

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович

ОПТИМИЗАЦИЯ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
кандидат технических наук, доцент  
Гаврилов Константин Владимирович

Челябинск – 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	10
1.1. Актуальные задачи современного энергетического и транспортного машиностроения в области обеспечения надёжности узлов трения .....	10
1.2. Обзор моделей макро- и микрогеометрии поверхностей трения трибосопряжений .....	12
1.3. Методы расчета гидродинамических давлений в смазочном слое.....	26
1.4. Оптимизация параметров сложнонагруженных подшипников .....	29
1.5. Цель и задачи диссертационного исследования .....	32
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕГУЛЯРНОЙ МИКРО- И МАКРОГЕОМЕТРИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ .....	35
2.1. Динамика подвижных элементов сложнонагруженных подшипников скольжения.....	35
2.2. Макрогеометрия поверхностей трения трибосопряжений .....	38
2.3. Микрогеометрия поверхностей трения подшипников скольжения .....	56
Выводы по главе 2.....	52
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	54
3.1. Описание экспериментального стенда .....	54
3.2. Постановка задач и планирование эксперимента.....	63
3.3. Обработка результатов экспериментальных исследований .....	67
Выводы по главе 3.....	73
ГЛАВА 4. ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ И ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	74
4.1. Программные комплексы оценки микрогеометрических параметров сложнонагруженных подшипников скольжения.....	74
4.2. Расчетный анализ гидромеханических характеристик радиальных подшипников скольжения.....	76
4.3. Расчетный анализ гидромеханических характеристик подшипников скольжения с поступательным движением подвижных элементов.....	97
Выводы по главе 4.....	113

ГЛАВА 5. ОПТИМИЗАЦИЯ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ.....	114
5.1. Программные комплексы для расчетного трибологического анализа гидродинамических подшипников скольжения .....	114
5.2. Метод оптимизации, ограничения на варьируемые параметры .....	117
5.3. Разработка конструктивных мероприятий по снижению трибологических потерь в радиальных подшипниках скольжения .....	122
Выводы по главе 5.....	127
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	129
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	131
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	142
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	153
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	154

## ВВЕДЕНИЕ

По потерям энергии на трение поршневые машины, в том числе, поршневые двигатели внутреннего сгорания, занимают ведущие позиции в энергетическом машиностроении. До 30% энергии в таких машинах теряется на преодоление потерь на трение [1,2]. По величине потерь на трение подшипники скольжения коленчатого вала занимают второе место после трибосопряжения (ТС) «поршень – цилиндр». Таким образом, уменьшение потерь на трение в этих ключевых ТС является одной из важных целей при конструировании поршневых машин. К основным путям снижения этих потерь относятся применение покрытий, снижающих коэффициент трения, совершенствование технологий обработки поверхностей, использование энергоэффективных смазочных материалов и текстурированной поверхности подшипника. Необходимо отметить, что для уменьшения потерь на трение в трибосопряжениях большое значение имеет подбор смазочного материала. Однако, трение в смазываемых деталях по-прежнему составляет около 25% потерь мощности в поршневых компрессорах и двигателях внутреннего сгорания [3].

Потенциал учета микронеровностей в улучшении трибологических свойств узлов трения является одним из ключевых моментов в обеспечении гидродинамического режима трения ТС. Микропрофилирование предназначено для уменьшения трения в трибосопряжениях, повышения их несущей способности, снижения износа, повышения надежности и экономичности узлов трения. Так, к основным видам микропрофилирования в сопряжении «поршень-цилиндр», относят хонингование цилиндра и текстурирование юбки поршня.

Текстурирование поверхностей трения гидродинамических трибосопряжений является одним из перспективных способов микропрофилирования и представляет собой создание регулярного микропрофиля на поверхности в виде, какой-либо рельефной трехмерной текстуры изображения (сетки или линий с определенными геометрическими размерами, глубиной, расположением), полученной с помощью лазера (лазерное текстурирование) или иным способом. Текстуриро-

вание поверхности способствует гидродинамическим эффектам. По мере приближения потока смазки к неровности давление увеличивается, в результате создается дополнительная несущая способность, что позволяет улучшить условия работы трибосопряжения и увеличить его ресурс.

Известен также вторичный смазывающий эффект, действующий в режиме смешанной смазки. Жидкость, находящаяся в нижней части микрорельефа, может рассматриваться как вторичный источник смазки, появляющийся в результате относительного перемещения поверхностей, что уменьшает трение в контакте [4]. Исследования Гамильтона были первыми, где рассматриваются эти явления. Установлено, что микронеровности связаны с процессом гидродинамической смазки, создающим гидродинамическое давление и позволяющим иметь более высокую несущую способность [5].

Теоретическим фундаментом расчета и проектирования подшипников скольжения являются классические работы Н.А. Петрова и О. Рейнольдса. Большой вклад в дальнейшее развитие этих работ внесли отечественные и зарубежные ученые: Бургвиц А.Г., Дадаев С.Г., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., Задорожная Е.А., Захаров С.М., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Подольский М.Е., Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Токарь И.Я., Букер, Виярагхаван, Генка, Кейт, Лунд, Роде, Ченг, Элрод и другие.

Значительных успехов за рубежом в исследовании микропрофилирования, в частности лазерного текстурирования (ЛТ) различных трибосопряжений достигли: D.B. Hamilton, S.M. Allen, I. Etsion, N. Tala-Ighil, M. Fillon, H.L. Costa, X. Lu, M.M. Khonsari, A. Kovalchenko, M.T. Fowell, Y. Qiu, A.V. Olver, R. Rahmani, A. Erdemir, Y. Kligerman и др.

Несмотря на то, что большое количество исследований сосредоточено на потерях мощности в опорах скольжения роторных машинах и для стационарно нагруженных трибосопряжений, существует очень мало работ, которые посвящены потерям мощности на трение и повышению несущей способности сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин с помощью микропрофилирования поверхностей трения. В таких машинах на трибосо-

пряжения действуют силы, изменяемые как по величине, так и по направлению. Кроме того, в поршневых машинах используются трибосопряжения с поступательным (поршень – цилиндр) и вращательным (подшипники коленчатого вала) движением шипа на смазочном слое. Поэтому известные методы оценки микропрофилирования, разработанные для стационарного нагружения опор скольжения, во многих случаях не применимы.

В связи с этим целесообразно проведение комплексных исследований по повышению несущей способности различных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин текстурированием поверхностей трения с применением методов оптимизации микрогеометрических параметров. Это позволит избежать ошибок при разработке гидродинамических опор скольжения новых поршневых машин.

Основные разделы диссертации выполнены в рамках проекта 5-100, конкурса «Научная перспектива – 2016», направленного на развитие индивидуальных научных проектов аспирантов, а также при поддержке гранта Министерства науки и высшего образования РФ в рамках госзадания №9.7881.2017/БЧ.

Цель исследования – разработать методику оптимизации микрогеометрических параметров сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений для увеличения их несущей способности и снижения потерь на трение в поршневых машинах.

#### Задачи исследования

1. Разработать методику оптимизации микрогеометрических параметров сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин;
2. Разработать алгоритмическое и программное обеспечения для решения задачи оптимизации макро – и микрогеометрических параметров сложнонагруженных трибосопряжений.
3. Провести экспериментальные исследования по оценке триботехнических параметров гидродинамических ТС с учетом регулярной микрогеометрии поверхностей трения.

4. Выполнить параметрические и оптимизационные исследования и сформулировать рекомендации по макро и – микропрофилированию поверхностей трения ТС поршневых машин.

#### Научная новизна исследования

– предложена методика многокритериальной оптимизации с использованием ЛП – поиска для регулярной микрогеометрии поверхности сложнонагруженных трибосопряжения, позволяющая рассчитать гидромеханические характеристики трибосопряжения с различными типами регулярного текстурирования, обеспечивающих минимальные потери на трение и наибольшую несущую способность смазочного слоя;

– установлены зависимости между трибологическими и регулярными макро- и микрогеометрическими параметрами сложнонагруженных трибосопряжений, позволяющие на этапе проектирования обоснованно подбирать расположение зон и параметры текстурирования поверхностей трения.

#### Объект исследования

Процессы, происходящие в смазочном слое гидродинамических ТС, ограниченном нестационарно движущимися поверхностями с регулярной макро – и микрогеометрией.

#### Предмет исследования

Взаимосвязь триботехнических характеристик гидродинамических ТС поршневых машин и геометрии поверхностей трения на разных масштабных уровнях.

#### Методы исследования

Методы гидродинамической теории смазки, методы оптимизации, методы моделирования теплового состояния деталей с использованием методов конечных элементов, экспериментальные методы оценки параметров трения и изнашивания гидродинамических ТС.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, строгостью используемого математического аппарата, обоснованностью принятых допущений, применением хорошо известных численных методов;

подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными результатами.

Практическая значимость работы заключается в том, что разработано методическое и программное обеспечение по оптимизации микрогеометрических параметров основных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин.

В Федеральной службе по интеллектуальной собственности зарегистрированы: пакеты прикладных программ «Микрогеометрия трибосистемы поршень-цилиндр», «Микрогеометрия трибосистемы «вал-вкладыш» двигателя внутреннего сгорания», «Микро – оптим», «Программа моделирования теплового состояния трибосопряжений».

Применение разработанных методического и программного обеспечения для расчета сложнонагруженных подшипников позволило оценить влияние на их гидромеханические характеристики конструктивных факторов, обосновать рекомендации по совершенствованию основных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин.

Реализация. Разработанные методы расчета и программное обеспечение используются при проектировании подшипниковых узлов в ООО «Уральский дизель-моторный завод», г. Екатеринбург, а также при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на автотранспортном факультете ЮУрГУ.

Апробация работы. Основные результаты доложены и обсуждены на конференциях различного уровня: «15th International Conference on Tribology» (Kragujevac, Serbia, 17-19 May 2017), «13th International Conference on Tribology, BULTRIB '18» (October 25-27, 2018, Sofia, Bulgaria), «XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018)»: (Москва, 20-23 ноября 2018)», на ежегодных научных конференция аспирантов и докторантов и конференциях профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (Челябинск, 2017 – 2020).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 научных трудов, включая 2 статьи в научных сборниках и журналах, рекомендованных ВАК РФ, 4 ста-

ты в библиографической базе данных Scopus, 3 – в материалах конференций, 4 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и 3 приложений, изложена на 157 страницах машинописного текста, включая 96 иллюстраций, 24 таблицы, 32 формулы и список литературы, содержащий 146 наименований.

Диссертация выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт» Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»).

Автор выражает глубокую благодарность научному руководителю, доценту кафедры автомобильного транспорта Гаврилову К.В., а также сотрудникам кафедры: профессорам Рождественскому Ю.В., Задорожной Е.А., доцентам Хозенюк Н.А., Леванову И.Г., Дойкину А.А., инженерам Подольской Л.В. и Суровцеву С.В., за помощь в работе над диссертацией и участие в выполнении отдельных этапов работы.

## ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 1.1. Актуальные задачи современного энергетического и транспортного машиностроения в области обеспечения надёжности узлов трения

В автомобильном и промышленном секторах экономики потребительский спрос и ужесточение требований природоохранного законодательства мотивируют разработку более эффективных механизмов и машин, в том числе, поршневых компрессоров, двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Одним из путей достижения этой цели является снижение потерь мощности в машинах и механизмах из-за механического трения. Несмотря на все усилия и разработки в области проектирования поршневых машин и производства масла, направленные на снижение трения, указанное направление остается весьма актуальным. В поршневых ДВС трибосопряжения являются, как правило, наиболее нагруженными из всех типов поршневых машин. В частности, потери на трение в подшипниках скольжения (ПС), как правило, составляют около 25% от общей механической производительности; иногда, для конкретного автомобильного двигателя, потери на трение в ТС, составляют даже около 40% от общих механических потерь [6]. Поэтому надежное прогнозирование потерь на трение играет решающую роль в разработке будущих экономичных поршневых машин.

Что касается трения в подшипниках, то здесь смазка играет решающую роль. Моторное масло, используемое для смазки, сегодня представляет собой высокотехнологичный комплекс, который должен выполнять множество различных функций. Однако, с точки зрения трения, до сих пор не существует другого легкодоступного способа снижения собственных гидродинамических потерь из-за вязкости, кроме как путем снижения самой вязкости. При этом уменьшенная толщина масляной пленки увеличивает вероятность контакта с неровностями. Поэтому современные масла содержат пакет присадок, чтобы уменьшить износ и трение, если происходит контакт с неровностями. Эффективность снижения тре-

ния в двигателях внутреннего сгорания с использованием современных смазок показана в различных работах [7–11].

На рисунке 1.1 представлена оценка потерь на трение отдельных компонентов двигателя внутреннего сгорания [3, 12-14].

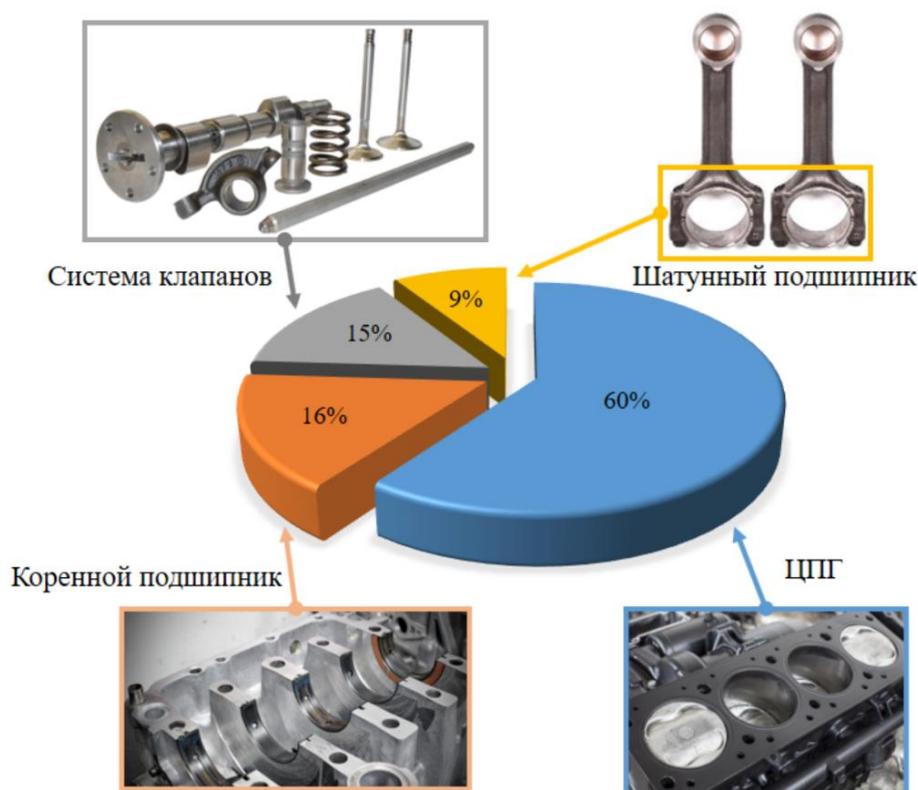


Рисунок 1.1 – Распределение потерь на трение

Общие подходы или принципы снижения механических потерь в поршневых машинах можно разделить на следующие группы [13]:

- конструкционные;
- технологические;
- эксплуатационные.

В рамках первого подхода предполагается воздействие на конструкцию: изменение кинематической схемы с целью снижения нагрузок на механизм или скоростей движения деталей; модернизация формы и размеров; макро- и микропрофилирование (рисунок 1.2.) поверхности трения деталей (юбки поршня, поршневых колец, гильзы цилиндра, поверхности вкладышей подшипника).

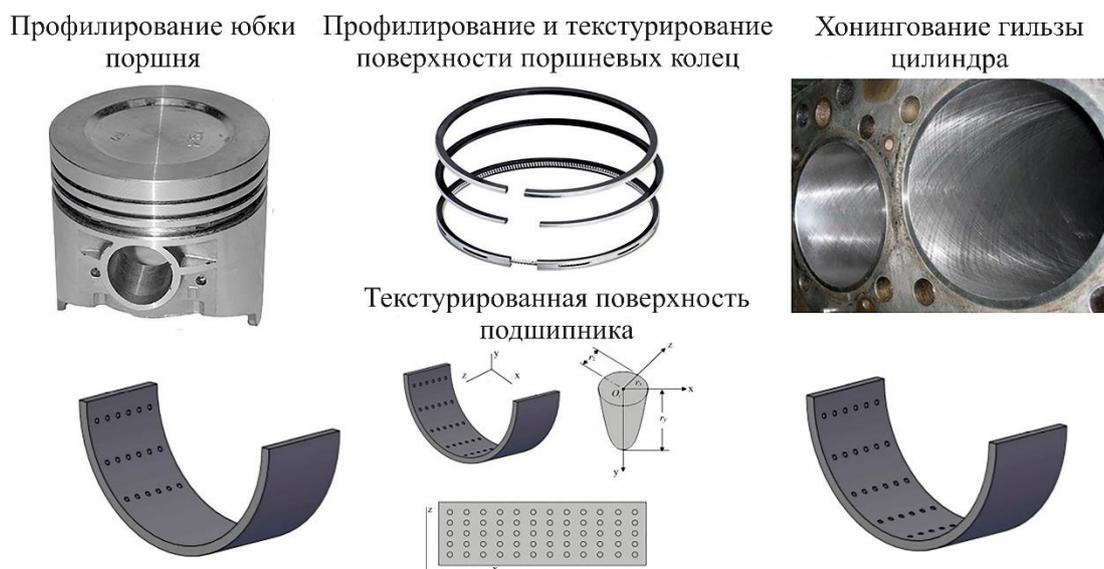


Рисунок 1.2 – Пути снижения механических потерь на трение

## 1.2. Обзор моделей макро- и микрогеометрии поверхностей трения трибосопряжений

При проектировании ПС инженерам чрезвычайно важно знать их трибологические характеристики, свойственные ряду машин, таких как: двигатели внутреннего сгорания; компрессоры; поршневые насосы; механические прессы и прокатные станы. Во многих исследованиях поверхности ПС при расчетах считались гладкими. Однако возможность улучшения характеристик подшипников за счет геометрической модификации опорной плоскости, привлекла внимание многих ученых, которые в последние годы провели ряд теоретических исследований в области гидродинамической смазки поверхностей ПС с макро- и микрогеометрией [15].

### *Макрогеометрия смазочного слоя ПС*

Для статически нагруженных гидродинамических трибосопряжений (ГДТС) макропрофилирование (отклонение формы поперечного сечения вкладыша (втулки) подшипника от круглоцилиндрической) используется, в частности, для обеспечения устойчивости роторов турбокомпрессоров.

Определенное применение находят конструкции шатунных подшипников с разностенными вкладышами. Такой вид макропрофилирования используется для увеличения усталостной долговечности антифрикционного слоя. В таких подшипниках толщина верхнего (более нагруженного) полувкладыша превышает толщину нижнего (рисунок 1.3).

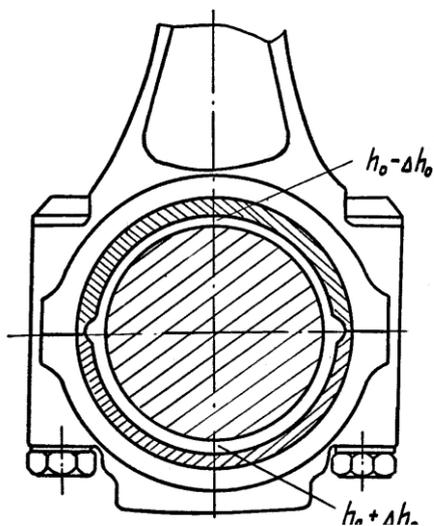


Рисунок 1.3 – Схема подшипника с разностенными вкладышами

Однако большинство методик расчетного анализа ГДТС ДВС предполагают, что шип и подшипник имеют идеальную геометрию как в радиальном, так и осевом направлении, т.е. являются круглоцилиндрическими.

Схема ГДТС с идеальной геометрией смазочного слоя представлена на рисунке 1.4.

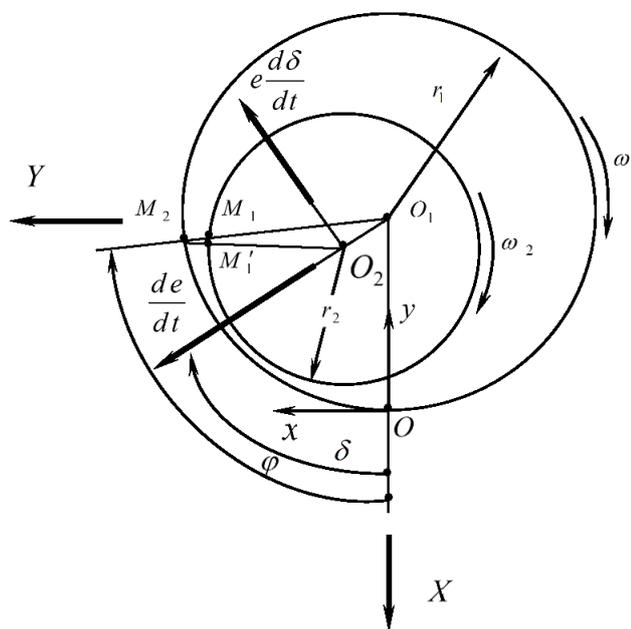


Рисунок 1.4 – Схема сложнонагруженного подшипника

Шип и подшипник, радиусы которых  $r_2 \approx r_1 = r$ , вращаются с абсолютными угловыми скоростями  $\omega_2$  и  $\omega_1$ . В системе координат  $O_1XY$ , закрепленной на подшипнике, относительная скорость вращения шипа  $\omega = (\omega_2 - \omega_1)$ , а положение его

центра характеризуется эксцентриситетом  $e = O_1O_2$  и углом  $\delta$ . Относительные скорости движения центра шипа в проекциях на линию центров и направление ей перпендикулярное равны  $de/dt$  и  $e d\delta/dt$ .

Оси  $Ox$  и  $Oz$  системы координат  $Oxyz$ , в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую разворачивается поверхность подшипника, а ось  $Oy$  направлена по нормали к ней. Причем,  $-B/2 \leq z \leq B/2$ , где  $B$  – ширина подшипника.

Толщина смазочного слоя  $h(\varphi) = M_2M_1 \approx M_2M'_1$  и ее производная по времени определяются формулами [13]:  $h = h_0 - e \cos(\varphi - \delta)$ ;  $\partial h/\partial t = -de/dt \cos(\varphi - \delta) - e d\delta/dt \sin(\varphi - \delta)$ , где  $h_0$  – радиальный зазор.

Если в момент  $t$  известны координаты центра шипа  $e(t)$ ,  $\delta(t)$ , скорости  $de/dt$ ,  $d\delta/dt$ , а также эффективная (расчетная) температура смазочного слоя  $T_\Sigma$ , поле гидродинамических давлений  $p(\varphi, \bar{z}, t)$  находится интегрированием квазистационарного уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_\Sigma} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_\Sigma} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}). \quad (1.1)$$

Здесь  $\bar{h} = h/h_0$ ,  $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ ,  $\bar{\mu}_\Sigma = \mu_\Sigma/\mu_0$ ,  $\bar{p} = p\psi^2/\mu_0\omega_0$ ,  $\psi = h_0/r$ ,  $\varphi = x/r$ ,  $\bar{z} = z/r$ ,  $-a < \bar{z} < a$ ,  $a = B/D$ ,  $\bar{\omega} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$ ,  $\tau = \omega_0 t$ , где  $\bar{h}$ ,  $\bar{\rho}$ ,  $\bar{\mu}_\Sigma$ ,  $\bar{p}$  – безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазки, гидродинамическое давление;  $\mu_\Sigma$  – эффективная вязкость смазки;  $D$  – диаметр подшипника;  $\mu_0$ ,  $\rho_0$ ,  $\omega_0$  – соответственно характерные: вязкость, плотность смазки, угловая скорость вращения шипа.

Безразмерная величина  $\bar{h}$  и производная  $\partial \bar{h}/\partial \tau$  определяются формулами:  $\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta)$ ,  $\partial \bar{h}/\partial \tau = -[\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) + \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta)]$ , где  $\chi = e/h_0$  – относительный эксцентриситет;  $\dot{\chi}$ ,  $\dot{\delta}$  – производные по безразмерному времени.

Использование текстурированных поверхностей для улучшения характеристик узлов трения машин и механизмов – это не новая концепция. С 1965 года можно найти более 400 публикаций по поверхностному текстурированию (рисунок 1.5), большинство из них были опубликованы за последние два десятилетия [16]. Среди них более половины исследований носят чисто теоретический характер и основаны на различных формах уравнений Рейнольдса, Навье-Стокса или Стокса.



Рисунок 1.5 – Мировые исследовательские работы по текстурированию поверхности за последние 50 лет: а) Количество публикаций в год; б) Метод исследования: 1-теоретический, 2-экспериментальный, 3-экспериментально-теоретический, 4-другие

Были найдены оптимальные параметры текстурирования поверхностей для базовых узлов трения различного назначения таких, как опорные подшипники роторных машин [17], механические уплотнения [18], упорные подшипники [19] и гильзы цилиндров [20]. Однако, такие факторы, как вязкость, плотность и температура масла, а также деформация поверхности в ранних моделях игнорировались. Около трети публикаций связаны с экспериментальными подходами. Боль-

шинство экспериментов проводилось с традиционными трибометрами (однонаправленные испытания «штифт на диске» [21-26] или с поршневыми кольцами трения [27-34]), тогда как другие исследования проводились на реальных компонентах, включая опорные подшипники [35], упорные подшипники [36-38] и механические уплотнения [39-41].

Под текстурированием понимают создание на поверхностях трения микроуглублений различной формы, микрокарманов с целью улучшения условий смазывания сопряжений. Исследования в этой области начались в 60-ых годах прошлого столетия. В работе Hamilton и Allen [5, 42-43] отмечено, что путем добавления «неровностей и впадин» к одной поверхности параллельного торцевого уплотнения вращающегося вала можно увеличить несущую способность (НС) опоры.

В 1996 году Tønder [44] в своей работе вновь обратил внимание на возможности применения микротекстурирования в связи с развитием технологий лазерной обработки поверхностей деталей машин, в том числе технологий создания нерегулярной микрогеометрии. Etsion и его коллеги внесли значительный вклад своими теоретическими и экспериментальными работами по исследованию влияния микротекстурирования поверхностей трения на несущую способность различных сопряжений [28-29, 45-48].

Первоначальные исследования проводились на реальных объектах [53-54], а в лабораторных условиях различные исследователи продемонстрировали снижение трения до 50% [24-25, 30, 49-52]. Обстоятельные обзоры исследований в области влияния текстурирования поверхностей трения на характеристики сопряжений представлены в работах Etsion и Gropper [48, 16].

Широкое распространение практического применения текстурирования поверхностей трения сопряжений сдерживается вследствие недостаточной изученности механизмов, обеспечивающих повышение несущей способности сопряжений за счёт наличия микротекстуры на поверхностях трения. В 2006 году Olver и Fowell [55-56] предложили концепцию «всасывания на входе», в соответствии с которой кавитация воздействует на поток жидкости и создает давление в смазке в

углублениях, что в конечном итоге, приводит к увеличению несущей способности подшипника. Экспериментальные данные в поддержку механизма «всасывания на входе» были получены с использованием прибора для флуоресцентной микроскопии, показывающего образование кавитационных пузырьков на переднем крае протравленных с помощью лазера углублений, при их увлечении во время движения в зазоре [58]. Измеряя толщину пленки, силу трения и кавитацию, авторы работ [27, 31, 33, 57-58] показали, что эффекты от текстурирования поверхности в возвратно-поступательных контактах сильно зависят от условий смазывания между опорными поверхностями. В условиях граничной и смешанной смазки углубления способствуют увеличению толщины смазочного слоя и, тем самым, резкому снижению трения [27]. Это является положительным результатом, так как большая часть всех смазываемых компонентов, включая поршни, кулачки и зубчатые колеса предназначены для работы в условиях смешанной смазки, которая будет встречаться чаще по мере того, как будут развиваться системы «старт-стоп» и более широко использоваться маловязкие смазочные материалы. Авторы также продемонстрировали, что геометрия углубления должна соответствовать определенным критериям с точки зрения формы, ориентации и расстояния, чтобы быть эффективной в снижении трения [59-60]. Если эти условия выполняются, 5% покрытия поверхности может привести к снижению трения до 82% по сравнению с нетекстурированными компонентами [32].

Эффективность такого низкого покрытия поверхности, как было показано, является результатом эффектов сжатия смазочного слоя, которые способствуют увеличению его толщины между карманами (углублениями) [32]. Кроме того, улучшение работы сопряжения с текстурированными поверхностями можно объяснить тем, что диаграмма Герси-Штрибека (рисунок 1.6) имеет крутой наклон при смешанной и граничной смазке, а значит небольшое увеличение толщины смазочного слоя, обусловленное текстурой поверхности, приводит к значительному снижению трения.

Как известно, ПС поршневых и роторных машин предназначены для работы преимущественно в условиях жидкостной смазки (жидкостного трения). Однако,

при эксплуатации неизбежно возникают условия, при которых в ПС жидкостная смазка сменяется граничной, например, при увеличении нагрузки, при пуске или остановке машины. На смешанное и граничное трение определяющее влияние оказывает шероховатость поверхности. С помощью диаграммы Герси-Штрибека можно определить режимы трения в зависимости от толщины смазочного слоя.

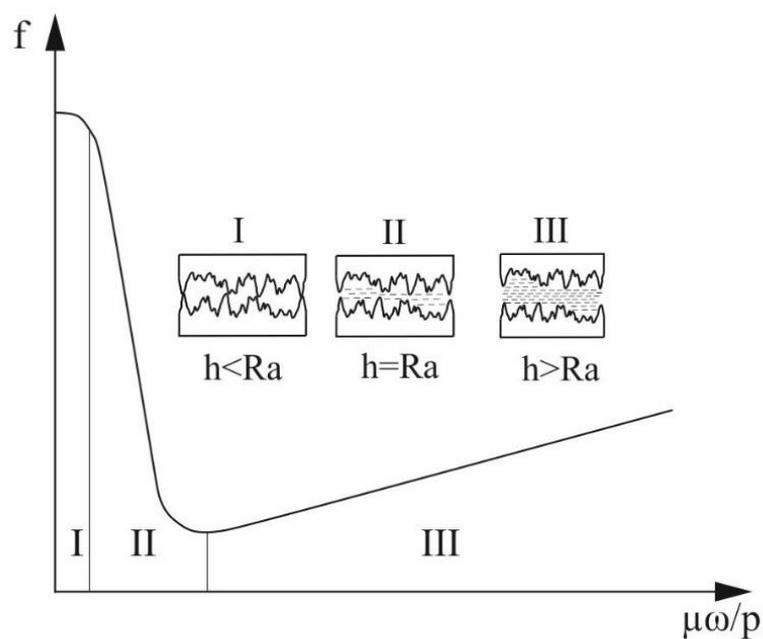


Рисунок 1.6 – Классическая диаграмма Герси Штрибека

Однако при определенных условиях текстурирование поверхности может оказывать негативное влияние, особенно если карманы или углубления выходят за пределы несущей области и способствуют разрушению смазочного слоя [57].

Дополнительный эффект от текстурирования поверхности в возвратно-поступательных сопряжениях заключается в транспортировке смазочного материала от входа в сопряжение к выходу при перемещении карманов (углублений). На примере поршневых колец было показано, что это одновременно уменьшает масляное голодание (особенно когда это вызвано кавитацией при реверсе) и уменьшает угар моторного масла в ДВС [57].

Несмотря на то, что радиальные подшипники скольжения являются наиболее распространёнными сопряжениями в поршневых и роторных машинах, влияние текстурирования на характеристики подшипников менее изучено, чем влия-

ние на характеристики плоских подшипников скольжения (сопряжений типа «поршень-цилиндр», «поршневое кольцо-цилиндр»). Это связано с тем, что подавляющее большинство предыдущих экспериментальных работ по текстурированию поверхности было сосредоточено на плоских подшипниках скольжения, и лишь несколько исследований было посвящено радиальным подшипникам скольжения. Gropper и Wang [16] выполнили обзор и показали, что по вопросу текстурирования поверхностей трения радиальных подшипников скольжения существует весьма ограниченное число исследований. Это обусловлено сложностью задачи моделирования изменяющейся толщины смазочного слоя в окружном направлении (рисунок 1.7).

Впервые теоретическое исследование текстурированных подшипников скольжения при стационарных условиях нагружения было выполнено в 2007 году Tala-Ighil и Fillon [61]. Они использовали конечно-разностную численную модель для исследования влияния сферических углублений на характеристики подшипников. Авторы пришли к выводу, что обоснование параметров текстурирования поверхностей трения радиального подшипника скольжения при проектировании имеет решающее значение при оценке характеристик подшипника, и вариации геометрических параметров (таких как размер углубления, глубина и распределение) могут либо улучшить, либо ухудшить рабочие характеристики подшипника. Другие численные исследования были представлены в работах [17, 62-65]. Все они свидетельствуют о том, что текстурирование поверхностей трения радиальных подшипников скольжения может приводить к уменьшению относительного эксцентриситета, при этом улучшение характеристик работы подшипников не является существенным. Zhang и Qiu [66] провели теоретическое исследование динамически нагруженных радиальных подшипников скольжения в условиях гидродинамической смазки и оценили влияние направления шероховатости поверхностей трения. Используя статистический метод (стохастическую модель), основанный на принципах, разработанных авторами работ [67-68], они обнаружили, что максимальное давление в смазочном слое выше в случае применения поперечной шероховатости по сравнению с продольной и изотропной. Но толщина

смазочного слоя при изотропной шероховатости поверхностей трения была меньше, чем при поперечной и продольной шероховатостях.

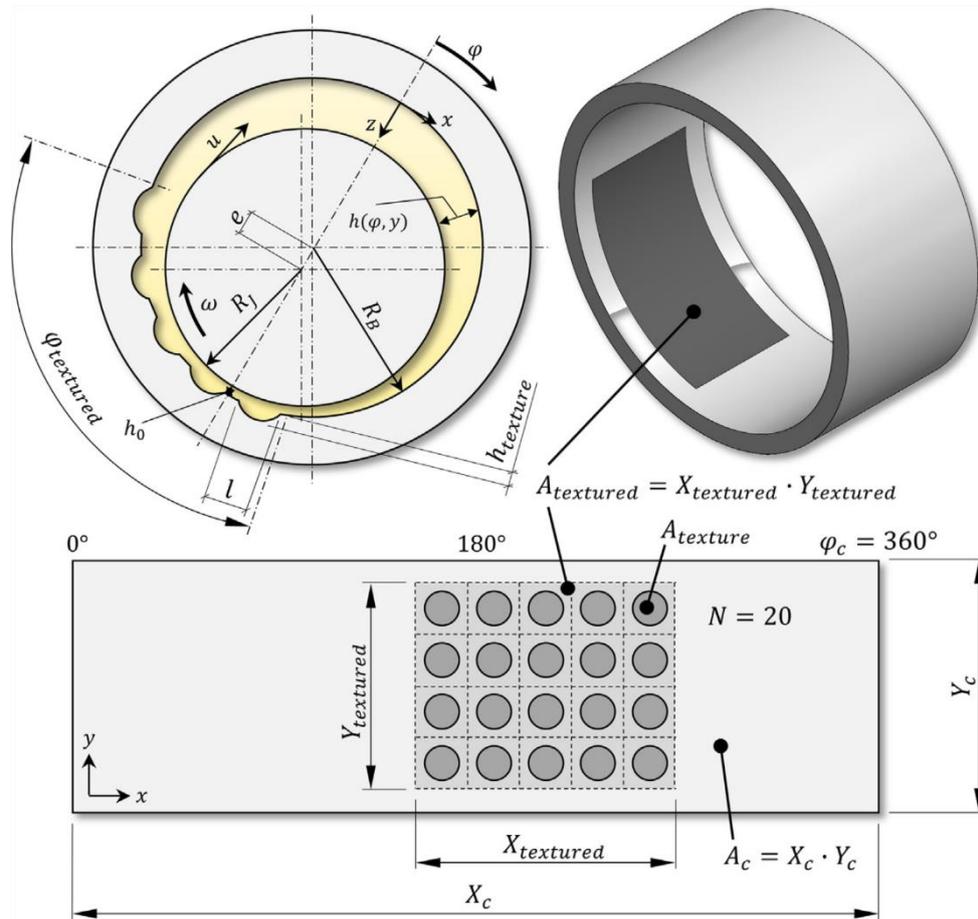


Рисунок 1.7 – Текстурирование поверхностей трения радиальных подшипников скольжения

Авторы работы [69] исследовали влияние характеристик трения в зависимости от шероховатости поверхности в смешанных и гидродинамических условиях смазывания с использованием трибометра, работающего по схеме «штифт-диск». На поверхностях трения была сформирована регулярная микрогеометрия в виде треугольных и трапециевидных каналов. Установлено, что коэффициент трения на поперечно-рифленной поверхности выше, чем на плоской и продольно-рифленной поверхностях.

Nakahara и др. [70] представили результаты исследования влияния направления шероховатости поверхности на коэффициент трения. Используя также трибометр, работающий по схеме «штифт-диск», авторы обнаружили, что влияние

поперечной шероховатости поверхности на параметры трения больше, чем продольной шероховатости. Результаты, полученные в ходе экспериментов, коррелируют с теоретическими результатами.

Проведение экспериментальных исследований по влиянию микрогеометрии поверхностей трения на характеристики радиальных подшипников скольжения сопровождается трудностями измерения малых толщины смазочного слоя.

Nakahara [71] отмечал, что было чрезвычайно трудно добиться точных измерений шероховатости поверхности и толщины смазочного слоя в условиях гидродинамической смазки.

В недавно опубликованных работах [16, 72] Gropper и Gachot представили подробные сведения о влиянии текстурирования поверхности при различных условиях смазки. Как показано в этих работах, значительные экспериментальные и численные исследования были связаны с изучением влияния различных параметров текстуры (плотность распределения, ширина и глубина, различные геометрические формы (рисунок 1.8), включая закрытые карманы, шевроны и линии) на потери из-за трения при гидродинамической смазке. Что касается плотности текстуры поверхности, то положительный эффект демонстрируют поверхности с плотностью от 10 до 30%. В работе [73] исследовано влияние глубины элементов текстурированной поверхности на гидромеханические характеристики (ГМХ) ПС.

Shen и Khonsari [74] численно и экспериментально исследовали влияние углублений круглой формы с различными профилями дна на характеристики параллельно вращающихся дисков и обнаружили, что плоский профиль обеспечивает максимальную грузоподъемность.

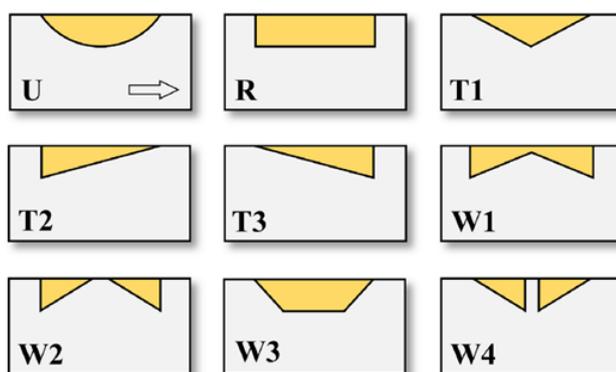


Рисунок 1.8 – Текстуры с различными нижними профилями

В работе [75] радиальный подшипник скольжения с цилиндрическими углублениями был исследован с помощью численного моделирования, с учётом распределения текстуры. Для этого было смоделировано 25 случаев с одинаковыми текстурами, но с их разным распределением, включая полное текстурирование, частичное текстурирование и частичное текстурирование нескольких зон несущей поверхности. Они пришли к выводу, что полное текстурирование неэффективно и приводит к снижению работоспособности, а частичное текстурирование, включая текстурирование нескольких зон, может быть полезным. Наилучшие характеристики были достигнуты, когда площадь под ниспадающей частью поля давления была текстурированной, хотя улучшения были минимальными.

Ausas и др. [76] количественно исследовали полностью текстурированные ПС с прямоугольными впадинами с различной глубиной текстуры. Установлено незначительное увеличение минимальной толщины смазочного слоя и момента трения за счет текстурирования.

Cupillard и др. в работах [63,77] смоделировали частично текстурированные подшипники скольжения с использованием методов вычислительной гидродинамики (CFD) и показали, что глубокие текстуры должны быть расположены в зоне максимального давления, а неглубокие текстуры – в зоне максимальных толщин смазочного слоя для больших и малых значений относительного эксцентриситета, соответственно. Они также наблюдали высокую зависимость оптимальных значений текстурирования в зависимости от условий эксплуатации и определили, что эффект текстурирования будет значительно выше при низких эксцентриситетах.

Brizmer и Kligerman [62] выполнили большой объём параметрических исследований текстурированных подшипников скольжения. Их результаты показали, что полное текстурирование неэффективно, а частичное текстурирование может улучшить нагрузочную способность подшипника, однако, существенное улучшение может наблюдаться только при низких значениях относительного эксцентриситета, что подтверждает результаты, полученные в [63, 77].

Kango с соавторами работ [17, 65] применил уравнение Рейнольдса вместе с алгоритмом сохранения массы, чтобы изучить подшипники скольжения, имею-

щие сферические углубления или продольные/поперечные канавки. Одновременно были рассмотрены температурные эффекты путем решения уравнения энергии. Было установлено, что частичное текстурирование в сужающейся части зазора подшипника увеличивает грузоподъемность по сравнению с гладкими и полностью текстурированными подшипниками. Они также отметили, что текстурирование снижает среднюю температуру, а улучшение характеристик является более значительным при низких относительных эксцентриситетах. Это еще раз подтверждает предыдущие исследования в [62-64].

Экспериментальные исследования влияния текстуры поверхности подшипников скольжения на снижение трения начались с исследования [35], в котором авторы исследовали влияние размера и формы углубления, при этом особое внимание уделяется смешанному режиму смазки. Углубления на втулке были получены с использованием механической обработки и химического травления. Авторы пришли к выводу, что при смешанной смазке «так называемый эффект вторичного смазывания в области с углублениями является основным механизмом, ответственным за улучшение характеристик». Таким образом, между углублениями остается больше масла, что снижает трение. Кроме того, они показали, что, когда подшипник работает при смешанной смазке, полностью текстурированные втулки демонстрируют более низкую эффективность по сравнению с частично текстурированной. В более позднем исследовании авторы работы [78] использовали испытательный стенд для подшипников скольжения, чтобы оценить влияние текстуры поверхности с использованием сильно загрязненного масла. Они пришли к выводу, что частично текстурированные подшипники демонстрируют исключительные характеристики с точки зрения устойчивости к загрязнению.

Morris и Rahmani [79] впервые объединили экспериментальную и многофазную вычислительную гидродинамику для анализа подшипников скольжения с текстурированной поверхностью. Им удалось получить хорошее согласование между расчётными и экспериментальными результатами, при этом показав, что благодаря текстурированию цапфы улучшаются условия смешанной смазки и

благодаря микрогидродинамическим эффектам происходит расширение несущей области смазочного слоя.

В исследовании, проведенном Hargreaves и Armatys [80], изучались характеристики статически и динамически нагруженных подшипников скольжения с различными формами микроканавок: поперечными и продольными. Определены изменения моментов трения при жидкостной смазке и различных статических нагрузках, действующих на подшипник, и рабочих скоростях 400-2000 мин<sup>-1</sup>. Авторы обнаружили, что ПС с окружными микроканавками на поверхности вкладыша имеют более низкие моменты трения по сравнению с другими формами микроканавок на высоких рабочих скоростях.

Watanabe и др. [81] разработали для двигателей внутреннего сгорания высокоэффективные подшипники скольжения с микроканавками в виде окружных вырезов. Они также определили характеристики подшипников с микроканавками путем применения гидродинамической и упругогидродинамической теории смазки.

Согласно недавним исследованиям [82-83], цилиндрические ПС с канавками широко используются в промышленности для распределения смазки по всей поверхности подшипников и получения оптимальной производительности. Показано, что по мере увеличения расхода масла, температура подшипника с микроканавками становится меньше, чем в подшипниках без микроканавок, а поскольку масло остаётся в микроканавках, то вероятность износа подшипников из-за перегрева невелика. Кроме того, установлено, что микроканавки оказывают непосредственное влияние на характеристики динамически нагруженных подшипников скольжения. Также отмечалось, что минимальная толщина смазочного слоя в подшипниках с микроканавками больше, чем у традиционных подшипников скольжения, из-за того, что масло задерживается в канавках. Наконец, было доказано, что наличие микроканавок на поверхности подшипников скольжения является эффективным методом повышения трибологических характеристик подшипников в условиях недостаточной смазки (масляного голодания).

Авторы работы [30] наблюдали в эксперименте небольшое увеличение толщины смазочного слоя вследствие применения текстурированных поверхностей трения, но заметного влияния на силу трения обнаружено не было. Они также предложили использовать текстуры шевронного вида и показали, что необходимо искать наилучшее сочетание направления шевронных линий по отношению к направлению скольжения.

Vladescu и др. [31] исследовали кавитацию в конформном контакте с текстурированной поверхностью с помощью оптического метода, основанного на лазерно-индуцированной флуоресценции (LIF), позволяющего измерять фотовозбуждение флуоресцентного красителя. Результаты показали, что в условиях, когда смазочный материал заполняет зазор коэффициент трения увеличивается для текстурированной поверхности. Полученные Vladescu и др. изображения показали, что, когда микроуглубление выходит из области кавитации, смазочная жидкость переносится обратно в эту область, увеличивая сопротивление сдвигу. Авторы предположили, что это может быть причиной увеличения трения, наблюдаемого для текстурированных поверхностей при полностью заполненном зазоре.

Vladescu и др. также применили ультратонкую оптическую интерферометрию для оценки влияния текстурирования поверхности на толщину смазочного слоя [31-33]. В условиях полного заполнения зазора смазкой снова было показано, что текстурирование поверхности увеличивает коэффициент трения, а толщина смазочного слоя при этом уменьшается. Авторы предположили, что тонкие слои смазочного материала приводят к высокой скорости сдвига, увеличивая тем самым трение. Авторы также утверждают, что при полном разделении смазочным слоем текстурированных поверхностей может увеличиваться коэффициент трения, при этом текстурирование способствует увлечению смазочного материала и обеспечению перехода между смешанной и гидродинамической смазкой при более низких скоростях.

В работах [84-85] авторы использовали лазерное текстурирование (ЛТ) поверхности для изготовления квадратных и треугольных профилей текстуры с различной глубиной, чтобы исследовать эффекты, возникающие для разных видов

текстурирования. Они продемонстрировали, что профиль глубины оказывает существенное влияние на суммарные силы трения.

### 1.3. Методы расчета гидродинамических давлений в смазочном слое

Исследования текстурированных или шероховатых поверхностей показывают, что кавитация может происходить не только глобально в диффузорной (расходящейся) части зазора, но и локально внутри отдельных углублений или промежуточных неровностей (микрокавитация) (рисунок 1.9).

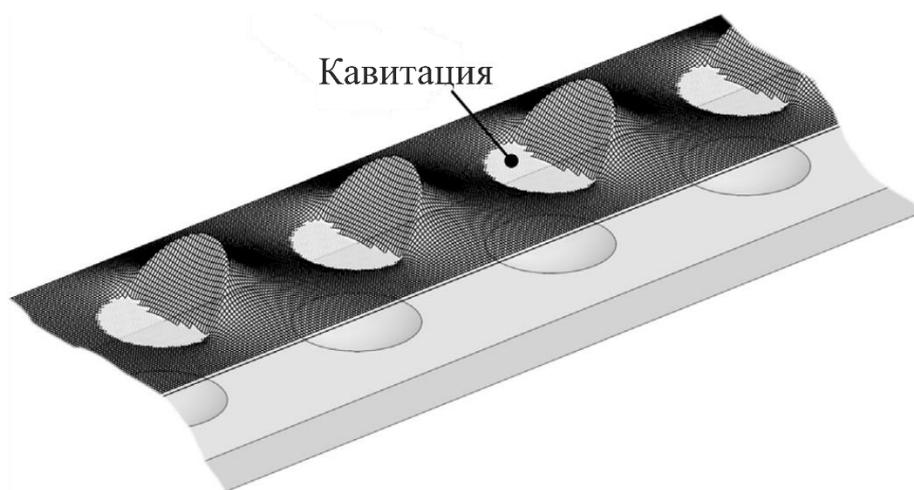


Рисунок 1.9 – Примерное распределение давления на текстурированном плоском подшипнике с углублениями сферической формы

Так как разрыв и восстановление смазочного слоя могут происходить много раз, было показано, что использование подхода к моделированию кавитации с учётом сохранения массы наиболее важно для точного прогнозирования рабочих характеристик подшипников [86,76]. Кроме того, было показано, что в изучении подшипников скольжения, разработка алгоритма расчёта, учитывающего кавитационные эффекты, имеет решающее значение, так как модель кавитации Рейнольдса в значительной степени недооценивает область кавитации.

