Министерство образования и науки Украины

Сумский государственный университет

На правах рукописи

ГУДКОВ СЕРГЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 621.515:62-251:62-762

ТОРЦОВОЕ САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ

Специальность 05.02.09 – динамика и прочность машин

Диссертация на соискания научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель –
Загорулько Андрей Васильевич,
канд. техн. наук, доцент

Сумы – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

С.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ…… 5

ВВЕДЕНИЕ…… 8

РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКИ ПАРЫ ТРЕНИЯ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ…… 15

1.1 Механические торцовые уплотнения…….. 15

1.1.1 Классификация торцовых механических уплотнений….. 24

1.1.2 Материалы колец торцовых механических уплотнений.. 26

1.1.3 Основы теории и расчета торцовых гидродинамических уплотнений …… 27

1.2 Манжетные уплотнения……..…….…… 31

1.3 Радиальные сальниковые уплотнения……..... 33

1.3.1 Механизм работы радиальных сальниковых уплотнений……. 33

1.3.2 Способы выравнивания контактного давления…… 36

1.4 Торцовые сальниковые уплотнения и их особенности…….. 38

1.5 Выводы и постановка задач исследования……...…….. 43

РАЗДЕЛ 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ..…….. 45

2.1 Схема и описание экспериментального стенда…….…… 45

2.2 Измерительные приборы……... 49

2.3 Результаты экспериментальных исследований…….. 51

2.4 Выводы……...……...…… 60

РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРИБОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК…….. 61

3.1 Определение физико-механических свойств сальниковых набивок……... 61

3.1.1 Экспериментальная установка и методика экспериментальных исследований……..……. 61

3.1.2 Результаты экспериментальных исследований…… 64

3.1.3 Обработка результатов……. 67

3.2 Определение шероховатости сальниковой набивки……. 71

3.3 Выводы……..…… 75

РАЗДЕЛ 4 ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ...……. 77

4.1 Общие сведения……. 77

4.2 Исходные данные и алгоритм расчета….…… 78

4.3 Результаты численного расчета…..……...…... 83

4.4 Оптимизация геометрии канавок торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками…….. 98

4.5 Выводы……..……. 102

РАЗДЕЛ 5 РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С РЕВЕРСИВНЫМИ КАНАВКАМИ 104

5.1 Постановка задачи……..…… 104

5.2 Описание экспериментального стенда и конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками уплотнения……. 104

5.3 Результаты ресурсных испытаний……... 107

5.4 Выводы...……..…….. 110

РАЗДЕЛ 6 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ……..……... 111

6.1 Расчет осевых колебаний торцового сальникового уплотнения... 111

6.1.1 Постановка задачи…… 111

6.1.2 Вывод уравнений колебаний и их анализ…….. 112
6.1.3 Численные примеры……. 118
6.2 Статический расчет саморегулируемого торцового сальникового уплотнения……. 121
6.2.1 Расчетная схема…… 121
6.2.2 Статический расчет…….. 123
6.2.3 Численный пример……... 128
6.3 Инженерная методика расчета и проектирования…….. 131
6.4 Выводы…….. 134
ВЫВОДЫ…… 136
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ…… 139
ПРИЛОЖЕНИЕ А……. 151

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

z_e – малые осевые колебания ротора;

p_1 – уплотняемое давление;

p_n – номинальное значение уплотняемого давления;

m – масса аксиально-подвижной втулки;

k_s, k_0 – приведенный коэффициент жесткости упругих элементов и жесткость на сжатие сальниковой набивки;

k_c – коэффициент изгибной жесткости;

k – суммарная приведенная жесткость;

c – коэффициент демпфирования;

A – неуравновешенная торцовая площадь втулки, на которую действует уплотняемое давление;

A_c – площадь контактной поверхности;

A_1 – нагрузочная площадь;

F_p – сила осевого давления;

F_y – горизонтальная составляющая силы реакции;

F_R – сила трения, возникающая в контакте набивки с опорным диском;

F_s – сила осевого поджатия набивки;

κ_0 – коэффициент нагрузки;

$Z_{0(a,b)}$ – предварительное (при сборке узла) сжатие упругих элементов;

Z_{e0} – начальное осевое смещение вала;

$z_{0(a,b)}$ – сжатие упругих элементов и осевое сжатие набивки под действием давления p_0 и начального смещения вала Z_{e0};

ω – частота вращения ротора;

B – обобщенный коэффициент, определяющийся конструкцией машины, геометрией ее проточной части;

z – текущее положение аксиально-подвижной втулки;

z_e – смещение вала;

Ω_0 – собственная частота недемпфированных осевых колебаний втулки;

n – удельный коэффициент демпфирования;

$\lambda_{1,2}$ – характеристические показатели (собственные числа);

z_1 – реакции на осевые колебания вала;

z_2 – реакции на пульсации давления;

W_{1a} – частотная передаточная функция;

