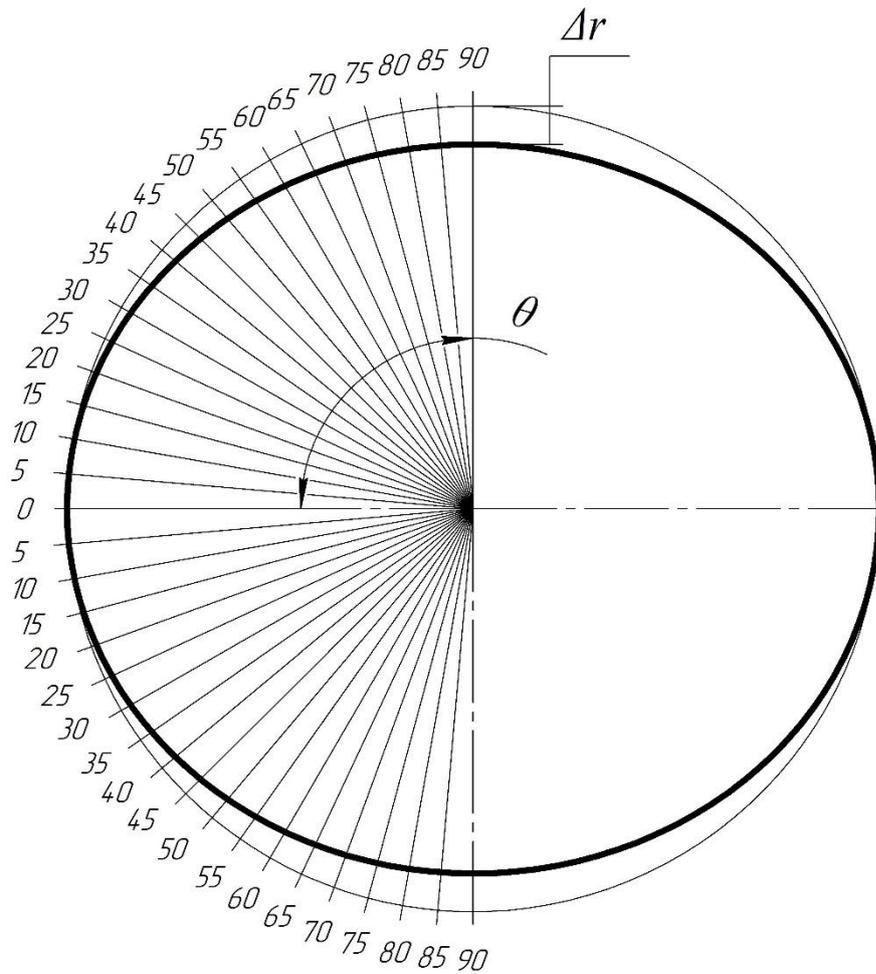


Рисунок Б.2 – Форма разработанного профиля юбки составного поршня в поперечном сечении

Таблица Б.2. Отклонения разработанного профиля юбки составного поршня в поперечном сечении.

θ , град.	Δr , мм	θ , град.	Δr , мм	θ , град.	Δr , мм
0	0	35	0,117	70	0,442
5	0,002	40	0,171	75	0,467
10	0,009	45	0,236	80	0,485
15	0,020	50	0,293	85	0,496
20	0,035	55	0,336	90	0,500
25	0,054	60	0,375		
30	0,075	65	0,411		