За последние 40 лет был предложен ряд различных алгоритмов для учёта явления кавитации смазочного слоя при моделировании. Эти алгоритмы получили название алгоритмов сохранения массы. Они обычно основаны на хорошо извест-

ных и экспериментально проверенных граничных условиях кавитации ЯФО (JFO), предложенных Якобссоном, Флобергом и Ольссоном [87-88]. Многие из этих алгоритмов были успешно применены для исследования текстурированных поверхностей. Результаты литературного обзора о методах моделирования, используемых для анализа текстурированных и / или шероховатых поверхностей, представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1. – Результаты обзора литературы по теоретическим моделям для текстурированных и шероховатых поверхностей

№	Метод решения	Дискретизация	Граница кавитации	Уравнение
1	72%-специально разработанная программа	34%-МКР	37%-другие	77%-Рейнольдс
2	15%-CFD	33%-другие	25%-сохранение массы	17%-Навье-Стокс
3	9%-другие	17%-МКО	24%-без сохранения массы	4%-другие
4	4%-аналитический	17%-МКЭ	14%-не рассматривается	1%-Стокс

Первый эффективный алгоритм, который косвенно включает граничные условия JFO, был разработан Элродом и Адамсоном [89-90] в 1974 году. Этот алгоритм основан на конечно-разностном методе (FDM) и разделяет область решения на две – активную область, где кавитация отсутствует и смазочный материал полностью заполняет зазор, и область кавитации, где происходит разрыв смазочного слоя. Деление на активную область и область кавитации осуществляется с помощью переключающей функции ( $g$ ), определяемой как

$$g = \begin{cases} 0, \theta < 1 \\ 1, \theta \geq 1 \end{cases} \quad (1.2)$$

Был введен, так называемый, коэффициент плотности или степень заполнения зазора  $\theta = p / p_c$ , который можно интерпретировать как процентное содержание газовой фазы в смазочном слое [89]. Течение в области кавитации рассматривалось как двухфазное, состоящее из жидкой и газовой (паровой) фазы, с однородной плотностью, а течение в активной области рассматривалось как сжимае-

мое с постоянным модулем упругости. Модифицированное уравнение Рейнольдса в этом случае записывается как:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \beta h^3 g(\theta) \left( \frac{d\theta}{dx} \right) \right] + \frac{d}{dy} \left[ \beta h^3 g(\theta) \left( \frac{d\theta}{dy} \right) \right] = 6\eta u \frac{d\theta h}{dx}, \quad (1.3)$$

где  $\beta = p \frac{\partial p}{\partial p}$  – объемный модуль упругости. Остальные обозначения приведены в работе [89].

Несмотря на то, что алгоритм Элрода успешно применяется в теории смазки, эллипτικο-гиперболический характер этого уравнения в сочетании с внезапными изменениями переключающей функции может приводить к нестабильности решения и проблемам сходимости [91]. Многие исследователи работали над улучшением алгоритма Элрода.

В 1986 году, Brewe [92] применил алгоритм Элрода для исследования динамически нагруженных ПС. Поскольку алгоритм Элрода требует итеративного решения, Brewe использовал неявный метод переменного направления (ADI) и в более позднем исследовании вместе с Woods [93] – многосеточные методы для увеличения скорости сходимости.

Vijayaraghavan и Keith [94-95] модифицировали алгоритм Элрода, используя различные конечно-разностные схемы для двух областей течения, что улучшило его численную стабильность. Их модель была применена Qiu и Khonsari [86] для текстурированных упорных подшипников. Qiu и Khonsari использовали многосеточный метод с итерационной схемой Зейделя, а позднее они [96] применили алгоритм совместно с методом Патира и Ченга для исследования влияния шероховатости внутри текстур.

В 1991 году Kumar и Booker [97-98] предложили алгоритм для переходных режимов, оптимизированных под метод конечных элементов. Их алгоритм был успешно применен авторами работы [99] для текстурированных поверхностей с учетом шероховатости. Другие модели, основанные на методе конечных элементов, были разработаны Shi и Paranjpe [100], Najjam и Bonneau [101]. Последняя

модель была применена Gherca и др. [102] для исследования текстурированных плоских подшипников при стационарных и переходных условиях.

Другой алгоритм с учётом кавитации был разработан Payvar и Salant [103] в 1992 году. Основываясь на теории Элрода, они разработали конечно-разностную версию алгоритма с оптимизированной численной устойчивостью. Их модель была адаптирована для смешанной смазки Wang и др. в 2003 году [104] с применением метода Питера и Ченга, модели контакта шероховатой поверхности для изучения перекосов в радиальных и упорных подшипниках скольжения.

В работе [105] авторы использовали алгоритм Payvar и Salant для разработки универсального уравнения Рейнольдса, позволяющего одновременно вычислять макро- и микрокавитацию в подшипниках скольжения с шероховатыми поверхностями. Алгоритм Payvar и Salant был также успешно применен для исследования манжетных уплотнений при смешанной смазке [106], текстурированных упорных подшипников и текстурированных уплотнений с шероховатыми поверхностями [107-108]. Xiong и Wang [109] провели подробный анализ численной реализации этой модели методом конечного объема, в частности, в отношении различных конечно-разностных схем и решателей.

#### 1.4. Оптимизация параметров сложнонагруженных подшипников

В процессе решения задачи оптимизации выбираются оптимальные значения конструктивных и режимных параметров подшипника, обеспечивающие получение расчетных значений ГМХ, принадлежащих допустимой области. Совокупность значений ГМХ, показывающая относительное «предпочтение» одного варианта конструкции подшипника по отношению к другим, является критерием оптимальности (функцией цели, критерием эффективности, показателем качества и т.п.). Экстремальное значение критерия оптимальности численно характеризует наиболее важное свойство подшипника. Для определенности обычно требуется, чтобы критерий оптимальности был минимален [110] и тогда сокращенная запись задачи оптимизации сводится к виду  $MINV(q), q \in D$ , означающему: найти вектор

расчетных значений параметров  $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)$ , обеспечивающий минимальное значение критерия оптимальности  $V = V(q_1, q_2, \dots, q_n)$  при решении системы неравенств

$$G_i(q_1, q_2, \dots, q_n) \geq 0, i = 1, 2, \dots, m, \quad (1.4)$$

$$q_n^- \leq q_n \leq q_n^+. \quad (1.5)$$

Неравенства (1.4) представляют собой ограничения, а (1.5) определяют область возможных изменений расчетных значений, исходя из условий эксплуатации подшипника, технологии его изготовления и конструктивных соображений. Неизвестными, в зависимости от целей оптимизации являются ширина подшипника, диаметр, радиальный зазор, координаты расположения источников смазки, поперечная и продольная геометрия шипа и подшипника, характеристики масла и другие.

Задаче оптимального проектирования статически нагруженных подшипников скольжения посвящена работа Сайрега А. и Эззата Н. [111], а сложнонагруженных подшипников поршневых и роторных машин работы Прокопьева В.Н. и его учеников [112-114], а также работы, выполненные под руководством Суркина В.И. [115-118].

В работах Суркина В. И. и его учеников [115-118] задача оптимизации конструктивных параметров сложнонагруженных подшипников уравновешивающего механизма и коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания (ДВС) решалась с использованием модели статически нагруженного подшипника. Применялся однокритериальный способ построения целевой функции. В задачу оптимизации подшипников входило отыскание оптимальных значений таких параметров как радиальный зазор, вязкость масла, отношение ширины к диаметру подшипника. Целевая функция задавалась в виде

$$V = Q + \alpha f, \quad (1.6)$$

где  $Q$  – расход смазки через подшипник;  $f$  – коэффициент трения;  $\alpha$  – уравнивающий коэффициент.

В качестве метода поиска оптимальных параметров использовался метод наискорейшего спуска.

В работах [53,59] сделаны попытки оптимального выбора микрогеометрических параметров поверхности трибосопряжений по одному критерию – уменьшения трения в линейном контакте. В работе [83] оптимизировались характеристики устойчивости движения цапфы на смазочном слое.

Заметим, что при оптимизации подшипника необходимо получить наилучшие значения нескольких ГМХ, т.е. определить такие значения параметров, которые обеспечивают минимум одновременно по всем введенным критериям  $\Phi_\nu(q)$ ,  $\nu = 1, 2, \dots, k$ . Эти критерии противоречивы и оптимизация по каждому из них приводит к разным значениям расчетных параметров  $q$ . Для совместного учета всей совокупности частных критериев рассматривают векторный критерий  $\Phi(q) = \{\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)\}$ , т.е. решается задача многокритериальной оптимизации. Решение этой задачи, в общем случае, не являясь оптимальным ни для одного из частных критериев, оказывается компромиссным для вектора  $\Phi(q)$  в целом.

Простейший путь решения многокритериальной задачи состоит в выделении множества Парето и организации на нем поиска оптимального решения [119]. Очевидно, что такие точки объективно лучше остальных. Но точки Парето строго несравнимы между собой. Дальнейший выбор не поддается строгим математическим законам – остается интуиция проектировщика (эксперта).

В работах [112, 120-121] решаются многокритериальные задачи оптимизации конструктивных параметров шатунного подшипника, сопряжения «поршень-цилиндр» ДВС, а также упорного подшипника скольжения методом *ЛП*-поиска, особенностью которого является возможность систематического просмотра многомерных областей: в качестве пробных точек в пространстве варьируемых параметров используются точки равномерно распределенных последовательностей. Для этих целей используются *ЛП<sub>т</sub>* – последовательности, которые среди всех известных равномерно распределенных последовательностей обладают наилучши-

ми характеристиками равномерности. Этот метод использован и в настоящей работе.

На основании выполненного обзора работ следует отметить, что применяемые сегодня методы оценки микропрофилирования, разработаны, как правило, для стационарного нагружения опор скольжения. Большинство теоретических исследований проводилось с использованием классических уравнений Рейнольдса или Навье-Стокса без учета кавитационных явлений в смазочном слое. На этих же принципах построены немногие работы по оптимизации трибосопряжений с использованием одного из гидромеханических критериев, чаще всего потерь на трение.

В то же время несущая способность и надежность сложнагруженных трибосопряжений определяется целым комплексом гидромеханических характеристик. Куда входят кроме потерь мощности на трение, наименьшая и средняя за цикл нагружения толщина смазочного слоя, наибольшее и среднее за цикл нагружения гидродинамическое давление, зоны критических толщин смазочного слоя. В связи с этим целесообразно проведение комплексных исследований по повышению несущей способности основных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин текстурированием поверхностей трения с применением многокритериальных методов оптимизации микрогеометрических параметров.

### 1.5. Цель и задачи диссертационного исследования

На основании проведенного анализа отечественной и зарубежной литературы, а также результатов собственных исследований можно сделать определенные выводы и сформулировать цель и задачи исследования.

Большинство работ, посвященных расчету сложнагруженных подшипников и оптимизации их параметров, базируется на определении поля гидродинамических давлений при граничных условиях Свифта-Штибера при интегрировании обобщенного уравнения Рейнольдса. Однако, применение граничных условий Свифта-Штибера приводит к нарушениям баланса расходов смазки, поступающей

в смазочный слой из источника и вытекающей в торцы подшипника, что не позволяет в конечном итоге получить достоверную информацию о гидромеханических характеристиках трибосопряжений. Более корректными являются граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона и алгоритмы сохранения массы, основанные на решении универсального дифференциального уравнения Элрода для степени заполнения зазора.

В современном машиностроении и, в частности, в двигателестроении, с целью повышения ресурса, широкое применения находят микро- и макроотклонения поверхностей трения ГСТС от идеальной геометрии. Кроме конструктивно заданных, макроотклонения могут объясняться погрешностями обработки поверхностей трения, нагрузочными и тепловыми деформациями, а также процессами трения и изнашивания в процессе эксплуатации трибосопряжений в составе поршневой машины. Эффект такого влияния на ГМХ может достигать критического уровня и требует обязательного учета в методике расчета трибосопряжений.

Кроме того, современной тенденцией повышения несущей способности ПС является использование регулярной микрогеометрии, в том числе, текстурирования поверхностей трения поршней, подшипников коленчатого вала и турбокомпрессора.

При выборе конструктивных, в том числе микрогеометрических параметров подшипников целесообразно использовать методы многопараметрической оптимизации, которые позволяют учесть совместное влияние различных факторов и в итоге получать конструкцию с «заданным качеством».

Цель исследования – разработать методику оптимизации микрогеометрических параметров сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений для увеличения их несущей способности и снижения потерь на трение в поршневых машинах.

Задачи, решение которых необходимо для достижения цели исследования, формулируются следующим образом:

1. Разработать методику оптимизации микрогеометрических параметров сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин;

2. Разработать алгоритмическое и программное обеспечения для решения задачи оптимизации макро- и микрогеометрических параметров сложнонагруженных трибосопряжений.

3. Провести экспериментальные исследования по оценке гидромеханических параметров гидродинамических ТС с учетом регулярной микрогеометрии поверхностей трения.

4. Выполнить параметрические и оптимизационные исследования и сформулировать рекомендации по макро- и микропрофилированию поверхностей трения ТС поршневых машин.

## ГЛАВА 2. МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕГУЛЯРНОЙ МИКРО- И МАКРОГЕОМЕТРИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ

### 2.1 Динамика подвижных элементов сложнонагруженных подшипников скольжения

Рассмотрение динамики и смазки трибосопряжений поршневых машин, которые характеризуются изменяющимися по величине и времени нагрузками, основывается на методологической концепции, которая включает в себя решение системы уравнений. В частности, для поршневых машин, это динамика развития давления газов в цилиндре, кинематики и динамики элементов кривошипно-шатунного механизма (КШМ), в том числе, износ и работоспособность сложнонагруженных трибосопряжений.

С помощью единой математической модели рассматриваются следующие задачи:

- выбор рациональных условий функционирования элементов трибосопряжений определенной конструкции и их воздействие на рабочий цикл;
- выбор оптимальной конструкции сложнонагруженных трибосопряжений при заданном способе организации рабочего цикла;
- проверка работоспособности разрабатываемых конструкций сложнонагруженных трибосопряжений механизмов и машин.

Рассматривается перемещение поршня как твердого тела на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра (рисунок 2.1). Система координат  $XYZ$  связана с цилиндром, который неподвижен. Начало системы координат  $X_1Y_1Z_1$  находится в центре тяжести поршня. На рисунке 2.1 приняты следующие обозначения:  $P_\Gamma$  – сила давления газов;  $P_x^j, P_z^j$  – проекции силы инерции  $P^j$  поступательно движущегося поршня вдоль оси цилиндра (в точке  $C$ );  $e_c$  – смещение центра тяжести поршня относительно центра оси поршневого пальца;  $e_n$  – дезаксаж поршня;  $e_o$  – смещение оси цилиндра относительно оси кривошипно-шатунного

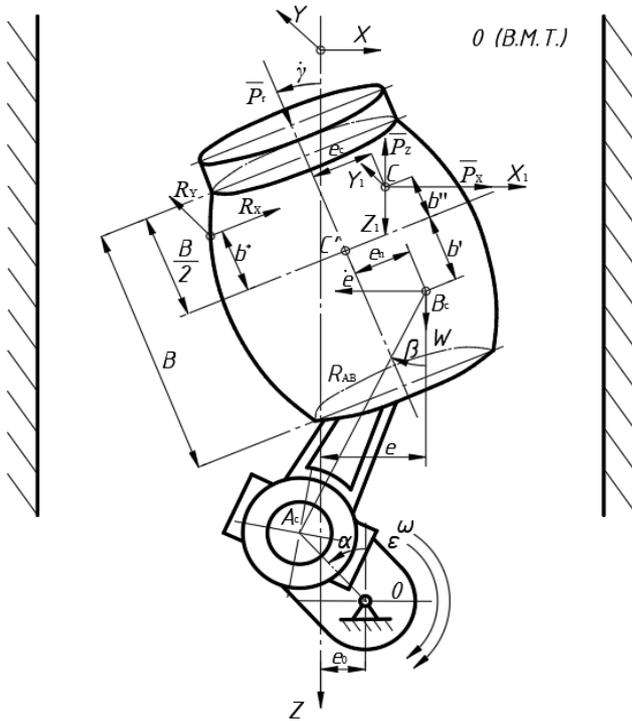


Рисунок 2.1 – Динамика поршня на смазочном слое в цилиндре

возможность поворачиваться относительно оси поршневого пальца со скоростью  $\dot{\gamma}$  ( $\gamma$  – угол наклона поршня).

Вследствие кинематики КШМ и наличия зазоров, в общем виде, поршень движется в плоскостях  $XOZ$ ,  $YOZ$ . Ускорение точки  $C$  поршня вдоль оси  $OZ$  принимается равным ускорению поступательного движения поршня, которое определяется из кинематики плоскопараллельного движения КШМ. Сила действия шатуна  $R_{AB}$  полагается известной силой, которая лежит в плоскости, параллельной плоскости  $XOZ$ . Вследствие того, что цилиндр неподвижен  $w_2 = 0$  и полагая отсутствие вращения поршня относительно оси  $Z_1$ , получаем систему дифференциальных уравнений движения поршня на смазочном слое:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{X}_c &= F_x + R_x, \\
 m\ddot{Y}_c &= F_y + R_y, \\
 m\ddot{Z}_c &= F_z + R_z, \\
 J_{x_1}\dot{\gamma}_x &= M_{x_1} + M_{x_1}, \\
 J_{y_1}\dot{\gamma}_y &= M_{y_1} + M_{y_1},
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

механизма;  $R_x$ ,  $R_y$  – проекции реакции смазочного слоя, которая действует на расстоянии  $b^*$  от оси, проходящей через геометрический центр (точку  $C'$ ) направляющей поршня перпендикулярно рабочей оси. Комплексное движение поршня включает в себя поступательное движение вдоль оси цилиндра со скоростью  $w = w_1$ , в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра со скоростью  $\dot{e}$  ( $e$  – эксцентриситет поршня). Дополнительно, поршень имеет

где  $F_x, F_y, F_z$  – проекции главного вектора внешних сил;  $M_{x_1}, M_{y_1}$  – проекции главного момента внешних сил относительно центра  $C$  на оси  $CX_1Y_1Z_1$ ;  $J_x, J_y$  – моменты инерции поршня относительно осей  $CX_1, CY_1$ ;  $R_x, R_y, F_z, M_{x_1}, M_{y_1}$  – реакции и моменты от реакций смазочного слоя.

Скорость  $w$ , ускорение  $j$  и силу инерции  $P^j$  поступательного движения поршня вдоль оси  $OZ$  с учетом ускорения  $\varepsilon$  коленчатого вала в цикле определим из уравнений кинематики КШМ:

$$w = r\omega \sin \alpha + l\dot{\beta} \sin \beta; \quad (2.2)$$

$$j = r(\varepsilon \sin \alpha + \omega^2 \cos \alpha) + l(\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta), \quad (2.3)$$

где  $r$  – радиус кривошипа;  $\omega$  – угловая частота вращения коленчатого вала;  $l$  – длина шатуна;  $m$  – масса поршня;  $\dot{\beta} = r\omega \cos \alpha / l \cos \beta$ ,  $\ddot{\beta} = \left[ (\varepsilon \cos \alpha - \omega^2 \sin \alpha) + \omega \dot{\beta} \cos \beta \right] \frac{r}{l \cos^2 \beta}$ .

Рассматривая перемещение поршня в цилиндре делается допущение об отсутствии движения поршня в плоскости  $YOZ$  и, тем самым, предполагается возможность рассмотрения решения для плоской модели движения. Таким образом, считается, что поршень совершает плоскопараллельное движение в плоскости  $XOZ$ , а уравнения движения, в случае пренебрежения силами инерции от поперечного движения и вращения поршня, можно представить в виде уравнений равновесия:

$$\begin{cases} F_x + R_x = 0, \\ M_y + R_x(b^* + b') = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Здесь боковая сила, действующая на поршень, запишется в виде:

$$F_x = (P_\Gamma - P^j) \operatorname{tg} \beta. \quad (2.5)$$

Момент от внешней силы относительно точки  $B$  определится в виде:

$$M_y = (P_\Gamma - P^j)(e_\Pi + e_o) - P^j e_c. \quad (2.6)$$

Для решения систем уравнений движения (2.1) или (2.4) применялся зарекомендовавший себя метод, базирующийся на формулах дифференцирования назад (метод ФДН) [122-124]. Для определения гидродинамических давлений и реакции смазочного слоя использовалось модифицированное уравнение Элрода, реализующее граничные условия Якобсона-Флоберга-Ольсона (ЯФО) [125-129]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \bar{\Phi}_1 \bar{h}_{skt}^{n+2} \frac{\partial (g\Pi)}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{\Phi}_1 \bar{h}_{skt}^{n+2} \frac{\partial (g\Pi)}{\partial z} \right) = \\ & = \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{\Phi}'_2 \bar{h}_{skt} [1 + (1-g)\Pi] \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left( \bar{h}_{skt} [1 + (1-g)\Pi] \right), \end{aligned} \quad (2.7)$$

где  $\bar{\Phi}'_2 = \left( 1 - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{w}_{21}$ ,  $\bar{w}_{21} = (w_2 - w_1) / (\omega_0 R)$  – безразмерная поступательная скорость движения шипа,  $\bar{h}_{skt} = h_{skt} / h_0$  – безразмерная толщина смазочного слоя,  $w_1, w_2$  – скорости поступательного движения подшипника и шипа.

## 2.2. Макрогеометрия поверхностей трения трибосопряжений

*Макрогеометрия поверхностей трения радиальных подшипников скольжения.*

Рассмотрим смазочный слой в радиальном подшипнике (рисунок 2.2), который ограничен поверхностями трения втулки  $S_1$  и цапфы  $S_2$ .

Полярные оси  $O_1X_1$  и  $O_2X_2$  закреплены соответственно на втулке и цапфе, и вращаются относительно осей  $Z_i$ , которые проходят через центры  $O_1, O_2$ , с абсолютными угловыми скоростями  $\omega_i = d\theta_i / dt$ ,  $i = 1, 2$ . Углы  $\theta_i$  отсчитываются от неподвижной оси  $O_1X_1$ .

В системе координат  $O_1X_1Y_1Z_1$  (оси  $O_1Y_1$  и  $O_1Z_1$  условно не показаны) втулка неподвижна, цапфа вращается с угловой скоростью  $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$ , а центр цапфы  $O_2$  движется в плоскости  $O_1X_1Y_1$  с относительной скоростью, составляющие которой на линию центров и направление ей перпендикулярное равны  $e' = de / dt$

и  $e \cdot \delta = e \cdot d\delta / dt$ , где  $e(t) = O_1O_2$  – эксцентриситет,  $\delta(t)$  – угол положения линии центров.

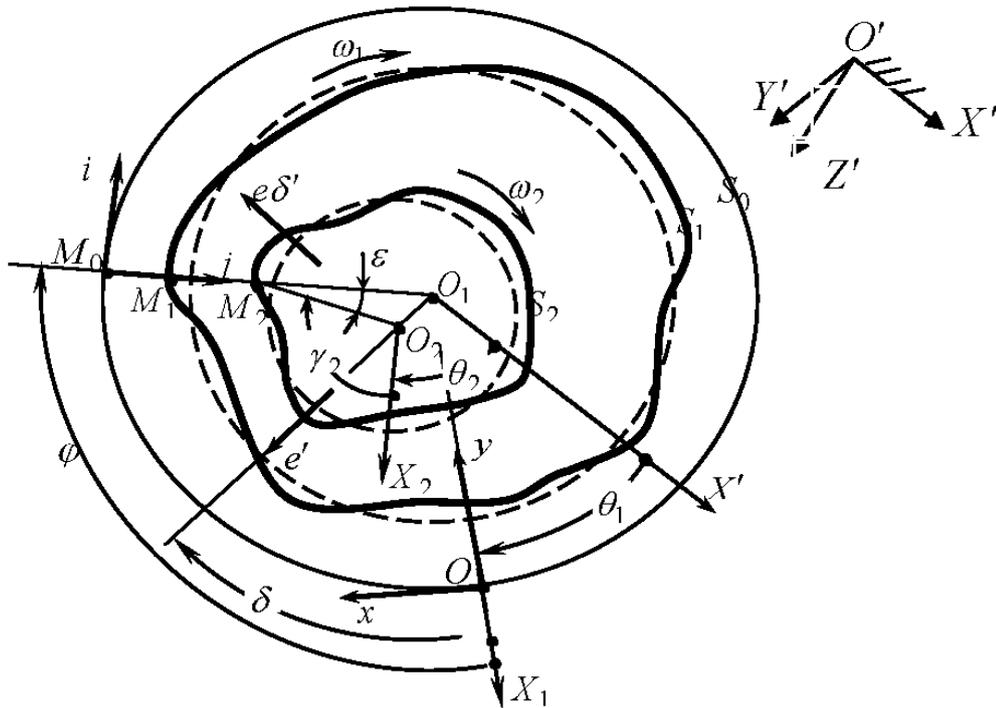


Рисунок 2.2 – Схема радиального подшипника

Начало координат системы  $Oxyz$ , где рассматриваются процессы, происходящие в смазочном слое, размещено в точке пересечения оси  $O_1X_1$  с круглоцилиндрической поверхностью отсчета  $S_0$ , радиус которой равен  $r_0$ . Оси  $Ox$ ,  $Oz$  системы координат расположены в плоскости, на которую развёртывается поверхность  $S_0$ , при этом ось  $Oy$  располагается по нормали к ней,  $-B/2 \leq z \leq B/2$ , где  $B$  – ширина подшипника. Макрогеометрические отклонения радиусов втулки  $r_1 = O_1M_1$  и цапфы  $r_2 = O_2M_2$  от радиусов  $r_{i0}$  базовых окружностей обозначим через  $\Delta_1(\varphi)$ ,  $\Delta_2(\gamma_2)$ , где

$$\gamma_2(t) = \varphi + (\theta_1 - \theta_2) = \varphi + \int_0^t \omega_{21}(t) dt. \quad (2.8)$$

$\Delta_i$  положительны (отрицательны), в случае, если они увеличивают (уменьшают) радиусы базовых окружностей  $r_{i0}$ .

В системе  $Oxyz$  координаты  $y$  точек  $M_1$  и  $M_2$  с учетом малости угла  $\varepsilon$  записываются приближенно в виде:

$$\begin{aligned} h_1(\varphi, t) &= M_0 M_1 = (r_0 - r_{10}) - \Delta_1(\varphi), \\ h_1(\varphi, t) &= M_0 M_2 = (r_0 - r_{20}) - \Delta_2(\gamma_2) - e \cos(\varphi - \delta), \end{aligned} \quad (2.9)$$

а толщина смазочного слоя  $h(\varphi) = h_2 - h_1$  определяется выражением:

$$h(\varphi, t) = h^*(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta), \quad (2.10)$$

где  $h^*(\varphi, t)$  – толщина смазочного слоя при центральном расположении цапфы, когда  $e(t) = 0$ .

Понятно, что

$$h^*(\varphi, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\gamma_2), \quad (2.11)$$

где  $\Delta_0 = (r_{10} - r_{20})$ .

Из (2.10) найдем

$$\frac{\partial h}{\partial \varphi} = e \sin[\varphi - \delta] + \frac{\partial}{\partial \varphi} [\Delta_1 - \Delta_2], \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\frac{\partial e}{\partial t} \cos(\varphi - \delta) - e \frac{\partial \delta}{\partial t} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} \frac{\partial \Delta_2}{\partial \varphi}. \quad (2.13)$$

Как следует из (2.10–2.11):  $\partial \Delta_2 / \partial t = -\omega_{21} \partial \Delta_2 / \partial \varphi$ .

При  $\Delta_i = 0$  толщина смазочного слоя выражается формулой для подшипника с круглыми втулкой и цапфой:  $h(\varphi, t) = \Delta_0 - e \cos(\varphi - \delta)$ , где  $\Delta_0$  – радиальный зазор.

Проекции скоростей точек  $M_1$  и  $M_2$  поверхностей  $S_1$  и  $S_2$  на орты  $i, j$  соответственно равны:

$$\begin{aligned} U_1 &= V_1 = 0; \\ U_2 &= r_2 \left[ \omega_{21} \cos \varepsilon - \frac{1}{r^2} \frac{\partial e}{\partial t} \sin(\varphi - \delta) + \frac{1}{r^2} e \frac{\partial \delta}{\partial t} \cos(\varphi - \delta) \right]; \\ V_2 &= -\frac{\partial e}{\partial t} \cos(\varphi - \delta) - e \frac{\partial \delta}{\partial t} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} r_2 \sin \varepsilon. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Здесь  $\sin \varepsilon \approx e r_2^{-1} \sin(\varphi - \delta)$ , или, как следует из (2.10–2.11),  
 $\sin \varepsilon = r_2^{-1} \frac{\partial}{\partial \varphi} [h - (\Delta_1 - \Delta_2)]$ .

Полагая  $r_1 \approx r_2 = r$ ,  $\cos \varepsilon \approx 1$  и отбрасывая слагаемые, которые содержат множитель  $e/r$  по сравнению с  $\omega_{21}$ , находим, используя (2.12–2.13):

$$\begin{aligned} U_1 = V_1 = 0; \quad U_2 = \omega_{21}r; \\ V_2 = -\frac{\partial h}{\partial t} + \omega_{21} \frac{\partial h_2}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

*Макрогеометрия поверхностей трения подшипников скольжения с поступательным движением элементов.*

Задание макрогеометрических параметров (профилирование) боковой поверхности направляющей поршня в трибосопряжении с поступательным движением элементов является одним из способов уменьшения потерь на трение и увеличения доли жидкостного трения между в этом сопряжении. В частности, в дизелях, после некоторого периода приработки и во время действия максимальных сил, на направляющей поршня видны следы натира, вследствие работы трибосопряжения в смешанном и граничном трении, при толщинах смазочного слоя, не обеспечивающих жидкостное трение. Таким образом, поверхность направляющей поршня со следами натира (области контактирования) будем определять, как несущую область, воспринимающую внешние нагрузки.

Конфигурация области контактирования оказывает влияние на характеристики трибосопряжения с поступательным движением элементов (например, сопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания): гидродинамическое давление в смазочном слое, толщину слоя, гидромеханические потери на трение, расход смазки.

Следовательно, изменяя макрогеометрические параметры как в осевом, так и в радиальном направлениях, можно добиться получения оптимальных гидромеханических характеристик: снизить потери на трение в сопряжении, которые составляют до 30% механических потерь на трение в поршневых двигателях.

## *Тепловые деформации*

Экспериментальные исследования показывают, что температура поршня в районе направляющей его части в течение рабочего цикла двигателя изменяется незначительно. Вследствие этого температурные деформации направляющей поршня принимались постоянными в течение рабочего цикла.

Поскольку температура гильзы цилиндра изменяется по высоте, следовательно, варьируется и радиальный зазор между направляющей поршня и гильзой цилиндра, что было учтено для каждого угла поворота вала температурной поправки к зазору  $\Delta h_0^{(t)} = f(D, \bar{\alpha}, \Delta t)$ , где  $D$  – диаметр цилиндра двигателя;  $\bar{\alpha}$  – коэффициент линейного расширения материала гильзы цилиндра;  $\Delta t$  – изменение температуры гильзы цилиндра.

Расчетные исследования свидетельствуют о том, что даже для наиболее теплонагруженных цилиндров двигателей изменение диаметрального зазора в области направляющей поршня, при нахождении его в верхней мертвой точке, достигает не более 10-12% от номинального значения зазора при осредненной температуре цилиндра.

Внешние силовые факторы, действующие на трибосопряжение «поршень-цилиндр», в частности, силы давления газов в цилиндре изменяются значительно в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Результаты исследований свидетельствуют о превалирующем влиянии тепловых факторов на деформацию юбки поршня, а деформациями в результате действия газовых и инерционных сил можно пренебречь (рисунок 2.3, 2.4).

Деформация цилиндра дизеля обусловлена влиянием газовых сил, действующих в период рабочего хода поршня. Эти деформации учитывались введением на каждом шаге расчета поправки вида  $\Delta h_0^{(p)} = f(D, p_r)$ , где  $p_r$  – давление газов в цилиндре, МПа.

Исследование динамики поршня в цилиндре поршневого двигателя включает в себя две подзадачи:

- расчет температурных деформаций элементов трибосопряжения,

- расчет траектории движения центра поршня в цилиндре дизеля.

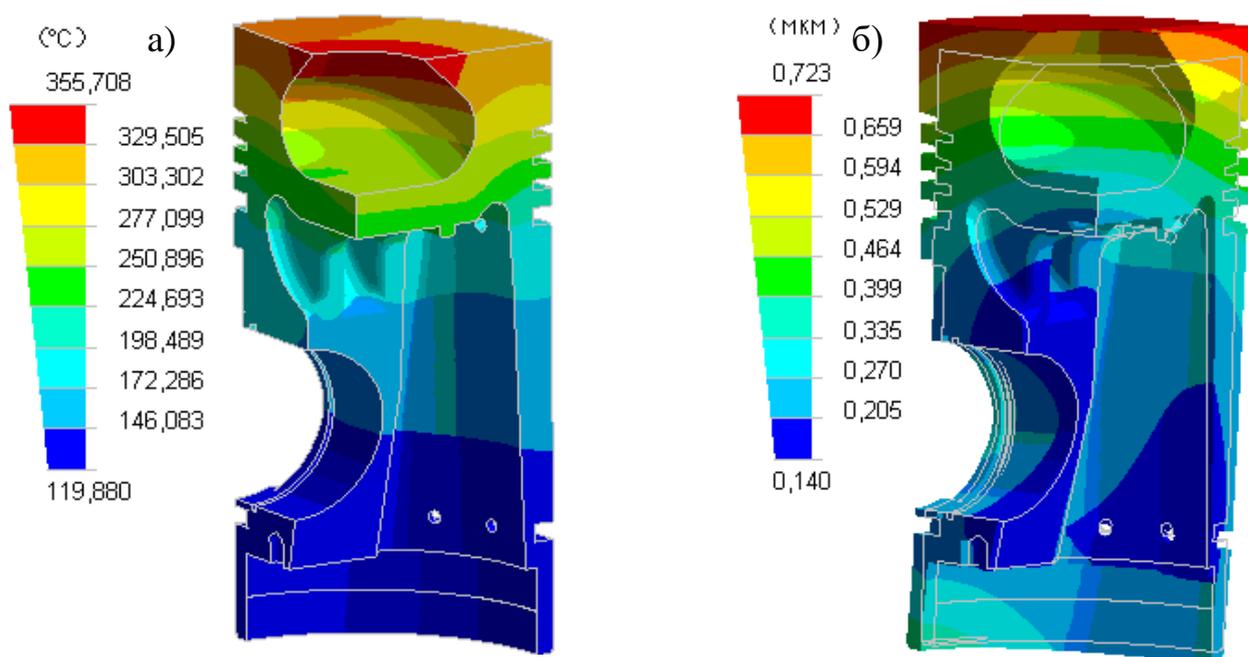


Рисунок 2.3 – Температурное поле поршня дизеля ЧН 15/20,5 (а), Деформации от теплового воздействия(б).

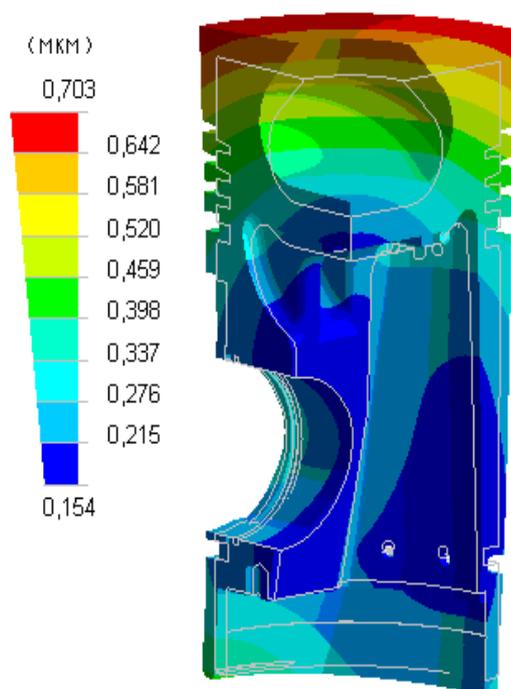


Рисунок 2.4 – Суммарные деформации от действия тепловых и силовых факторов

### *Осевое профилирование*

Макрогеометрия в осевом направлении (осевое профилирование) предполагает аналитическое описание профиля направляющей поршня в

плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца. В этом случае принимаются отклонения макрогеометрии направляющей поршня  $h_{a1i}$  и  $h_{a2i}$  (рисунок 2.5) от цилиндрической формы на верхнем ( $Z = -B/2$ , где  $B$  – высота направляющей части) и нижнем ( $Z = B/2$ ) краях,  $Z_{aci}$  – координата точки  $C_{ai}$  вершины профиля. Здесь  $i = 1, 2$  – индексы, принадлежащие нагруженной и ненагруженной частям направляющей поршня, а обозначение “ $a$ ” соответствует осевому профилированию.

В расчетной модели принималось значение зазора в вершине  $C_{ai}$  между направляющей поршня и цилиндром, которое соответствует номинальному зазору  $h_0$  в трибосопряжении при центральном положении поршня в гильзе цилиндра.

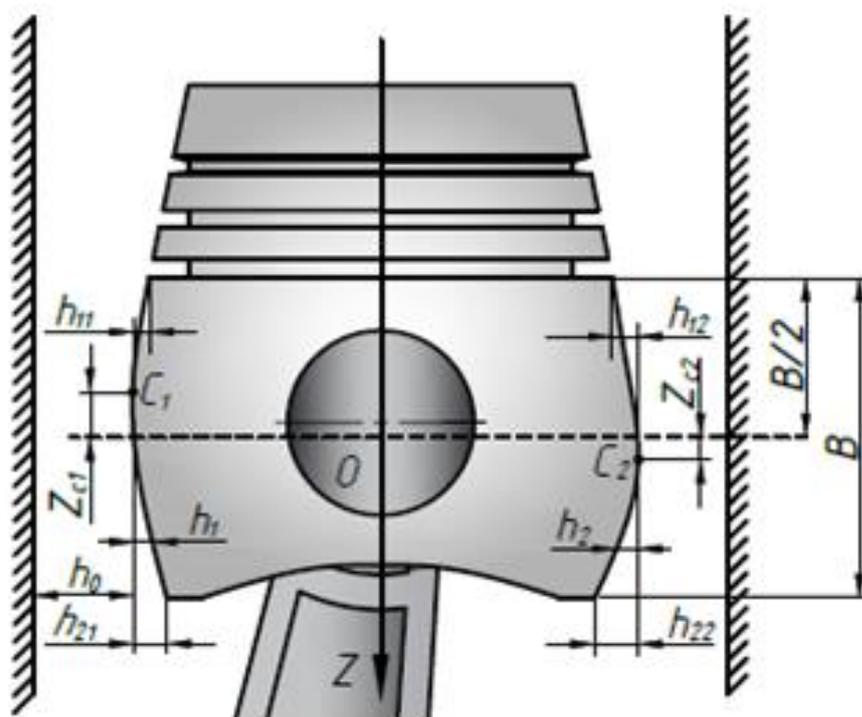


Рисунок 2.5 – Основные размеры осевого профиля поршня

Осевая макрогеометрия направляющей поршня описывалась степенным аппроксимирующим выражением:

$$h_i = h_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}}, \quad (2.16)$$

где  $z = Z/R$ ,  $m_{ai} = Z_{aci}/R$ ,  $R$  – радиус поршня;  $l_a$  и  $k_a$  – безразмерные коэффициенты, которые определялись формулами:

$$l_{ai} = \frac{\ln\left(\frac{h_{a2i}}{h_{a1i}}\right)}{\ln\left(\frac{a - m_{ai}}{a + m_{ai}}\right)}, k_{ai} = \frac{h_{a1i}}{h_0 |a + m_{ai}|^{l_{ai}}}, \quad (2.17)$$

где  $a = B/(2R)$ .

### *Радиальное профилирование*

Аналогично осевому профилированию, при задании радиального профиля юбки поршня, линии  $\varphi_1(z)$ ,  $\varphi_2(z)$ ,  $\varphi_3(z)$  и  $\varphi_4(z)$ , которые являются границами несущей области, аппроксимировались степенным законом:

$$\varphi_1(z) = \frac{\theta_{01}}{2} + \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot |z - m_{r1}|^{l_{r1}}; \quad (2.18)$$

$$\varphi_2(z) = \pi - \frac{\theta_{02}}{2} - \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |z - m_{r2}|^{l_{r2}};$$

$$\varphi_3(z) = \pi + \frac{\theta_{02}}{2} + \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |z - m_{r2}|^{l_{r2}}; \quad (2.19)$$

$$\varphi_4(z) = 2\pi - \frac{\theta_{01}}{2} - \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot |z - m_{r1}|^{l_{r1}};$$

Здесь  $\theta_{01}$  и  $\theta_{02}$  – ширина по углу несущих областей юбки поршня, которая соответствует координатам  $Z_{rC1}$  и  $Z_{rC2}$ ,  $h_{r1i}$  и определяет расстояние по окружной координате  $\varphi$  от  $C_{ri}$  до пересечения границы области несущей поверхности с верхним торцем развертки направляющей поршня,  $h_{r2i}$  соответствует расстоянию по окружной координате  $\varphi$  от точки  $C_{ri}$  до пересечения границы области несущей поверхности с нижним торцем развертки направляющей поршня. Индекс “ $r$ ” обозначает радиальное макропрофилирование юбки поршня.

Таким образом, используя методику макропрофилирования, возможно описать несущие области юбки поршня с прямоугольной, овальной X-образной формами. На рисунке 2.6 в качестве примера приведена симметричная развертка юбки поршня с овальным радиальным макропрофилированием.

Коэффициенты степенной зависимости (параболы) определяются выражением:

$$l_{ri} = \frac{\ln\left(\frac{h_{r2i}}{h_{r1i}}\right)}{\ln\left(\frac{a - m_{ri}}{a + m_{ri}}\right)}, \quad k_{ri} = \frac{h_{r1i}}{\frac{\theta_{02}}{2} |a + m_{ri}|^{l_{ri}}} \quad (2.20)$$

где  $z = Z/R$ ,  $m_{ri} = Z_{rci}/R$ .

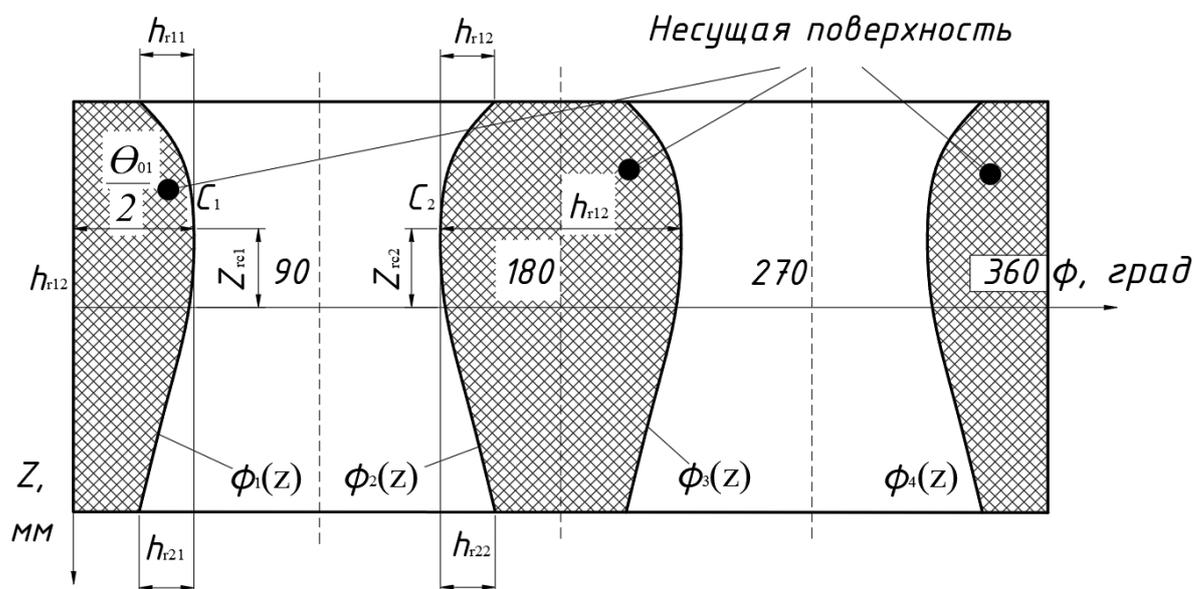


Рисунок 2.6 – Развертка юбки поршня с овальным радиальным макропрофилированием

### 2.3. Микрогеометрия поверхностей трения подшипников скольжения

*Микрогеометрия трибосопряжения с поступательным движением элементов (сопряжение «поршень-цилиндр»)*

Поверхности юбки поршня зачастую имеют поперечные микроканавки радиальной или треугольной формы, которые являются примером теоретических микропрофилей технологически обработанных поверхностей.

Таким образом, профиль юбки поршня включает в себя геометрию микроканавок на ее поверхности и может быть записан в виде [130-131]:

$$h(\varphi, z) = h_0(\varphi, z) + h_1(\varphi, z) \quad (2.21)$$

где  $h_0(\varphi, z)$  описывает макрогеометрию юбки поршня, а  $h_1(\varphi, z)$  – микрогеометрию поверхности с учетом микроканавок.

Микроканавки на поверхности поршня могут моделироваться, в частности, в виде синусоидальной функции, которая получается в результате снятия и обработки профилограммы поверхности юбки поршня (рисунок 2.7).

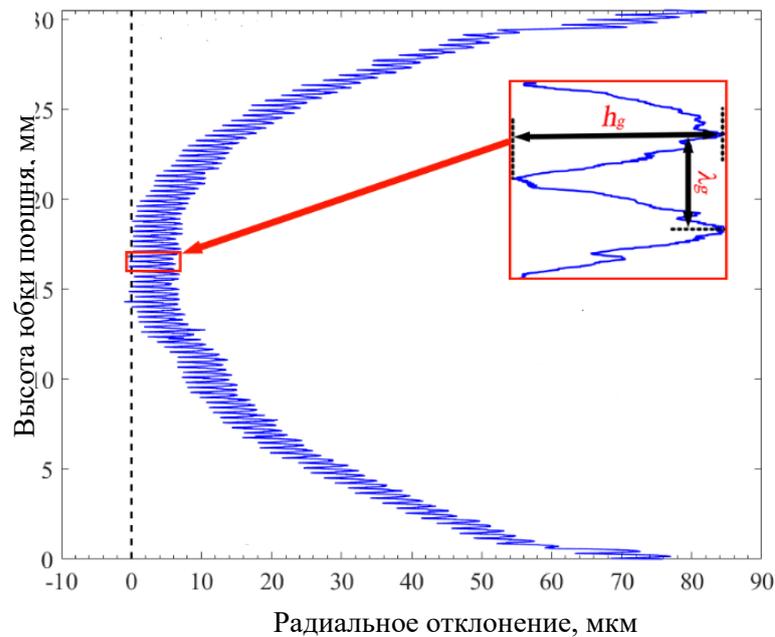


Рисунок 2.7 – Пример профиля юбки поршня

Таким образом, геометрия микроканавок может быть описана следующим выражением:

$$h_1(\varphi, z) = \begin{cases} \frac{h_g}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_g} z\right) + \frac{h_g}{2}, & \text{если } \text{mod} \left| \text{int} \left( \frac{z}{\lambda_g} + \frac{1}{4} \right), \frac{1}{\varepsilon_g} \right| = 0, \\ 0, & \text{если } \text{mod} \left| \text{int} \left( \frac{z}{\lambda_g} + \frac{1}{4} \right), \frac{1}{\varepsilon_g} \right| \neq 0. \end{cases} \quad (2.22)$$

Здесь  $\varphi$  и  $z$  – координаты в окружном и осевом направлении юбки поршня,  $h_g$  – глубина микроканавки,  $\lambda_g$  – ширина микроканавки в направлении координаты  $y$ ,  $\varepsilon_g$  – плотность расположения микроканавок на поверхности юбки поршня.

Одним из наиболее распространенных примеров технологии нанесения микроканалов на поверхность трения является хонингование гильзы цилиндра с целью снижения шероховатости поверхности трения и увеличения маслосъемности в трибосопряжениях «направляющая (юбка) поршня - гильза цилиндра» и «поршневое кольцо - гильза цилиндра» (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Поверхность цилиндров после хонингования

В таком случае поверхность представляет из себя относительно гладкие участки (плато) и относительно регулярную микрогеометрию в виде микроканалов. Аналитическое описание подобной микрогеометрии основывается на двух допущениях: поверхности плато абсолютно ровные, микроканалки представляют собой регулярную микрогеометрию (рисунок 2.9).

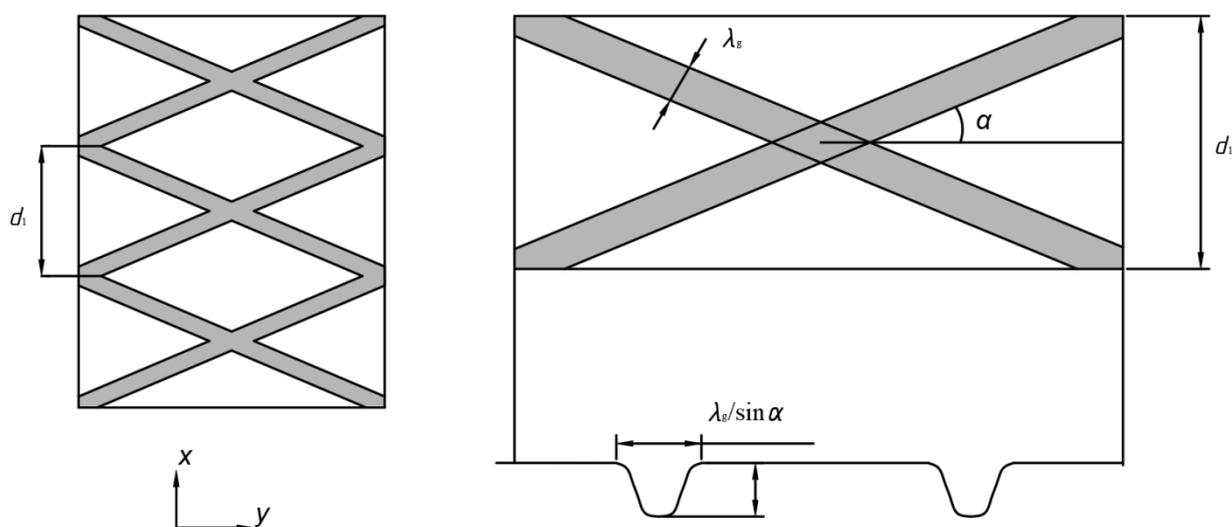


Рисунок 2.9 – Перекрестная микрогеометрия гильзы цилиндра

Такая микрогеометрия описывается четырьмя параметрами:

- половинным углом  $\alpha$ ;
- шириной микроканавки  $\lambda_g$ ;
- максимальной глубиной микроканавки  $h_g$ ;
- расстоянием между перекрестными микроканавками  $d_1$  в осевом направлении, определяющем плотность расположения микроканавок на поверхности гильзы цилиндра ( $\varepsilon_g$ ).

Топографию поверхности гильзы цилиндра можно описать синусоидальным выражением, определяющим геометрию микроканавок:

$$h_{cyl}(x, y) = \begin{cases} -\frac{h_g}{2} \left[ \cos \left( \frac{2\pi}{\lambda_g} |x \cos \alpha \pm y \sin \alpha| \cos \alpha \right) + 1 \right], \\ \text{если } |x \cos \alpha \pm y \sin \alpha| \cos \alpha < \frac{\lambda_g}{2}, \\ 0, \text{ если } |x \cos \alpha \pm y \sin \alpha| \cos \alpha \geq \frac{\lambda_g}{2}. \end{cases} \quad (2.23)$$

Микроканавки на поверхности трения трибосопряжения, в том числе, на поверхности направляющей поршня представляют собой комплекс регулярной микрогеометрии, включающий в себя глубину, ширину, угол наклона микроканавок, а также различную их комбинацию.

#### *Микрогеометрия смазочного слоя радиальных подшипников скольжения*

Численное моделирование регулярной микрогеометрии, в частности, текстурирования контактирующих поверхностей радиальных подшипников скольжения осуществляется путем изменения толщины смазочной пленки  $h$  в соответствии с задаваемым микрорельефом поверхности трения.

В частности, текстурирование поверхности радиальных подшипников скольжения может выполняться в виде эллиптических микроямок (рисунок 2.10). Это позволяет увеличить несущую способность радиального подшипника скольжения.

В общем случае эллиптические ямки на поверхности вкладыша в этом случае описываются каноническим уравнением эллипсоида [132-133]:

$$\frac{(x-x_c)^2}{r_x^2} + \frac{(y-y_c)^2}{r_y^2} + \frac{(z-z_c)^2}{r_z^2} = 1. \quad (2.24)$$

Здесь  $r_x, r_y, r_z$  – радиусы эллиптических ямок. Для сферических ямок  $r_x = r_z = r$ . Центр ямки расположен в точке с координатами  $(x_c, y_c, z_c)$ . Поскольку микроямка непосредственно закреплена на поверхности вкладыша подшипника координата  $y_c = 0$ .

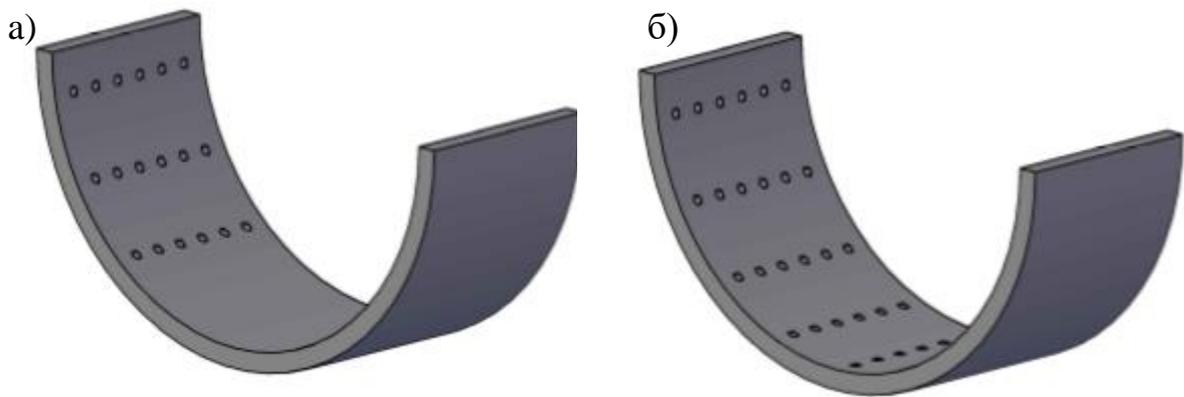


Рисунок 2.10 – Текстурированная поверхность подшипника:

(а) - частично текстурированный, (б) - полностью текстурированный

Запишем выражение относительно координаты  $y$ :

$$y = \frac{r_y}{r} \sqrt{r^2 - (x-x_c)^2 - (z-z_c)^2}. \quad (2.25)$$

Координата  $y$  отражает изменение толщины смазочного слоя для подшипника, текстурированного микроямками с координатами  $O_c(x_c, z_c)$ , радиусом  $r$  и глубиной  $r_y$ .

Изменение толщины смазочного слоя  $\Delta h$  соответствует изменению координаты  $y$  и подчиняется следующему условию:

$$\Delta h = \begin{cases} \frac{r_y}{r} \sqrt{r^2 - (x-x_c)^2 - (z-z_c)^2}, & \text{если } \sqrt{x^2 + z^2} \leq r, \\ 0, & \text{если } \sqrt{x^2 + z^2} > r. \end{cases} \quad (2.26)$$

Условие (2.26) означает следующее. Если расстояние от центра микроямки до ее границ меньше радиуса микроямки, то приращение толщины смазочного слоя  $\Delta h$  будет соответствовать изменению координаты  $y$  в точке с координатами  $(x, z)$  в границах микроямки. Если расстояние от центра микроямки до ее границ больше  $r$  – приращения толщины смазочного слоя за счет текстурирования поверхности не произойдет и толщина смазочного слоя останется прежней.

Таким образом, уравнение (2.26) может использоваться для симуляции текстурирования поверхности трения эллиптическими микроямками. Пример численного моделирования единичной сферической микроямки представлен на рисунке 2.11.

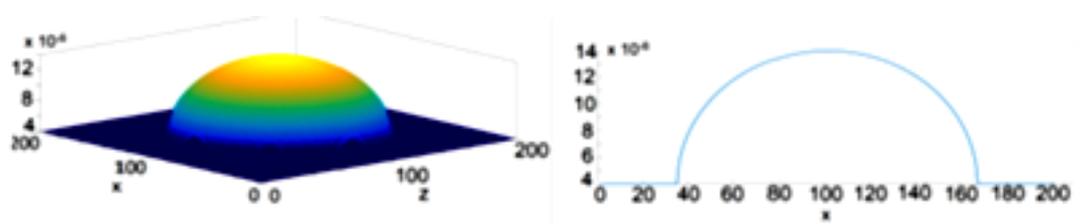


Рисунок 2.11 – Пример единичной сферической микроямки

Расположение микроямок для полностью текстурированной поверхности показано на рисунке 2.12.

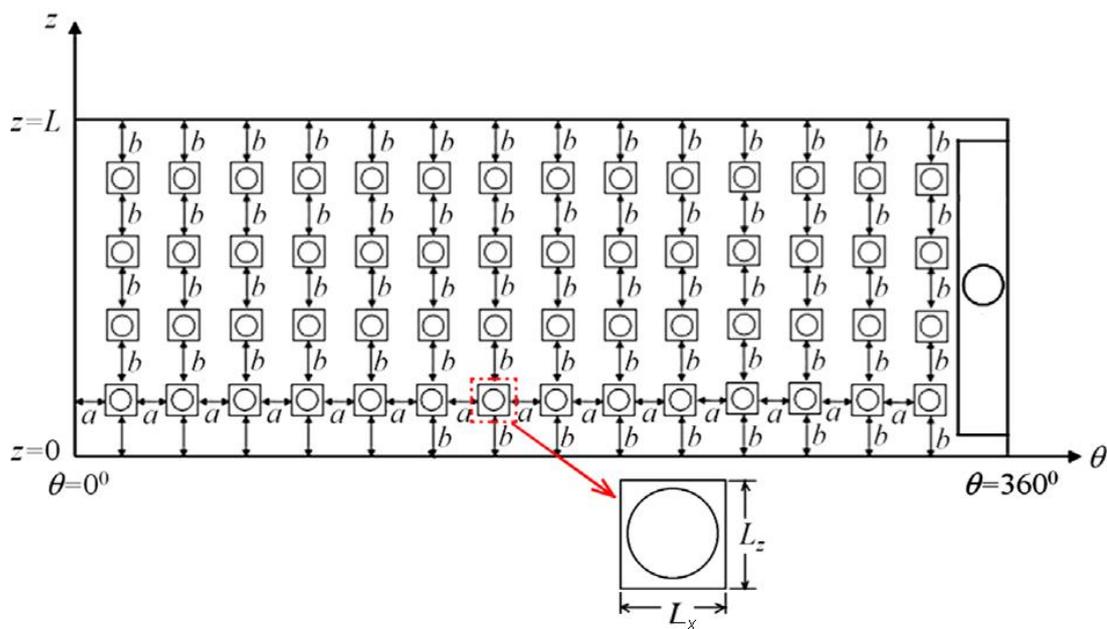


Рисунок 2.12 – Распределение микроямок на поверхности подшипника

Кроме того, широко распространена практика нанесения на поверхности трения гидродинамических подшипников скольжения регулярной микрогеометрии в виде микроканалов, которые могут рассматриваться как один из видов микротекстурирования поверхности трения.

В частности, безразмерная протяженность окружной (радиальной) микроканавки на поверхности вкладыша коренного подшипника в направлении оси  $\bar{z}$ , задавалась формулой:

$$\bar{b}_z = n \cdot \Delta_z; \quad n = \text{int}(\bar{b}_z / \Delta_z), \quad (2.27)$$

где  $\Delta_z$  – размер шага сетки;  $n$  – масштабный множитель. Таким образом, границы канавки задавались с точностью размеров ячеек сетки, а в канавке и на ее границах устанавливалось значение глубины микроканавки  $h_k$ .

Если элемент текстурирования поверхности располагается на подвижном элементе трибосопряжения (шатунный подшипник, юбка поршня, поршневое кольцо) его координата в момент времени  $(\tau + \Delta\tau)$  определяется по формуле

$$\varphi_o(\tau + \Delta\tau) = \varphi_o^H(\tau) + \bar{\omega} \cdot \Delta\tau, \quad (2.28)$$

где  $\varphi_o^H(\tau)$  – начальный угол положения элемента микротекстурирования.

## ВЫВОДЫ

1. Развита и реализована методика динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений механизмов и машин с учетом условий их нагружения, геометрии поверхностей трения, позволяющая обеспечить решение комплекса задач по снижению гидромеханических потерь на трение для повышения работоспособности и ресурса сопряжений.

2. Модифицирован и научно обоснован метод расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое на основе алгоритма сохранения массы для трибосопряжений с текстурированной поверхностью трения. Применение алгоритма сохранения массы при расчете поля гидродинамических

давлений в трибосопряжениях позволяет установить эффект «масляного голодания» и прогнозировать потерю работоспособности подшипника.

3. Разработана методика совместного учета макро- и микрогеометрических параметров для радиальных подшипников и трибосопряжений с поступательным движением элементов.

## ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования проводились для определения влияния параметров регулярной и нерегулярной микрогеометрии поверхностей трения на гидромеханические характеристики трибосопряжения «вал – подшипник», а также для проверки адекватности полученной математической модели.

Исследование базировалось на анализе диаграмм Герси-Штрибека для подшипника скольжения, соответствующего по своим геометрическим характеристикам шатунному подшипнику коленчатого вала двигателя ВАЗ 21083. Диаграмма Герси-Штрибека является очень удобной для анализа влияния на работу подшипников скольжения различных факторов, таких как регулярная и нерегулярная микрогеометрия поверхностей трения, свойства смазочного материала и др.

Работы проводились автором совместно с доцентами Левановым И.Г., Дойкиным А.А. в лаборатории «Триботехника» имени В.Н. Прокопьева кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета (г. Челябинск).

### 3.1. Описание экспериментального стенда

Эксперимент проводился на машине трения ИИ 5018. Эта машина предназначена для испытания различных фрикционных, антифрикционных и смазочных материалов на трение и износ в широком диапазоне нагрузок и скоростей. Изменяемые параметры: момент трения, путь трения, температура. В состав машины ИИ 5018 (таблица 3.1) входит: установка испытательная с оперативным пультом, приборная стойка с силовым оборудованием, блок микропроцессорный, программно-технический комплекс, включая программное обеспечение.

Привод машины – электромеханический с плавным регулированием скорости. Измеритель момента трения на вращающемся валу нижнего образца – электромеханический, с бесконтактным токосъемом. Прижим образцов – пружинный

с электрическим измерением силы. Охлаждение шпинделя – водяное (от водопровода).

Обеспечиваются испытания по схемам:

- «диск – диск» при различных коэффициентах проскальзывания, в т. ч. при 0 % (технически чистое качение) и 100 % (верхний диск неподвижен);
- «диск – колодка»;
- «вал – втулка».

Таблица 3.1 – Основные технические характеристики машины ИИ 5018

Частота вращения нижнего образца	15...2000 об/мин	
Диапазоны измерения частоты вращения вала нижнего образца	Диапазон А	15...750 об/мин
	Диапазон Б	40...2000 об/мин
Пределы допускаемой приведённой погрешности измерителя частоты вращения вала нижнего образца	±3 %	
Предел допускаемой погрешности счётчика суммарного числа оборотов вала нижнего образца	±(2+0,002n) об., n – суммарное количество оборотов	
Максимальный допускаемый момент трения:		
для образцов «диск – диск» в диапазонах чисел оборотов А и Б и для образцов «вал – втулка» и «диск – колодка» в диапазоне чисел оборотов А	20 Н·м	
для образцов «вал – втулка» и «диск – колодка» в диапазоне чисел оборотов Б	10 Н·м	
Диапазон измерения момента трения	0,5÷20 Н·м	
Предел допускаемой приведенной погрешности при измерении момента трения	±1 %	
Диапазоны измерения усилий на образцы:		
диапазон I для образцов «диск – диск и «диск – колодка»	200...2000 Н	
диапазон II для образцов «вал – втулка»	500...5000 Н	
Предел допускаемой приведенной погрешности при измерении силы прижима	±2 %	
Общая мощность, потребляемая машиной	не более 3 кВт	

Машина позволяет проводить испытания с различными образцами, нагрузками и частотой вращения образцов, а также коэффициентами проскальзывания.

Кроме того, работа может вестись как в камере с различными смазками, так и без камеры.

Общий вид машина трения приведена на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Общий вид машины трения ИИ 5018:

1 – установка испытательная; 2 – устройство соединительное; 3 – программно-технический комплекс (ПТК); 4 – стойка приборная; 5 – блок микропроцессорный; 6 – измеритель температуры

Стандартный узел трения, предназначенный для испытаний по схеме «вал – втулка» машины ИИ5018 является не пригодным для проведения исследований по ряду причин. Во-первых, рабочие поверхности ролика и втулки требуют дополнительной обработки. Во-вторых, втулка не имеет антифрикционного покрытия. В-третьих, для проведения большого количества исследований требуется из-

готовление большого количества втулок. Кроме того, отсутствует замкнутая система циркуляции смазочного материала.

В связи с этим, для проведения экспериментальных исследований машина трения ИИ 5018 была доработана – разработан модельный узел трения, доработана стандартная камера трения, смонтирована система непрерывной подачи смазочного материала к подшипнику под давлением с возможностью подогрева масла.

Схема разработанного узла трения представлена на рисунке 3.2.

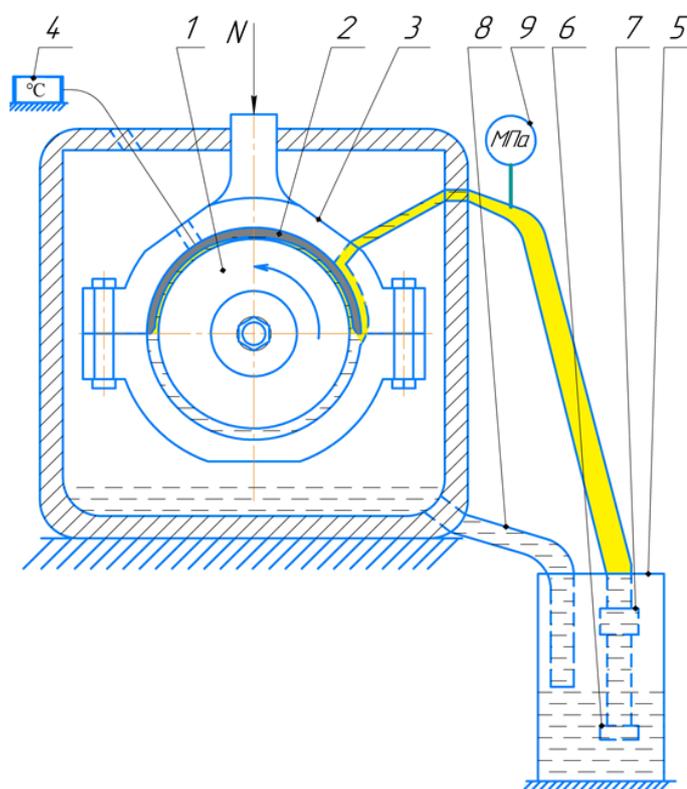


Рисунок 3.2 – Схема разработанного экспериментального узла трения:  
1 – вал; 2 – вкладыш; 3 – корпус подшипника; 4 – датчик температуры;  
5 – резервуар для смазочного материала; 6 – масляный фильтр; 7 – насос;  
8 – обратный слив; 9 – манометр

Из-за биения нижнего образца, обусловленного конструктивными недостатками машины трения, модельный узел трения собирался только с верхним вкладышем. Это позволило добиться лучшей повторяемости результатов измерений.

Настройка измерителя момента и усилия прижима образцов производилась в соответствии с «Описанием программного обеспечения» на машину (рисунок 3.3).

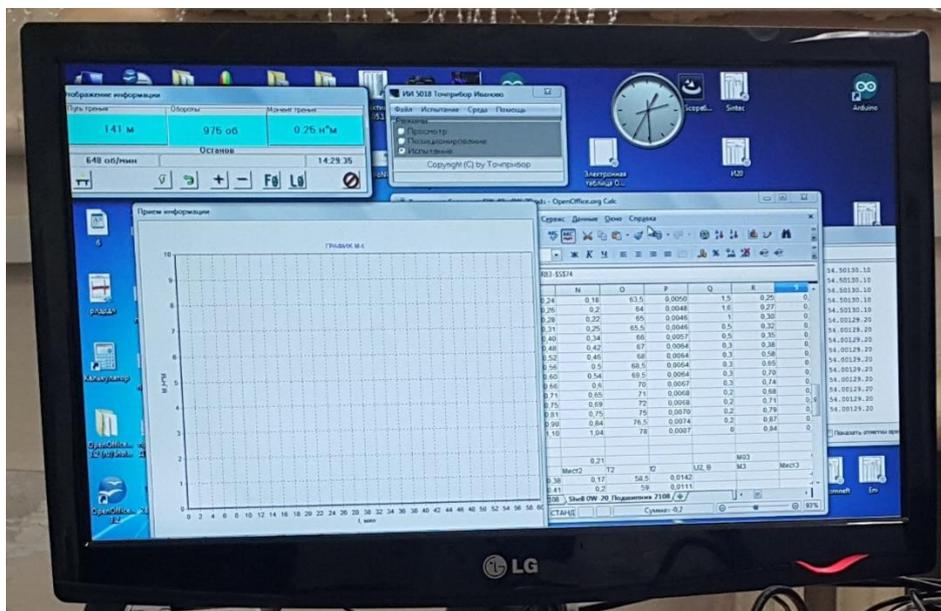


Рисунок 3.3 – Пример интерфейса программы

До проведения эксперимента биение ролика, имитирующего шейку коленчатого вала, измерялось с помощью индикатора часового типа ИЧ10 (рисунок 3.4). Минимальное биение, которого удалось добиться составило 30 мкм.

Для измерения действующую нагрузку использовался измерительный тензометрический прибор БУ 4263 рисунок 3.5. Прибор измерительный тензометрический БУ 4263 является универсальным прибором, предназначенным для работы в составе весовых систем различного назначения, использующих в качестве чувствительных элементов один или несколько силоизмерительных тензометрических датчиков.



Рисунок 3.4 – Индикатор часового типа ИЧ-10



Рисунок 3.5 – Прибор измерительный тензометрический БУ 4263

Для измерения шероховатости поверхностей трения был использован контактный профилометр АБРИС-ПМ7 (рисунок 3.6).

Профилограф-профилометр АБРИС-ПМ7 предназначен для измерения параметров шероховатости и записи профиля поверхностей изделий, сечение которых в плоскости измерения представляет прямую линию, в любом пространственном положении, в лабораторных и цеховых условиях машиностроительных, приборостроительных и других предприятий, а также в полевых условиях, самостоятельно или в комплексе с персональным компьютером.



Рисунок 3.6 – Профилограф-профилометр АБРИС-ПМ7

Измеряемые параметры шероховатости:

- $R_a$  – среднее арифметическое отклонение профиля (мкм);
- $R_z$  – высота неровностей по десяти точкам (мкм);
- $R_{max}$  – наибольшая высота профиля (мкм);
- $S_m$  – среднее арифметическое значение шага микронеровностей (мкм).

Для анализа влияния на работу подшипников скольжения регулярной микрогеометрии поверхностей трения исследуемые образцы подвергались текстурированию методом сверления. Измерение параметров текстурирования поверхностей трения выполнялось на цифровом USB микроскопе Coolingtech (рисунок 3.7).

Для измерения давления подачи масла в подшипник использовался манометр низкого давления МТ-2,5 (рисунок 3.8)

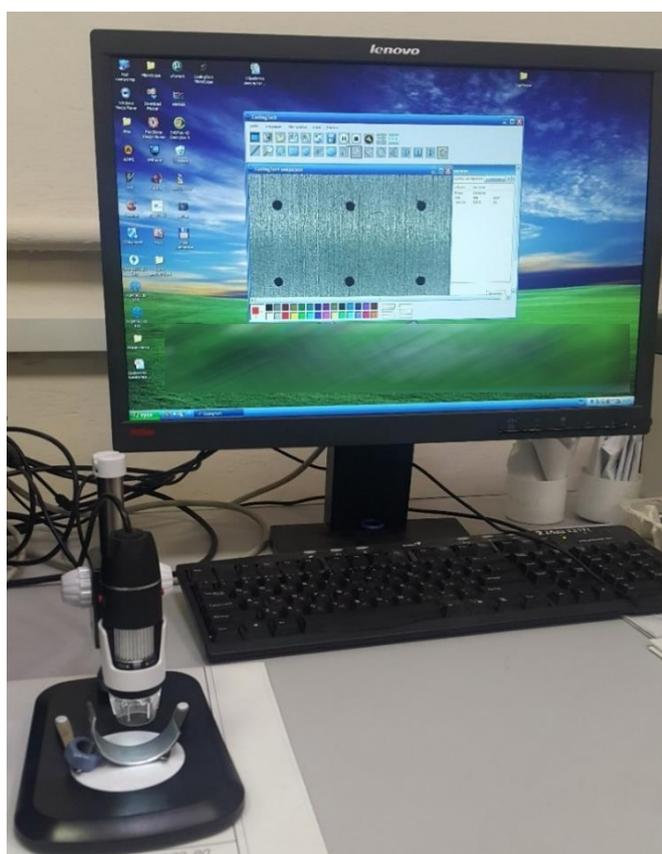


Рисунок 3.7 – Микроскоп CoolingTech



Рисунок 3.8 – Манометр МТ-2,5

Измерение температуры корпуса подшипника, масла на входе в подшипник и в резервуаре осуществлялось с помощью термопар. Место установки термопары в корпусе подшипника представлено на рисунке 3.9. Термопары для измерения температуры масла использовались совместно с измеритель-регуляторами двухканальными ОВЕН 2ТРМ1, представленными на рисунке 3.10.



Рисунок 3.9 – Термопара в корпусе подшипника



Рисунок 3.10 – Блок измерителя температуры ОВЕН 2ТРМ1

### 3.2 Постановка задач и планирование эксперимента

Для экспериментальной оценки влияния параметров регулярной микрогеометрии поверхностей трения на гидромеханические характеристики трибосопряжения «вал – подшипник» ДВС были подготовлены образцы, соответствующие сопряжению подшипник – шейка коленчатого вала (рисунок 3.11).

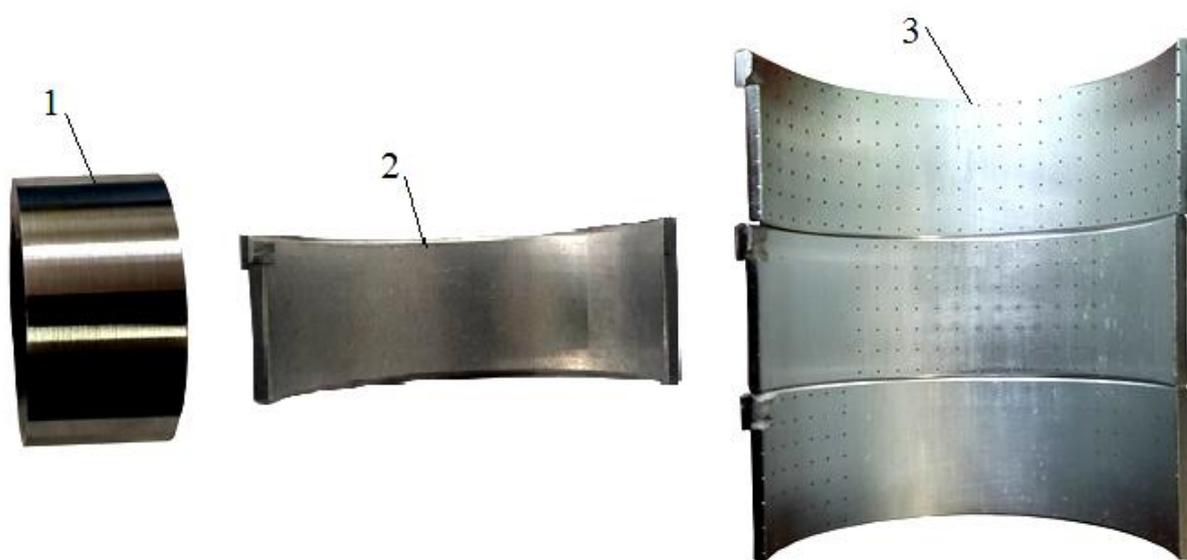


Рисунок 3.11 – Фотографии образцов:

1 – ролик; 2 – вкладыш без текстурирования;

3 – вкладыши с разными вариантами текстурирования поверхности

Ролик был изготовлен из легированной стали 45Х, наиболее близкой к материалу коленчатого вала ДВС. Механические свойства стали 45Х: предел прочности  $\sigma_{\text{П}} = 590$  МПа, предел текучести  $\sigma_{\text{T}} = 590$  МПа, твёрдость НВ = 174...217 МПа. Для эксперимента были использованы вкладыши стандартного размера двигателя ВАЗ 21083 (радиальный зазор 25 мкм, ширина  $b = 20,5$  мм, диаметр  $d = 47,85$  мм). Геометрия ролика представлена на рисунке 3.12, значения параметров шероховатости ролика и вкладыша приведены в таблице 3.2.

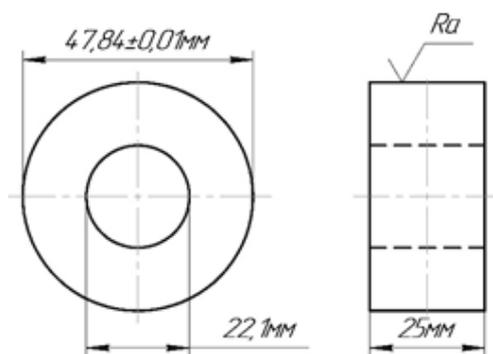


Рисунок 3.12 – Эскиз ролика

Таблица 3.2 – Параметры шероховатости ролика и вкладыша

Параметр	Значение до эксперимента	
	ролик	вкладыш
Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ , мкм	0,044	0,116
Высота неровностей по десяти точкам $R_z$ , мкм	0,039	0,398
Наибольшая высота профиля $R_{max}$ , мкм	0,224	0,798
Среднее арифметическое значение шага микронеровностей $S_m$ , мкм	59,302	37,57

Для анализа влияния на работу подшипников скольжения регулярной микрогеометрии поверхностей трения на вкладыши были нанесены методом сверления три вида регулярной микрогеометрии. Параметры текстурирования приведены на рисунке 3.13 и в таблице 3.3. Внешний вид нанесенных микроямок приведен на рисунке 3.14.

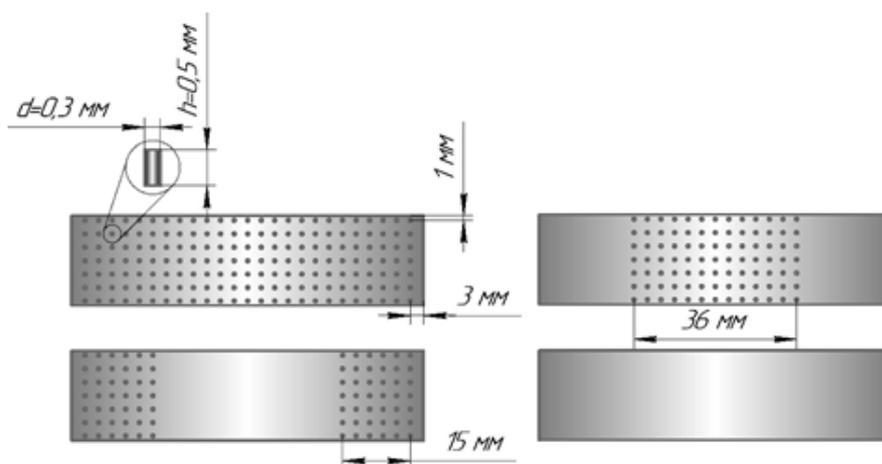


Рисунок 3.13 – Эскиз текстурированных вкладышей

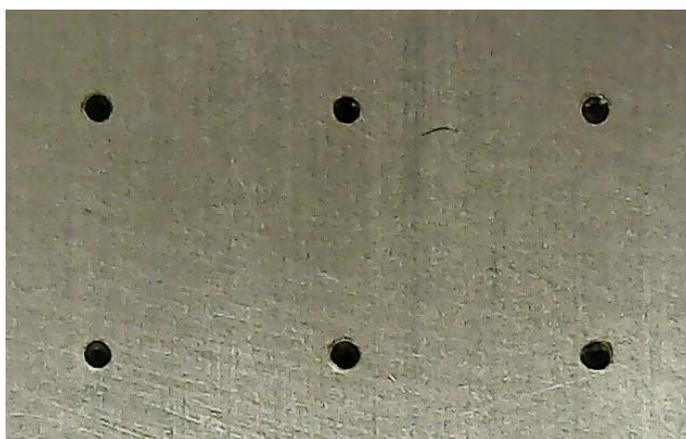
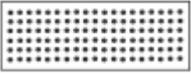


Рисунок 3.14 – Геометрия микроямок под микроскопом

Таблица 3.3 – Параметры текстурирования поверхности подшипника

Вид текстурирования	Количество областей с микроямками	Диаметр ( $d$ , мкм)	Глубина ( $h$ , мкм)
	1 (полное)	300	500
	2 ( $\varphi_1 = 0...45$ $\Phi_2 = 135...180$ )	300	500
	1 ( $\varphi = 55-125$ )	300	500

При проведении эксперимента осевая нагрузка  $F$  увеличивалась с шагом 250 Н от 500 Н до 5000 Н, время одного шага 30 секунд. Нижний и верхний предел нагрузки ограничивался возможностями экспериментальной установки. На каждом шаге фиксировался момент трения  $M_{тр}$  и температура масла.

До проведения эксперимента был сформирован набор управляемых параметров: угловая скорость вращения вала, осевая нагрузка на подшипник, тип обработки поверхности ролика. Диапазоны изменения управляемых параметров, определяемые возможностями экспериментальной установки, приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Управляемые параметры экспериментальных исследований

№	Управляемый параметр	Диапазон изменения	Кол-во уровней $L$
1	Частота вращения вала $n$ , мин <sup>-1</sup>	500	1
2	Тип обработки поверхности ролика (мкм)	$R_a = 0,044$	1
3	Цикл нагружения подшипника (Н)	500...5000	1

В ходе проведения экспериментальных исследований для каждого образца снималась диаграмма Герси-Штрибека по следующей методике:

1. Измерение параметров шероховатости поверхностей ролика и вкладыша перед сборкой.
2. Сборка подшипника скольжения: установка верхнего вкладыша в корпус подшипника, установка ролика на вал машины трения, подключение подачи масла, термопары, герметизация камеры трения установкой прозрачной крышки из органического стекла.
3. Прогрев масла в баке до требуемой температуры.
4. Запуск машины трения и узла трения без нагрузки, фиксация нулевого момента трения, характеризующего потери на трение в шпинделе машины трения.
5. Приработка подшипника после прогрева до требуемой температуры. Осуществляется ступенчатым нагружением подшипника от 500 до 5000 Н с шагом 250 Н и последующим снижением нагрузки в обратном порядке. При этом фиксируются все параметры трения: момент трения, нагрузка, температура вкладыша, напряжение в контакте. Переход к следующему шагу нагружения осуществляется после стабилизации момента трения на текущем шаге. Необходимо отметить, что максимальная удельная нагрузка на подшипник равная 5,1 МПа соответствует реальному значению нагрузки на шатунные подшипники двигателя ВАЗ 21083.
6. Снятие непосредственно диаграммы Герси-Штрибека. При этом условия работы подшипника (нагрузка, угловая скорость и температура масла) подбираются таким образом, чтобы зафиксировать область минимальных коэффициентов трения на диаграмме, свидетельствующую о смене вида смазки в подшипнике с жидкостной на граничную. В нашем случае частота вращения ролика составляла 500 об/мин, нагрузка изменялась ступенчато аналогично этапу приработки. После достижения максимальной нагрузки и фиксации параметров трения нагрузка снималась с подшипника и снова фиксировалось значение нулевого момента трения. Диаграмму снимали шесть раз. Коэффициент трения пересчитывался по полученным значениям момента трения и усреднялся по шести измерениям.

### 3.3 Обработка результатов экспериментальных исследований

Осреднённые результаты измерений и пересчёта коэффициента трения для подшипников с разным текстурированием представлены в таблицах 3.5–3.7 и на рисунках 3.15–3.18.

В таблицах приняты следующие обозначения:  $F$  – нагрузка,  $P_{уд}$  – удельное давление,  $f_{mp}$  – коэффициент трения,  $M_{mp}$  – момент трения,  $T$  – температура вкладыша,  $\mu$  – вязкость масла,  $\lambda$  – число Герси,  $N_{mp}$  – потери на трение.

Таблица 3.5 – Вкладыш с текстурированием по краям

$F$ , Н	$P_{уд}$ , МПа	$f_{mp}$	$M_{mp}$ , Н·м	$T$ , °С	$\mu$ , МПа·с	$\lambda$	$N_{mp}$ , Вт
500	0,5	0,005	0,07	106,40	8,5	873,44	3,6
750	0,8	0,004	0,08	106,30	8,5	583,90	4,4
1000	1,0	0,0038	0,11	106,25	8,5	438,53	5,6
1250	1,3	0,0036	0,13	106,23	8,6	351,06	6,5
1500	1,5	0,0033	0,14	106,23	8,6	292,55	7,4
1750	1,8	0,0033	0,16	106,18	8,6	251,11	8,4
2000	2,0	0,0033	0,18	106,23	8,6	219,42	9,4
2250	2,3	0,0034	0,20	106,40	8,5	194,10	10,6
2500	2,6	0,0035	0,23	106,43	8,5	174,57	11,9
2750	2,8	0,0036	0,25	106,50	8,5	158,37	13,3
3000	3,1	0,0037	0,28	106,50	8,5	145,17	14,8
3250	3,3	0,0038	0,31	106,53	8,5	133,91	16,3
3500	3,6	0,0039	0,34	106,53	8,5	124,35	17,8
3750	3,8	0,0040	0,37	106,63	8,5	115,74	19,5
4000	4,1	0,0040	0,41	106,65	8,5	108,43	21,6
4250	4,3	0,0041	0,46	106,75	8,4	101,77	24,2
4500	4,6	0,0041	0,48	106,80	8,4	95,99	25,2
4750	4,8	0,0043	0,52	106,83	8,4	90,87	27,2
5000	5,1	0,0046	0,57	106,90	8,4	86,15	29,7

Таблица 3.6 – Вкладыш с текстурированием по центру

$F$ , Н	$P_{уд}$ , МПа	$f_{mp}$	$M_{mp}$ , Н·м	$T$ , °С	$\mu$ , МПа·с	$\lambda$	$N_{mp}$ , Вт
500	0,5	0,0044	0,01	105,58	8,7	893,55	0,6
750	0,8	0,0039	0,03	105,60	8,7	595,29	1,4
1000	1,0	0,0036	0,04	105,68	8,7	445,54	2,1
1250	1,3	0,0033	0,05	105,75	8,7	355,69	2,7
1500	1,5	0,0033	0,07	105,78	8,7	296,21	3,5
1750	1,8	0,0033	0,08	105,73	8,7	254,24	4,3
2000	2,0	0,0032	0,10	105,70	8,7	222,62	5,1
2250	2,3	0,0032	0,11	105,68	8,7	198,02	5,8
2500	2,6	0,0031	0,13	105,70	8,7	178,09	6,5
2750	2,8	0,0032	0,14	105,65	8,7	162,13	7,4
3000	3,1	0,0032	0,16	105,60	8,7	148,82	8,4
3250	3,3	0,0032	0,18	105,60	8,7	137,37	9,3
3500	3,6	0,0033	0,20	105,55	8,7	127,74	10,4
3750	3,8	0,0033	0,22	105,58	8,7	119,14	11,3
4000	4,1	0,0034	0,24	105,55	8,7	111,77	12,7
4250	4,3	0,0036	0,27	105,55	8,7	105,20	14,0
4500	4,6	0,0037	0,30	105,63	8,7	99,15	15,5
4750	4,8	0,0037	0,32	105,65	8,7	93,86	16,7
5000	5,1	0,0039	0,35	105,70	8,7	89,05	18,2

Таблица 3.7 – Вкладыш с текстурированием по всей поверхности

$F$ , Н	$P_{уд}$ , МПа	$f_{mp}$	$M_{mp}$ , Н·м	$T$ , °С	$\mu$ , МПа·с	$\lambda$	$N_{mp}$ , Вт
500	0,5	0,0054	0,02	103,43	9,2	948,66	1,2
750	0,8	0,0046	0,04	103,23	9,3	635,99	2,0
1000	1,0	0,0043	0,05	102,95	9,4	480,69	2,8
1250	1,3	0,0042	0,07	102,80	9,4	386,18	3,8
1500	1,5	0,0040	0,09	102,73	9,4	322,50	4,5
1750	1,8	0,0039	0,10	102,75	9,4	276,23	5,4
2000	2,0	0,0039	0,12	102,95	9,4	240,35	6,4
2250	2,3	0,0040	0,15	103,40	9,3	210,96	7,6
2500	2,6	0,0041	0,17	104,10	9,1	186,18	9,0
2750	2,8	0,0042	0,20	104,65	8,9	166,68	10,3
3000	3,1	0,0042	0,22	104,73	8,9	152,48	11,3
3250	3,3	0,0041	0,24	104,53	9,0	141,53	12,3
3500	3,6	0,0043	0,26	104,23	9,0	132,53	13,7
3750	3,8	0,0045	0,30	104,05	9,1	124,30	15,4
4000	4,1	0,0049	0,35	104,10	9,1	116,36	18,2
4250	4,3	0,0053	0,40	104,15	9,1	109,37	20,9

Продолжение таблицы 3.7

$F$ , Н	$P_{уд}$ , МПа	$f_{mp}$	$M_{mp}$ , Н·м	$T$ , °С	$\mu$ , МПа·с	$\lambda$	$N_{mp}$ , Вт
4500	4,6	0,0059	0,47	104,23	9,0	103,08	24,6
4750	4,8	0,0065	0,55	104,40	9,0	97,18	28,7
5000	5,1	0,0079	0,70	104,70	8,9	91,55	36,4

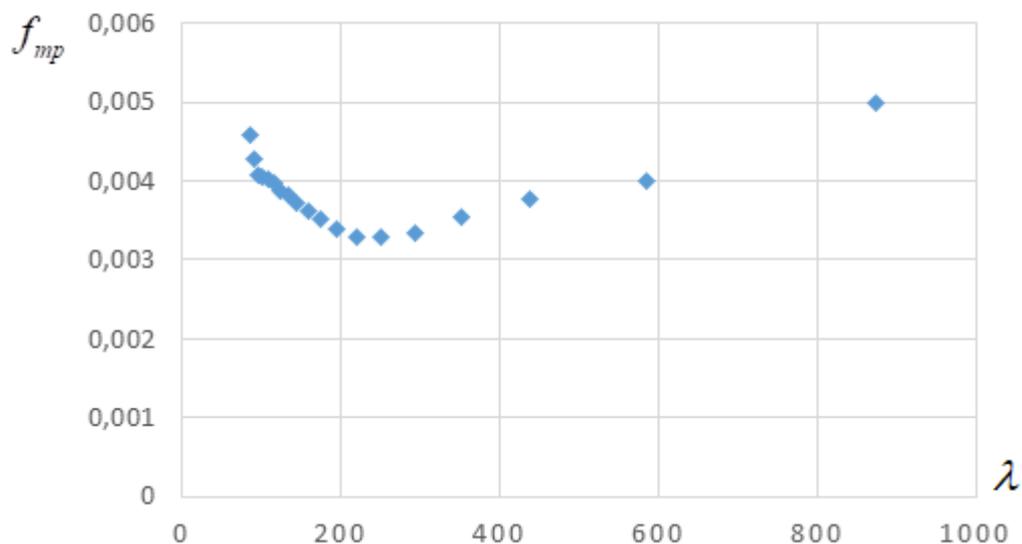


Рисунок 3.15 – Диаграмма Герси-Штрибека для подшипника с текстурированием вкладыша по краям

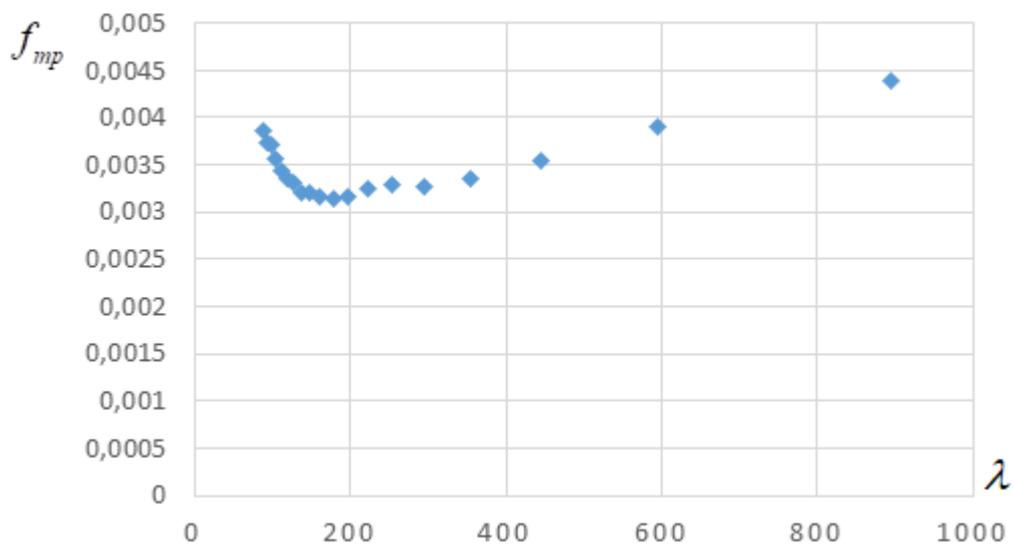


Рисунок 3.16 – Диаграмма Герси-Штрибека для подшипника с текстурированием вкладыша по центру

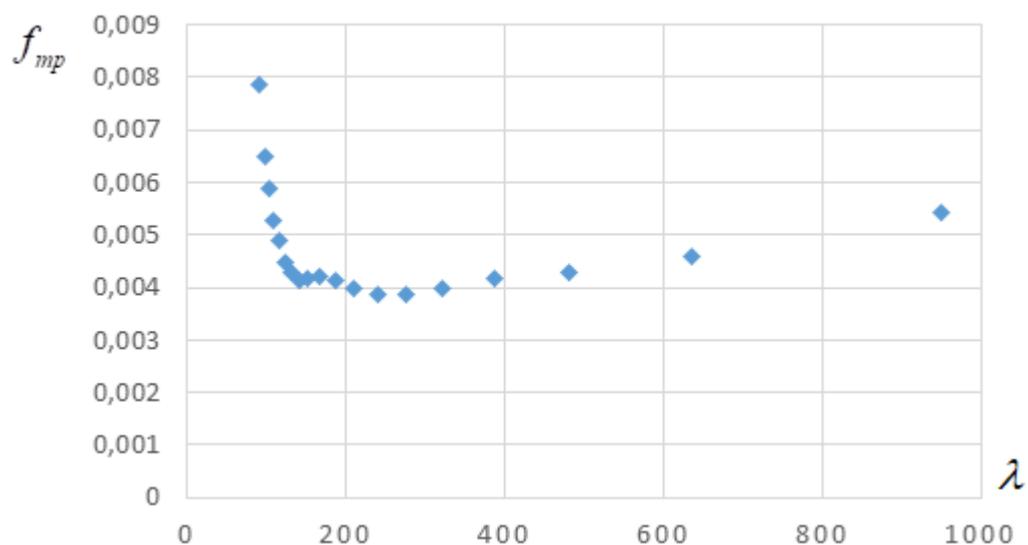


Рисунок 3.17 – Диаграмма Герси-Штрибека для подшипника с текстурированием вкладыша по всей поверхности

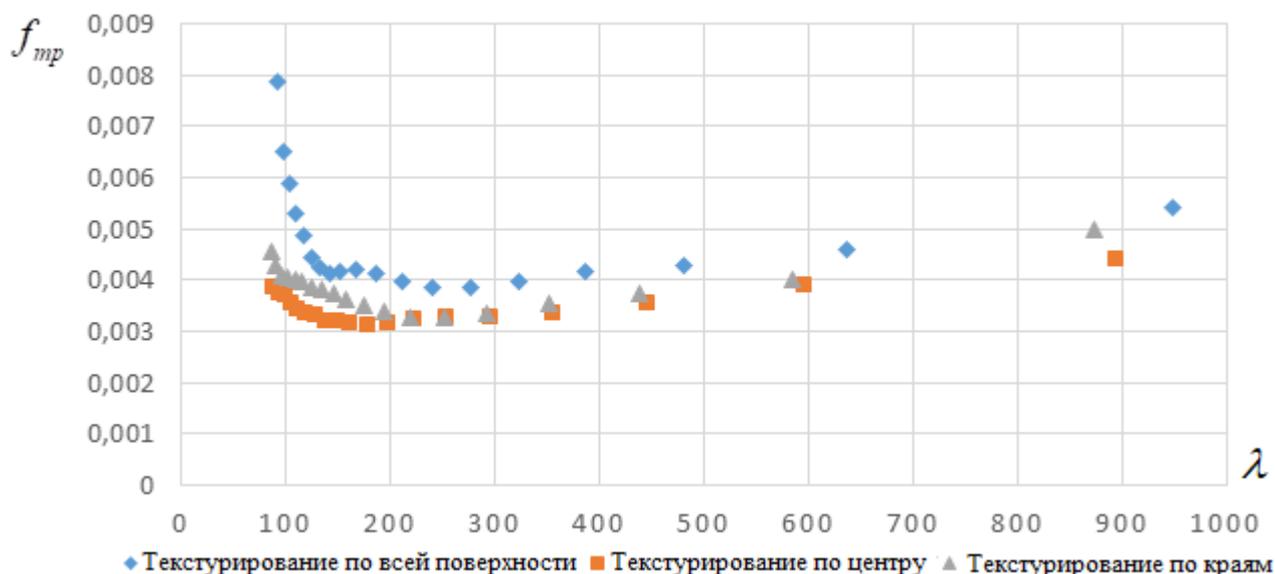


Рисунок 3.18 – Сравнение диаграмм Герси-Штрибека для подшипников с разным текстурированием вкладышей

Полученные результаты свидетельствуют о том, что текстурирование вкладышей оказывает влияние на работу подшипников скольжения. При этом, в зависимости от расположения текстурирования на поверхности вкладыша могут быть получены разные значения коэффициентов трения. Из рассмотренных вариантов текстурирования вкладышей подшипника наилучшие результаты показал вкладыш с текстурированием по центру. Диаграмма для этого варианта текстурирования имеет минимум при значениях характеристики режима работы подшипника  $\lambda$

в пределах 150...160. В то время как для других вариантов, минимум коэффициента трения достигается при значениях характеристики режима работы подшипника  $\lambda$  в районе 200...300. Другими словами, подшипник с текстурированным по центру вкладышем имеет большую несущую способность, смена режима трения с жидкостного на граничный происходит при более высоких нагрузках, чем у других рассматриваемых вариантов текстурирования. Полученные результаты хорошо согласуются с результатами других исследователей.

На рисунке 3.19 представлены результаты сравнения расчётного коэффициента трения и экспериментальных значений коэффициентов трения для подшипника с разным текстурированием поверхности вкладыша. Расчётные значения коэффициента трения для вкладыша с гладкой поверхностью и вкладыша, текстурированного по центру, получены с помощью программного комплекса [134].

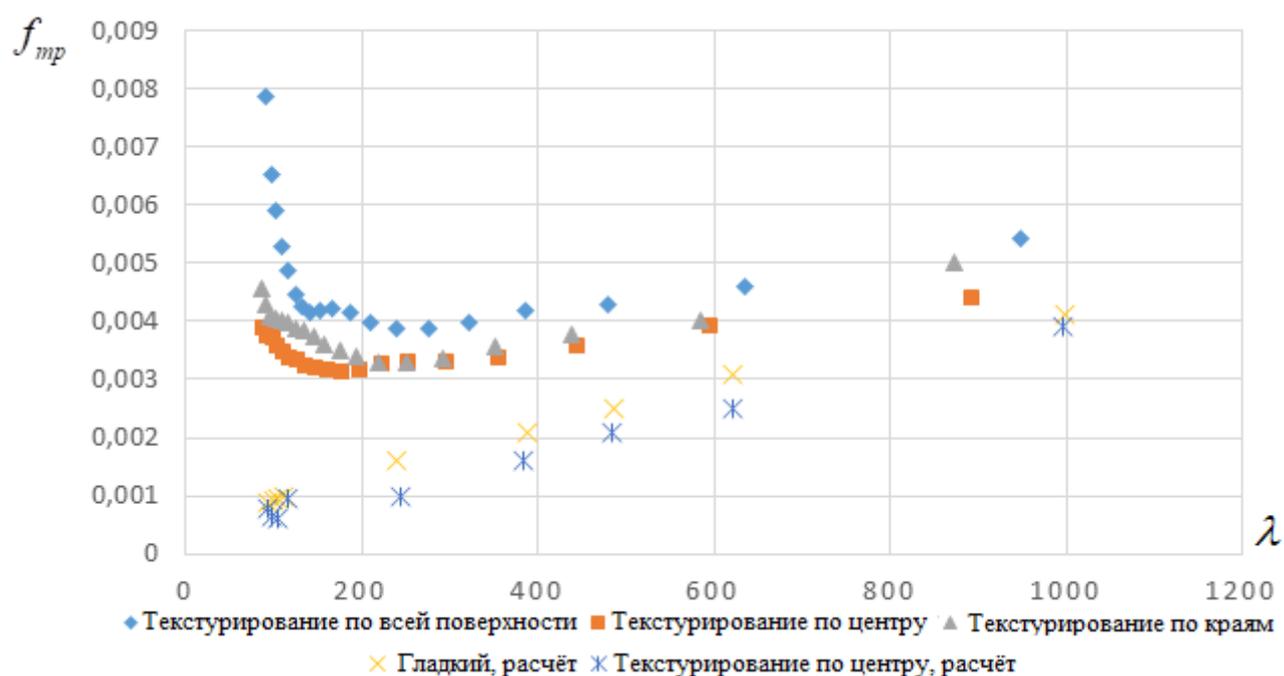


Рисунок 3.19 – Сравнение экспериментальных диаграмм Герси-Штрибека с расчётными

Видно, что в области жидкостного трения расчётные значения коэффициента трения лежат достаточно близко к экспериментальным.

Отличия обусловлены значительными паразитными потерями на трение в шпинделе машины ИИ5018, а также схемой измерения момента трения с вала, а не с корпуса подшипника. Поскольку известно, что момент трения на валу больше момента трения на корпусе подшипника, и с увеличением эксцентриситета, то есть с уменьшением минимальной толщины смазочного слоя, эта разница увеличивается.

Рассмотрим результаты эксперимента, поставленного авторами работ [57, 58, 94, 95, 135] и проведём сравнение с расчётными значениями (рисунок 3.20). В этих работах использовалась установка Journal Bearing Machine (JBM) производства компании PCS Instruments. Данная установка имеет разброс измеряемых значений коэффициента трения в пределах 1,5%, что существенно ниже, чем у установки на базе машины трения ИИ5018.

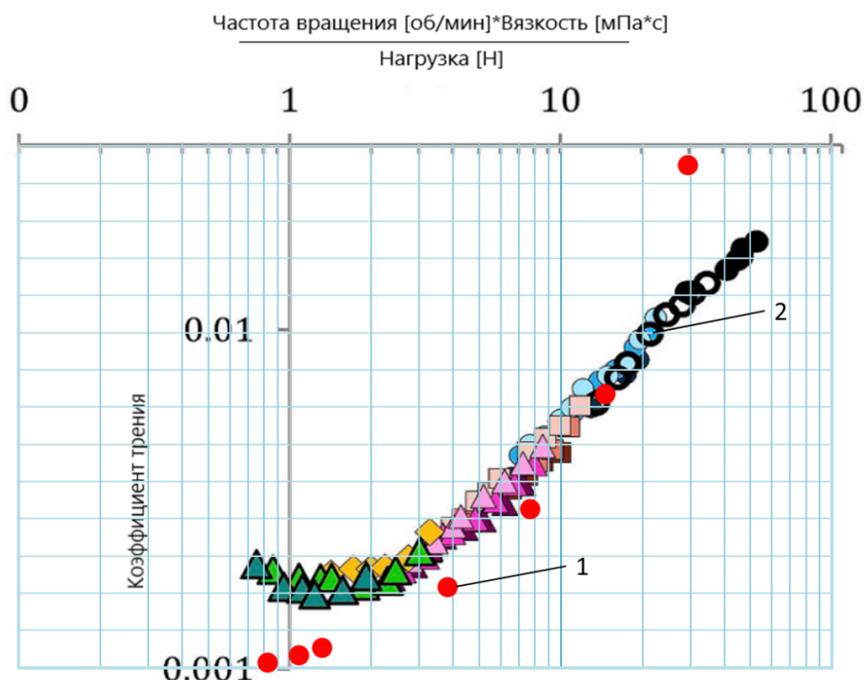


Рисунок 3.20 – Сравнение расчётных значений коэффициента трения с экспериментальными из работы [135]:

1 – расчётные значения автора; 2 – экспериментальные значения

Как видно из рисунка 3.21, в области характеристик режима работы подшипника  $\lambda$  (или чисел Герси) от 8 до 20, соответствующих жидкостной смазке, расхождение между экспериментальными и расчётными значениями коэффициента

ента трения не превышают 5 %. При числах Герси более 20 (при высоких скоростях скольжения и малых нагрузках) расхождение увеличивается до 25%. При критических числах Герси от 0,8 до 2, соответствующих смене вида смазки в данном подшипнике, расхождение составляет от 100 до 300 %.

Расчётные значения коэффициента трения при жидкостной смазке в данном случае имеют лучшее количественное совпадение с экспериментальными, по сравнению с результатами, полученными на машине трения ИИ5018. Очевидно, что это вызвано рядом особенностей машины (менее чувствительным датчиком момента трения, большими потерями на трение в шпинделе машины) и качеством её изготовления, а главное измерительной частью машины трения. На ИИ5018 момент трения снимается с вала, а в JBM – с корпуса подшипника.

## ВЫВОДЫ

1. Для проведения экспериментальных исследований машина трения ИИ 5018 была доработана – разработан модельный узел трения, доработана стандартная камера трения, смонтирована система непрерывной подачи смазочного материала к подшипнику под давлением с возможностью подогрева масла. Это позволило обеспечить условия испытаний, сопоставимые с реальным режимом работы подшипника в составе поршневой машины.

2. Результаты эксперимента показали, что подшипник с частично текстурированным вкладышем имеет большую несущую способность по сравнению с полностью текстурированным и гладким подшипником, и смена трения с жидкостного на граничный происходит для него при более высоких нагрузках.

3. Сравнение расчётных значений, полученных с помощью разработанных методик с собственными экспериментальными результатами на машине трения ИИ-5018 и с результатами экспериментов других исследователей показало, что программа адекватно рассчитывает коэффициенты трения в жидкостном режиме и отклонение расчетных и экспериментальных значений не превышает 5%.

# ГЛАВА 4. ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ И ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

## 4.1. Программные комплексы оценки микрогеометрических параметров сложнонагруженных подшипников скольжения

Для расчетного анализа радиальных подшипников скольжения на базе разработанных методик создана программа трибологического анализа «Микрогеометрия трибосистемы «вал – вкладыш» двигателя внутреннего сгорания» [134].

Программа служит для моделирования радиальных гидродинамических трибосопряжений, в том числе, коренных и шатунных подшипников коленчатого вала ДВС (рисунок 4.1). Исходными данными являются: индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре, геометрические параметры, в том числе, топография поверхностей трения, а также режимные и эксплуатационные характеристики.

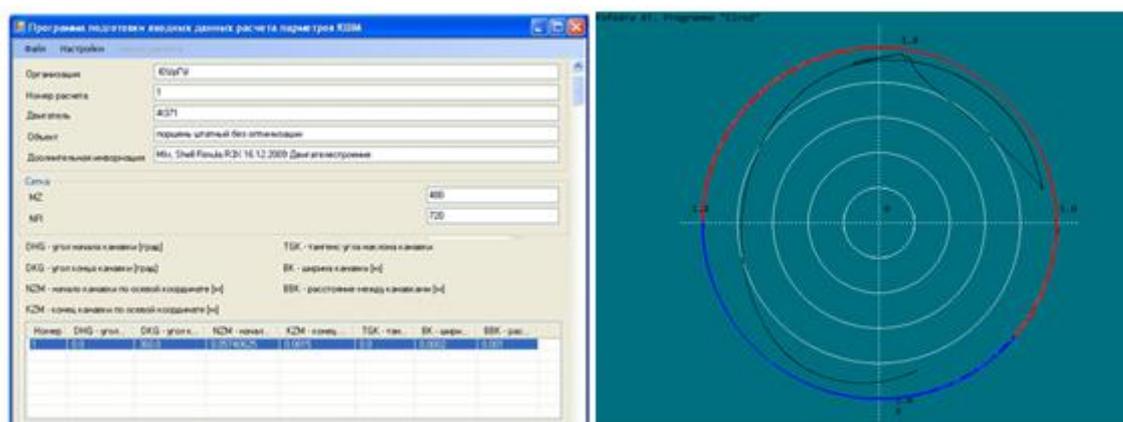


Рисунок 4.1 – Пример интерфейса программы «Микрогеометрия трибосистемы «вал – вкладыш» двигателя внутреннего сгорания»

Для расчетного анализа гидродинамического трибосопряжения «направляющая поршня – гильза цилиндра» ДВС на базе разработанной методики расчетного анализа трибосопряжений с поступательным движением подвижных элементов была разработана программа трибологического анализа «Микрогеометрия трибосистемы поршень – цилиндр» [136].

Программа предназначена для моделирования работы ресурсоопределяющего трибосопряжения двигателя внутреннего сгорания «направляющая поршня – гильза цилиндра». На основании исходных данных, включающих в себя силовые факторы, геометрические и технологические параметры, режимные и эксплуатационные характеристики при помощи программы можно оценить комплекс расчетных триботехнических характеристик трибосопряжения.

Программа обеспечивает выполнение следующих функций: на основании индикаторной диаграммы расчет внешних сил, действующих на поршень; определение поля гидродинамических давлений в смазочном слое, построение траектории движения поршня, расчет триботехнических характеристик, определение режима трения и его продолжительность по углу поворота коленчатого вала. Пример интерфейса программы представлен на рисунке 4.2.

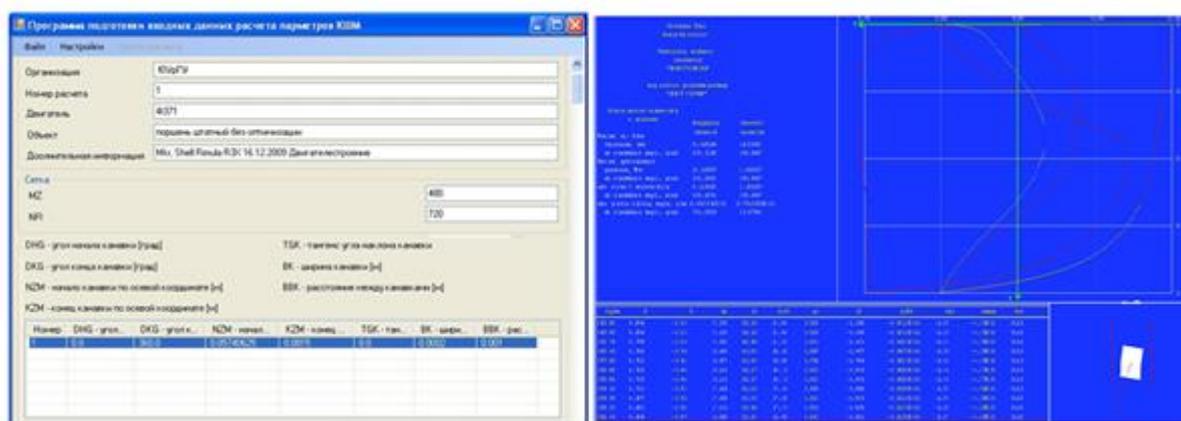


Рисунок 4.2 – Пример интерфейса программы «Микрогеометрия трибосистемы поршень – цилиндр»

## 4.2. Расчетный анализ гидромеханических характеристик радиальных подшипников скольжения

### *Коренные подшипники коленчатого вала дизеля*

Для расчета выбран 2,2 литровый 16-ти клапанный дизельный двигатель с непосредственным впрыском, общей рампой и турбонаддувом, основные технические характеристики которого приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Технические характеристики двигателя

Параметр	Значение
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	96
Степень сжатия	17,2
Максимальная мощность при 4000 об/мин, кВт	104,4
Максимальный крутящий момент при 1700 об/мин, Н·м	320
Максимальное давление в цилиндре, бар	25

В качестве примера расчетного анализа влияния регулярной микрогеометрии на гидромеханические характеристики трибосопряжения выбран наиболее нагруженный 3-ий коренной подшипник, нагрузки для которого приведены на рисунке 4.3.

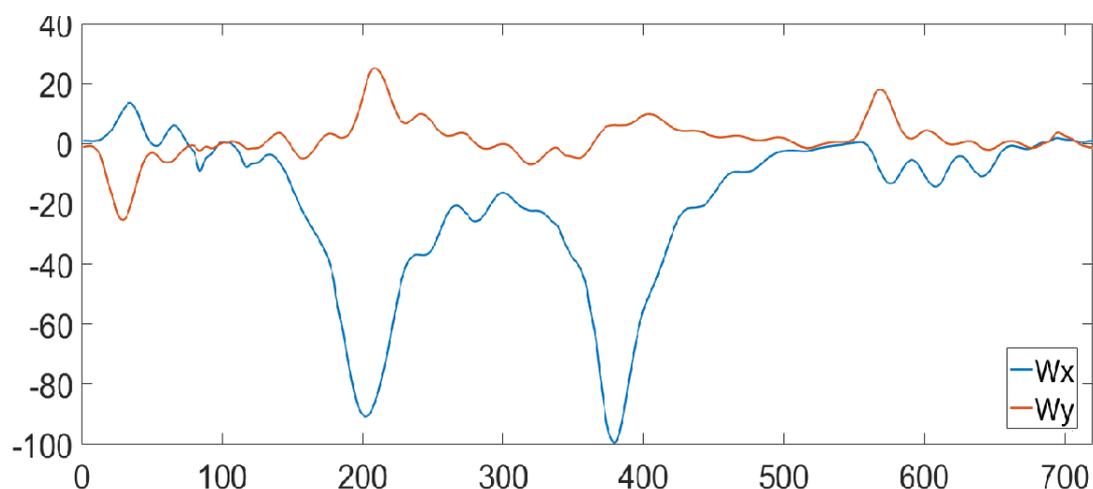


Рисунок 4.3 – Силы, действующие на 3-й коренной подшипник

Исходные данные для расчета подшипника приведены в таблице 4.2.

Сравнение результатов расчета потерь на трение показало практически полное совпадение (рисунок 4.4) с результатами работы Jonatha O. de Matos Reis, Gabriel W. Rodrigues, Marco L. Bittencourt (Virtual texturing of lightweight engine crankshaft bearings // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2019)

Таблица 4.2 – Исходные данные для расчета ГМХ 3-го коренного подшипника с учетом микрогеометрии поверхности трения

Параметр	Значение
Частота вращения коленчатого вал, об/мин	1500, 3000
Радиальный зазор, мкм	50
Радиус вала, мм	20
Ширина подшипника, мм	40
Теплопроводность, Дж/(кг град.)	1840
Глубина $r_y$ микроямки, мкм	20
Радиусы микроямки ( $r_x; r_z$ ), м	0,0015; 0,0015
Плотность расположения микроямок $\varepsilon_b$	0,489
$a$ , м	0,000645
$b$ , м	0,001214
$L_x$ , м	0,0063
$L_z$ , м	0,0063
$T_0$ , °C	40
$\mu_0$ , Па·с	0,080

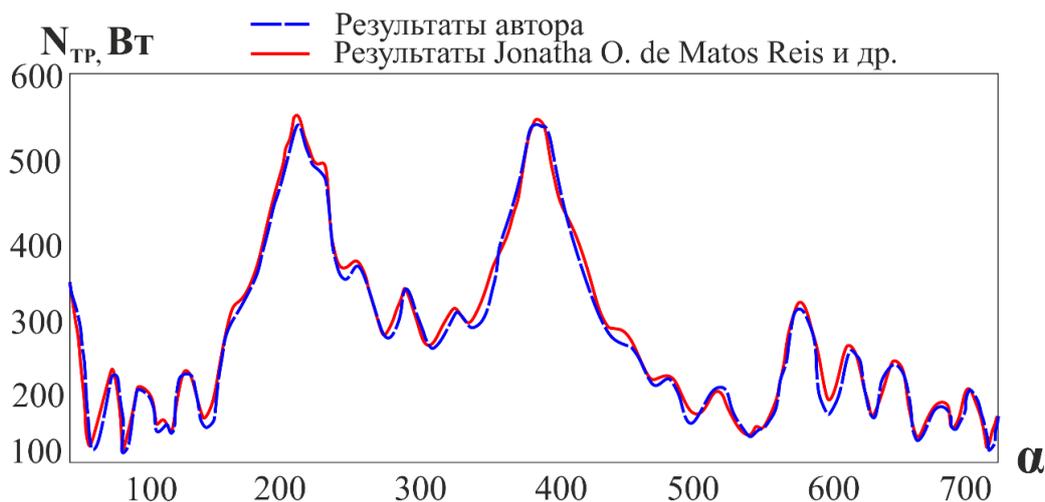


Рисунок 4.4 – Зависимость потерь на трение в коренном подшипнике от угла поворота коленчатого вала дизеля

#### *Шатунные подшипники коленчатого вала дизеля ЧН 13/15*

Выполнены расчетные исследования влияния микрогеометрических параметров текстурирования вкладышей на ГМХ шатунного подшипника форсированного дизеля ЧН 13/15.

В качестве исходных данных использовалась индикаторная диаграмма для режима максимальной мощности ( $\omega = 2100$  об/мин) (таблица 4.3), а также вязкостно-температурная характеристика основного моторного масла М-10ДМ ( $\mu_{40} = 0,0762$  Н·м,  $\mu_{80} = 0,0175$  Н·м,  $\mu_{100} = 0,0103$  Н·м).

Основные исходные данные для расчета ГМХ шатунного подшипника представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.3 – Избыточное давление газов в цилиндре дизеля по углу поворота коленчатого вала  $P_z(\alpha)$  на режиме максимальной мощности

$\alpha, \text{град.}$	$P_z(\alpha), \text{МПа}$	$\alpha, \text{град.}$	$P_z(\alpha), \text{МПа}$	$\alpha, \text{град.}$	$P_z(\alpha), \text{МПа}$
0	0	245	0,201	490	0,724
5	0	250	0,220	495	0,694
10	0	255	0,242	500	0,669
15	0	260	0,268	505	0,648
20	0	265	0,299	510	0,630

Продолжение таблицы 4.3

$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа
25	0	270	0,336	515	0,616
30	0	275	0,382	520	0,604
35	0	280	0,437	525	0,596
40	0	285	0,504	530	0,59
45	0	290	0,588	535	0,586
50	0	295	0,692	540	0,585
55	0	300	0,825	545	0
60	0	305	0,994	550	0
65	0	310	1,214	555	0
70	0	315	1,502	560	0
75	0	320	1,884	565	0
80	0	325	2,396	570	0
85	0	330	3,082	575	0
90	0	335	3,994	580	0
95	0	340	5,172	585	0
100	0	345	6,594	590	0
105	0	350	8,100	595	0
110	0	355	10,109	600	0
115	0	360	12,724	605	0
120	0	365	14,057	610	0
125	0	370	13,821	615	0
130	0	375	12,486	620	0
135	0	380	10,702	625	0
140	0	385	8,921	630	0
145	0	390	7,353	635	0
150	0	395	6,054	640	0
155	0	400	5,007	645	0

Продолжение таблицы 4.3

$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа
160	0	405	4,173	650	0
165	0	410	3,510	655	0
170	0	415	2,983	660	0
175	0	420	2,561	665	0
180	0,116	425	2,22	670	0
185	0,116	430	1,944	675	0
190	0,117	435	1,718	680	0
195	0,119	440	1,532	685	0
200	0,122	445	1,378	690	0
205	0,126	450	1,250	695	0
210	0,130	455	1,142	700	0
215	0,136	460	1,052	705	0
220	0,143	465	0,975	710	0
225	0,151	470	0,909	715	0
230	0,160	475	0,851	720	0

На рисунках 4.5–4.25 приведены зависимости ГМХ шатунного подшипника по углу поворота коленчатого вала, а также эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое подшипника. Влияние параметров микротекстурирования поверхностей трения на ГМХ показано в таблицах 4.5, 4.7, и 4.9.

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета ГМХ шатунных подшипников

Параметр	Ед. измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,075
Длина шатуна	м	0,260
Диаметр цилиндра	м	0,130
Площадь поршня	м <sup>2</sup>	0,0132665
Масса комплекта поршня	кг	3,94776

Продолжение таблицы 4.3

Параметр	Ед. измерения	Значение
Масса поступательно движущихся частей КШМ	кг	1,43
Масса вращательно движущихся частей КШМ	кг	3,73
Диаметр подшипника	м	0,095
Ширина подшипника	м	0,0324
Номинальный диаметральный зазор в подшипнике	м	0,000103
Количество маслоподводящих отверстий	шт.	1
Диаметр маслоподводящего отверстия на поверхности шейки	м	0,012
Диаметр маслоподводящего канала	м	0,007
Начальный угол расположения маслоподводящего отверстия	град.	225
Давление подачи масла в подшипник	МПа	0,5
Температура масла, подаваемого в подшипник	°С	90

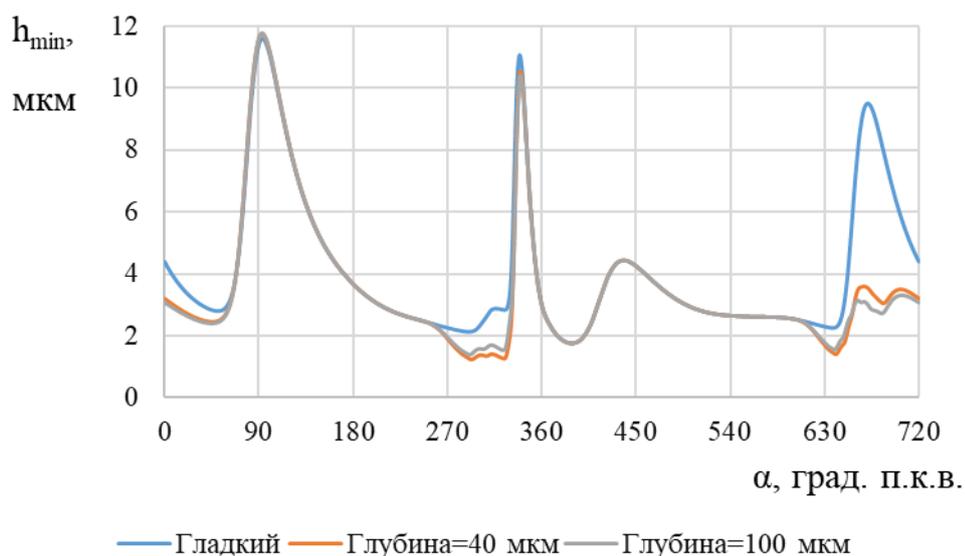


Рисунок 4.5 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота шипа при разной глубине микроямок

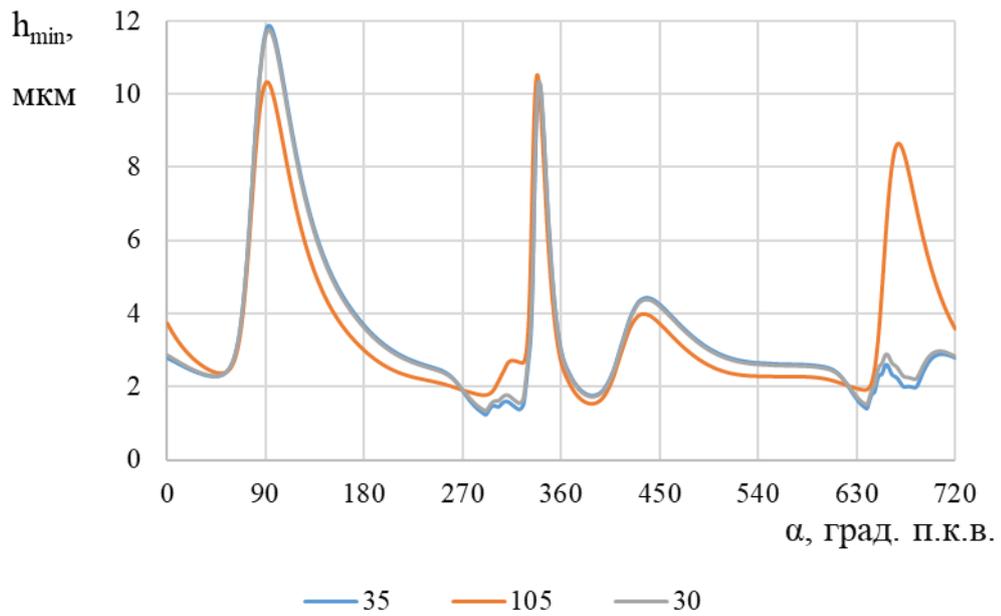


Рисунок 4.6 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота шипа при разном числе микроямок

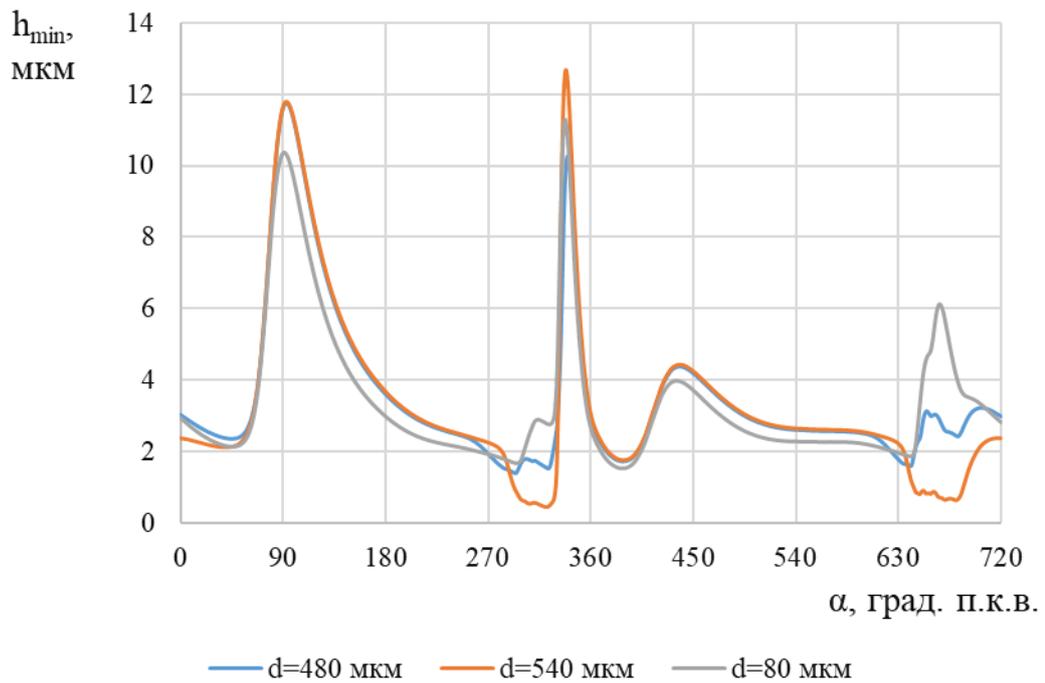


Рисунок 4.7 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота шипа при разном диаметре микроямки

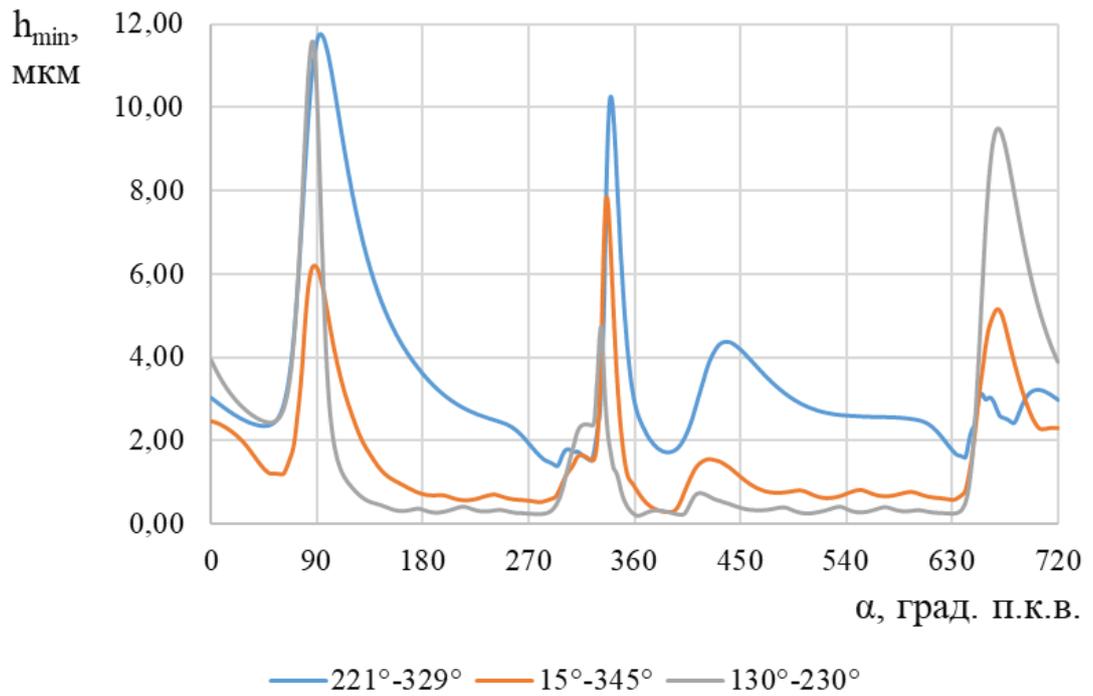


Рисунок 4.8 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота шипа при разных расположениях микроямок

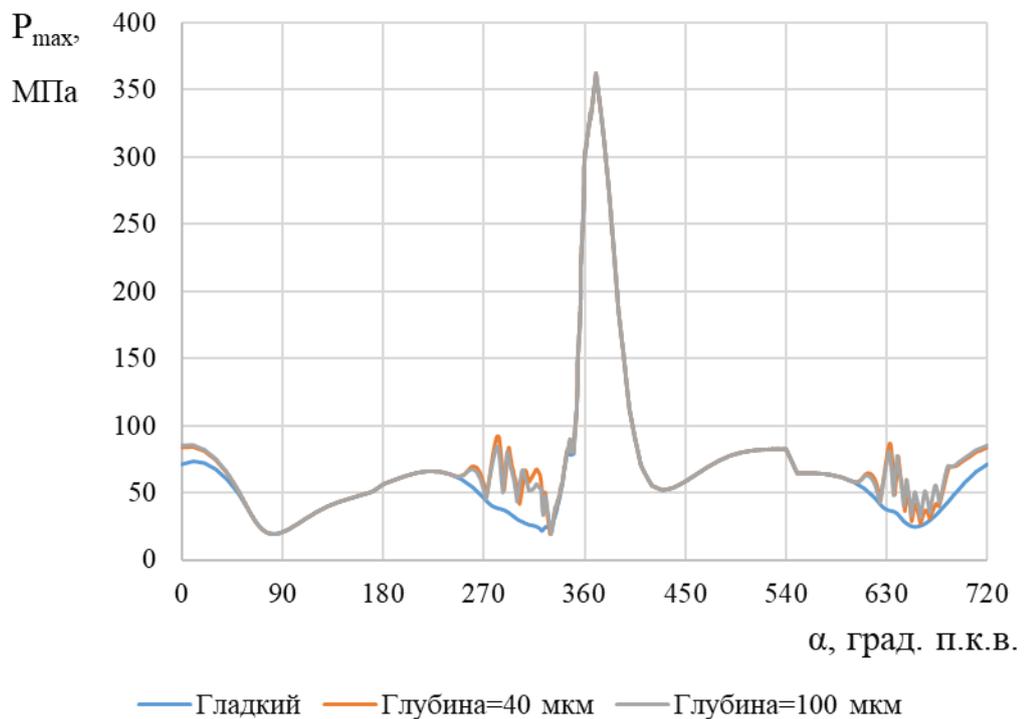


Рисунок 4.9 – Зависимость максимального давления в смазочном слое от угла поворота шипа при разной глубине микроямок

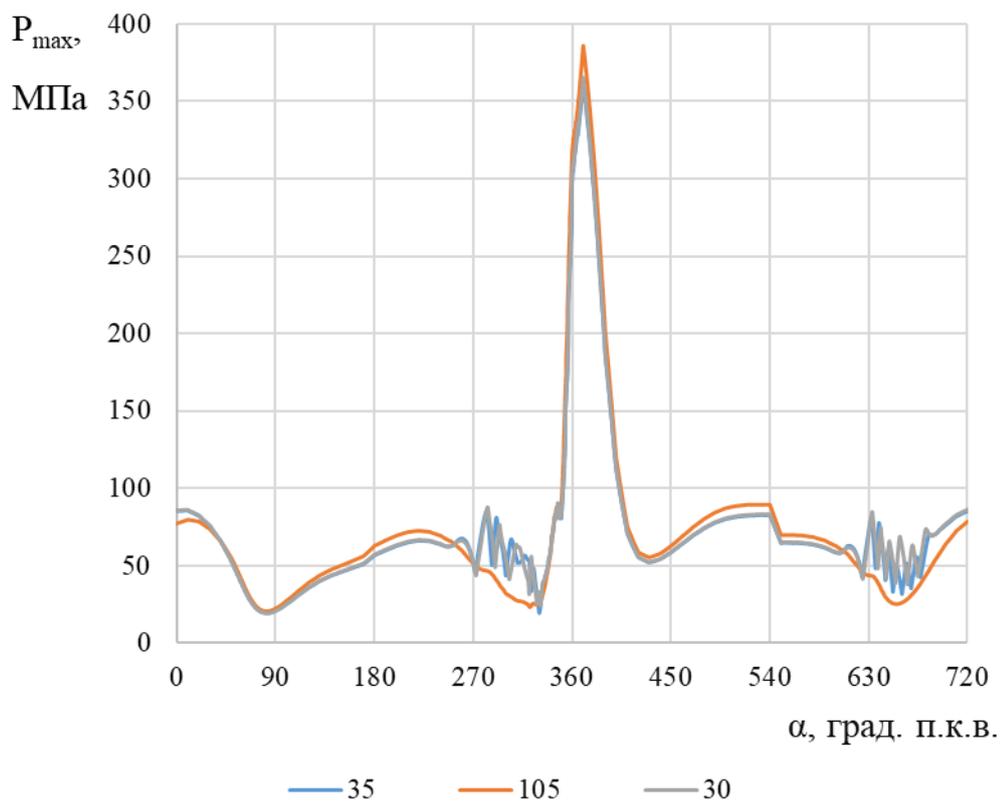


Рисунок 4.10 – Зависимость максимального давления в смазочном слое от угла поворота шипа при разном количестве микроямок

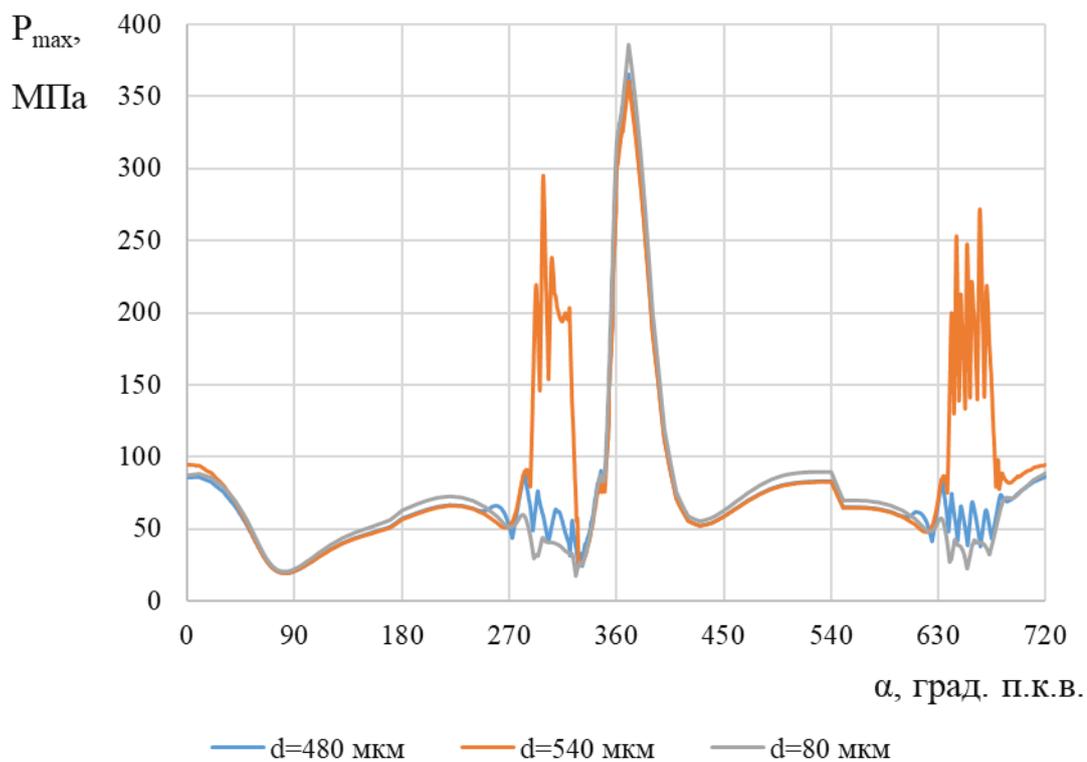


Рисунок 4.11 – Зависимость максимального давления в смазочном слое от угла поворота шипа при разном диаметре микроямки

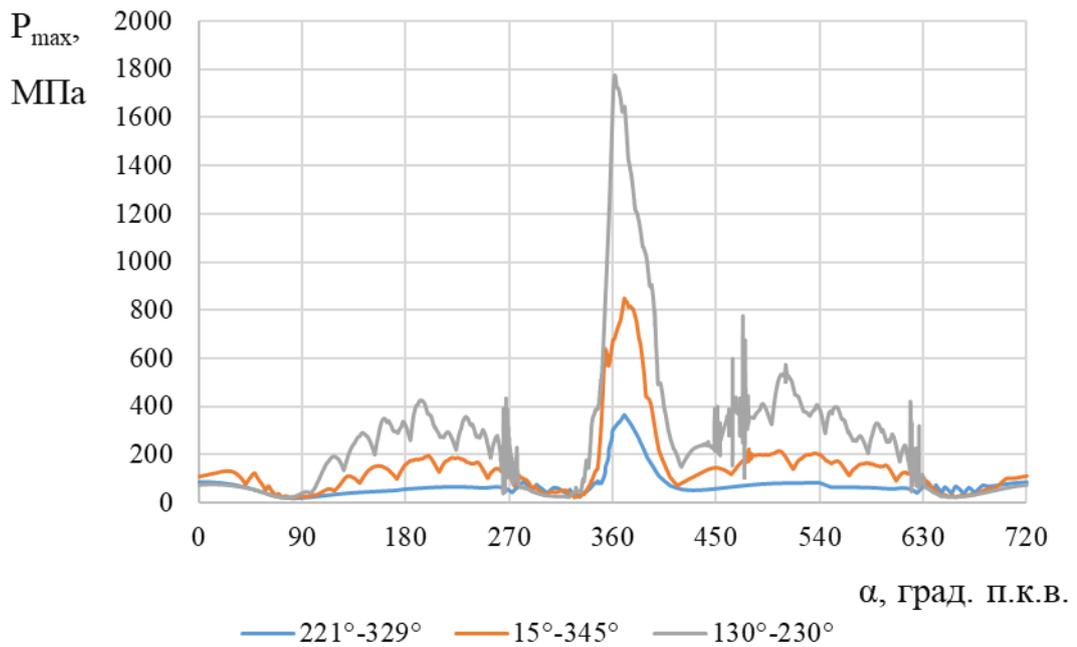


Рисунок 4.12 – Зависимость максимального давления в смазочном слое от угла поворота шипа при разном расположении микрорымок

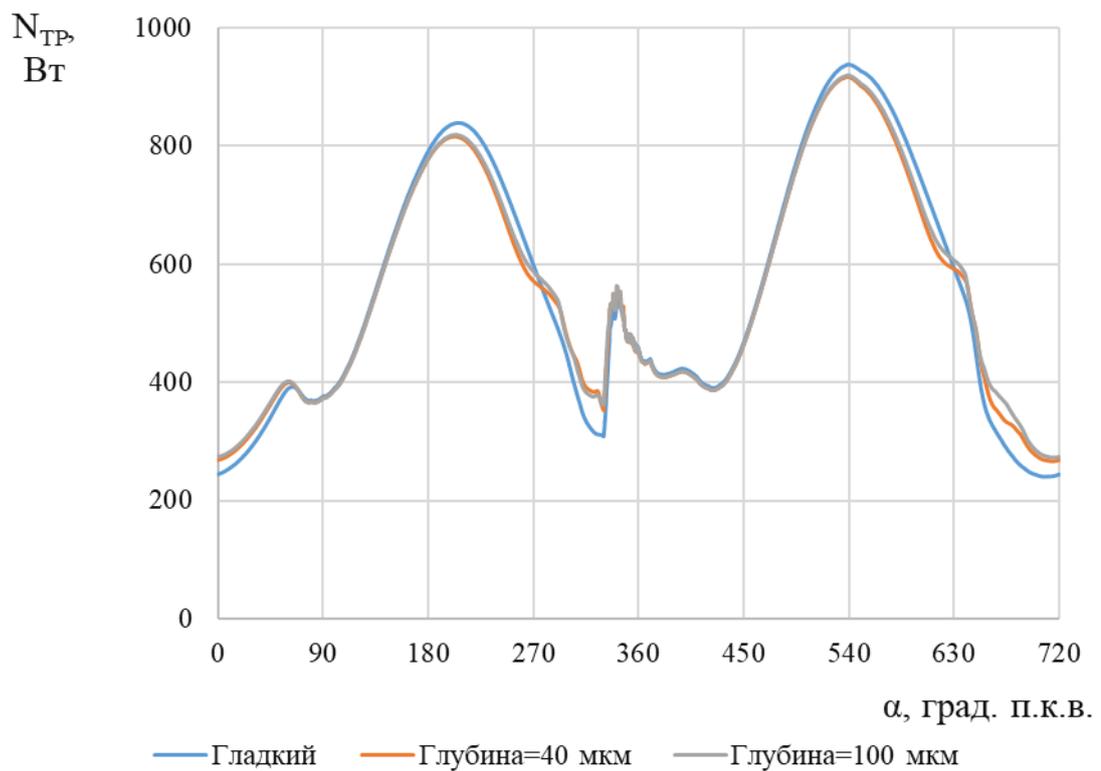


Рисунок 4.13 – Зависимость потерь на трение от угла поворота при разной глубине микрорымок

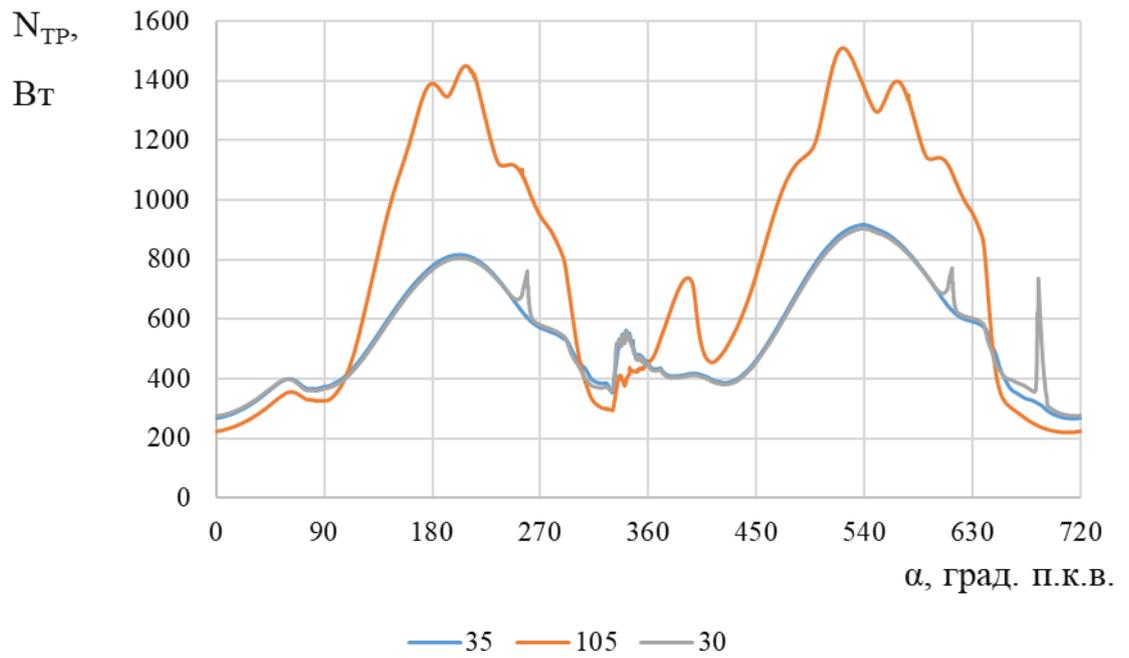


Рисунок 4.14 – Зависимость потерь на трение от угла поворота при разном количестве микроямок

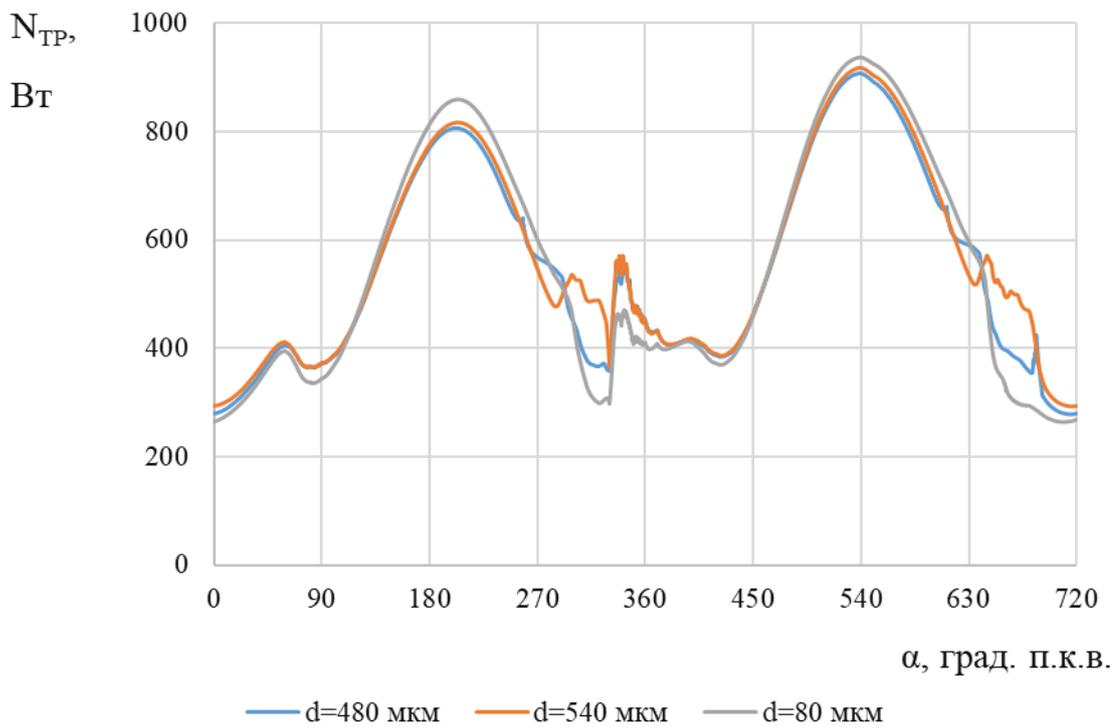


Рисунок 4.15 – Зависимость потерь на трение от угла поворота при разной глубине микроямок

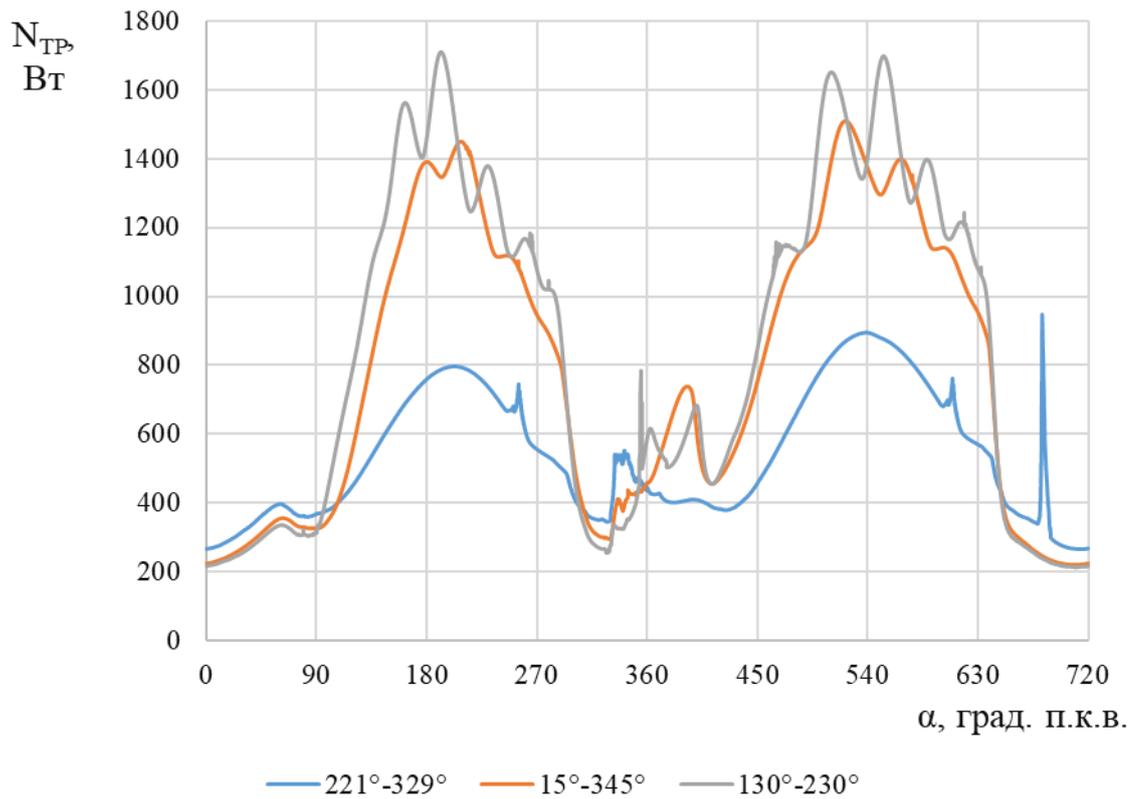


Рисунок 4.16 – Зависимость потерь на трение от угла поворота при разных расположениях микроямок

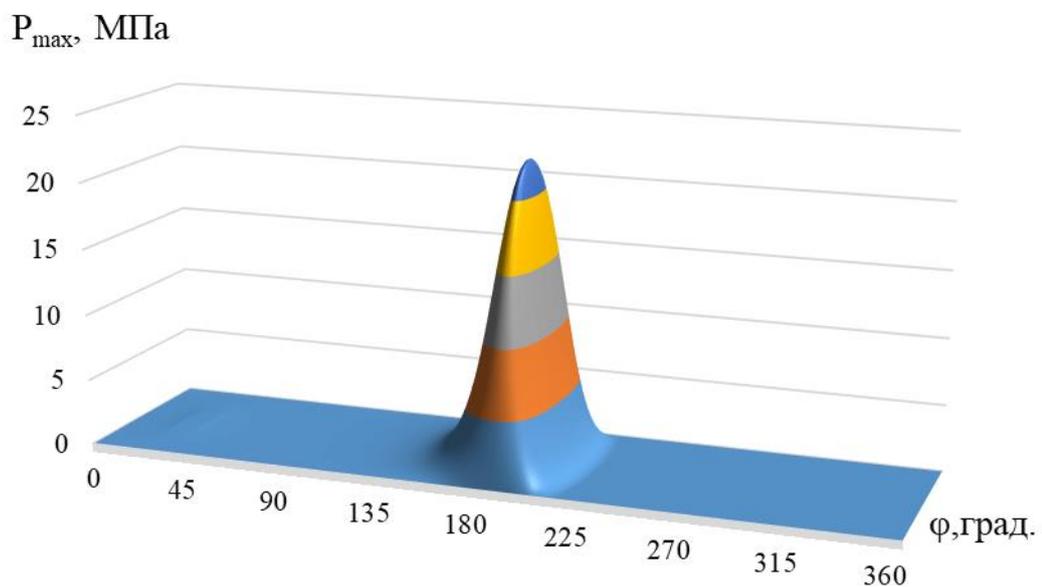


Рисунок 4.17 – Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градусов п.к.в. (без микроямок)

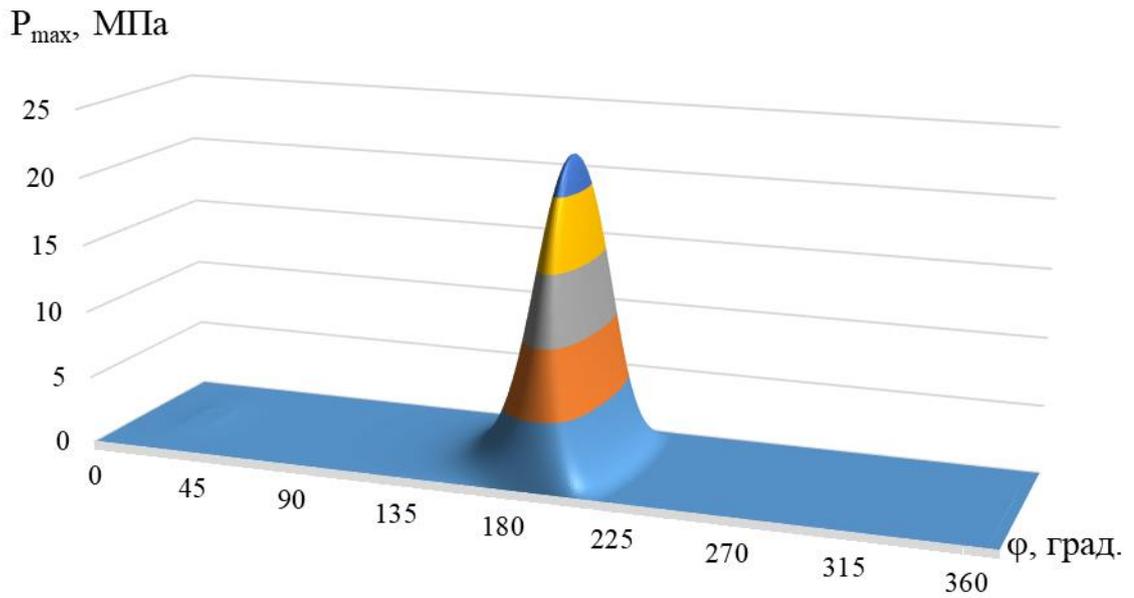


Рисунок 4.18 – Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. с микроямками на участке поверхности с 240 до 329 градусов (диаметр микроямки 540 мкм, глубина 60 мкм)

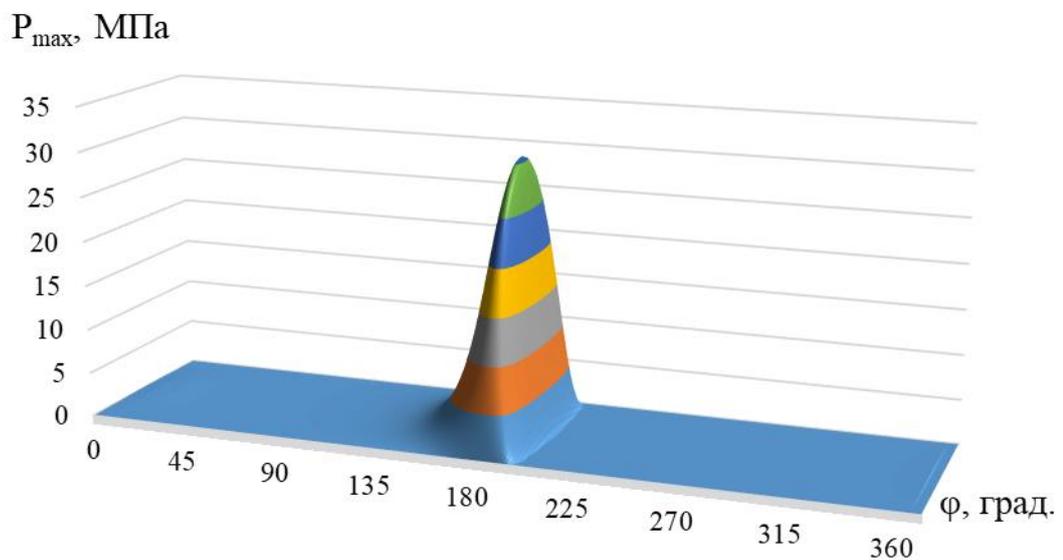


Рисунок 4.19 – Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градусов п.к.в. с микроямками на участке поверхности с 221 по 329 градусов (диаметр микроямки 500 мкм, глубина 300 мкм)

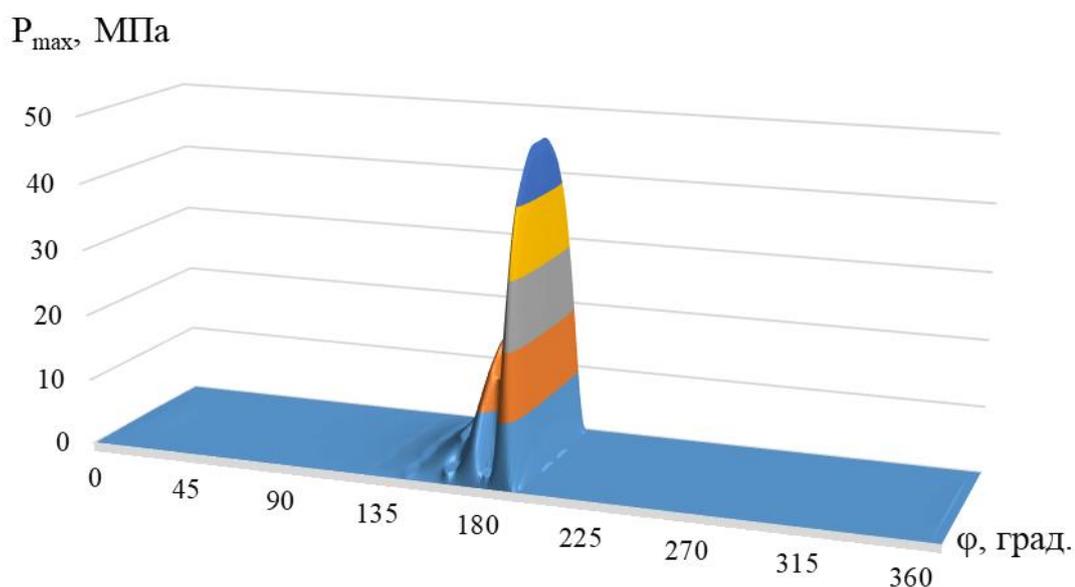


Рисунок 4.20 – Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. с микроямками по всей поверхности (диаметр микроямки 400 мкм, глубина 20 мкм)

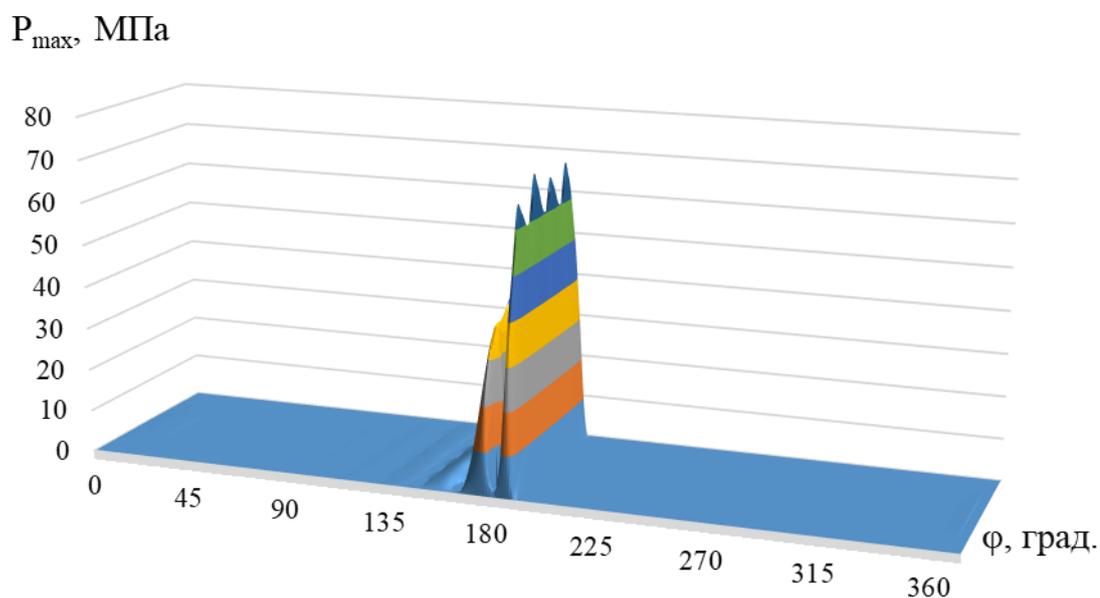


Рисунок 4.21 – Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. с микроямками по всей поверхности (диаметр микроямки 400 мкм, глубина 100 мкм)

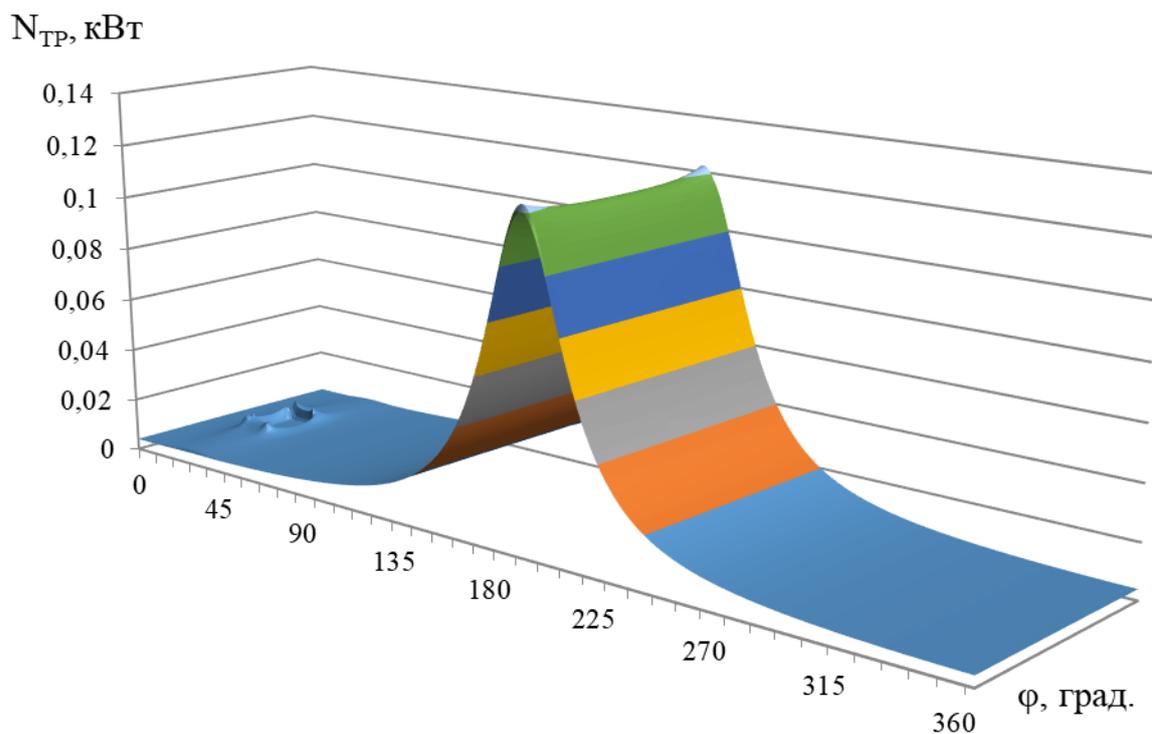


Рисунок 4.22 – Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. без микроямок

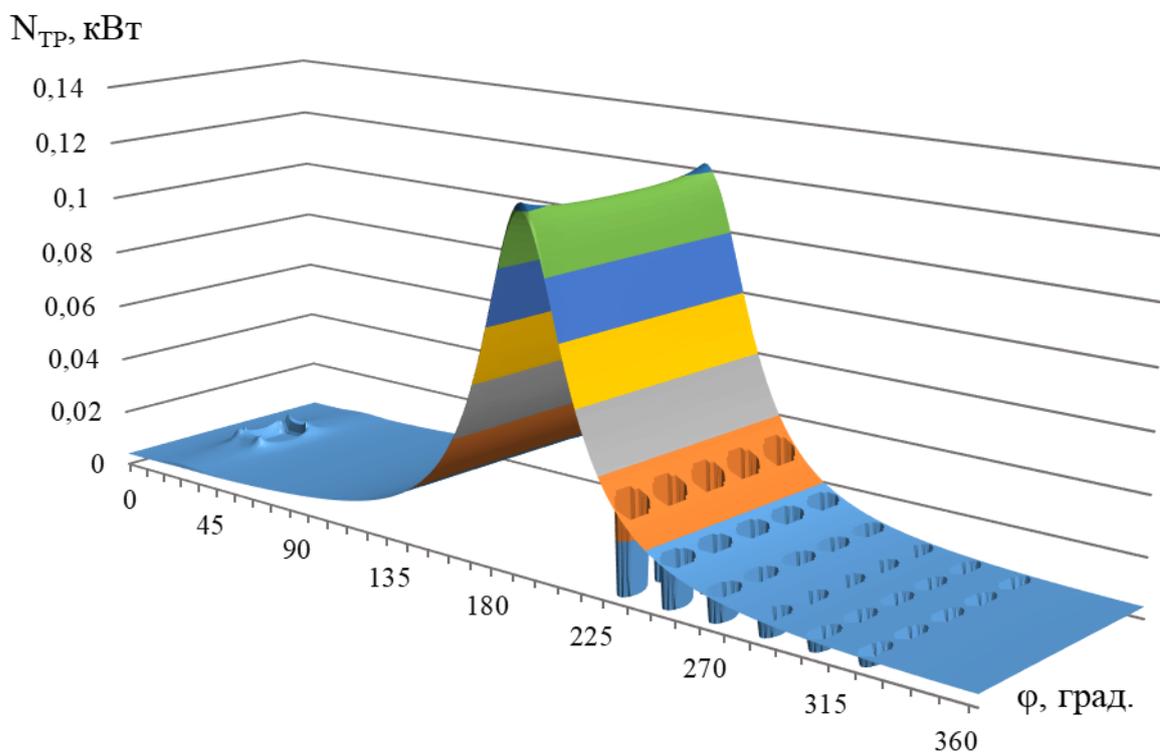


Рисунок 4.23 – Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. с микроямками на участке поверхности с 221 по 329 градусов

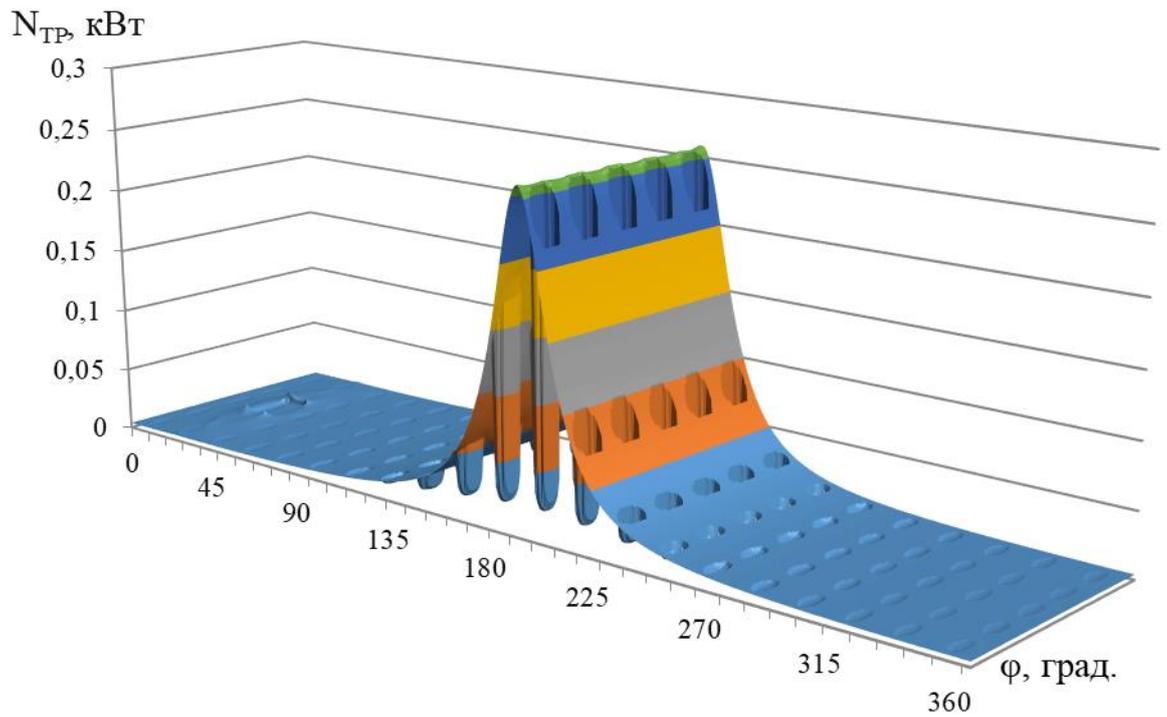


Рисунок 4.24 – Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. с микрорямками по всей поверхности

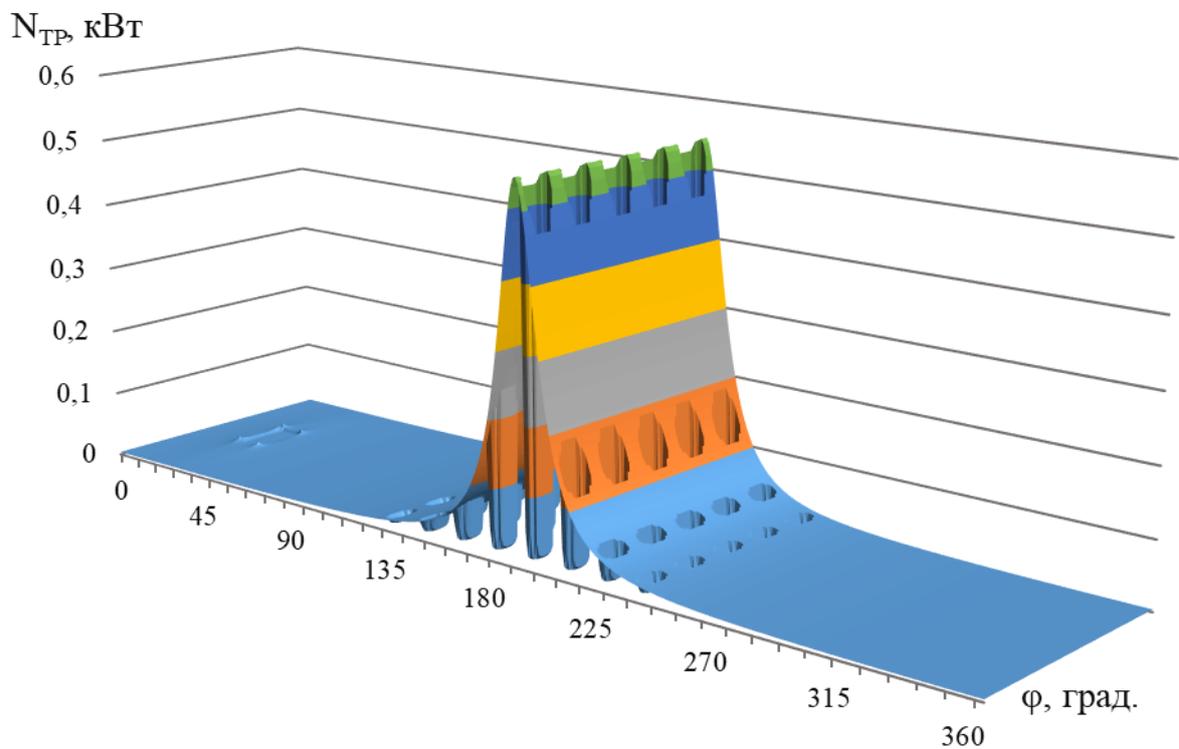


Рисунок 4.25 – Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус п.к.в. с микрорямками в центре

Таблица 4.5 – ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15 (без текстурирования)

$N_{TP}^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
552,2	0,022	1,756	4,085	362,1

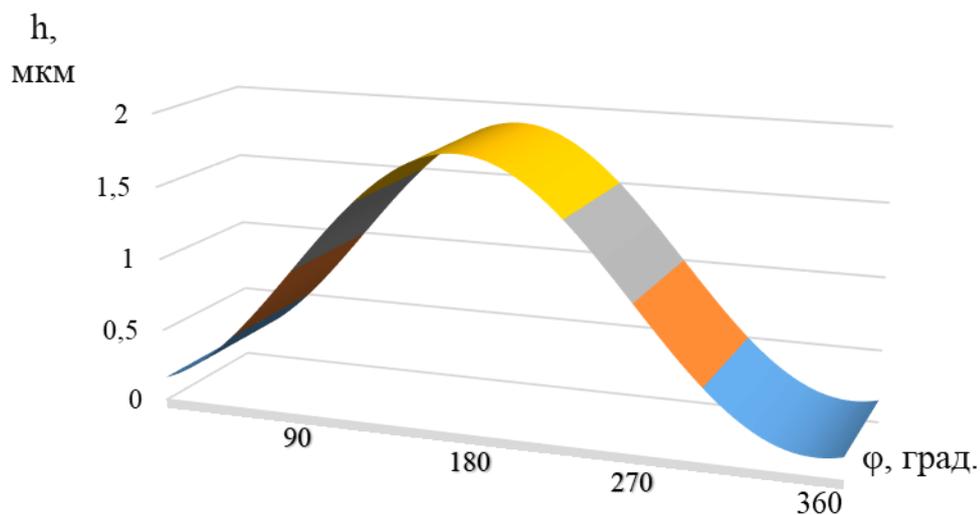


Рисунок 4.26 – Пример распределения толщины смазочного слоя по окружности подшипника без текстурирования

Таблица 4.6 – Параметры текстурирования (полное текстурирование)

Количество микроямок по X (по окружности)	Количество микроямок по Z (поперек)	Начало и конец области в градусах	Начало и конец области в процентах по ширине
21	5	0...360	0...100

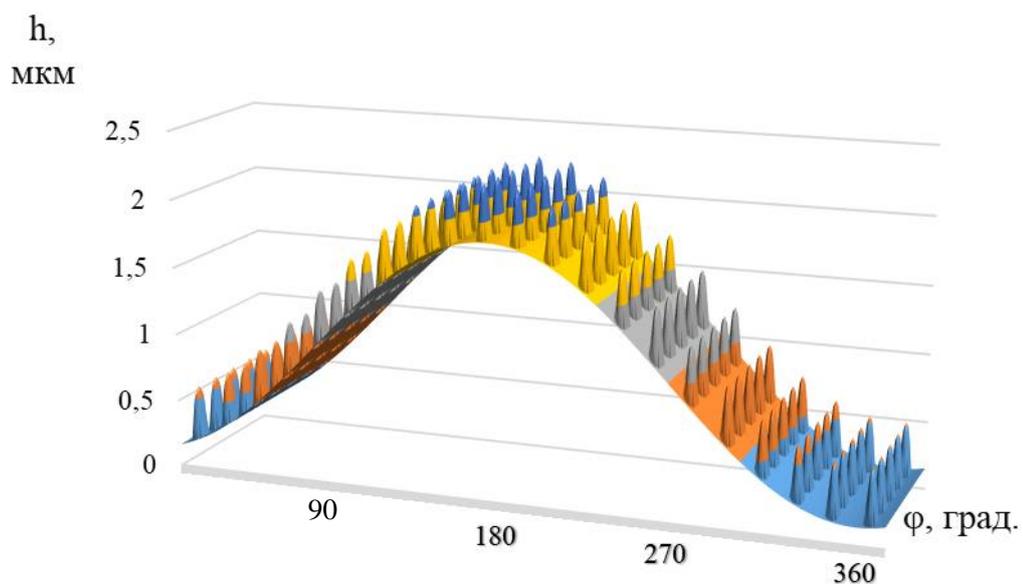


Рисунок 4.27 – Пример распределения толщины смазочного слоя при полном текстурировании шатунного подшипника

Таблица 4.7 – Влияние микрогеометрии на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15 при полном текстурировании

Диаметр микроямки (мкм)	Глубина микроямки (мкм)	$N_{TP}^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
400	20	688,1	0,025	0,4938	2,422	613,9
400	60	776,9	0,023	0,2736	1,426	870,4
400	100	760,9	0,020	0,2481	1,218	978,8

Таблица 4.8 – Параметры текстурирования (частичное текстурирование)

Количества областей с микроямками ( $n$ )	Количество микроямок по $X$ (по окружности)	Количество микроямок по $Z$ (поперек)	Начало и конец области в градусах	Начало и конец области в процентах по ширине
Первая комбинация				
1	7	5	221...329	0...100
Вторая комбинация				
1	6	5	221...329	0...100
Третья комбинация				
1	8	5	130...230	0...100
Четвёртая комбинация				
1	8	5	126...246	0...100
Пятое комбинация				
1	21	5	15...345	0...100

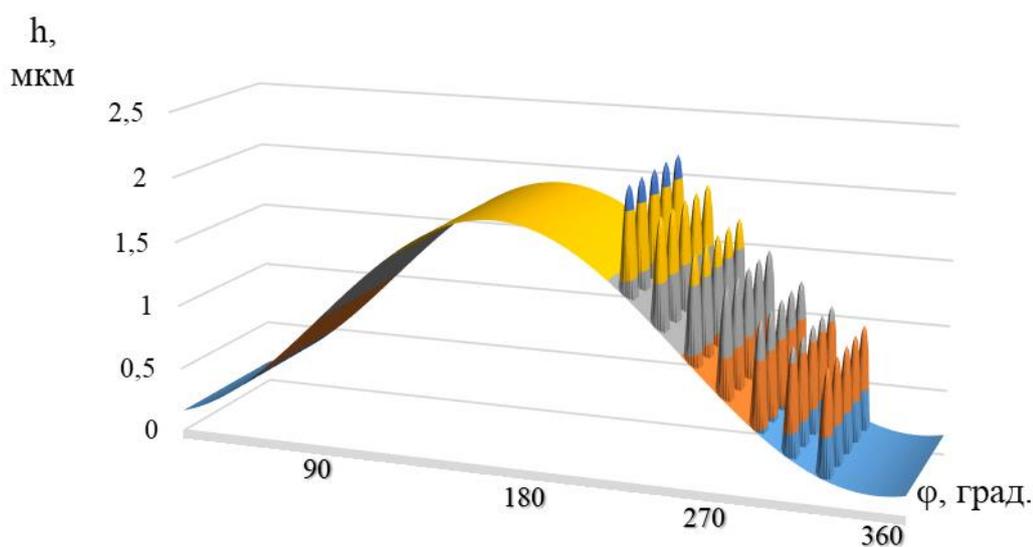


Рисунок 4.28 – Пример распределения толщины смазочного слоя при частичном текстурировании шатунного подшипника

Таблица 4.9 – Влияние микрогеометрии на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15 при частичном текстурировании

Первая комбинация						
Диаметр микроямки (мкм)	Глубина микроямки (мкм)	$N_{TP}^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
500	40	550,3	0,023	1,232	3,544	362,5
400	100	554,8	0,023	1,385	3,537	362,6
450	100	552,1	0,023	1,286	3,489	362,6
500	100	548,5	0,023	1,234	3,464	362,6
500	300	547,0	0,021	1,235	3,459	362,6
Вторая комбинация						
480	250	548,2	0,021	1,260	3,468	362,6
480	500	541,5	0,020	1,391	3,495	365,4
80	100	550,9	0,018	1,528	3,355	386,0
540	60	562,3	0,023	0,4447	3,345	360,6
Третья комбинация						
500	100	866,2	0,022	0,1997	1,713	3152
	150	857,0	0,021	0,1940	1,675	8354
	200	848,8	0,020	0,1910	1,657	3236
	250	844,5	0,019	0,1894	1,633	3185
Четвёртая комбинация						
400	50	780,6	0,022	0,2721	2,146	1020
	100	766,7	0,019	0,2494	1,941	1125
	150	756,2	0,018	0,2431	1,883	1149
Пятая комбинация						
400	50	796,3	0,025	0,2882	1,581	849,7

Результаты расчетов свидетельствуют о неоднозначном влиянии текстурирования поверхности вкладышей на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15. Необходимо отметить, что полное текстурирование поверхности подшипника ухудшает значения ГМХ: потери на трение возрастают до 30%, минимальная толщина смазочного слоя становится сравнимой с параметрами шероховатости поверхности, а значит возможно появление режимов смешанного и граничного трения в сопряжении.

Вместе с тем, частичное текстурирование поверхности трения подшипника позволяет снизить потери на трение в среднем на 6%, при этом значения остальных ГМХ сопоставимо со значениями для гладкого подшипника.

Кроме того, варьирование глубины микроямок показало, что при значениях глубины в диапазоне от 40 до 100 мкм потери на трение и минимальная толщина смазочного слоя имеют тенденцию к улучшению от 5 до 15%.

Изменение количества микроямок свидетельствует о том, что текстурирование поверхности подшипника площадью более 70% от его общей площади негативно сказывается на всех ГМХ.

Изменение диаметра микроямок оказывает положительный эффект на ГМХ подшипника, если величина диаметра находится в диапазоне от 80 до 400 мкм.

Значительное влияние на ГМХ радиального подшипника поршневого двигателя оказывает расположение текстурирования. Так, расположение микроямок в диапазоне от 200 до 350 град. по окружности подшипника может улучшить ГМХ, в том числе потери на трение до 2 раз.

Следует отметить, что одной из задач параметрических исследований было определение диапазона варьирования микрогеометрических параметров для проведения оптимизационных расчетов. Кроме того, в результате оценки влияния таких параметров как глубина и радиус микроямок, а также расположения текстурирования на ГМХ трибосопряжения устанавливались зависимости потерь на трение и несущей способности (косвенно оцениваемую через гидродинамические давления) от параметров текстурирования.

#### 4.3. Расчетный анализ гидромеханических характеристик подшипников скольжения с поступательным движением подвижных элементов

Для проверки адекватности методики оценки влияния регулярной микрогеометрии на ГМХ были проведены сравнительные расчетные исследования сопряжения «поршень – цилиндр» четырехцилиндрового рядного дизеля с турбонаддувом. Результаты расчетов сравнивались с результатами авторов – сотрудников Школы механики Шанхайского университета С. Fang, X. Meng, Y. Xie (A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves // J. Tribology international, 2017). Исходные параметры дизеля представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Исходные параметры дизеля

Параметр	Единицы измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,045
Длина шатуна	м	0,135
Диаметр цилиндра	м	0,084
Диаметр поршня	м	0,084
Площадь поршня	м <sup>2</sup>	0,0055
Масса поршня	кг	0,434
Высота юбки поршня	м	0,0305
Номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр»	м	0,0000145

Изменение боковой силы, действующей на поршень, за цикл работы двигателя представлено на рисунке 4.29.

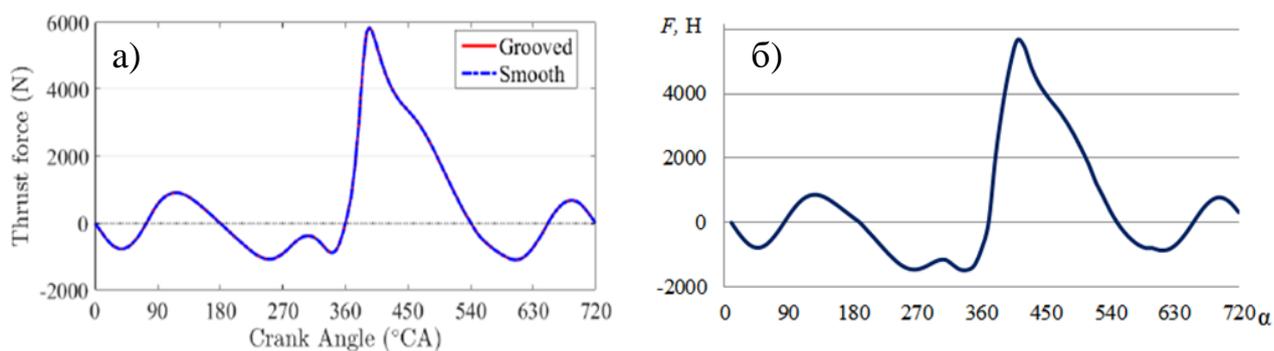


Рисунок 4.29 – Сравнение боковой силы, действующей на поршень: а) результаты Fang, Meng, Xie, б) разработанная методика

Сравнение мощности, затрачиваемой на преодоление трения, представлено на рисунке 4.30.

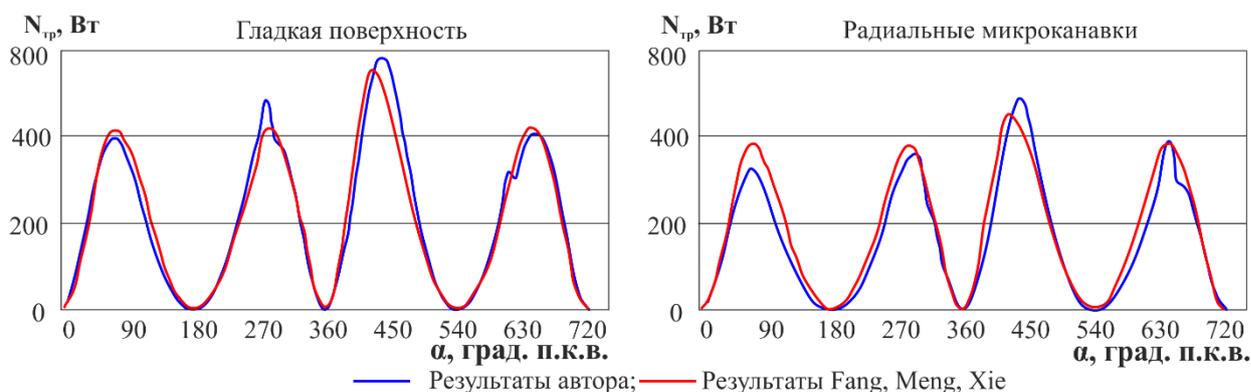


Рисунок 4.30 – Зависимости потерь на трение от угла поворота коленчатого вала в сопряжении «поршень–цилиндр» дизеля

Разработанная методика применена для исследования влияния различных параметров микрогеометрии для сопряжения «поршень–цилиндр» на примере дизеля типа ЧН 13/15 (четырёхтактный с наддувом, диаметр поршня 130 мм, ход поршня 150 мм), исходные данные для расчета сопряжения которого приведены в таблице 4.11.

Кроме того, в качестве исходных данных использовалась индикаторная диаграмма, а также вязкостно-температурная зависимость для моторного масла класса SAE 5W-50 с характерными значениями коэффициентов динамической вязкости  $\mu_{40} = 0,074$  Па·с,  $\mu_{80} = 0,0237$  Па·с,  $\mu_{100} = 0,0154$  Па·с, при температурах 40°C, 80°C и 100°C соответственно.

Таблица 4.11 – Исходные данные для расчета

Параметр	Единицы измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,075
Длина шатуна	м	0,260
Диаметр цилиндра	м	0,130
Диаметр поршня	м	0,130
Площадь поршня	м <sup>2</sup>	0,013
Масса комплекта поршня	кг	5,035
Масса поступательно движущихся частей КШМ	кг	1,929
Масса вращательно движущихся частей КШМ	кг	3,858
Высота юбки поршня	м	0,084
Номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр»	м	0,0002

В таблице 4.12 приведены результаты расчетных экспериментов на режиме номинальной мощности дизеля. Из таблицы видно, что расчетные значения  $h_{min}$  достигают значений меньших, чем допустимая величина, при этом протяженность зоны возможного контактирования поверхностей  $\alpha_{h_{доп}}$  составляет 12,5% времени рабочего цикла.

Таблица 4.12 – ГМХ трибосопряжения «поршень – цилиндр» дизеля ЧН 13/15

$N_{TP}^*$ , Вт	$Q^*$ , л/с	$h_{min}^*$ , мкм	$P_{max}^*$ , МПа	$h_{min}$ , мкм	$P_{max}$ , МПа	$\alpha_{h_{доп}}$ , %
252,0	0,067	55,7	2,7	8.6	16.0	12.5

Наряду с традиционной гладкой поверхностью в качестве регулярной микрогеометрии моделировались микроканавки, схематично представленные на рисунке 4.31.

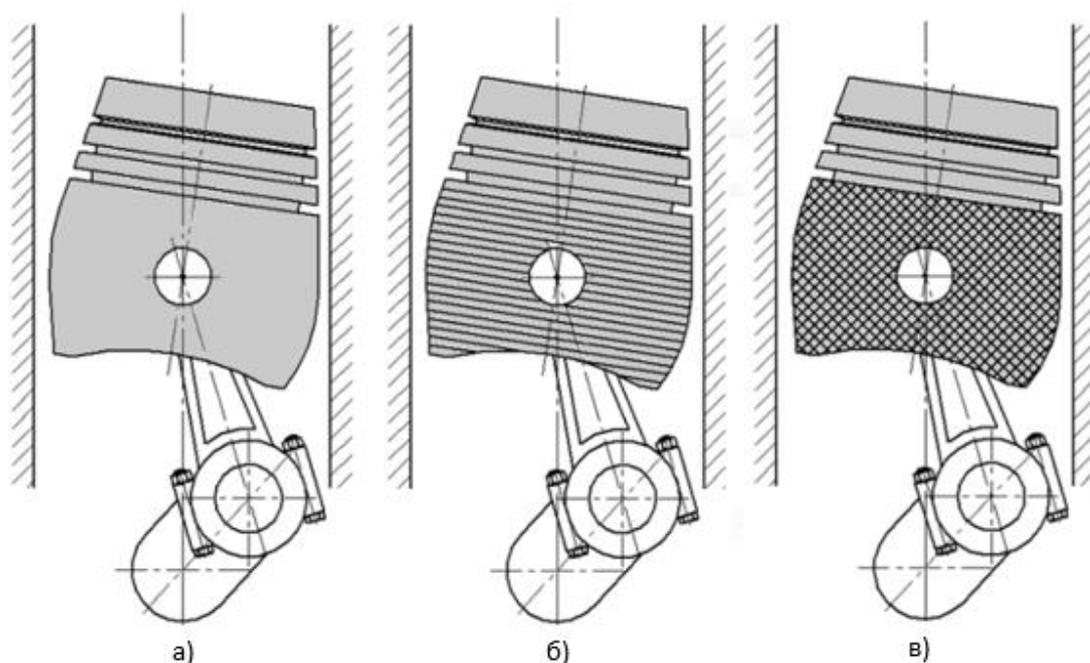


Рисунок 4.31 – Виды регулярной микрогеометрии юбки поршня: а) гладкая поверхность, б) радиальные микроканавки, в) перекрестная микрогеометрия

В ходе расчета были определены следующие показатели:

$\inf h_{\min}$  – минимальная из минимальных толщин смазочного слоя;

$\sup p_{\max}$  – максимальное из максимальных гидродинамических давлений;

$Q^*$  – средний расход смазки;

$h_{\min}^*$  – средняя из минимальных толщин смазочного слоя;

$P_{\max}^*$  – среднее из максимальных гидродинамических давлений;

$N_{тр}^*$  – средняя мощность потери на трение, в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ)  $\alpha$ .

Кроме того, в качестве исходных данных выступали параметры микроканавок.

Результаты расчета представлены в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Результаты расчета ГМХ ГД ТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15 для различных видов регулярной микрогеометрии

Виды микрогеометрии	$inf h_{min}$ , мкм	$sup P_{max}$ , МПа	$h_{min}^*$ , мкм	$P_m^*$ , МПа	$Q^*$ , л/с	$N_{TP}^*$ , Вт
без микрогеометрии	5,60	7,87	20,08	1,64	0,00214	298,99
круговая микрогеометрия	3,47	16,80	18,23	2,80	0,00218	273,76
перекрестная микрогеометрия	2,35	24,90	17,36	3,59	0,00221	266,40

Зависимости ГМХ представлены на рисунках 4.32-4.46.

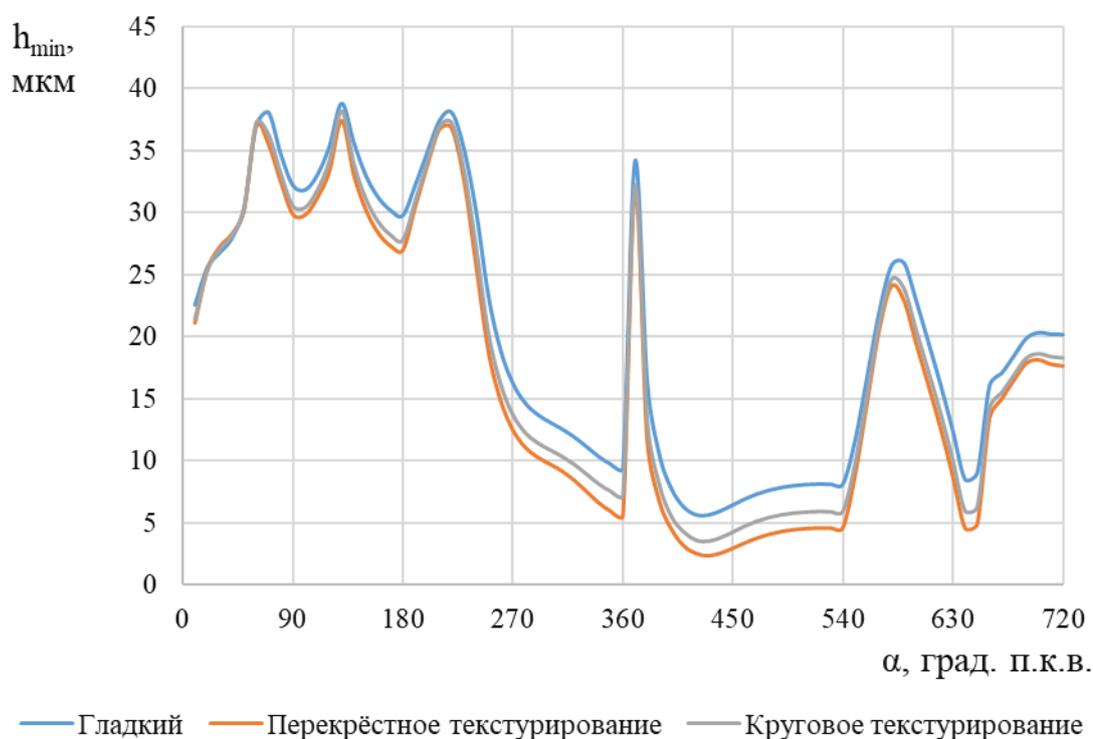


Рисунок 4.32 – Зависимости минимальной толщины смазочного слоя от угла п.к.в.

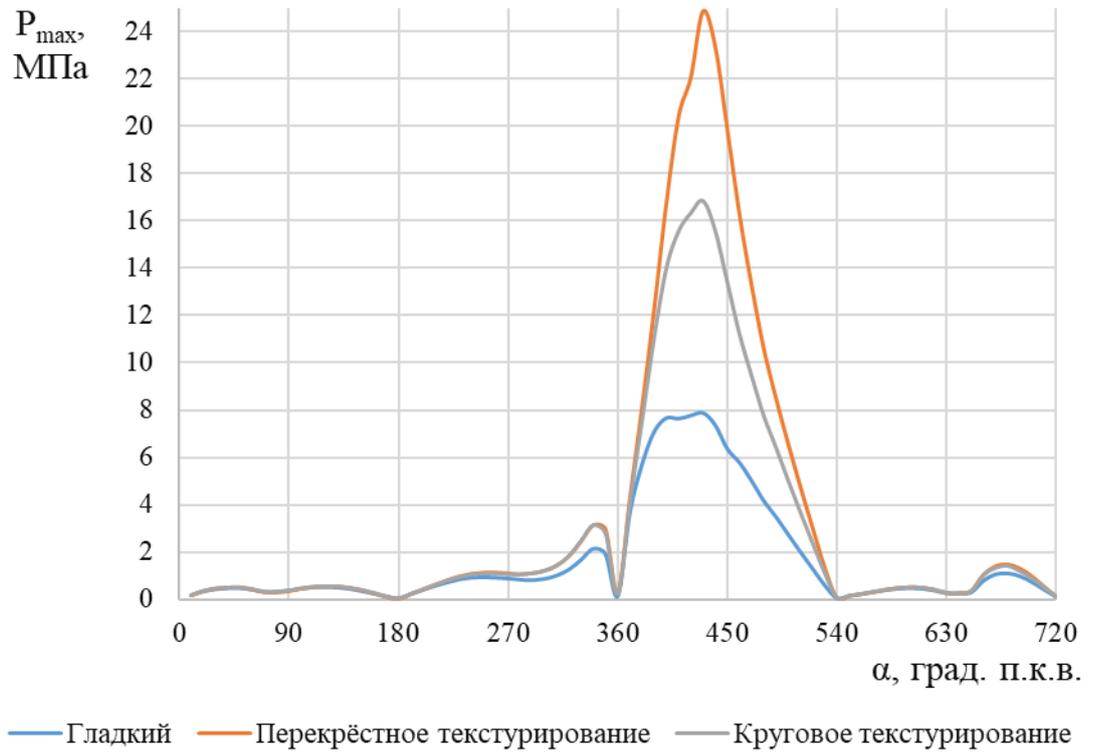


Рисунок 4.33 – Зависимости максимального гидродинамического давления от угла п.к.в.

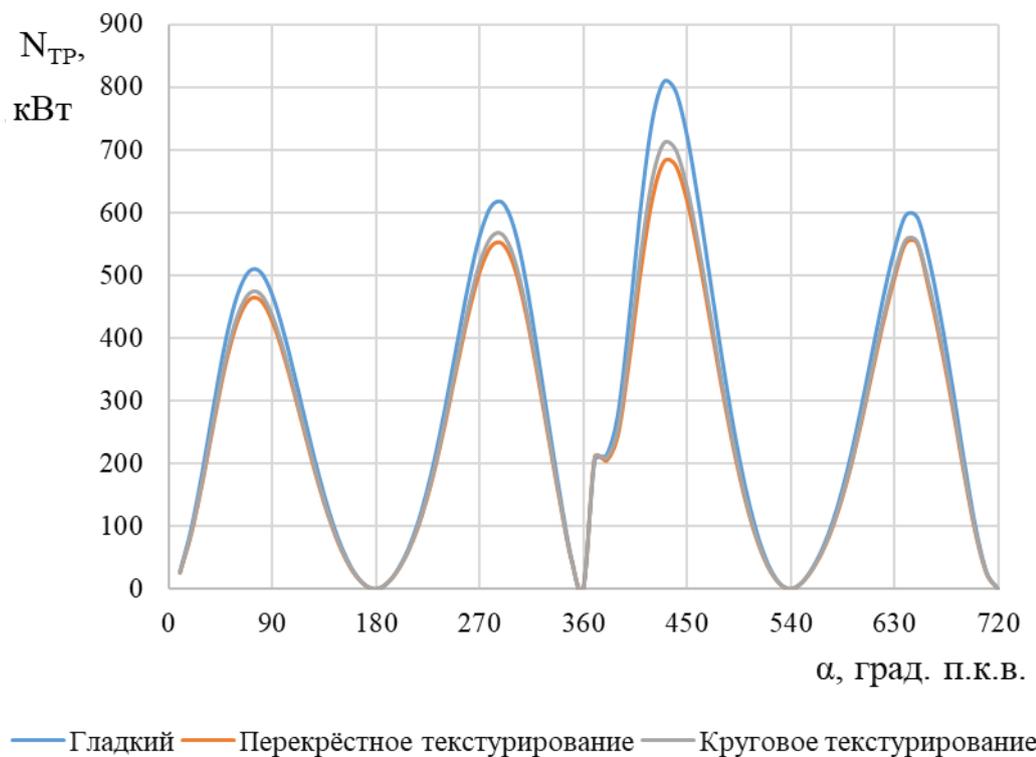


Рисунок 4.34 – Зависимости мощности, затрачиваемой на трение, от п.к.в.

Результаты свидетельствуют о снижении расчетных значений гидромеханических потерь на трение в ГД ТС с регулярной микрогеометрией до 20% при некритичном изменении других ГМХ.

Далее представлено исследование влияния на ГМХ изменения параметров текстурирования поверхностей трения, а именно:

- ширины микроканалов;
- расстояния между микроканавками;
- глубины микроканалов;
- площади покрытия микроканавками.

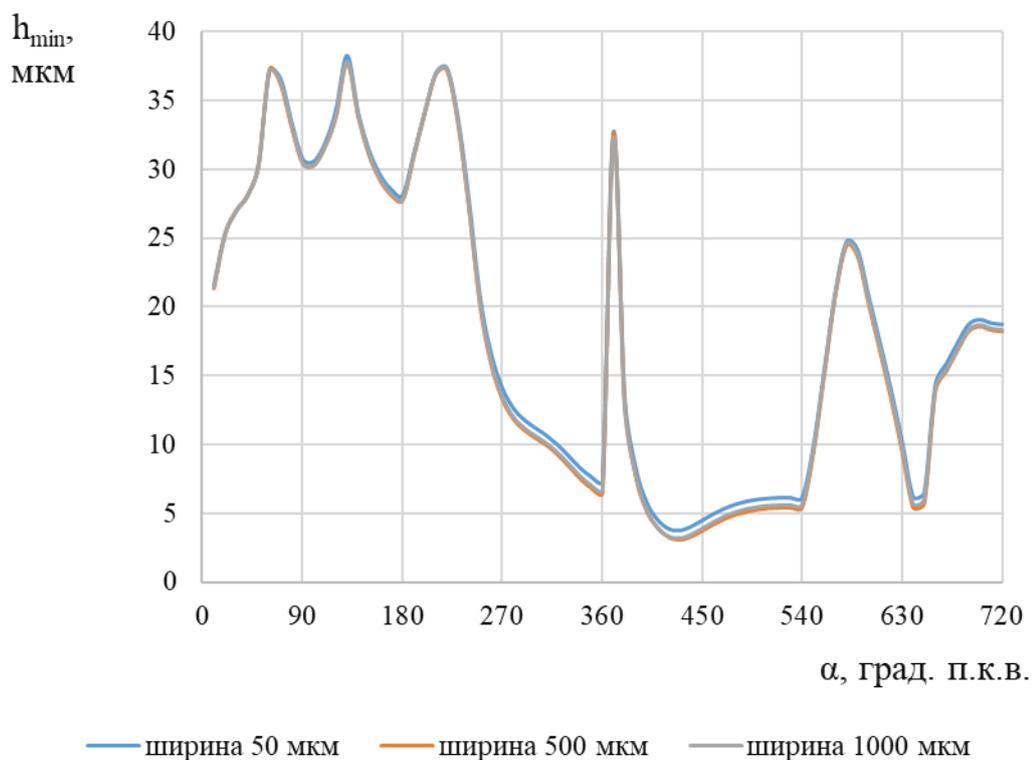


Рисунок 4.35 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от п.к.в. при различной ширине микроканалов

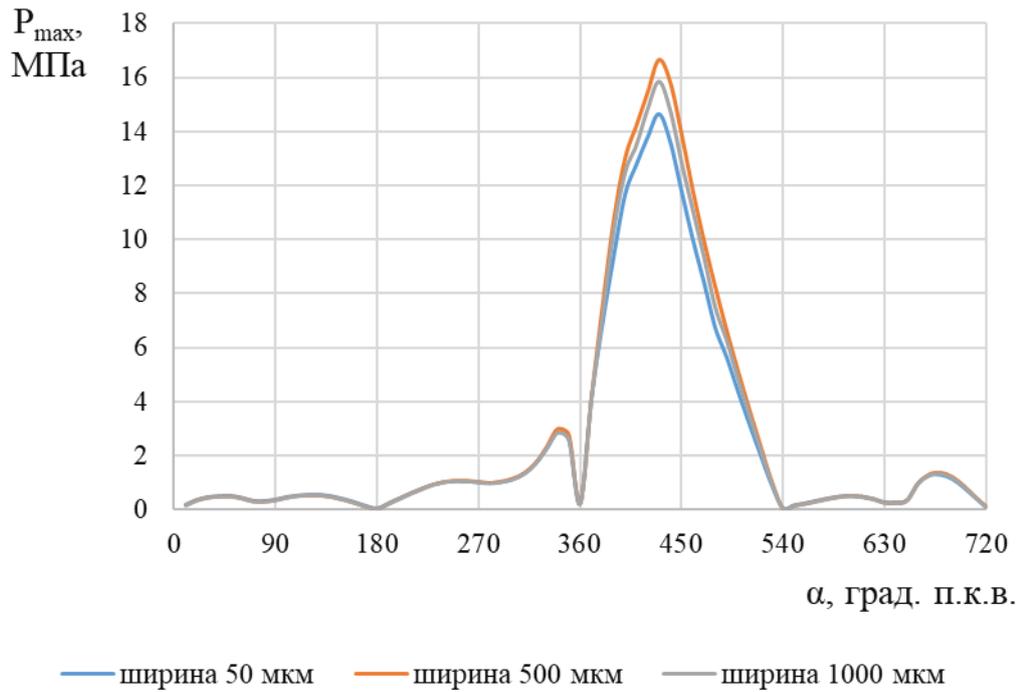


Рисунок 4.36 – Зависимость максимального давления от п.к.в. при различной ширине микроканалов

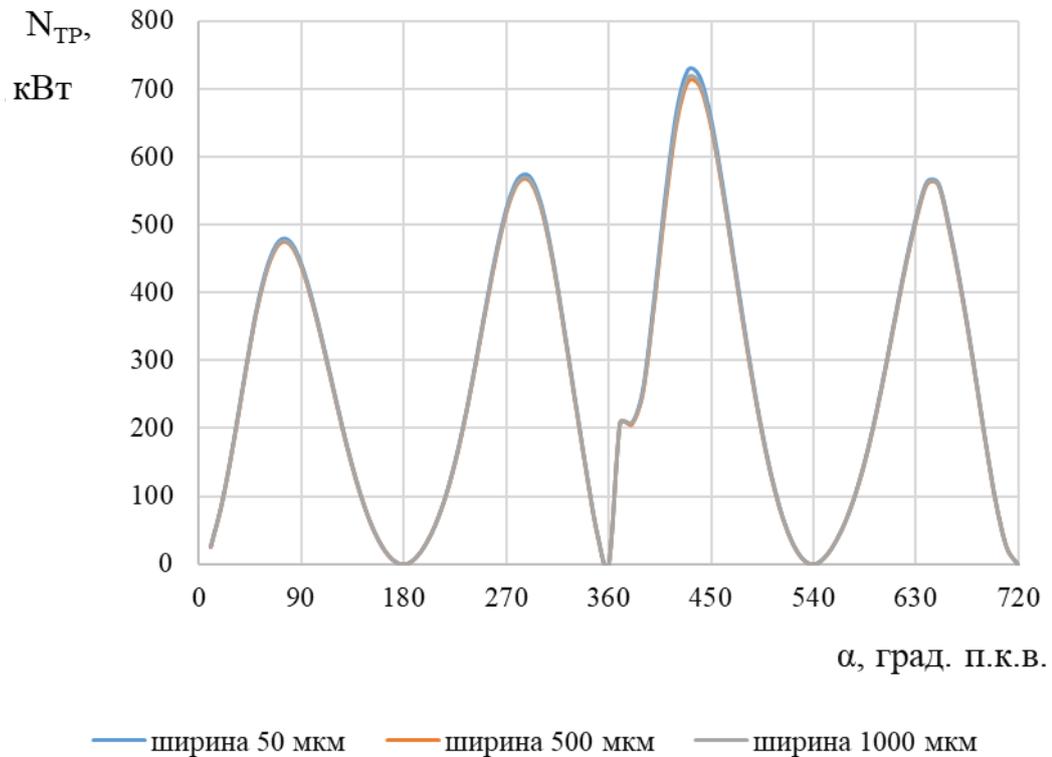


Рисунок 4.37 – Зависимость мощности, затрачиваемой на трение, от п.к.в. при различной ширине микроканалов

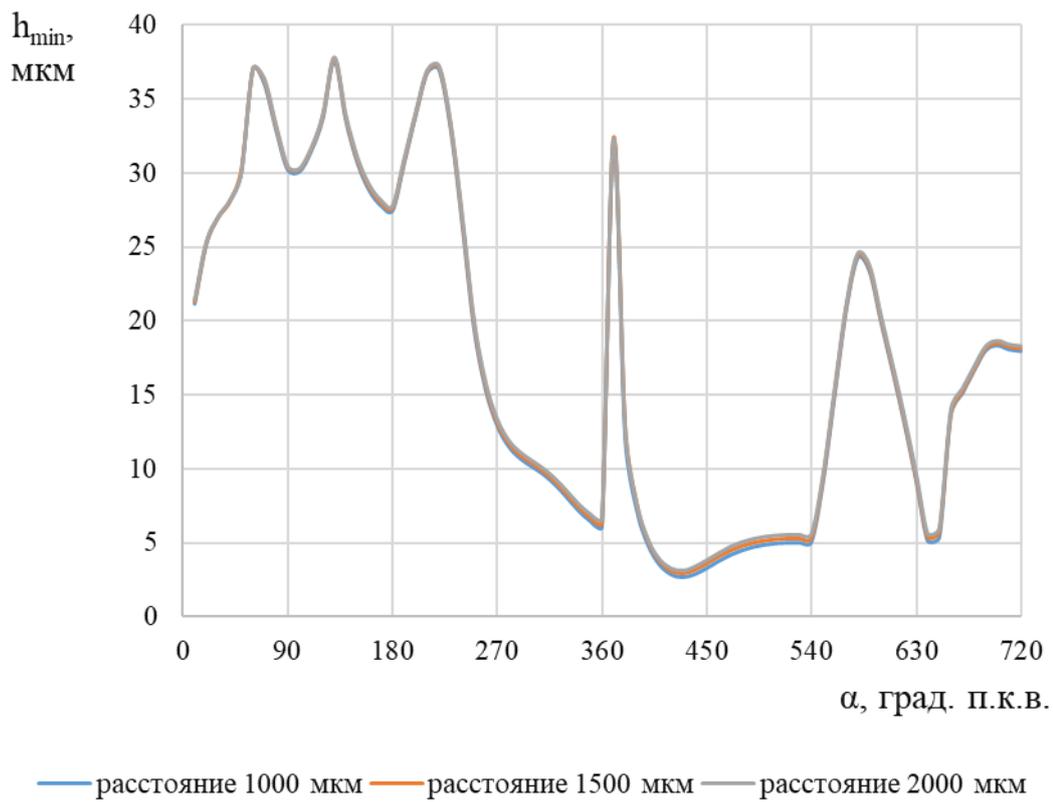


Рисунок 4.38 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от п.к.в. при различном расстоянии между микроканавками

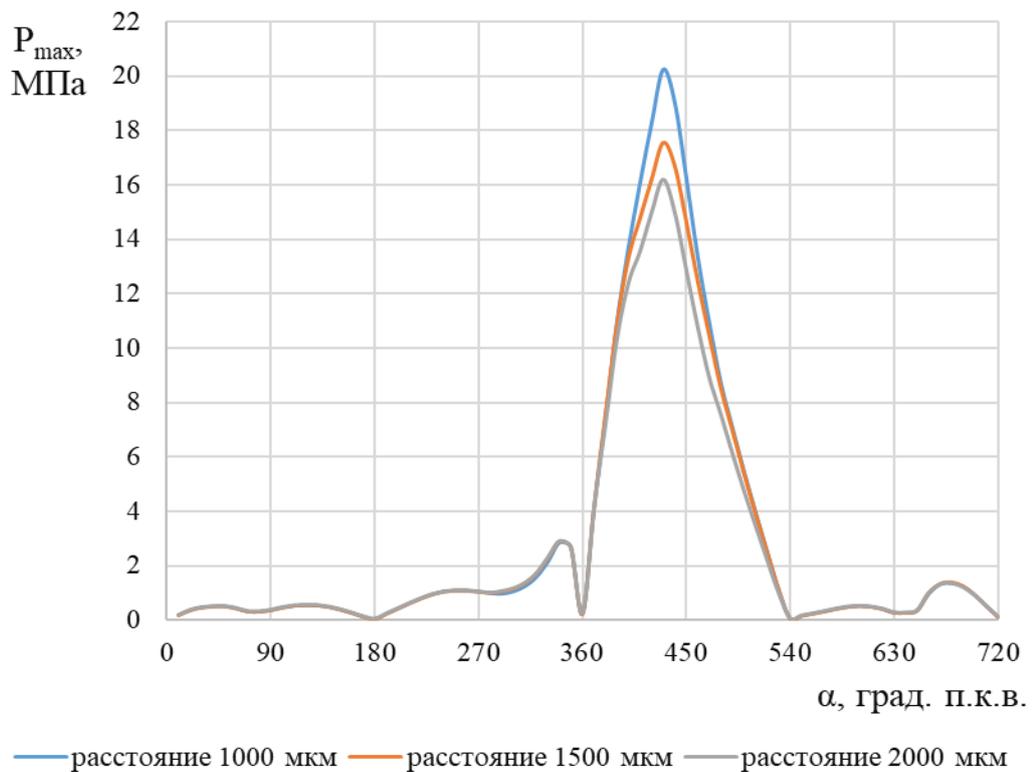


Рисунок 4.39 – Зависимость максимального давления от п.к.в. при различном расстоянии между микроканавками

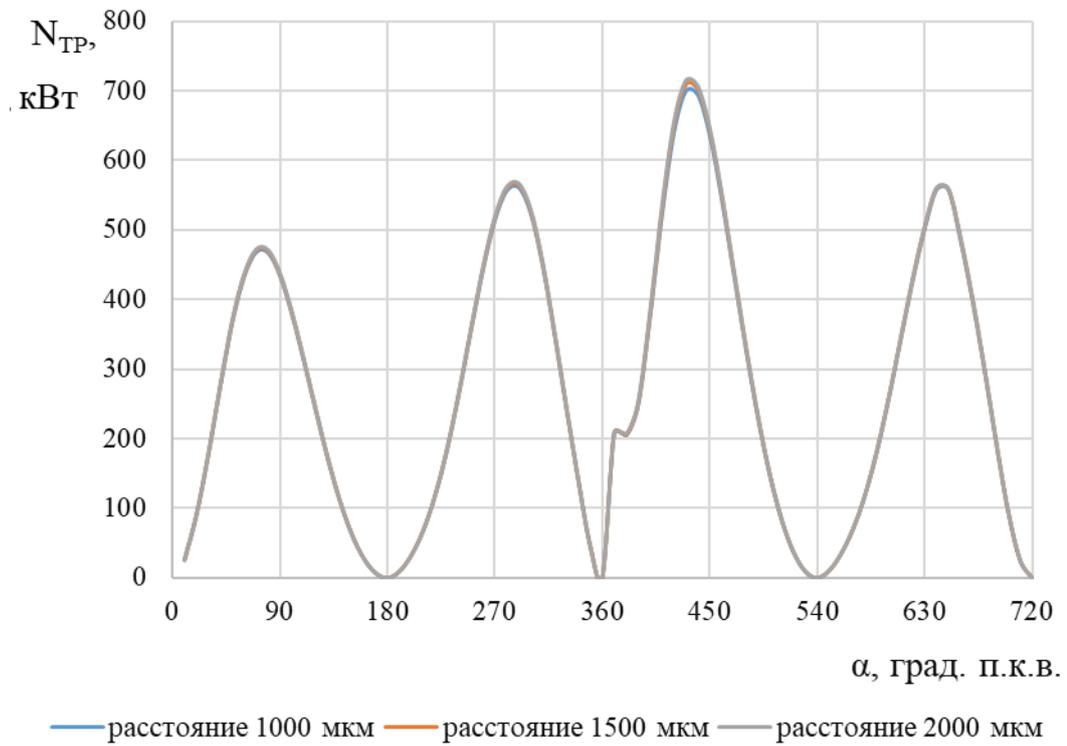


Рисунок 4.40 – Зависимость мощности, затрачиваемой на трение, от п.к.в. при различном расстоянии между микроканавками

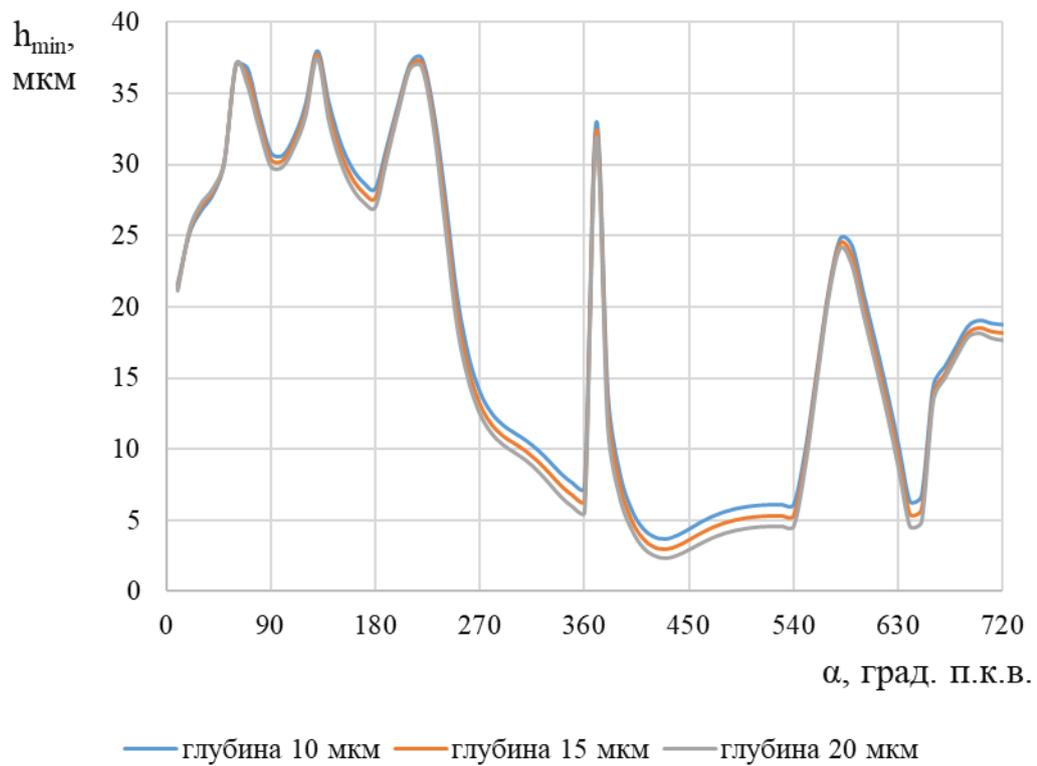


Рисунок 4.41 – Зависимость толщины смазочного слоя от п.к.в., при различной глубине микроканавок

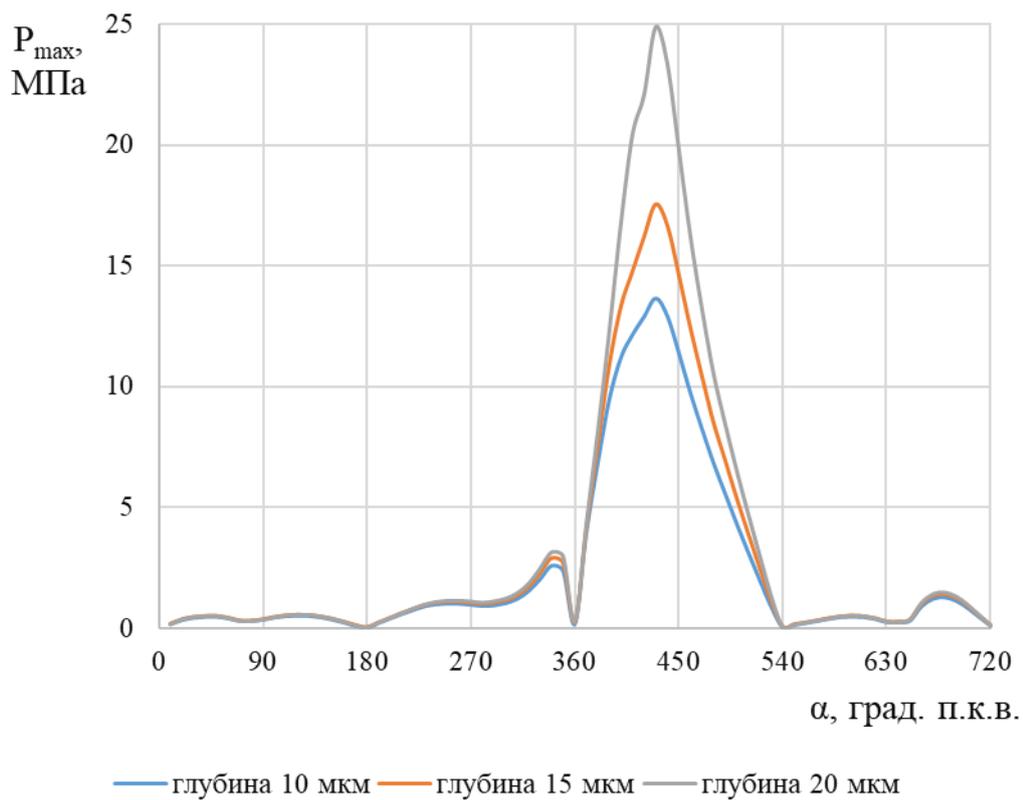


Рисунок 4.42 – Зависимость максимального гидродинамического давления от п.к.в. при различной глубине микроканалов

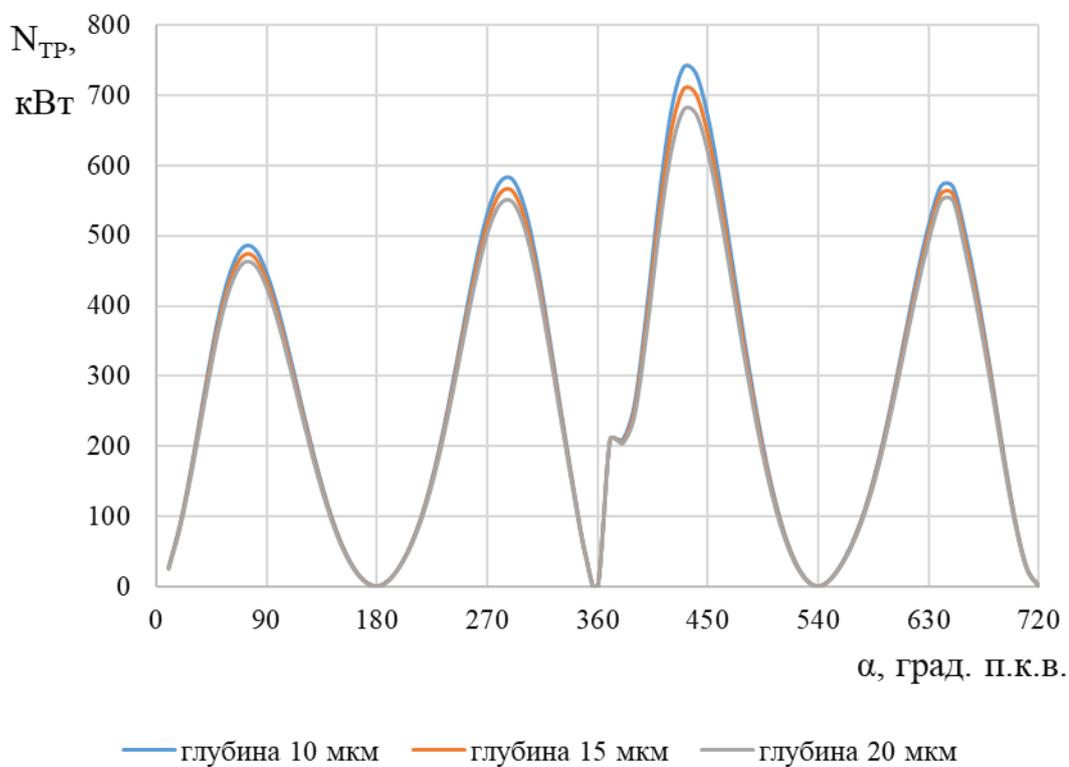


Рисунок 4.43 – Зависимость мощности, затрачиваемой на трение, от п.к.в. при различной глубине микроканалов

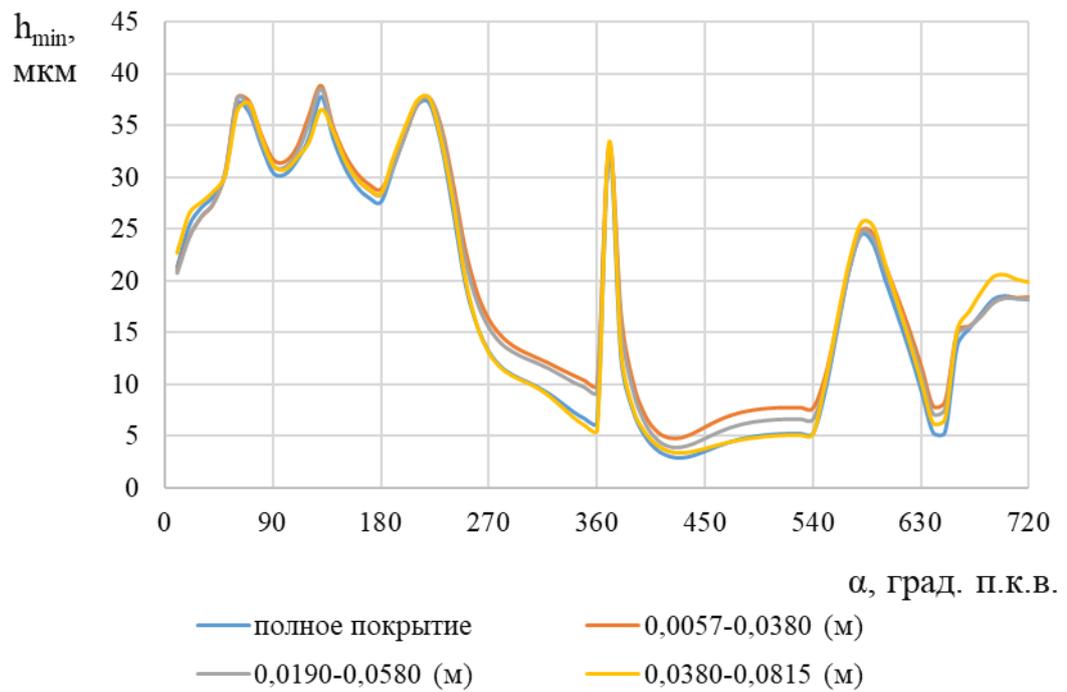


Рисунок 4.44 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от п.к.в. при различной площади покрытия микроканавками

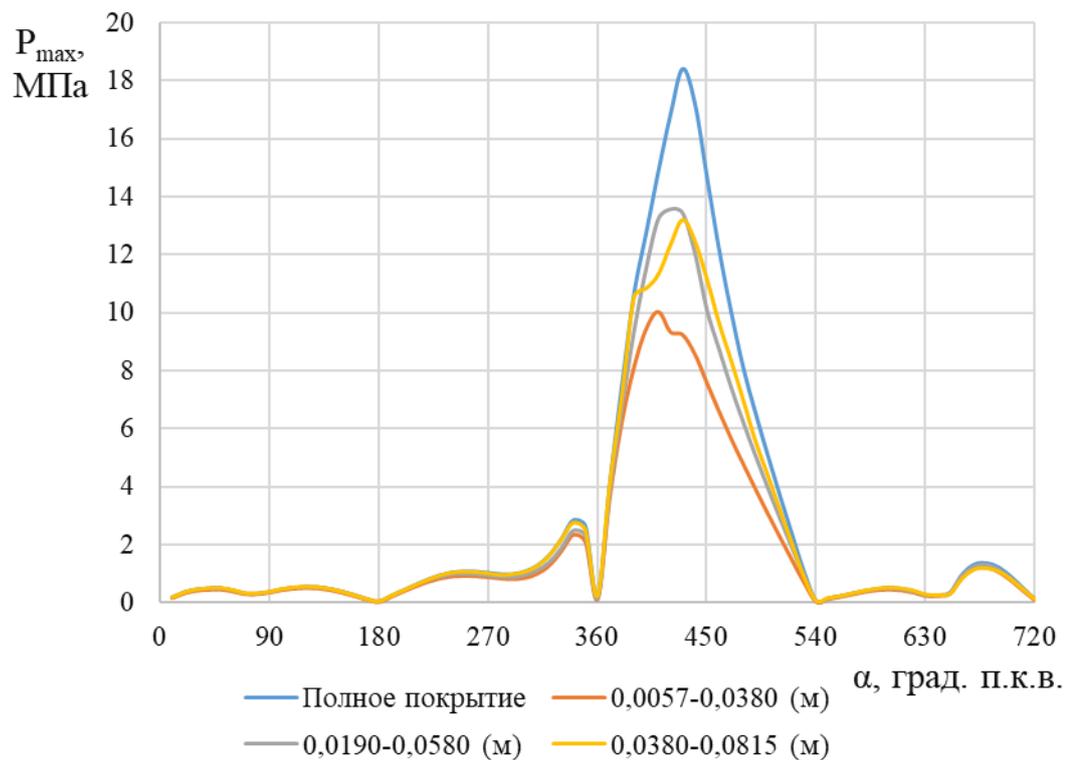


Рисунок 4.45 – Зависимость максимального давления от п.к.в. при различной площади покрытия микроканавками

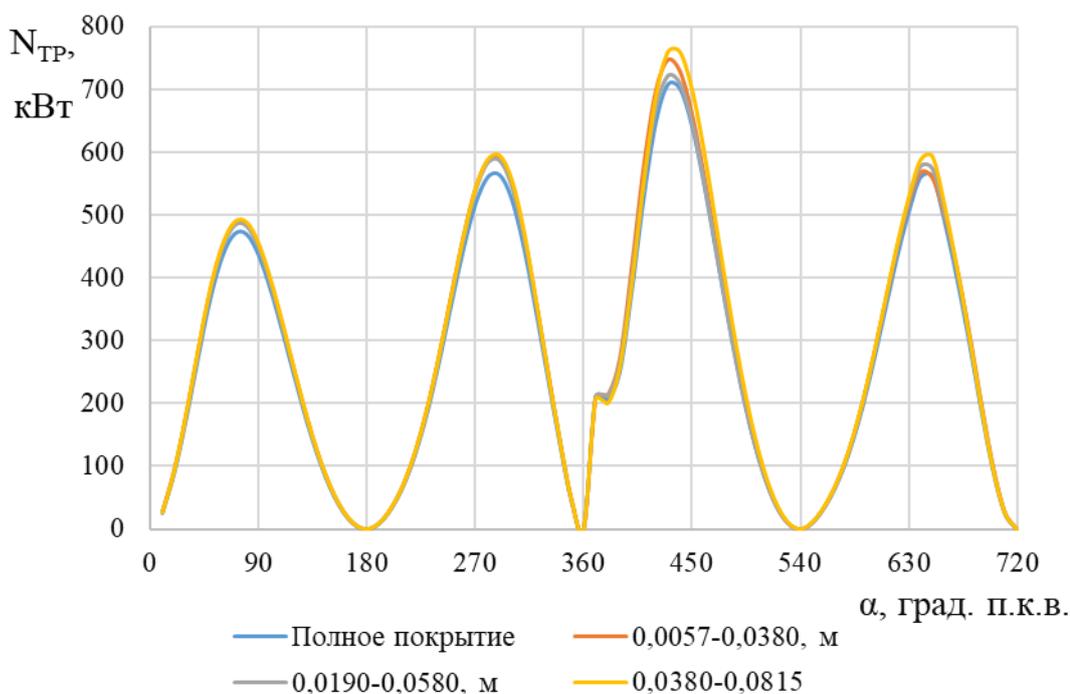


Рисунок 4.46 – Зависимость мощности, затрачиваемой на трение, от п.к.в. при различной площади покрытия микроканавками

Поле гидродинамических давлений в смазочном слое в зависимости от параметров микрогеометрии и угла поворота коленчатого вала представлено на рисунках 4.47-4.52.

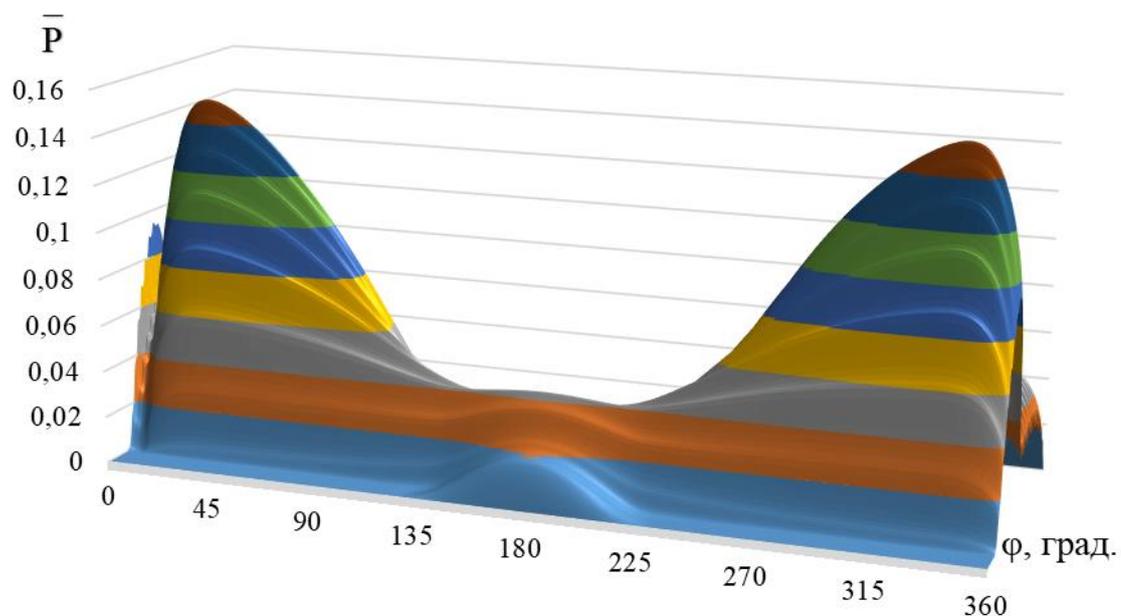


Рисунок 4.47 – Поле гидродинамических давлений в смазочном слое (без микрогеометрии, при п.к.в. = 110°)

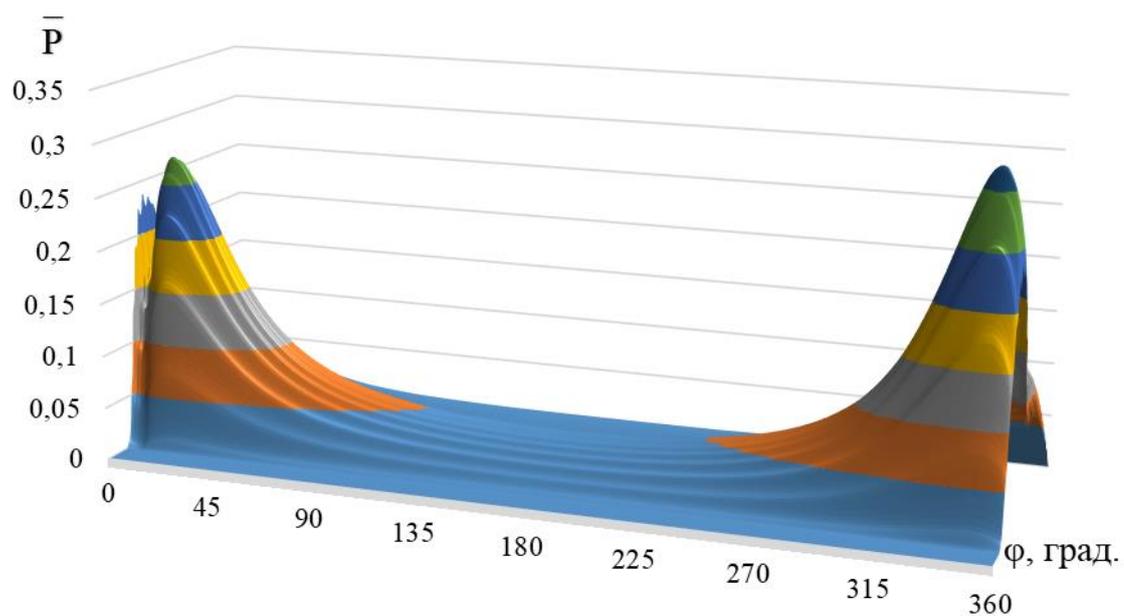


Рисунок 4.48 – Поле гидродинамических давлений в смазочном слое (без микрогеометрии, при п.к.в. = 390°)

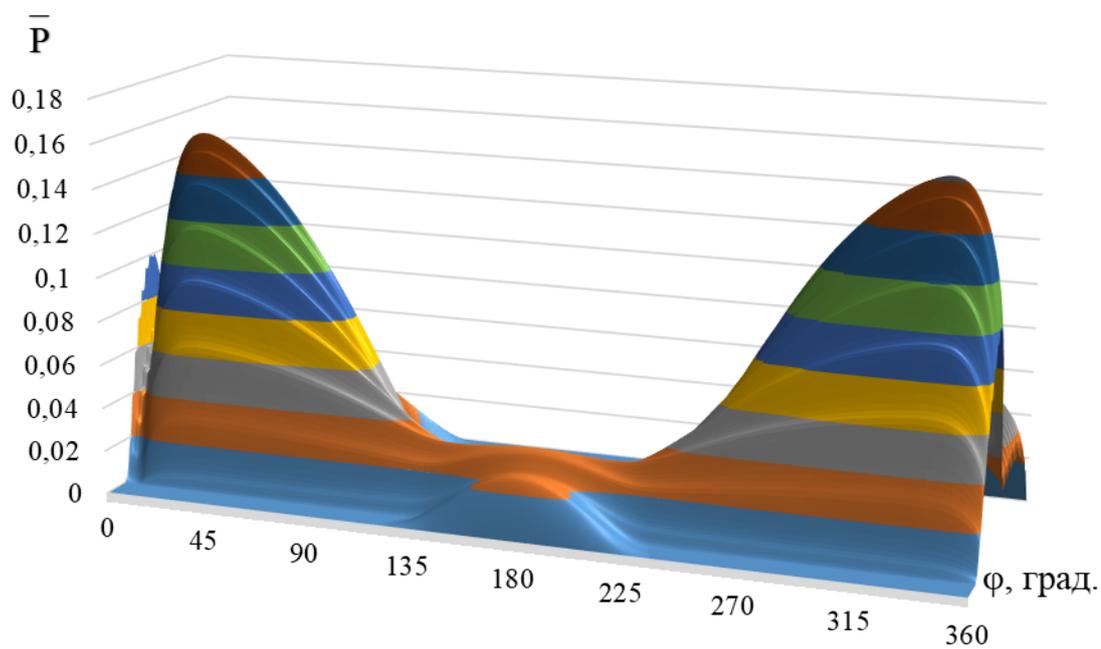


Рисунок 4.49 – Поле гидродинамических давлений в смазочном слое (круговая микрогеометрия, при п.к.в. = 90°)

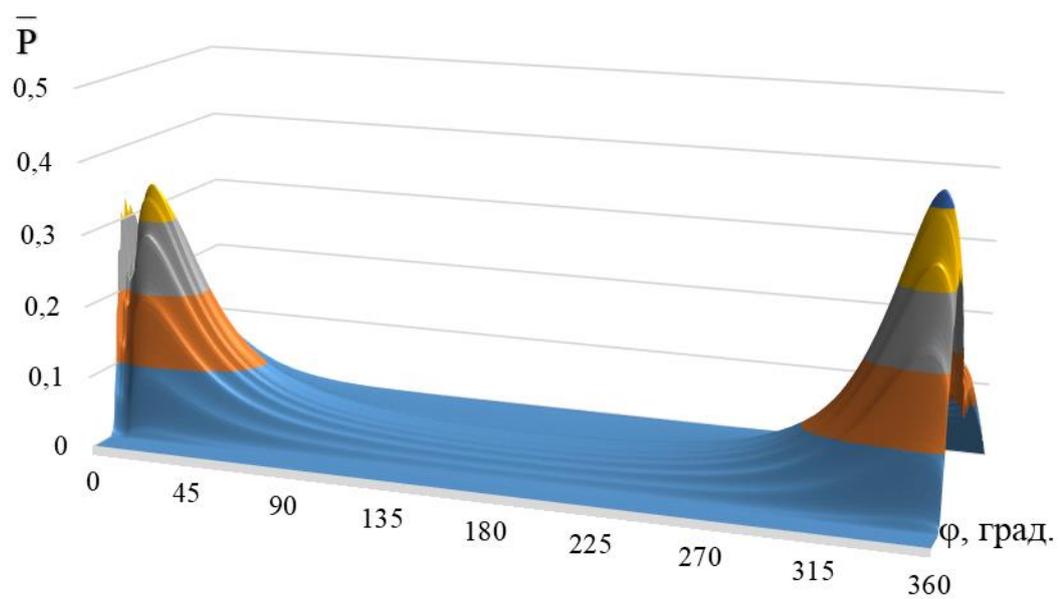


Рисунок 4.50 – Поле гидродинамических давлений в смазочном слое  
(круговая микрогеометрия, при п.к.в. = 400°)

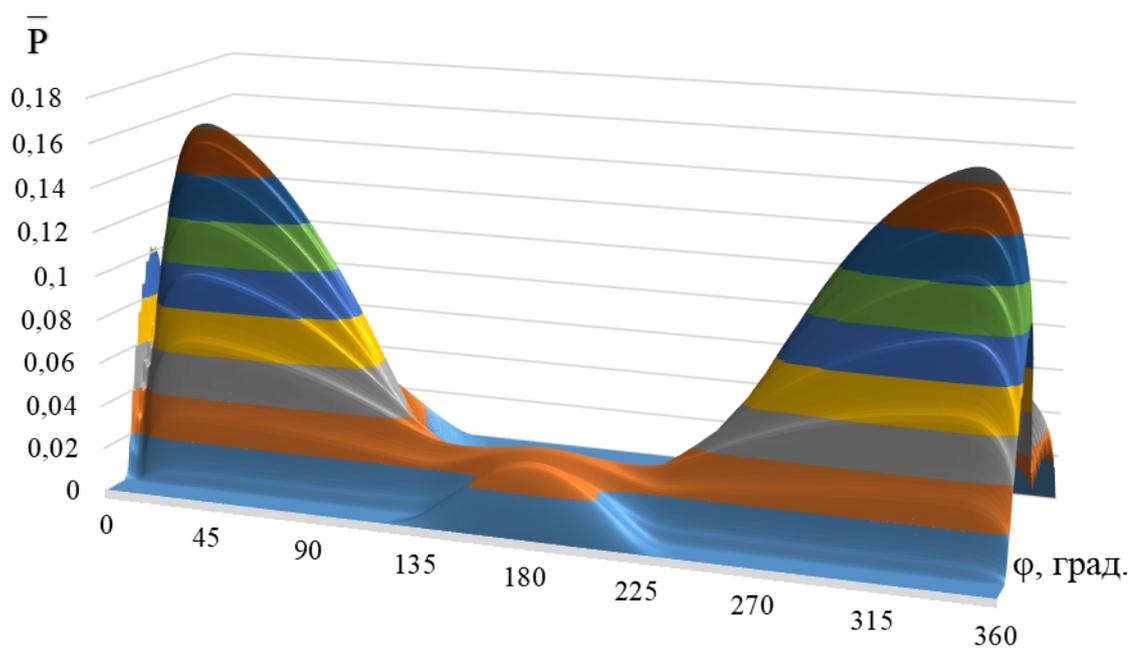


Рисунок 4.51 – Поле гидродинамических давлений в смазочном слое  
(перекрестная микрогеометрия, при п.к.в. = 90°)

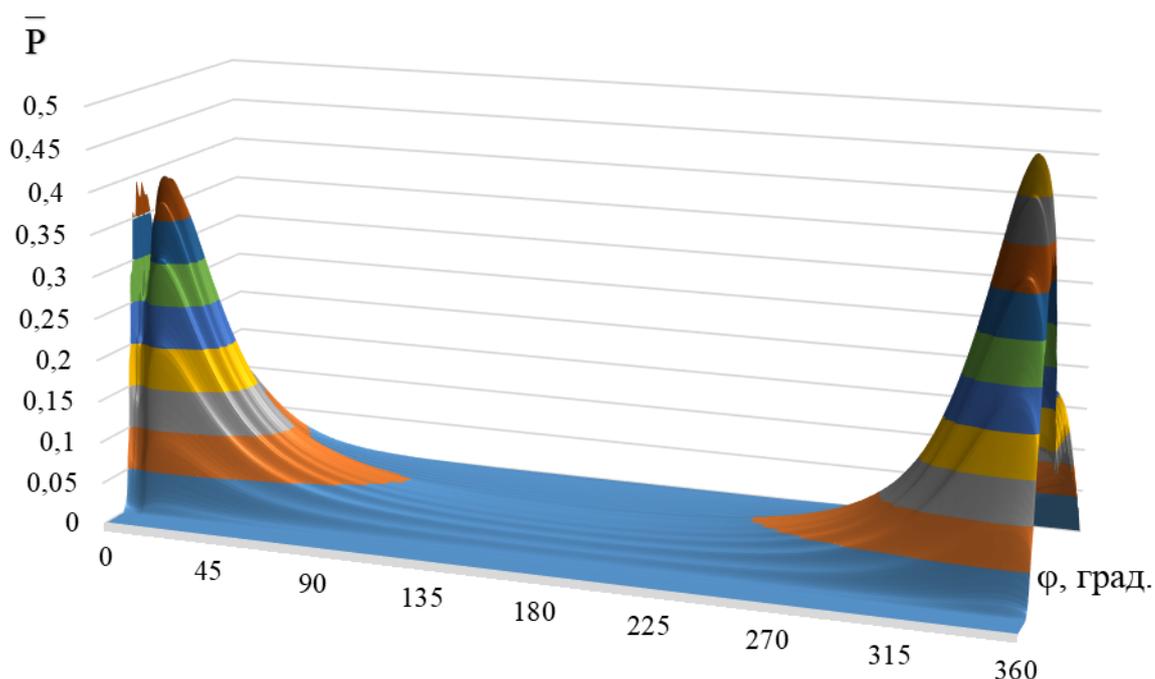


Рисунок 4.52 – Поле гидродинамических давлений в смазочном слое  
(перекрестная микрогеометрия, при п.к.в. = 400°)

На основании проведенных многопараметрических экспериментов на примере сопряжения поршень-цилиндр поршневого дизеля ЧН 13/15 следует отметить, что для него увеличение ширины микроканавки свыше 50 мкм снижает расчетную минимальную толщину смазочного слоя до 3-5 %, а при увеличении ширины от 500 мкм до 1000 мкм изменения расчетного значения минимальной толщины не происходит.

Гидродинамические давления по мере увеличения ширины микроканавки от 50 мкм до 1000 мкм возрастают на 11%, потери на трение при этом возрастают незначительно на 2%.

Влияние расстояния между микроканавками практически не изменяет толщину смазочного слоя, но при увеличении расстояния между микроканавками от 1000 мкм до 2000 мкм гидродинамические давления возрастают на 20%, при этом потери на трение остаются прежними.

Глубина микроканавок оказывает существенное влияние на ГМХ трибосопряжения поршень-цилиндр. При увеличении глубины микроканавок на

10 мкм гидродинамические давления возрастают до 40% в моменты действия пиковых нагрузок и происходит увеличение потерь на трение.

Следует отметить, что полное покрытие микроканавками направляющей юбки поршня положительно сказывается на ГМХ и снижает потери на трение, увеличивая несущую способность сопряжения поршень-цилиндр.

## ВЫВОДЫ

1. На базе разработанных методик расчетного анализа трибосопряжений с текстурированной поверхностью созданы программные комплексы для трибоанализа сложнагруженных подшипников скольжения с вращательным и поступательным движением элементов.

2. Выполнена верификация результатов расчета с использованием разработанных методик с результатами расчетных исследований зарубежных авторов. Получены хорошие качественные и количественные совпадения.

3. На примере поршневых дизелей проведены многопараметрические исследования влияния регулярного текстурирования поверхностей трибосопряжений на гидромеханические характеристики. Отмечено положительное влияние текстурирования на снижение потерь на трение (до 6% в радиальных подшипниках и до 20% в сопряжении с поступательным движением элементов) и увеличение несущей способности в моменты действия максимальных нагрузок.

4. На основании параметрических исследований был определен диапазон варьирования микрогеометрических параметров для проведения оптимизационных расчетов радиальных подшипников скольжения в следующей главе.

## ГЛАВА 5. ОПТИМИЗАЦИЯ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ

### 5.1. Программные комплексы для расчетного трибологического анализа гидродинамических подшипников скольжения

Для проектирования и доводки гидродинамических трибосопряжений узлов и механизмов сложных технических систем следует не только разрабатывать способы, методы и алгоритмы решения, но и решать проблемы, относящиеся к поиску путей оптимизации процедур проектирования, реализации алгоритмизированных процессов, созданию оригинальных программных расчетных комплексов, модернизацией существующих программ, подбору и строгому обоснованию технических средств.

За последние десятилетия методы расчетного анализа работоспособности и надежности гидродинамических трибосопряжений достигли уровня, который позволяет с высокой точностью и достоверностью анализировать влияние на характеристики ТС достаточно большого числа факторов. Это позволяет существенно сократить затраты времени и средств на проектирование и доводку ТС узлов механизмов и машин.

Степень совершенства конструкции гидродинамических трибосопряжений оценивается расчетным анализом гидромеханических характеристик, которые позволяют оценивать износостойкость и усталостную долговечность антифрикционного слоя подшипников скольжения, гидромеханические потери на трение в сопряжении, тепловую напряженность, и решать задачи оптимизации конструктивных, в том числе макро- микрогеометрических параметров.

Авторским коллективом лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского университета разработаны компьютерные программные комплексы (КПК): «МАКРОГЕОМЕТРИЯ», «МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР», «ЭЛРОД», «МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ «ВАЛ-ВКЛАДЫШ» ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ», и др.), обладающих

общей интеграцией и способностью моделирования в едином программно-методическом комплексе [134, 136-139].

Все программные комплексы имеют в своем составе модели и методы различного уровня, что обеспечивает возможность свободного расширения класса решаемых практических задач без ограничений на используемые при этом методы, выбираемые в каждом конкретном случае проектировщиком [140-143].

КПК «МАКРОГЕОМЕТРИЯ», «МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР» имеют модульную структуру, сервисную оболочку, функциональное и системное наполнение. Сервисная оболочка состоит из входного программного кода и программ интерпретации результатов решения. Это позволяет выбрать объект исследования, расчетную модель, программу решения, а также соответствующие исходные данные. Для получения отчетов, а также графического представления полученных результатов предназначены программы интерпретации результатов расчета. Функциональное наполнение (тело программного пакета) состоит из трех основных модулей для решения какой-либо группы задач: PGAZ – модуль, предназначенный для расчета индикаторной диаграммы рабочего процесса поршневого двигателя; FORCE - для расчета нагрузок на радиальные подшипники скольжения; TRAEK – модуль, реализующий методики гидродинамического и теплового расчетов трибосопряжений механизмов и машин. Системное наполнение программного комплекса предназначено для организации диалога в режиме реального времени, трансляции входного кода, компиляции сформированной в результате диалога программы, выполнения заданной управляющим вектором последовательности обращений к подпрограммам к КПК, работы с архивами исходных данных.

Аналогично построен КПК «МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ «ВАЛ-ВКЛАДЫШ» ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ», [134], предназначенный для расчетного анализа динамики радиальных (коренных и шатунных) подшипников коленчатого вала поршневого двигателя с учетом их микрогеометрических параметров.

Создан программный комплекс «ЭЛРОД» [137], который позволяет обеспечить расчетный баланс расходов смазки, поступающей в подшипник из источника и вытекающей из него через торцы. Это позволяет адекватно оценить области смазочного слоя и области кавитации в зазоре подшипника, что является основным условием наиболее точного определения гидромеханических характеристик.

Программный комплекс «ЭЛРОД» разработан для нелинейного анализа динамики подвижных элементов ТС, он позволяет проводить традиционные расчеты ГМХ подшипников скольжения различных механизмов и машин: ДВС, поршневых компрессоров, кривошипных прессов. Кроме того, с помощью этого комплекса возможно проводить расчеты нелинейной динамики и характеристик устойчивости подшипников роторов.

Программный комплекс «ЭЛРОД» состоит из взаимосвязанных прикладных программ, которые обладают специальной структурой, что обеспечивает удобный интерфейс, представляющий собой ряд вложенных окон и меню, краткую систему справочников по конструктивным особенностям гидродинамических трибосопряжений, модули для построения графиков и обработки результатов. Программный комплекс «ЭЛРОД» состоит из следующих основных модулей:

GIDKTM – базовая управляющая программа, которая осуществляет общее управление расчетным комплексом;

KASHTM – подпрограмма расчетного анализа динамики подвижных элементов и теплового расчета трибосопряжений. В результате работы этой программы рассчитывается траектория движения центра шипа и экстремальные, а также средние за цикл характеристики подшипника (толщина смазочного слоя, гидродинамические давления, гидромеханические потери на трение, расход смазки, температура смазочного слоя и т.д.);

DAVELROD – подпрограмма расчета степени заполнения смазочного зазора смазкой и определения гидродинамических давлений в смазочном слое на базе алгоритма сохранения массы;

REAK – подпрограмма, позволяющая рассчитывать реакции смазочного слоя и определять моменты трения, действующие на поверхности трибосопряжения;

Однако, разрабатываемые методы и методики расчетного анализа и создаваемые на их основе программные комплексы, будут не полными без выбора на их основе оптимального конструктивного решения как для макрогеометрических, так и для микрогеометрических параметров трибосопряжений.

## 5.2. Метод оптимизации, ограничения на варьируемые параметры

В процессе оптимизации трибосопряжений основной задачей является получение наилучших значений ГМХ, т.е. определение значений параметров, обеспечивающих минимум одновременно по всем критериям  $\Phi_v(q)$ ,  $v=1,2,\dots,k$ . Необходимо отметить, что эти критерии противоречивы и проводимая по каждому из них оптимизация обеспечивает разные значения параметров  $q$ . Для совместного учета общей совокупности частных критериев принимают во внимание векторный критерий  $\Phi(q) = \{\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)\}$ . Таким образом, организованно решение многокритериальной задачи оптимизации, решение которой, в общем случае, может не являться оптимальным ни для одного из частных критериев, но стать компромиссным решением для вектора  $\Phi(q)$  в общем.

Одним из возможных путей решения такой задачи является выделение множества Парето и организация поиска оптимального решения [119]. Ясно, что найденные расчетные точки объективно превосходят остальные, однако точки Парето строго математически несравнимы друг с другом, а последующий выбор оптимального решения не поддается строгим математическим формулам и отдается на откуп интуиции эксперта.

В исследованиях [112] решаются задачи, базирующиеся на многокритериальной оптимизации макрогеометрических конструктивных параметров радиального подшипника и сопряжения с поступательным движением элементов, при

этом используется методом *ЛП*-поиска. Специфической особенностью этого метода является систематический мониторинг многомерных областей, при этом пробными точками в пространстве изменяемых параметров являются точки равномерно распределенных последовательностей, к которым относятся  $ЛП_\tau$  – последовательности в комбинации с определением множества Парето и последовательного поиска оптимального решения. Отличительная особенность этого метода заключается в отсутствии минимизируемой целевой функции, которая устанавливает зависимость между назначаемыми критериями качества. Суть метода заключается в формировании оптимального набора критериев (гидромеханических характеристик трибосопряжения) на основе экспертных оценок вместо целевой функции.

Основой алгоритма оптимизации является численный мониторинг пространства варьируемых параметров, при этом исследование можно разделить на три этапа [144].

Первый этап заключается в подготовке таблицы испытаний, которая отражает зависимость результатов расчета критериев качества от варьируемых параметров. На этом этапе применяются методики и алгоритмы расчета, разработанные в диссертации. В качестве варьируемых параметров выступают микрогеометрические характеристики радиального подшипника:  $r$  – радиус микроямки,  $r_y$  – глубина микроямки,  $\varphi_n$  и  $\varphi_k$  – начало и конец зоны расположения микротекстурирования по углу подшипника,  $\varepsilon_b$  – плотность расположения микроямок на поверхности трения. На втором этапе подключаются эксперты, которые, просматривая таблицу испытаний, устанавливают ограничения для каждого из критериев качества. Третий этап предполагает автоматическую проверку непустоты множества допустимых значений  $(r, r_y, \varphi_n, \varphi_k, \varepsilon_b)$ , и в случае, если множество пусто и не содержит ни одной комбинации варьируемых параметров, производится возврат ко второму этапу, где эксперты изменяют назначенные ограничения или увеличивают число пробных точек. После этих изменений алгоритм оптимизации начинается вновь. В случае, если множество  $(r, r_y, \varphi_n, \varphi_k, \varepsilon_b)$  оказывается не пустым, экспер-

ты исключают неэффективные точки, а оставшееся множество является множеством Парето  $\tilde{P}$ .

Для микрогеометрических параметров ограничения задаются исходя из анализа отечественных и зарубежных исследователей, а также результатов многопараметрических исследований предыдущей главы.

В итоге пространство варьируемых параметров для оптимизации представлено в виде точек  $q$  с координатами  $(r, r_y, \varphi_n, \varphi_k, \varepsilon_b)$ .

### *Критерии качества*

Критерием качества является такая характеристика трибосопряжения, которая связана с его качеством монотонной зависимостью, т.е. при прочих равных условиях система будет более надежной и работоспособной, чем больше (меньше) критерий.

Критериями качества радиального подшипника скольжения  $\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)$  являются средние за цикл ГМХ:  $N^*, h_{\min}^*, p_{\max}^*, Q_T^*, T_{\mathcal{E}}^*$ , которые образуют вектор качества  $\Phi(q)$  системы, учитывающий значения и важность каждого из частных критериев  $\Phi_v(q)$ , где  $v$  – число характеристик, включаемое в перечень критериев оптимизации.

Отметим, что критериями оптимизации выбраны средние значения, а не экстремальные. В частности, выбор вместо  $\inf h_{\min}$  и  $\sup p_{\max}$  средних значений  $h_{\min}^*$  и  $p_{\max}^*$  продиктовано тем, что у форсированных поршневых двигателей работа, в частности, наиболее нагруженных радиальных (шатунных) подшипников может сопровождаться расчетными значениями  $h_{\min}$ , которые значительно меньше суммы микронеровностей поверхностей вала и вкладышей подшипников, при этом значительно возрастают и гидродинамические давления.

С учетом этого, в процессе решения оптимизационной задачи допускались значения  $\inf h_{\min} < h_{kp}$ , а к средней за цикл нагружения минимальной толщине смазочного слоя  $h_{\min}^*$  предъявлялось требование максимизации.

В работе [145] указывается, что максимальная рабочая температура для моторных масел не должна превышать 120 – 130 °С, поэтому это значение закладывалось в качестве ограничения для максимальной за цикл нагружения эффективной температуры смазочного слоя  $\max T_{\text{э}}$ . К средней за цикл температуре  $T_{\text{э}}^*$  предъявлялось требование минимизации.

К потерям на трение предъявлялось требование минимизации.

С учетом выше сказанного задача оптимизации заключается в отыскании точки  $\tilde{q}$  такой, что

$$\Phi(\tilde{q}) = \underset{q \in D}{\text{opt}} \Phi(q). \quad (5.1)$$

Здесь  $D$  – множество допустимых точек, которые определяют оптимальное значение вектора качества.

Заметим, что при решении задачи оптимизации параметров радиальных подшипников скольжения приходится выполнять многовариантные расчеты, при этом расчетная сетка достигает значений 500 на 2000 ячеек, что связано с большими затратами машинного времени.

Пакет программ (рисунок 5.1), используемый при оптимизации микрогеометрических параметров радиального подшипника скольжения, включает в себя следующие основные программы и подпрограммы:

OPTIMIZATION – программа многокритериальной оптимизации микрогеометрических параметров методом ЛП – поиска;

LPTAU – подпрограмма расчета  $i$ -той точки, равномерно распределенной последовательности в  $N$ -мерном кубе ЛП – последовательности;

LPP – подпрограмма выбора пробных варьируемых точек;

PARET – подпрограмма исключения неэффективных точек.

В качестве математической модели объекта используется пакет программ «МИКРО-ОПТИМ», [146], зарегистрированный в Федеральной службе по интеллектуальной собственности под №2020660864 (приложение3). В качестве языка программирования выбран объектно-ориентированный язык Fortran,

являющийся функциональным наполнением среды Developed Studio Visual Fortran 5.0.

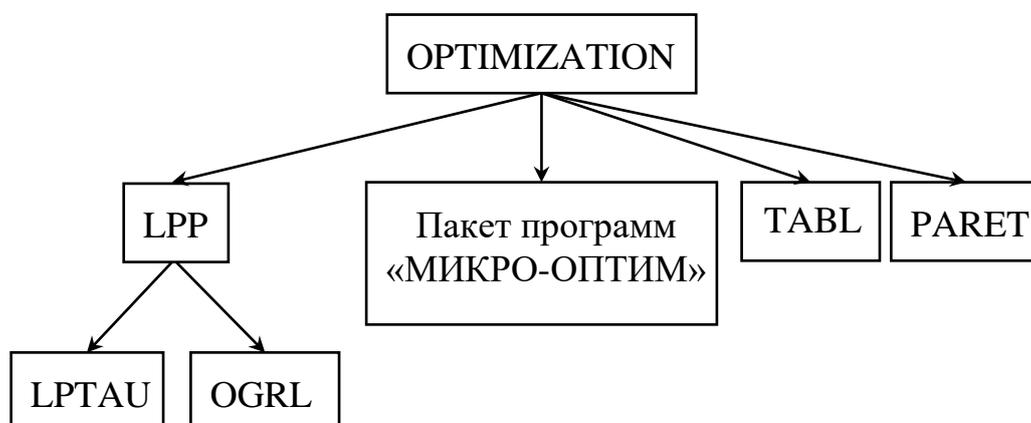


Рисунок 5.1 – Структура пакета программ оптимизации

Программа предназначена для трибологического анализа радиальных подшипников скольжения с текстурированной поверхностью трения, в том числе трибосопряжения «шип-подшипник» коленчатого вала поршневого двигателя внутреннего сгорания. Исходными данными являются: индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре, геометрические параметры, в том числе, микро топография поверхностей трения, режимные и эксплуатационные характеристики.

В программе реализованы: визуальное представление траектории движения шипа; вывод в файл и графическое представление гидромеханических характеристик трибосопряжения по углу поворота коленчатого вала.

Комплекс программ «МИКРО-ОПТИМ» представляет собой набор взаимосвязанных прикладных программ, обладающих специальной структурой, что обеспечивает удобный и доступный интерфейс, который представляет собой ряд вложенных окон и меню, краткую систему справочников по конструкциям подшипников, модули для построения графиков и обработки результатов. Этот комплекс включает следующие основные подпрограммы:

GIDKTM – управляющая программа, осуществляющая общее управление расчетным комплексом;

КАСНТМ – программа предназначена для расчета динамики и теплового расчета подшипников. Результатом работы этой программы являются траектория движения центра шипа, а также максимальные и средние за цикл ГМХ (потери на трение, расход смазки, температура смазочного слоя и т. д.);

DAVELROD – программа, предназначенная для расчета гидродинамических давлений в смазочном слое с использованием алгоритма сохранения масс;

REAK – программа расчета реакций смазочных слоев и определения моментов трения, действующих на поверхности шипа и подшипника;

### 5.3. Разработка конструктивных мероприятий по снижению трибологических потерь в радиальных подшипниках скольжения

Представляется многокритериальная задача оптимизации микрогеометрических параметров на примере шатунного подшипника коленчатого вала нового тракторного двигателя ЧН 13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

Шатунный подшипник этого двигателя имеет подвод смазки, который организован через одно отверстие в шатунной шейке (рис. 5.2). Смазка из главной масляной магистрали через отверстия **1** поступает в первую коренную шейку и далее по каналам в коленчатом валу **2** подается поочередно в каждую шатунную шейку и через отверстие в ней **3** в шатунный подшипник, затем вытекает через его торцы.

Исходные данные для расчета гидромеханических характеристик и оптимизации микрогеометрии подшипника представлены в таблице 5.1.

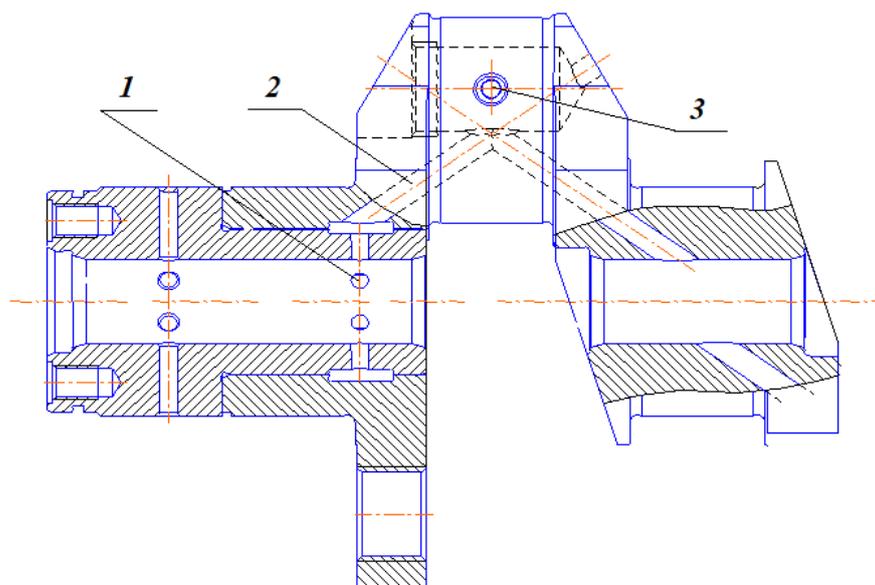


Рисунок 5.2 – Схема подачи смазки в шатунный подшипник двигателя ЧН 13/15: **1** – отверстие в коренном подшипнике; **2** – канал для подачи смазки в шатунный подшипник; **3** – отверстие в шатунной шейке

Таблица 5.1. – Исходные данные для оптимизационного расчета шатунных подшипников двигателя ЧН 13/15

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	2	3	4	5	6
1	Диаметр подшипника $D$ , мм	85	11	Эффективная масса шипа $m_{\text{э}}$ , кг	3,37
2	Радиальный зазор $C$ , мм	0,035	12	Динамическая вязкость масла при температурах $T = 40^{\circ}\text{C}$ , $T = 100^{\circ}\text{C}$ , $\mu_{40}$ ; $\mu_{100}$ , Па·с	0,0661; 0,0107
3	Давление подачи смазки $p_s$ , МПа	0,5			
4	Температура подачи смазки $T_0$ , °C	90	13	Удельная теплоемкость масла, $c$ , Дж/кг·°C	2156
5	Частота вращения коленчатого вала $\omega_2$ , об./мин.	2000			
6	Ширина подшипника $B$ , мм	50	14	Плотность масла, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	885

Продолжение таблицы 5.1

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
7	Диаметр отверстия $d_{отв}$ , мм	7	15	Коэффициенты теплопередачи шипа и подшипника $k_{ш}, k_{п}$ , Вт/м <sup>2</sup> °С	50
8	Радиус кривошипа, мм	75	16	Коэффициенты теплопроводности шипа и подшипника $k_{ш}, k_{п}$ , Вт/м <sup>2</sup> °С,	50
9	Длина шатуна, мм	260			
10	Масса поршневого комплекта, кг	4,16			

Параметры микротекстурирования изменялись в пределах:  $r_y$  – от 0,000020 м до 0,0005 м;  $r$  – от 0,000776 м до 0,001 м;  $\varepsilon_b$  – от 0 до 70%.

Расчетные годографы нагрузок, действующих на шатунный подшипник, в функции угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ , отсчитываемого от верхней мертвой точки такта всасывания, приведены на рис. 5.3, где через 0°, 180°, 360° и т.д. обозначены точки, соответствующие углам  $\alpha$ .

При расчете ГМХ поле давления определялось из модифицированного уравнения (2.7).

Все расчеты выполнены применительно к шатунному подшипнику дизеля ЧН 13/15 на режиме максимальной мощности.

В соответствии с методом оптимизации, включающим в себя разработанные методики, описанные в главе второй, а также с учетом многопараметрических исследований четвертой главы, на основании которых устанавливался диапазон варьируемых микрогеометрических параметров, был выполнен комплекс расчетов из 277 вариантов и в соответствии с первым этапом оптимизации составлена таблица испытаний (таблица 5.2). Полные результаты оптимизации микрогеометрии шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15 приведены в приложении А.

Таблица 5.2 – Результаты оптимизации микрогеометрии шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15

№	Варьируемые параметры						Критерии качества (ГМХ)		
	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
1	154,7	306,2	449,4	882,2	7	28	<b>850,9</b>	<b>1,60</b>	<b>220,4</b>
2	11,5	104,0	456,5	978,5	6	15	<b>676,3</b>	<b>3,29</b>	<b>75,9</b>
3	359,4	49,4	134,0	778,5	7	10	<b>562,6</b>	<b>3,77</b>	<b>71,6</b>
4	154,3	35,1	82,4	821,3	7	48	<b>838,5</b>	<b>1,56</b>	<b>157,7</b>
5	0,5	123,7	376,3	957,4	6	21	<b>577,3</b>	<b>2,76</b>	<b>90,2</b>
...									
86	317,4	148,6	42,1	886,4	6	34	<b>608,6</b>	<b>3,14</b>	<b>85,1</b>
87	246,8	127,3	81,5	806,7	7	49	<b>604,3</b>	<b>2,68</b>	<b>85,1</b>
88	208,2	240,1	232,0	931,4	6	5	<b>591,4</b>	<b>3,56</b>	<b>73,7</b>
89	282,0	146,0	30,0	793,6	7	46	<b>584,0</b>	<b>3,29</b>	<b>73,6</b>
90	251,2	132,9	349,4	950,5	6	42	<b>607,5</b>	<b>2,12</b>	<b>120,1</b>
...									
273	243,7	63,9	102,9	980,9	6	29	<b>596,7</b>	<b>3,17</b>	<b>83,7</b>
274	235,3	248,0	310,7	834,7	7	2	<b>562,3</b>	<b>4,00</b>	<b>67,6</b>
275	192,1	301,9	20,5	917,3	6	19	<b>586,7</b>	<b>3,59</b>	<b>68,4</b>
276	348,8	11,0	123,7	961,3	6	2	<b>563,0</b>	<b>3,77</b>	<b>69,7</b>
277	187,5	193,5	77,3	830,6	7	1	<b>550,4</b>	<b>4,06</b>	<b>66,9</b>

В диалоговом режиме экспертами были назначены следующие ограничения для критериев качества:  $h_{\min}^* = \sup$  – наибольшее значение ( $h_{\min}^* > 2,5$  мкм);  $Q_T^* = \inf$  – наименьшее значение ( $Q_T^* < 0,035$  л/с);  $T_3^* = \inf$  – наименьшее значение ( $T_3^* < 110$  °С);  $p_{\max}^* = \inf$  – наименьшее значение ( $p_{\max}^* < 99$  МПа);  $N^* = \sup$  – наибольшее значение ( $N^* < 545$  Вт).

В результате было определено множество Парето (таблица 5.3, рисунок 5.3) в виде шести компромиссных вариантов для совокупности варьируемых микрогеометрических параметров ( $r$ ,  $r_y$ ,  $\varphi_n$ ,  $\varphi_k$ ,  $N_B$ ,  $N_L$ ).  $N_B$  – количество микроямок по ширине подшипника;  $N_L$  – количество микроямок по окружности подшипника.

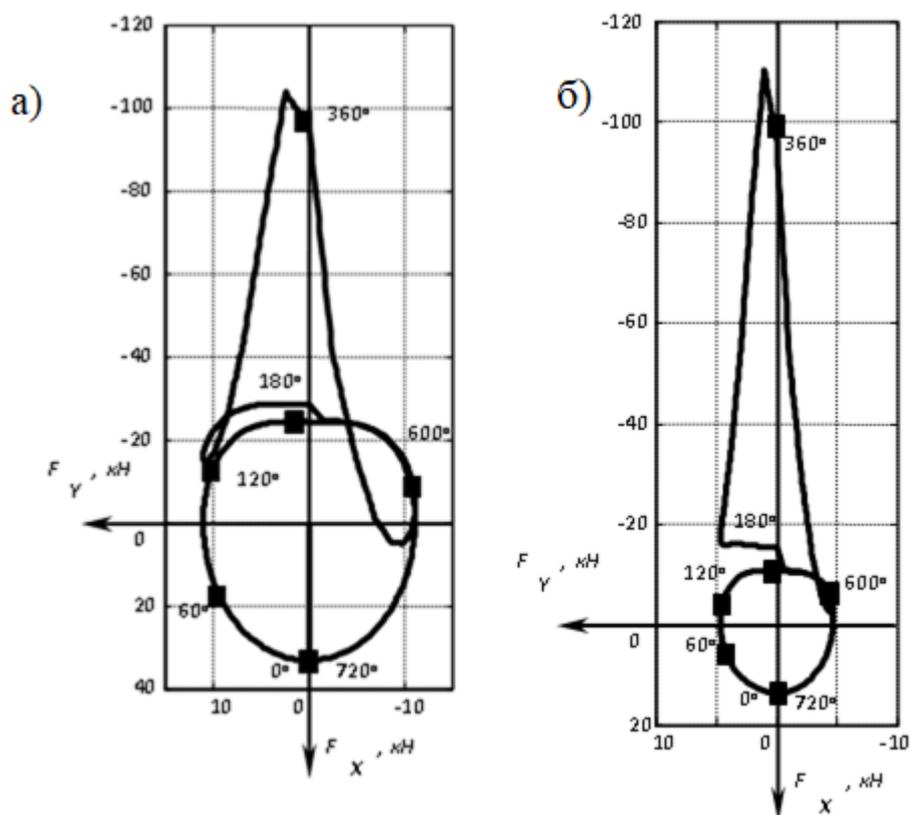


Рисунок 5.3 – Годографы нагрузок, действующих на шатунные подшипники коленчатого вала двигателя ЧН 13/15:

а) на режиме максимальной мощности ( $\omega_2 = 2000$  об/мин);

б) на режиме максимального крутящего момента ( $\omega_2 = 1300$  об/мин)

Таблица 5.3 – Компромиссные варианты

Варьируемые параметры						Критерии качества (ГМХ)		
$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
44,4	107,0	452,3	865,9	7	12	<b>542,8</b>	<b>3,55</b>	<b>70,6</b>
64,0	110,4	385,7	781,5	7	9	<b>547,8</b>	<b>3,60</b>	<b>69,2</b>
42,8	77,2	478,4	898,3	6	6	<b>538,3</b>	<b>3,74</b>	<b>69,4</b>
221,0	329,1	21,7	779,3	6	19	<b>514,8</b>	<b>3,88</b>	<b>68,3</b>
13,1	66,7	424,3	864,6	7	10	<b>544,8</b>	<b>3,62</b>	<b>74,4</b>
307,7	117,3	488,9	830,1	7	33	<b>538,9</b>	<b>2,50</b>	<b>98,4</b>
Гладкий подшипник						552,2	4,085	66,1

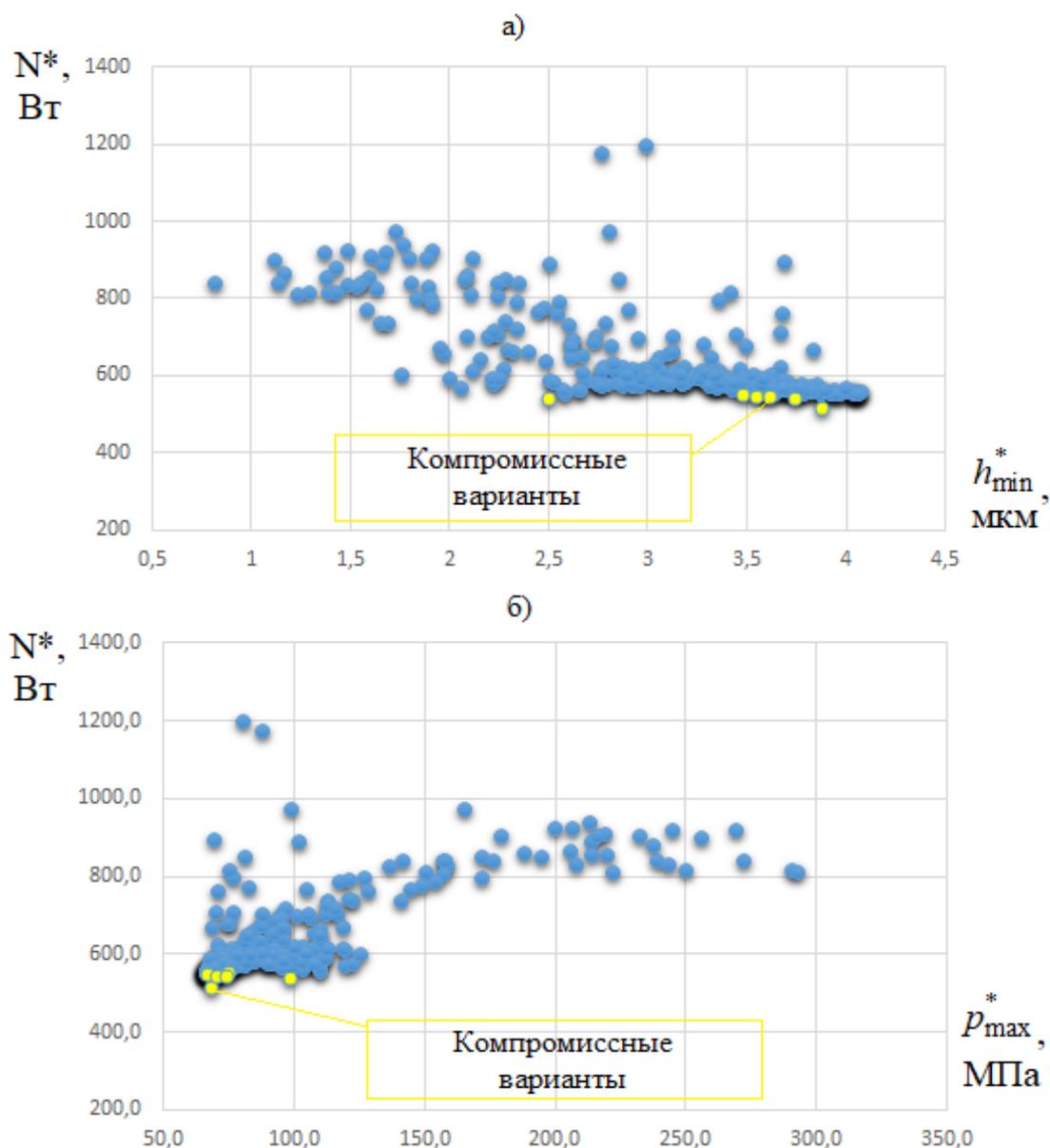


Рисунок 5.3 – Парето – оптимальное решение  
 а)- в координатах  $N^*$  и  $h_{\min}^*$ ; б)- в координатах  $N^*$  и  $p_{\max}^*$ .

## ВЫВОДЫ

1. Представлены комплексы программ, созданные на основе разработанных методов и алгоритмов решения задач динамики и смазки радиальных трибосопряжений и трибосопряжений с поступательным движением элементов.

2. Разработана методика многопараметрической оптимизации микрогеометрических параметров радиальных подшипников скольжения с использованием Парето-оптимального решения. Обоснованы ограничения на критерии оптимизации, составляющие вектор качества системы.

3. Представлена многокритериальная задача оптимизации микрогеометрических параметров на примере шатунного подшипника коленчатого вала двигателя ЧН 13/15. Результаты решения оптимизационной задачи показали, что применением топографии поверхностей вкладышей возможно снизить гидромеханические потери на трение до 7%, при этом остальные основные ГМХ не ухудшаются.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

### **Основные итоги работы сводятся к следующему:**

1. Уточнена методика расчета динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений механизмов и машин, позволяющая совместно учитывать регулярную макро – и микрогеометрическую топографию поверхностей трения механизмов и машин, а также обеспечить решение комплекса задач по снижению гидромеханических потерь на трение для повышения ресурса гидродинамических сопряжений, работающих в условиях жидкостного, смешанного и граничного трений.

2. Разработаны алгоритм и программа расчета гидродинамических радиальных подшипников и подшипников с поступательным движением элементов, учитывающих регулярную микрогеометрию поверхностей трения. Использование разработанных программных продуктов при проектировании позволяет создавать и модифицировать конструкции сложнонагруженных трибосопряжений различных механизмов и машин. Зарегистрированы комплексы программ, позволяющие выполнять расчетную оценку основных гидромеханических характеристик, в том числе оценивать потери на трение в трибосопряжениях.

3. Выполнены экспериментальные исследования по оценке триботехнических параметров трибосопряжений с учетом различных видов регулярной микрогеометрии поверхностей трения. Проведена верификация результатов расчета, полученных с помощью разработанной методики с результатами экспериментальных исследований, которая показала хорошее качественное и количественное совпадение.

4. Выполнены расчетные параметрические исследования и определены рациональные микрогеометрические параметры поверхностей трения трибосопряжений на примере подшипников коленчатого вала и сопряжения «поршень-цилиндр» ДВС. Установлено, что применение регулярной микрогеометрии позволяет снизить расчетные значения потерь на трение в

сопряжении «направляющая поршня–цилиндр» до 20% в зависимости от типа регулярной микрогеометрии и области ее расположения.

5. Разработана методика и программа многокритериальной оптимизации микрогеометрических параметров для радиальных гидродинамических подшипников скольжения. Выполнены оптимизационные расчеты на примере поршневого двигателя ЧН 13/15, определены оптимальные параметры микропрофилирования его шатунного подшипника, обеспечивающие снижение гидромеханических потерь на трение до 5-6%.

**Перспективы дальнейшей разработки темы:**

разработанные методы и алгоритмы расчета сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений в дальнейшем планируется дополнить возможностью учета физико–химических свойств современных и перспективных антифрикционных покрытий трибосопряжений механизмов и машин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Knauder, C. Analysis of the journal bearing friction losses in a heavy-duty diesel engine / C. Knauder, H. Allmaier, D.E. Sander, S. Salhofer, F.M. Reich, T. Sams // *Lubricants*. – 2015. – №3. – P. 142–154.
2. Holmberg, K. Global energy consumption due to friction in trucks and buses / K. Holmberg, P. Andersson, N.O. Nylund, K. Mäkelä, A. Erdemir // *Tribology International*. – 2014. – №78. – P. 94–114.
3. Ligier, J.L. Friction reduction and reliability for engines bearings / J.L. Ligier, B. Noel // *Lubricants*. – 2015. – №3. – P. 569–596.
4. Ohue, Y. Effect of Surface Texturing on Lubricating Condition under Point Contact Using Numerical Analysis / Y. Ohue, H. Tanaka // *J. Scientific Research*. – 2013. – №4, – P. 379 – 385.
5. Hamilton, D. A theory of lubrication by micro-irregularities / D. Hamilton, J. Walowit, C. Allen // *Journal of Basic Engineering*. – 1966. – №88(1). – P. 177–185.
6. Coy, R.C. Practical applications of lubrication models in engines / R.C. Coy // *Tribology International*. – 1999. – №31(10). – P. 563–571.
7. Taylor, R. lubrication, tribology and motorsport / Taylor, R // *SAE Transactions*. – 2002. – №111(4). – P. 2071–2084.
8. Valkonen, A. Bearing experiments for the comparison of engine lubricants / A. Valkonen // *Tribologia*. – 2005. – №24(3). – P. 17–22.
9. McQueen, J. Friction and wear of tribofilms formed by zinc dialkyl dithiophosphate antiwear additive in low viscosity engine oils / J. McQueen, H. Gao, E. Black, A. Gangopadhyay, R. Jensen // *Tribology International*. – 2005. – №38(3). – P. 289–297.
10. Skjoedt, M. Effects of oil properties on spark-ignition gasoline engine friction / M. Skjoedt, R. Butts, D. Assanis, S. Bohac // *Tribology International*. – 2008. – №41(6). – P. 556–563.
11. Souza de Carvalho M. Lubricant viscosity and viscosity improver additive effects on diesel fuel economy / Souza de Carvalho M, Rudolf Seidl P, Pereira Belchior C, Ricardo Sodre J // *Tribology International*. – 2010. – №43(12). – P. 2298–2302.
12. Allmaier, H. Friction in Automotive Engines / H. Allmaier, C. Priestner, D.E. Sander and F.M. Reich // *Tribology in Engineering*. – 2013. – P. 149–184.
13. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях / С.В. Путинцев // МГТУ им. Н.Э. Баумана. г. Москва. – 2011, 288 с.
14. Harald Keferböck. Modellerstellung und Simulation von verlustbehafteten hochdynamischen mechanischen Systemen / Keferböck Harald // Technische Universität Graz. – 2014. – pp. 99.
15. Hu J. Experimental and theoretical investigation of roughness effects on thin laminar fluids films / J. Hu // PhD thesis. University of Toronto, Canada. –1997. – pp. 154.

16. Gropper, D. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings / D. Gropper, L. Wang, T. Harvey // *J Tribology International*. – 2016. – №94. – P. 509–529.
17. Kango, S. Thermal analysis of microtextured journal bearing using non-Newtonian rheology of lubricant and JFO boundary conditions / S. Kango, R. Sharma, R. Pandey // *Tribology International*. – 2014. – №69. – P. 19–29.
18. Antoszewski, B. Mechanical seals with sliding surface texture—model fluid flow and some aspects of the laser forming of the texture / B. Antoszewski // *Procedia Engineering*. – 2012. – №39. – P. 51–62.
19. Marian, V.G. Theoretical and experimental analysis of a laser textured thrust bearing / V.G. Marian, D. Gabriel, G. Knoll, S. Filippone // *Tribology letters*. – 2011. – №44(3). – P. 335–343.
20. Zhou, Y. Development of the theoretical model for the optimal design of surface texturing on cylinder liner / Y. Zhou, H. Zhu, W. Tang, C. Ma, W. Zhang // *Tribology International*. – 2012. – №52. – P. 1–6.
21. Kovalchenko, A. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic / A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion // *Tribology Transactions*. – 2004. – №47(2). – P. 299–307.
22. Podgornik, B. Effectiveness and design of surface texturing for different lubrication regimes / B. Podgornik, L. Vilhena, M. Sedlaček, Z. Rek, I. Žun // *Meccanica*. – 2012. – №47(7). – P. 1613–1622.
23. Scaraggi, M. Friction properties of lubricated laser-microtextured-surfaces: an experimental study from boundary-to hydrodynamic-lubrication / M. Scaraggi, F.P. Mezzapesa, G. Carbone, A. Ancona, L. Tricarico // *Tribology Letters*. – 2013. – №49(1). – P. 117–125.
24. Braun, D. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication / D. Braun, C. Greiner, J. Schneider, P. Gumbsch // *Tribology international*. – 2014. – №77. – P. 142–147.
25. Scaraggi, M. Minimize friction of lubricated laser-microtextured-surfaces by tuning microholes depth / M. Scaraggi, F.P. Mezzapesa, G. Carbone, A. Ancona, D. Sorgente, P.M. Lugarà // *Tribology International*. – 2014. – №75. – P. 123–127.
26. Profito, F.J. Transient experimental and modelling studies of laser-textured micro-grooved surfaces with a focus on piston-ring cylinder liner contacts / F.J. Profito, S.-C. Vlădescu, T. Reddyhoff, D. Dini // *Tribology International*. – 2017. – №113. – P. 125–136.
27. Vlădescu, S.-C. Lubricant film thickness and friction force measurements in a laser surface textured reciprocating line contact simulating the piston ring–liner pairing / S.-C. Vlădescu, S. Medina, A.V. Olver, I.G. Pegg, T. Reddyhoff // *Tribology International*. – 2016. – №98. – P. 317–329.

28. Ronen, A. Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components / A. Ronen, I. Etsion, Y. Kligerman // Tribology Transactions. – 2001. – №44(3). – P. 359–366.
29. Ryk, G. Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transactions. – 2002. – №45(4). – P. 444–449.
30. Costa, H. Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions / H. Costa, I. Hutchings // Tribology International. – 2007. – №40(8). – P. 1227–1238.
31. Vladescu, S.-C. The effects of surface texture in reciprocating contacts—An experimental study / S.-C. Vladescu, A.V. Olver, I.G. Pegg, T. Reddyhoff // Tribology International. – 2015. – №82. – P. 28–42.
32. Vlădescu, S.-C. The transient friction response of a laser-textured, reciprocating contact to the entrainment of individual pockets / S.-C. Vlădescu, S. Medina, A.V. Olver, I.G. Pegg, T. Reddyhoff // Tribology Letters. – 2016. – №62(2).
33. Vlădescu, S.-C. Combined friction and wear reduction in a reciprocating contact through laser surface texturing / S.-C. Vladescu, A.V. Olver, I.G. Pegg, T. Reddyhoff // Wear. – 2016. – №358. – P. 51–61.
34. Morris, N. Combined numerical and experimental investigation of the micro-hydrodynamics of chevron-based textured patterns influencing conjunctional friction of sliding contacts / N. Morris, M. Leighton, M. De la Cruz, R. Rahmani, H. Rahnejat, S. Howell-Smith // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2015. – №229(4). – P. 316–335.
35. Lu, X. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings / X. Lu, M. Khonsari, // Tribology Letters. – 2007. – №27(2). – P. 169–175.
36. Etsion, I. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings / I. Etsion, G. Halperin, V. Brizmer, Y. Kligerman // Tribology Letters. – 2004. – №17(2). – P. 295–300.
37. Qiu, Y. Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings / Y. Qiu, M. Khonsari // Tribology International. – 2011. – №44(5). – P. 635–644.
38. Henry, Y. An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration / Y. Henry, J. Bouyer, M. Fillon // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2015. – №229(4). – P. 362–375.
39. Yu, X. Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal face / X. Yu, S. He, R. Cai // Journal of Materials Processing Technology. – 2002. – №129(1). – P. 463–466.
40. Etsion, I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing / I. Etsion // Tribology Letters. – 2004. – №17(4). – P. 733–737.

41. Bai, L. Frictional performance of a textured surface with elliptical dimples: geometric and distribution effects / L. Bai, S. Bai // *Tribology Transactions*. – 2014. – № 57(6). – P. 1122–1128.
42. Anno JN. Microasperity lubrication / JN. Anno, J a. CM. Walowit Allen // *J Lubric Technol*. – 1968. – №90. – P. 351–355.
43. Anno JN, Walowit JA, Allen CM. Load support and leakage from microasperity lubricated face seals / Anno JN, Walowit JA, Allen CM // *Trans ASME J Basic Eng*. – 1969. – P. 726–731.
44. Tønder K. Dynamics of rough slider bearings: effects of one-sided roughness/waviness / K. Tønder // *Tribol Int*. – 1996. – №29. – P. 117–122.
45. Etsion, I. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces / I. Etsion, Y. Kligerman, G. Halperin // *Tribol Trans*. – 1999. – №42. – P. 511–516.
46. Volchok, A. The effect of surface regular microtopography on fretting fatigue life / A. Volchok, G. Halperin, I. Etsion // *Wear*. – 2002. – №253. – P. 509–515.
47. Kovalchenko A. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact / A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion // *Tribol Int*. – 2005. – №38. – P. 219–225.
48. Etsion I. State of the art in laser surface texturing / I. Etsion // *J Tribol*. – 2005. – №127. – P. 248–253.
49. Zum Gahr KH. Friction control by surface engineering of ceramic sliding pairs in water / KH. Zum Gahr, M. Mathieu, B. Brylka // *Wear*. – 2007. – №263. – P. 920–929.
50. Vilhena L.M. Surface texturing by pulsed Nd:YAG laser / L.M. Vilhena, M. Sedlaček, B. Podgornik, J. Vižintin, A. Babnik, J. Možina // *Tribol Int*. – 2009. №42. – P. 1496–1504.
51. Dumitru G. Laser microstructuring of steel surfaces for tribological applications / G. Dumitru, V. Romano, HP. Weber, H. Haefke, Y. Gerbig, E. Pflüger // *Appl Phys A*. – 2000. №70. – P. 485–487.
52. Mourier L. Transient increase of film thickness in micro-textured EHL contacts / L. Mourier, D. Mazuyer, A.A. Lubrecht, C. Donnet // *Tribol Int*. – 2006. – №39. – P. 1745–1756.
53. Rahnejat H. In-Cylinder friction reduction using a surface finish optimization technique / H. Rahnejat, S. Balakrishnan, PD. King, S. Howell-Smith // *Proc Inst Mech Eng - Part D J Automob Eng*. – 2006. №220. – P. 1309–1318.
54. Etsion I. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings / Etsion I, Sher E // *Tribol Int*. – 2009. №42. – P. 542–547.
55. Olver AV. “Inlet suction”, a load support mechanism in non-convergent, pocketed, hydrodynamic bearings / AV. Olver, MT. Fowell, HA. Spikes, IG. Pegg // *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol*. – 2006. – №220. – P. 105–108.
56. Fowell M. Entrainment and inlet suction: two mechanisms of hydrodynamic lubrication in textured bearings / M. Fowell, AV. Olver, AD. Gosman, HA. Spikes, IG. Pegg // *J Tribol*. – 2007. – №129. – P. 336–347.

57. Vlădescu S-C. Looking into a laser textured piston ring-liner contact / S-C. Vlădescu, A. Ciniero, K. Tufail, A. Gangopadhyay, T. Reddyhoff // Tribol Int. – 2017. – №115. – P. 140–153.
58. Profito FJ. Experimental validation of a mixed-lubrication regime model for textured piston-ring- liner contacts / FJ. Profito, S. Vladescu, T. Reddyhoff, D. Dini, TP. Contacts // Mater Perform Charact. – 2017. – №6.
59. Vlădescu Sorin-Cristian. Optimization of pocket geometry for friction reduction in piston– liner contacts / Sorin-Cristian. Vlădescu, Alessandra. Ciniero, Khizer. Tufail, Arup. Gangopadhyay, Tom. Reddyhoff // Tribol. Trans. – 2018. №61(3). – P. 522–531.
60. Pegg IG. Bearing interface with recesses to reduce friction / IG. Pegg, S-C. Vladescu, AV. Olver, T. Reddyhoff // U. S. Patent. – 2019.
61. Tala-Ighil N. Effects of surface texture on journalbearing characteristics under steady-state operating conditions / N. Tala-Ighil, P. Maspeyrot, M. Fillon, A. Bounif // Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol. – 2007. – №221. – P. 623–633.
62. Brizmer V. A laser surface textured journal bearing / V. Brizmer, Y. Kligerman // J Tribol. – 2012. – №134. – P. 1–9.
63. Cupillard S. Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing / S. Cupillard, S. Glavatskih, MJ. Cervantes // Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol. – 2008. – №222. – P. 97–107.
64. Cupillard S. A cfd study of a finite textured journal bearing / S. Cupillard, MJ. Cervantes, S. Glavatskih // IAHR 24th symp hydraul mach syst. – 2008. – P. 1–11.
65. Kango S. Comparative analysis of textured and grooved hydrodynamic journal bearing / S. Kango, RK. Sharma, RK. Pandey // Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol. – 2014. – №228. – P. 82–95.
66. Zhang C. Effects of surface texture on hydrodynamic lubrication of dynamically loaded journal bearings / C. Zhang, Z. Qiu // Tribology Transactions STLE. – 1998. – №41. – P. 43–48.
67. Christensen H. The hydrodynamic lubrication of rough bearing surfaces of finite width / H. Christensen, K. Tonder // Journal of Lubrication Technology—Transactions of the ASME. – 1971. – №93. – P. 324–330.
68. Christensen H. The hydrodynamic lubrication of rough journal bearings / H. Christensen, K. Tonder // Journal of Lubrication Technology—Transactions of the ASME. – 1973. – №95. – P. 166–712.
69. Hata H. Measurement of friction in lightly load hydrodynamic sliders with striated roughness / H. Hata, T. Nakahara, H. Aoki // The Winter Annual Meeting of the ASME, Chicago, Illinois. –1980. – №75–92. – P. 16–21.
70. Nakahara T. Effects of surface roughness and bearing slenderness ratio on hydrodynamic lubrication. / T. Nakahara, M. Takesue, H. Aoki // Journal of JSLE. – 1983. – №28. – P. 543–548.
71. Nakahara T. Effect of truncation in surface roughness on hydrodynamic pivoted slider and practical expression of truncation / T. Nakahara, P. Andersson, H. Ronkainen, K. Holmberg // 9th NORDTRIB. – 2000. – №3. P. 935–944.

72. Gachot C. A critical assessment of surface texturing for friction and wear improvement / C. Gachot, A. Rosenkranz, SM. Hsu, HL. Costa // *Wear*. – 2017. – № 372–373. – P. 21–41.
73. Fowell MT. Parametric study of texturing in convergent bearings / MT. Fowell, S. Medina, AV. Olver, HA. Spikes, IG. Pegg // *Tribol Int*. – 2012. – №52. – P. 7–16.
74. Shen C. Effect of Dimples internal structure on hydrodynamic lubrication / C. Shen MM. Khonsari // *Tribol Lett*. – 2013. – №52. – P. 415–430.
75. Tala-Ighil N. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing / N. Tala-Ighil, M. Fillon, P. Maspeyrot // *Tribol Int*. – 2011. – №44. – P. 211–219.
76. Ausas RF. The impact of the cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearings / RF. Ausas, P. Ragot, J. Leiva, M. Jai, G. Bayada, GC. Buscaglia // *J.Tribol*. – 2007. – №129. – P. 868–875.
77. Cupillard S. CFD study of a finite textured journal bearing / S. Cupillard, MJ. Cervantes, SA. Glavatskih // *IAHR symposium on hydraulic machinery and systems Foz do Iguassu, Brazil*. – 2008.
78. Dadouche A. Operational performance of textured journal bearings lubricated with a contaminated fluid / A. Dadouche, MJ. Conlon // *Tribol Int*. – 2016. – №93. – P. 377–389.
79. Morris NJ. Combined experimental and multiphase computational fluid dynamics analysis of surface textured journal bearings in mixed regime of lubrication / NJ Morris, H. Shahmohamadi, R. Rahmani, H. Rahnejat, CP. Garner // *Lubric Sci*. – 2018. – №30. – P. 161–173.
80. Hargreaves DJ. Performance of a microgrooved journal bearing under steady and dynamic loading / DJ. Hargreaves, D. Armatys // *Tribo-Test*. – 1999. – №5. – P. 277–286.
81. Watanabe K. Theoretical analysis of bearing performance of microgrooved bearing / K. Watanabe, J. Natsuma, K. Hashizuma, T. Ozasa, T. Noda, Y. Masuda // *JSAE Review*. – 2000. – №21. – P. 29–33.
82. Roy L. Thermo-hydrodynamic performance of grooved oil journal bearing. / L. Roy // *Tribology International*. – 2009. – №42. – P. 1187–1198.
83. Hirayama T. Optimization of groove dimensions in herringbone-grooved journal bearings for improved repeatable run-out characteristics / T. Hirayama, N. Yamaguchi, S. Sakai, N. Hishida, T. Matsuoka, H. Yabe // *Tribology International*. – 2009. – №42. – P. 675–681.
84. Lu, P. The use of anisotropic texturing for control of directional friction / P. Lu, RJ. Wood, MG. Gee, L. Wang, W. Pfleging // *Tribol Int*. – 2017. – №113. – P. 169–181.
85. Lu, P. A novel surface texture shape for directional friction control / P. Lu, RJ. Wood, MG. Gee, L. Wang, W. Pfleging // *Tribol Lett*. – 2018. – №66. – P. 51.

86. Qiu Y. On the prediction of cavitation in dimples using a mass- conservative algorithm / Y. Qiu, MM. Khonsari // *J Tribol.* – 2009. – №131(4). – P. 1–11.
87. Jakobsson B. The finite journal bearing, considering vaporization / B. Jakobsson, L. Floberg // Goteborg, Sweden: Tran Chalmers University of Tech Gothenburg. – 1957. – P.1–116.
88. Olsson KO. Cavitation in dynamically loaded bearings. / KO. Olsson // Goteborg, Sweden: Tran Chalmers University of Tech Gothenburg. – 1965. – pp. 308.
89. Elrod HG. A cavitation algorithm / HG. Elrod // *J Tribol.* – 1981. – №103. – P. 350–354.
90. Elrod HG. A computer program for cavitation and starvation problems. Cavitation and related phenomenain lubrication. / HG. Elrod, ML. Adams // London, UK: Mechanical Engineering Publication. – 1974. – P. 37–41.
91. Fesanghary M. A modification of the switch function in the elrod cavitation algorithm / M. Fesanghary, MM. Khonsari // *J Tribol.* – 2011. – №133:4.
92. Brewe DE. Theoretical modeling of the vapor cavitation in dynamically loaded journal bearings / DE. Brewe // *J Tribol.* – 1986. – №108. – P. 628–637.
93. Woods CM. The solution of the Elrod algorithm for a dynamically loaded journal bearing using multigrid techniques / CM. Woods, DE. Brewe // Tribology conference. Baltimore, Maryland. – 1988.
94. Vijayaraghavan D. Development and evaluation of a cavitation algorithm / D. Vijayaraghavan, TG. Keith // *Tribol Trans* 1989. – №32. – P. 225–233.
95. Vijayaraghavan D. An efficient, robust, and time accurate numerical scheme applied to a cavitation algorithm / D. Vijayaraghavan, TG. Keith // *J Tribol.* – 1990. – №112. –P. 44–51.
96. Qiu Y. Performance analysis of full-film textured surfaces with consideration of roughness effects / Y. Qiu, MM. Khonsari // *J Tribol.* – 2011. – №133.
97. Kumar A. A finite element cavitation algorithm / A. Kumar, JF. Booker // *J Tribol.* – 1991. – №113. – P. 276–284.
98. Kumar A. A finite element cavitation algorithm: application/validation / A. Kumar, JF. Booker // *J Tribol.* – 1991. – №113. – P. 255–260.
99. XIE Yi. A mass - conservative average flow model based on finite element method for complex textured surfaces / Yi. XIE, LI YongJian, SUO ShuangFu, LIU XiangFeng, LI JingHao, WANG YuMing // *Sci China Phys Mech Astron.* – 2013. – №56. – P. 1909–1919.
100. Shi F. An implicit finite element cavitation algorithm / F. Shi, R. Paranjpe // *Comput Model EngSci.* – 2002. – №3. – P. 507–515.
101. Hajjam M. A transient finite element cavitation algorithm with application toradial lip seals / M. Hajjam, D. Bonneau // *Tribol Int.* – 2007. – №40. – P. 1258–1269.
102. Gherca A. Effects of surface texturing in steady-state and transient flow conditions: Two-dimensional numerical simulation using a mass-conserving cavitation model / A. Gherca, A. Fatu, M. Hajjam, P. Maspeyrot // *Proc Inst Mech Eng Part J: J Eng Tribol.* – 2014. – №229. – P. 505–522.

103. Payvar P. A computational method for cavitation in a wavy mechanical seal / P. Payvar, RF. Salant // *J Tribol.* – 1992. – №114. – P. 199–204.
104. Wang Y. Mixed lubrication of coupled journal-thrust-bearing systems including mass conserving cavitation / Y. Wang, QJ. Wang, C. Lin // *J Tribol.* – 2003. – №125. – P. 747–755.
105. Harp SR. An average flow model of rough surface lubrication with interasperity cavitation / SR. Harp, RF. Salant // *J Tribol.* – 2000. – №123. – P. 134–143.
106. Shi F. A mixed soft elastohydrodynamic lubrication model with interasperity cavitation and surface shear deformation / F. Shi, RF. Salant // *J Tribol.* – 1999. – №122. – P. 308–316.
107. Zhang J. Direct observation of cavitation phenomenon and hydro - dynamic lubrication analysis of textured surfaces / J. Zhang, Y. Meng // *TribolLett.* – 2012. – №46. – P. 147–158.
108. Brunetiere N. Numerical analysis of a surface-textured mechanical seal operating in mixed lubrication regime / N. Brunetiere, B. Tournier // *TribolInt.* – 2012. – №49. – P. 80–89.
109. Xiong S. Steady-state hydrodynamic lubrication modeled with the Payvar-Salant mass conservation model / S. Xiong, QJ. Wang // *J Tribol.* – 2012. – №134. – P. 1–16.
110. Батищев Д.И. Поисковые методы оптимального проектирования / Д.И. Батищев. – М.: Советское радио, 1975. – 215с.
111. Сайрег А. Оптимальное проектирование гидродинамических радиальных подшипников / А. Сайрег, Х. Эззат // *Проблемы трения и смазки.* – 1968. – №3. – С.161–168.
112. Прокопьев В.Н. Применение методов оптимизации для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк // *Вестник Уральского межрегионального отделения Российской Академии транспорта.* – Курган, 2000. – №3. – С.194–198.
113. Прокопьев В.Н. К оптимизации подачи смазки в шатунные подшипники двигателей ДМ-21 / В.Н. Прокопьев, И.Г. Рудич, Е.В. Маркелов и др. – *Науч. тр. /ЧПИ, 1976, №179, С.55-67.*
114. Прокопьев В.Н. Оптимальное проектирование динамически нагруженных подшипников / В.Н. Прокопьев, Н.С. Маляр. – *Научн. тр.// ЧПИ, 1974, №144, С. 43–51.*
115. Курочкин Ю.Б. Оптимизация параметров подшипников уравнивающего механизма сил инерции второго порядка тракторного двигателя. – *Дис.... канд. техн. наук / Ю.Б. Курочкин. – Челябинск, 1978. – 185 с.*
116. Попов Г.П. Повышение работоспособности шатунных подшипников тракторного двигателя на основе оптимизации их основных параметров: Автореф. дис.... канд. техн. наук / Г.П. Попов. – Л., 1980. – 20 с.

117. Русанов М.А. Повышение работоспособности коренных подшипников V-образных дизелей оптимизацией их основных параметров. – Дис.... канд. техн. наук / М.А. Русанов. – Челябинск, 1993. – 171 с.
118. Суркин В.И. Повышение технического уровня транспортных дизелей оптимизацией пар трения: Автореф. дисс.... докт. техн. наук / В.И. Суркин. – Л., 1988. – 31с.
119. Жилинскас А. Поиск оптимума: компьютер расширяет возможности / А. Жилинскас, В. Шалтянис. – М.:Наука, 1989, – 128 с.
120. Рождественский Ю.В. Связанные задачи динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения. – Дисс... докт.тех. наук / Ю.В. Рождественский – Челябинск, 1999. – 347с.
121. Chalkiopoulos. M. Effects of thermal and mechanical deformations on textured thrust bearings optimally designed by a THD calculation method / M. Chalkiopoulos, A. Charitopoulos, M. Fillon, Christos I. Papadopoulos // Tribol Int. – 2020. – №148. – P. 1–12.
122. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы в задачах статики и динамики опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Вестник ЮУрГУ, №1(17), серия “Машиностроение”, 2003. –Вып.3 – С.43–54.
123. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте гидродинамических давлений в смазочных слоях опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Наука и технологии: Труды XXII Российской школы // М., 2002. – С.164–176.
124. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин.– М.: Наука. 2004, –№4. – С.32-38.
125. Прокопьев В.Н. Модификации алгоритма Элрода и их применение для расчёта гидродинамических давлений в смазочных слоях сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев // Вестник ЮУрГУ, №6(06), серия “Машиностроение”, 2001. –Вып.1 – С.52–60.
126. Задорожная Е.А. Совершенствование и расширение области применения метода расчета динамики и гидромеханических характеристик опор скольжения с плавающими втулками. – Дис.... канд. техн. наук / Е.А. Задорожная – Челябинск, 2002. – 171 с.
127. Gavrilov K. A Numerical Model for Estimation of Service Life of Tribological Systems of the Piston Engine / K. Gavrilov, Y. Goritskiy, I. Migal, M. Izzatulloev // Tribology in Industry. – 2017. – №39(3). – P. 329–333.
128. Gavrilov K. Research of the friction surfaces regular microgeometry parameters effect on the hydro-mechanical characteristics of the «piston-cylinder» tribounit / K. Gavrilov, A. Doikin, M. Izzatulloev and S. Surovtsev // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. –№489. – P. 1–7.

129. Прокопьев В.Н. Повышение эффективности алгоритмов расчёта выходных параметров сложнонагруженных опор скольжения двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Широбоков // Вестник УМОАТ. - Курган, 1999, - №2. – С. 28-32.
130. Fang, C. A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves // С. Fang, X. Meng, Y. Xie // Tribology International. – 2017. – №110. – P. 232-251.
131. Иззатуллоев, М.А. Исследование влияния параметров регулярной микрогеометрии поверхностей трения на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень-цилиндр» / М.А. Иззатуллоев, К.В. Гаврилов, Е.В. Поляцко // Изд-во ИМАШ РАН. – 2019. – С.244–247.
132. Jonatha Reis. Virtual texturing of lightweight engine crankshaft bearings / Jonatha Reis, Gabriel W. Rodrigues, Marco L. Bittencourt // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. – 2019. – №41(6). – P. 1–16.
133. Рождественский Ю.В. Оценка влияния параметров микротекстурирования на гидромеханические характеристики подшипников коленчатого вала дизеля / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, М.А. Иззатуллоев // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2020. – Т.20, № 1. – С. 30–37.
134. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Микрогеометрия трибосистемы «вал-вкладыш» двигателя внутреннего сгорания / К.В. Гаврилов., М.А. Иззатуллоев; Правообладатель Юж.-Урал. гос. ун-т. Зарег. в реестре программ для ЭВМ 01.11.2019 г. №2019664243.
135. Vladescu, S.-C. The effects of laser surface texture applied to internal combustion engine journal bearing shells – An experimental study // S.-C. Vladescu, Mark Fowell, Lars Mattsson, Tom Reddyhoff // Tribology International. – 2019. – №134. – P. 317–327.
136. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Микрогеометрия трибосистемы поршень-цилиндр / К.В. Гаврилов., М.А. Иззатуллоев., Т.В. Садреев; Правообладатель Юж.-Урал. гос. ун-т. Зарег. в реестре программ для ЭВМ 26.10.2018 г. № 2018663437.
137. Прокопьев В.Н. Комплекс программ анализа динамики сложнонагруженных подшипников скольжения «ЭЛРОД». / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Зарегистрирован в Российском агентстве по патентам и товарным знакам под № 2003612486, 2003.
138. Рождественский Ю.В. Программа оптимизации профиля направляющей части поршня "ОПТИП". Версия 1.1. // Зарег. в Реестре программ для ЭВМ РосАПО N 960053 от 15.02.96.
139. Прокопьев В.Н. Комплекс программ для расчета динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя «Макрогеометрия» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, КВ. Гаврилов. –№ 2008611068 от 28.02.08.

140. Лазарев, И.А. Композиционное проектирование сложных агрегатных систем / И.А. Лазарев. – М.: Радио и связь, 1986. – 312с.
141. Норенков, И.П. Разработка систем автоматизированного проектирования / И.П. Норенков. – М.: Из-во МГТУ им. Баумана, 1994. – 207с.
142. Смирнов, О.Л. САПР: формирование и функционирование проектных модулей / О.Л. Смирнов, С.Н. Падалко, С.А. Пиявский. – М.: Машиностроение, 1987. – 272с.
143. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Маляр Н.С., Анисимов В.Н., Ветров М.К. Проблемно-ориентированный пакет прикладных программ для расчета подшипников скольжения ДВС//Сб.науч.тр. / Челябинск:ЧПИ.–1982. – N 276. – С. 3–11.
144. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Н.Б. Статников. – М.: Наука, 1981, – 285 с.
145. Блинов А.Д. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган. – М.: НИЦ «Инженер», 2000. – 332с.
146. Программа «МИКРО-ОПТИМ» / К.В. Гаврилов, М.А. Иззатуллоев, И.К. Канымжанович: свидетельство государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020660864, Российская Федерация. Опубликовано 15.09.2020.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А – Результаты оптимизации микрогеометрии шатунного подшипника  
дизеля ЧН 13/15

№	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N_{TP}^*$ , Вт	$h_{min}^*$ , мкм	$p_{max}^*$ , МПа
1	154,7	306,2	449,4	882,2	7	28	850,9	1,60	220,4
2	11,5	104,0	456,5	978,5	6	15	676,3	3,29	75,9
3	359,4	49,4	134,0	778,5	7	10	562,6	3,77	71,6
4	154,3	35,1	82,4	821,3	7	48	838,5	1,56	157,7
5	0,5	123,7	376,3	957,4	6	21	577,3	2,76	90,2
6	188,9	253,7	403,1	937,4	6	11	695,0	2,96	101,6
7	254,5	144,7	376,2	807,3	7	50	652,3	1,98	108,1
8	197,5	216,7	330,4	822,9	7	3	791,9	3,36	77,5
9	46,0	65,6	284,9	779,2	7	4	549,4	3,96	67,8
10	339,7	94,0	267,5	826,4	7	22	581,9	3,07	96,1
11	203,8	85,7	163,0	966,8	6	40	659,8	2,40	110,6
12	190,0	276,8	441,1	972,0	6	14	1172,0	2,77	88,4
13	303,6	52,2	268,8	819,8	7	21	580,7	3,20	95,3
14	163,5	183,8	426,2	805,1	7	4	757,5	2,55	128,7
15	313,2	150,3	28,8	929,7	6	34	599,1	3,24	77,7
16	277,3	298,4	395,7	919,7	6	3	549,1	4,06	66,9
17	238,5	32,8	246,1	964,7	6	25	644,9	3,06	92,6
18	128,0	178,3	162,5	984,2	6	8	885,2	2,51	102,7
19	70,7	294,8	39,0	962,7	6	38	921,4	1,92	200,0
20	306,1	336,6	120,4	828,0	7	6	559,6	3,63	70,6
21	255,0	322,1	159,0	938,5	6	11	562,0	3,70	69,9
22	343,4	108,9	240,3	794,9	7	25	569,6	2,93	81,6
23	104,4	122,1	63,3	835,1	7	3	553,4	4,05	66,9
24	175,3	355,8	93,8	875,0	7	34	824,3	1,90	159,3
25	256,3	317,6	101,3	816,7	7	12	557,4	3,76	69,1

Продолжение таблицы А

№	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
26	88,2	110,6	312,6	932,9	6	3	553,6	3,76	68,3
27	308,8	110,3	449,1	905,2	6	29	583,8	2,70	108,1
28	343,4	68,2	436,0	947,9	6	13	704,9	3,45	77,3
29	128,2	287,3	410,2	970,8	6	27	810,5	1,30	291,1
30	317,4	54,1	405,6	843,3	7	18	577,7	3,18	98,4
31	191,7	316,0	236,2	921,9	6	22	699,8	2,74	95,7
32	89,9	257,1	33,2	923,0	6	30	901,9	2,12	179,6
33	32,5	105,2	225,9	790,1	7	15	550,4	3,48	71,4
34	333,6	5,4	400,4	909,7	6	4	620,1	3,67	71,4
35	10,0	59,3	165,2	838,0	7	9	563,2	3,70	76,2
36	221,0	329,1	21,7	779,3	6	19	514,8	3,88	68,3
37	14,2	25,2	414,8	786,2	7	2	663,0	3,84	68,9
38	330,5	22,9	490,9	799,2	7	10	590,5	3,30	93,8
39	302,5	132,2	450,9	877,1	7	35	566,6	2,06	119,9
40	209,8	281,7	67,7	974,9	6	12	582,4	3,58	75,4
41	10,0	80,9	293,9	962,5	6	12	569,4	3,58	77,4
42	336,5	148,4	119,1	956,5	6	29	697,6	2,09	112,4
43	242,8	88,8	467,5	838,9	7	40	559,2	2,67	103,8
44	258,2	100,1	463,2	856,3	7	38	551,8	2,59	110,7
45	324,3	34,7	132,1	858,4	7	12	595,5	3,38	92,3
46	13,3	21,2	293,6	912,1	6	1	552,7	4,06	66,9
47	102,6	140,6	461,5	902,9	6	6	601,0	3,37	72,3
48	11,3	38,2	421,0	913,6	6	4	757,4	3,68	71,1
49	236,2	56,8	375,6	906,8	6	32	580,3	2,85	108,9
50	159,6	288,2	48,3	856,2	7	24	773,0	2,48	149,2
51	283,9	72,2	162,1	779,1	7	31	590,4	3,22	90,5

## Продолжение таблицы А

№	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
52	211,4	239,9	202,7	952,1	6	4	571,6	3,71	72,1
53	358,7	40,9	457,3	980,8	6	6	706,4	3,67	71,0
54	44,4	107,0	452,3	865,9	7	12	542,8	3,55	70,6
55	171,1	283,5	213,0	850,3	7	21	800,3	2,25	157,6
56	7,9	161,3	52,4	944,8	6	26	715,5	2,35	97,4
57	248,3	342,4	58,2	922,8	6	16	561,5	3,69	69,4
58	167,9	355,9	254,6	913,7	6	34	852,3	1,39	214,4
59	242,3	103,3	363,7	853,3	7	42	561,4	2,58	110,4
60	134,1	329,7	93,3	991,8	6	32	916,0	1,38	245,2
61	139,9	347,7	159,9	780,6	7	44	863,3	1,17	206,2
62	64,0	110,4	385,7	781,5	7	9	547,8	3,60	69,2
63	310,4	344,7	327,1	900,4	6	6	570,0	3,54	72,5
64	194,7	352,9	30,9	827,4	7	31	587,6	3,42	71,7
65	266,7	104,7	110,0	819,5	7	39	593,4	2,99	85,4
66	33,4	105,2	203,1	838,3	7	14	555,4	3,56	70,4
67	201,5	214,9	93,6	802,2	7	2	575,6	3,78	71,3
68	247,2	10,0	372,8	841,6	7	23	590,5	3,15	85,4
69	308,1	150,0	220,1	852,2	7	39	734,1	1,66	122,8
70	259,8	82,7	167,6	926,3	6	31	616,0	2,99	103,5
71	305,6	59,7	361,4	989,0	6	19	585,6	3,10	108,0
72	265,4	322,8	463,2	843,1	7	11	568,3	3,67	70,4
73	23,6	92,4	357,8	826,8	7	13	549,8	3,65	71,8
74	194,5	200,6	73,3	826,9	7	1	550,7	4,06	67,0
75	241,3	341,0	243,3	800,1	7	20	570,4	3,34	76,3
76	42,9	82,2	174,0	839,6	7	7	548,2	3,75	69,2
77	252,0	37,1	50,6	814,3	7	29	596,1	3,35	90,1
78	126,5	200,6	303,2	860,0	7	14	934,2	1,77	213,3

## Продолжение таблицы А

№	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
79	30,4	67,5	364,9	906,1	6	6	572,0	3,86	68,7
80	350,9	126,0	486,5	823,4	7	26	585,9	2,92	80,5
81	151,8	43,8	172,8	881,9	7	47	835,6	1,14	239,3
82	276,1	300,2	480,4	825,5	7	4	552,3	3,95	68,0
83	346,3	32,1	317,7	959,7	6	7	810,5	3,42	76,0
84	128,3	170,2	207,4	895,0	6	7	761,8	2,45	105,6
85	42,8	77,2	478,4	898,3	6	6	538,3	3,74	69,4
86	281,9	119,3	451,3	921,9	6	35	585,5	2,51	112,1
87	317,4	148,6	42,1	886,4	6	34	608,6	3,14	85,1
88	246,8	127,3	81,5	806,7	7	49	604,3	2,68	85,1
89	208,2	240,1	232,0	931,4	6	5	591,4	3,56	73,7
90	282,0	146,0	30,0	793,6	7	46	584,0	3,29	73,6
91	251,2	132,9	349,4	950,5	6	42	607,5	2,12	120,1
92	125,4	160,3	353,5	976,0	6	5	767,6	2,91	83,1
93	242,5	335,3	57,5	806,6	7	19	557,1	3,70	69,0
94	52,1	130,1	148,8	903,5	6	14	593,8	3,13	73,8
95	79,4	240,1	415,0	993,9	6	26	810,0	1,40	222,4
96	168,1	323,7	140,9	821,3	7	31	884,3	1,67	214,4
97	292,0	45,3	486,7	988,5	6	18	651,4	3,11	92,0
98	147,2	200,0	24,6	868,3	7	10	657,4	3,13	84,6
99	214,7	103,1	499,5	937,2	6	43	574,2	2,23	122,8
100	236,9	121,9	120,9	941,0	6	42	632,9	2,49	110,7
101	224,6	36,7	161,9	870,2	7	31	610,2	3,06	94,5
102	277,2	60,7	143,6	830,8	7	28	590,2	3,26	90,7
103	146,4	161,0	377,3	887,3	6	2	612,8	3,47	78,7
104	212,4	265,6	336,5	864,4	7	10	582,2	3,57	75,2
105	160,8	45,3	227,4	825,8	7	49	765,3	1,59	145,0

Продолжение таблицы А

№	$\varphi_H$ , град.	$\varphi_K$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
106	150,4	156,1	85,8	945,7	6	1	548,4	4,06	66,9
107	188,1	193,7	348,4	904,3	6	1	598,2	3,63	76,7
108	322,2	96,3	320,5	879,5	7	25	566,7	2,97	101,1
109	77,0	126,7	183,9	993,7	6	8	569,6	3,40	70,6
110	209,5	345,4	352,2	997,2	6	22	845,5	2,86	81,8
111	330,7	144,5	336,7	953,8	6	30	666,8	1,96	119,4
112	8,6	92,3	119,7	861,4	7	16	567,3	3,55	76,4
113	308,7	320,4	43,7	799,7	7	2	548,2	4,05	66,9
114	15,2	254,8	78,0	877,7	7	45	877,6	1,43	238,1
115	307,7	117,3	488,9	830,1	7	33	538,9	2,50	98,4
116	352,7	8,6	177,6	990,8	6	2	561,9	3,77	70,2
117	198,5	343,9	312,8	973,5	6	24	689,4	2,63	95,6
118	158,7	358,6	228,2	969,8	6	34	894,1	1,12	256,2
119	217,9	77,5	372,7	777,4	7	46	581,5	2,74	90,3
120	213,1	30,0	460,7	867,7	7	33	575,8	2,75	102,5
121	344,7	40,7	289,5	928,6	6	9	592,2	3,48	86,5
122	127,7	271,2	125,9	847,0	7	28	905,2	1,61	219,8
123	222,3	304,1	80,6	932,1	6	14	569,0	3,60	72,4
124	97,4	240,4	21,4	995,3	6	23	785,5	2,56	117,5
125	19,6	129,1	421,2	805,9	7	22	568,5	2,88	78,8
126	47,3	173,3	390,2	805,7	7	25	970,1	1,73	166,0
127	288,9	316,5	31,0	894,4	6	5	552,0	4,04	66,9
128	57,9	134,9	130,4	997,5	6	12	597,7	3,05	75,3
129	301,9	35,4	161,0	951,6	6	16	608,2	3,28	103,3
130	184,0	63,3	490,2	787,1	7	50	794,8	1,91	127,2
131	276,6	330,1	25,2	904,8	6	9	552,3	4,01	67,1
132	296,8	50,4	437,5	821,3	7	22	573,7	3,18	92,0

Продолжение таблицы А

№	$\varphi_H$ , град.	$\varphi_K$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
133	357,3	42,0	204,4	842,2	7	8	576,6	3,63	78,6
134	96,7	120,3	343,7	832,4	7	4	558,7	3,67	69,4
135	302,0	93,5	84,7	882,7	7	27	598,8	3,12	97,6
136	306,0	97,3	209,8	981,9	6	25	603,0	2,91	106,1
137	290,9	69,9	495,0	996,1	6	22	575,8	3,04	94,0
138	257,3	36,1	334,9	943,8	6	24	606,8	3,07	108,4
139	266,3	286,1	300,4	948,7	6	3	553,9	4,03	67,5
140	25,2	145,5	388,9	815,2	7	24	636,5	2,16	96,5
141	173,7	336,1	185,9	825,4	7	32	699,7	2,20	117,0
142	68,6	79,2	305,6	867,7	7	2	548,5	3,98	67,2
143	9,1	235,8	27,6	875,4	7	42	785,6	2,35	121,3
144	222,6	319,4	298,5	803,9	7	19	562,1	3,47	74,0
145	324,9	2,6	373,7	911,0	6	6	584,5	3,49	76,6
146	235,5	120,1	233,9	967,8	6	41	611,8	2,28	119,3
147	12,2	85,2	444,0	813,5	7	14	553,4	3,58	75,2
148	36,0	124,3	55,6	990,8	6	14	559,1	3,72	68,9
149	332,6	107,3	87,4	928,7	6	23	601,1	3,16	91,7
150	333,1	353,6	277,9	912,2	6	3	570,7	3,73	70,8
151	20,1	154,4	23,1	910,1	6	24	574,8	3,59	71,6
152	289,8	318,8	196,8	793,2	7	6	551,1	3,79	68,9
153	205,0	282,2	118,1	960,9	6	13	610,0	3,36	81,7
154	205,6	353,5	194,3	838,9	7	29	649,5	2,68	92,5
155	277,6	5,2	499,4	802,4	7	18	614,8	3,33	82,9
156	226,4	257,6	432,1	937,7	6	5	556,9	3,88	68,1
157	97,7	258,5	364,0	784,3	7	34	812,2	1,43	250,2
158	164,8	185,2	443,4	999,6	6	3	891,2	3,69	69,8
159	84,4	140,6	431,7	779,4	7	11	606,4	2,96	77,2

Продолжение таблицы А

№	$\varphi_H$ , град.	$\varphi_K$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
160	336,7	136,5	349,7	840,3	7	30	589,4	2,22	106,6
161	290,8	82,4	201,8	859,7	7	28	587,8	3,04	106,2
162	195,0	17,3	59,6	948,0	6	31	689,3	2,63	106,5
163	352,6	26,6	135,4	926,4	6	5	577,5	3,71	72,7
164	268,7	2,1	65,7	916,8	6	16	583,3	3,46	76,2
165	296,3	86,9	311,8	895,3	6	27	590,8	2,98	101,7
166	317,5	334,7	237,9	950,3	6	2	551,4	3,88	68,4
167	217,5	354,9	359,7	811,8	7	28	629,5	3,04	81,9
168	194,0	351,9	59,1	916,3	6	28	683,6	2,73	93,4
169	209,4	347,3	217,3	918,2	6	24	617,2	2,88	86,2
170	181,2	195,8	148,1	806,2	7	3	643,7	3,33	82,4
171	207,0	17,3	251,3	945,7	6	29	644,9	2,62	110,2
172	288,0	342,9	28,9	885,4	7	10	550,9	3,88	68,1
173	44,1	94,1	395,7	944,9	6	8	575,2	3,65	69,5
174	165,1	222,4	309,4	920,0	6	10	846,3	2,29	172,5
175	148,2	240,3	121,5	910,4	6	16	902,6	1,89	232,7
176	0,3	77,7	355,7	876,4	7	14	577,5	3,52	79,8
177	353,9	46,5	321,0	908,2	6	9	584,9	3,55	82,6
178	324,8	137,8	61,1	886,6	6	31	609,7	3,01	86,1
179	183,1	259,8	144,8	832,7	7	15	732,9	2,79	113,2
180	66,6	233,0	203,0	843,0	7	32	829,1	1,49	208,7
181	223,8	326,5	475,8	878,0	7	19	571,0	3,33	78,4
182	300,3	320,4	362,8	910,5	6	3	554,1	3,91	68,0
183	280,2	63,6	94,5	791,8	7	29	590,3	3,27	86,1
184	203,4	288,3	405,8	937,6	6	15	618,8	3,19	89,2
185	314,9	85,4	450,2	888,0	6	23	571,8	2,92	103,7
186	247,6	139,5	448,5	861,6	7	47	597,0	1,76	125,9

## Продолжение таблицы А

№	$\varphi_H$ , град.	$\varphi_K$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
187	283,9	117,6	383,2	776,1	7	41	560,3	2,66	95,4
188	55,8	147,0	172,3	946,0	6	15	611,3	2,93	76,9
189	244,1	123,0	70,9	970,7	6	40	609,1	2,84	93,0
190	119,4	177,8	117,4	816,0	7	11	805,3	2,11	150,7
191	328,6	350,0	396,2	848,5	7	4	562,6	3,69	70,7
192	254,7	86,4	325,3	855,6	7	36	574,8	2,80	105,9
193	306,9	178,9	61,0	994,2	6	37	821,1	1,64	136,8
194	81,9	120,0	389,4	933,3	6	6	560,0	3,43	70,7
195	339,8	4,6	469,5	824,2	7	4	565,5	3,62	72,5
196	333,4	111,1	493,7	992,5	6	22	672,4	2,82	87,8
197	254,8	321,4	213,9	964,8	6	11	564,3	3,58	71,7
198	175,6	53,7	74,7	960,6	6	40	837,5	1,81	177,1
199	251,8	257,3	191,2	828,8	7	1	548,2	4,04	66,9
200	133,0	222,9	44,0	839,6	7	17	836,6	2,36	158,3
201	337,2	141,2	337,5	988,0	6	26	658,3	2,33	96,0
202	267,1	295,4	124,5	832,7	7	5	552,4	4,03	67,1
203	204,4	244,8	41,3	962,6	6	6	585,7	3,68	71,5
204	187,3	238,5	389,9	956,0	6	8	1193,4	3,00	81,2
205	275,3	288,9	147,7	931,1	6	2	552,1	4,03	67,4
206	324,6	140,0	447,0	839,0	7	34	587,3	2,01	110,4
207	343,5	156,5	421,2	988,4	6	28	731,7	1,70	141,2
208	208,8	63,7	435,1	787,9	7	44	579,5	2,53	103,7
209	302,6	128,4	391,2	931,1	6	32	589,2	2,26	112,5
210	265,9	103,5	340,9	930,2	6	34	613,1	2,78	107,3
211	234,7	332,4	171,5	957,4	6	16	565,4	3,48	72,8
212	164,1	339,3	241,6	970,7	6	29	921,0	1,49	207,2
213	120,7	273,5	394,9	952,3	6	26	807,5	1,24	293,1

## Продолжение таблицы А

№	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
214	102,4	151,0	213,2	933,4	6	8	670,8	2,62	88,2
215	302,2	101,4	328,3	916,7	6	28	577,8	2,76	107,2
216	55,2	166,0	378,5	855,0	7	21	783,0	1,92	154,4
217	86,9	293,2	31,5	791,3	7	43	835,6	2,25	142,1
218	125,6	192,4	140,2	846,5	7	13	899,6	1,80	216,7
219	63,0	130,0	139,6	981,5	6	11	575,8	3,36	71,0
220	354,7	142,8	233,4	918,6	6	25	664,2	2,30	96,2
221	123,1	224,1	153,7	892,9	6	18	914,8	1,69	269,7
222	163,9	240,1	205,2	931,8	6	13	854,4	2,09	188,8
223	294,9	64,8	58,6	968,7	6	22	596,7	3,37	95,2
224	199,3	210,9	42,5	812,5	7	2	558,1	3,95	67,1
225	357,0	144,5	21,9	937,2	6	25	566,5	3,74	68,0
226	221,2	295,6	104,8	877,9	7	14	558,8	3,69	73,1
227	111,3	141,1	301,7	867,2	7	5	584,3	3,40	73,5
228	345,8	17,4	412,6	933,9	6	5	600,4	3,54	76,1
229	344,4	23,5	481,3	828,6	7	7	579,4	3,47	83,1
230	7,9	105,6	91,3	911,7	6	17	578,3	3,44	76,0
231	216,2	287,0	87,9	777,1	7	15	563,1	3,68	70,9
232	339,6	55,1	474,1	913,4	6	13	576,1	3,37	85,4
233	333,4	107,1	161,3	826,8	7	26	579,2	3,08	90,2
234	249,3	288,2	116,0	856,1	7	7	556,5	3,83	69,6
235	242,8	113,1	81,8	950,5	6	39	616,6	2,78	100,6
236	349,5	70,2	458,6	988,4	6	12	675,0	3,50	74,8
237	347,0	115,7	233,2	934,5	6	22	598,5	2,90	92,4
238	137,3	166,1	84,3	988,1	6	4	725,2	2,61	113,5
239	196,7	354,3	102,2	859,7	7	30	630,6	2,83	87,8
240	164,8	288,9	97,2	952,1	6	21	848,1	2,08	195,4

## Продолжение таблицы А

№	$\varphi_H$ , град.	$\varphi_K$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
241	55,4	136,9	102,6	949,2	6	14	593,9	3,17	72,8
242	293,0	85,0	316,3	964,4	6	25	600,1	3,01	105,1
243	316,6	160,7	51,5	981,0	6	34	701,6	2,25	106,2
244	13,1	66,7	424,3	864,6	7	10	544,8	3,62	74,4
245	13,7	106,2	339,3	959,9	6	16	564,6	3,35	77,7
246	313,3	320,3	205,8	833,9	7	1	549,4	3,93	67,7
247	210,8	305,7	121,6	831,7	7	18	571,4	3,55	75,1
248	34,1	47,5	310,8	857,4	7	2	554,5	4,08	66,7
249	24,1	30,5	285,0	817,1	7	1	548,7	3,96	68,4
250	302,5	321,6	462,4	996,5	6	3	567,3	3,83	68,7
251	219,4	51,3	182,3	932,9	6	34	610,8	2,77	113,2
252	307,6	341,7	221,3	851,3	7	6	562,5	3,57	71,8
253	266,7	8,9	231,0	910,8	6	18	603,2	3,30	88,6
254	185,3	342,1	109,1	874,0	7	29	737,1	2,29	121,8
255	189,4	243,9	226,6	924,4	6	9	699,7	3,13	88,1
256	60,3	128,2	232,8	970,2	6	11	579,5	3,17	73,3
257	264,1	309,3	149,9	782,4	7	9	557,4	3,83	68,9
258	286,9	110,9	339,1	859,9	7	35	570,2	2,77	108,5
259	61,4	124,1	159,2	987,9	6	10	572,3	3,36	71,1
260	104,0	343,7	219,6	898,9	6	44	837,1	0,82	272,6
261	136,9	143,3	295,4	998,8	6	1	575,6	3,58	73,5
262	189,5	345,6	439,8	827,4	7	31	713,5	2,23	116,2
263	174,4	329,6	372,8	953,7	6	27	795,1	1,84	172,3
264	226,8	327,4	360,4	890,1	6	18	567,0	3,32	76,3
265	5,3	21,7	153,6	903,9	6	3	561,6	3,80	70,0
266	253,7	40,7	362,9	797,8	7	30	572,0	3,11	90,3
267	282,5	1,1	472,6	814,1	7	15	578,2	3,36	82,4

Продолжение таблицы А

№	$\varphi_n$ , град.	$\varphi_k$ , град.	$r_y$ , мкм	$r$ , мкм	$N_B$ , шт	$N_L$ , шт	$N^*$ , Вт	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа
268	138,7	156,0	224,4	865,7	7	3	596,7	3,34	79,1
269	109,6	251,6	249,5	813,8	7	28	828,1	1,54	244,1
270	296,8	87,1	212,0	854,9	7	28	580,3	3,02	96,6
271	103,6	143,5	65,8	828,8	7	7	558,2	3,90	68,5
272	174,8	195,7	323,0	807,5	7	4	970,2	2,81	99,8
273	243,7	63,9	102,9	980,9	6	29	596,7	3,17	83,7
274	235,3	248,0	310,7	834,7	7	2	562,3	4,00	67,6
275	192,1	301,9	20,5	917,3	6	19	586,7	3,59	68,4
276	348,8	11,0	123,7	961,3	6	2	563,0	3,77	69,7
277	187,5	193,5	77,3	830,6	7	1	550,4	4,06	66,9

## Приложение Б

### Акт внедрения результатов исследования

  
**Утверждаю**  
Технический директор  
ООО «Уральский дизель-моторный завод»  
С.А. Журавлев  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 г.

#### Акт использования научно-исследовательской работы

Настоящим документом подтверждено, что в ООО «Уральский дизель-моторный завод» при разработке нового семейства дизельных двигателей используются методическое и программное обеспечения анализа динамики сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений (ГСТС), разработанные в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Исполнители: Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В., Задорожная Е.А., Хозенюк Н.А., Леванов И.Г., Дойкин А.А., Иззатуллоев М.А., Суровцев С.В., Гриценко П.С.

Разработанные методики позволяют определять поля гидродинамических давлений в смазочном слое ГСТС с регулярной макро- и микрогеометрией поверхностей трения на основе применения алгоритма сохранения массы с учетом неньютоновских свойств современных смазочных материалов.

Использование разработанных методик позволяет более достоверно оценить гидромеханические характеристики (ГМХ), определяющие теплонапряженность, износостойкость трибосопряжений «шейка коленчатого вала-вкладыш», «направляющая поршня-гильза цилиндра».

Расчет и оценка работоспособности ресурсопределяющих трибосопряжений дизельных двигателей с помощью разработанного программного обеспечения позволяет значительно сократить объемы стендовых испытаний при исследовании и доводке дизелей, а также на основе многопараметрической оптимизации определить конструктивные макро- и микрогеометрические параметры ГСТС дизельных двигателей.

Работа выполнена на высоком научном уровне, позволяет повысить качество исследовательских и проектных работ, сократить сроки доводки и совершенствования конструкций ГСТС. Разработанные методики использованы в процессе расчета конструктивных параметров трибосопряжений, в том числе, для перспективных дизельных двигателей серии ДМ-185.

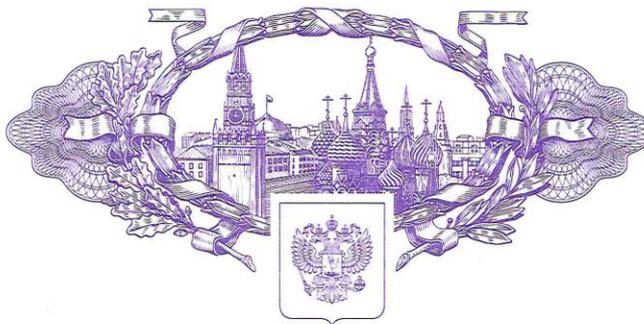
Главный конструктор ДМ-185  
ООО «Уральский дизель-моторный завод»

  
Мальцев В.В.

## Приложение В

Свидетельства об официальной регистрации программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018663437

## МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»)* (RU)

Авторы: *Гаврилов Константин Владимирович (RU), Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович (TJ), Садреев Тимур Венерович (RU)*

Заявка № 2018660854

Дата поступления 08 октября 2018 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 26 октября 2018 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



2018-22

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019664243

### МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ «ВАЛ-ВКЛАДЫШ» ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»)* (RU)

Авторы: *Гаврилов Константин Владимирович (RU),  
Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович (ТJ)*

Заявка № 2019662988

Дата поступления 17 октября 2019 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 01 ноября 2019 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ибраев



# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019612892

### ПРОГРАММА МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*

Авторы: *Задорожная Елена Анатольевна (RU), Худяков Владислав Сергеевич (RU), Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович (TJ), Долгушин Игорь Михайлович (RU)*

Заявка № 2019611397

Дата поступления 15 февраля 2019 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 04 марта 2019 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ибдиев



2019-20

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020660864

МИКРО-ОПТИМ

Правообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (RU)*

Авторы: *Гаврилов Константин Владимирович (RU), Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович (TJ), Умурзаков Ильдар Канымжанович (RU)*

Заявка № 2020660087

Дата поступления 08 сентября 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 15 сентября 2020 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



г. 2020. 28