ν – безразмерная частота;

ξ – показатель затухания;

H, P – гармонические воздействия;

z_0 – величина предварительной деформации упругих элементов;

ΔZ – минимальная деформация набивки;

T – усилие в каждом стержне;

n – число одинаковых стержней;

ΔT – усилие на элемент $d\varphi$;

R, r_e, r_m – наружный, внутренний и средний радиусы кольцевой нагрузочной площади;

ΔN – нормальная реакция опорного диска;

α – угол поворота стержня под действием приложенной внешней нагрузки;

φ_R – безразмерная сила трения;

φ_e – внешние воздействия;

χ – коэффициент передачи;

η – коэффициент статической жесткости уплотнения;

N_R – мощность, теряемая на трение в торцовом сальнике;

N_Q – отвод тепла через поверхности опорного диска и сальниковой коробки;

ρ, c – плотность и удельная теплоемкость уплотняемой жидкости;

Q – протечки через уплотнение;

Δt – приращение средней температуры контактных поверхностей по отношению к температуре жидкости на входе в зону трения;

g – проводимость уплотнения;

ψ – безразмерное уплотняемое давление;

Q_n – расход при номинальном уплотняемом давлении.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Одним из основных узлов насосного и компрессорного оборудования являются уплотнения вращающегося вала, так как от работы уплотнения в целом зависят ресурс и надежность машины. Выход из строя уплотнения приводит к большим экономическим затратам из-за потери сырья, к загрязнению окружающей среды, а также приносит вред здоровью человека. Наиболее часто встречающимся типом уплотнений валов центробежных насосов общепромышленного назначения остаются сальниковые уплотнения. Большие возможности расширения сферы применения сальниковых уплотнений связаны с торцовыми сальниковыми уплотнениями одним из элементов пары трения, которым является разъемное кольцо сальниковой набивки. Обслуживание таких уплотнений сводится лишь к замене набивки, и в то же время обеспечивается ресурс уплотнительного узла, в целом сравнимый с ресурсом агрегата.

К основным преимуществам торцовых сальниковых уплотнений можно отнести: отсутствие требований прецизионной обработки пары трения, обусловленное применением в качестве одного из колец контактной пары податливой сальниковой набивки; высокую герметичность и долговечность уплотнительного узла, сравнимые с торцовыми механическими уплотнениями. Несмотря на все эти преимущества, торцовые сальниковые уплотнения обладают недостатками. Главным недостатком торцового сальникового уплотнения является то, что из-за неравномерности распределения контактного давления по радиусу пары трения оно достаточно перегружено. Это приводит к тому, что вся ширина пары трения торцового сальникового уплотнения разделена на два участка: участок контакта, играющий основную роль герметизатора (наиболее перегруженный участок), и участок зазора между набивкой и опорным диском, на котором распределяется гидростатическое давление. Длина этих участков зависит от величины уплотняемого давления, усилия поджатия пружин и физико-механических свойств сальниковой

набивки. Поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по разгрузке пары трения, обеспечивая при этом работу уплотнения в режиме смешанной смазки с минимальными коэффициентами трения и минимальными протечками.

Одним из возможных способов разгрузки пары трения торцового сальникового уплотнения является создание дополнительной силы гидродинамического давления в зазоре уплотнительного узла. Из ряда работ известно, что даже в торцовых механических уплотнениях с гладкими уплотнительными поверхностями материалы пар трения имеют гидродинамически активную поверхностную структуру со многими микроскопическими камерами, обеспечивающими необходимую несущую способность этих уплотнений с достаточно малыми протечками и высоким ресурсом. Известно, что источником гидродинамического расклинивающего действия, кроме шероховатости, может также быть волнистость поверхностей колец торцовых уплотнений. При определенной величине волнистости это может способствовать обратному нагнетанию части потока обратно в уплотняемую среду.

Эффект гидродинамической несущей способности пары трения также зафиксирован в манжетных уплотнениях, применяющихся, как правило, в малонагруженных центробежных машинах. В них поверхность вращающегося вала за счет трения деформирует микрошероховатости контактной поверхности резиновой манжеты, образуя микроканалы соответствующей геометрии, работающие подобно лопаткам рабочего колеса центробежной машины, обеспечивая обратное нагнетание уплотняемой среды, хорошую смазываемость поверхности контакта и минимальные протечки. Уже существует целый класс различных конструкций гидродинамических манжетных уплотнений. Необходимо отметить, что в этих уплотнениях зачастую обеспечивается настолько высокая герметичность, что даже появился термин «уплотнение с нулевыми протечками».

Несмотря на это, не все материалы имеют хорошие гидродинамические характеристики. Особенно при герметизации газообразных сред из-за низкой вязкости газа этого оказывается недостаточно для разгрузки зоны контакта. Поэтому в ряде случаев в жидкостных и особенно газовых уплотнениях необходимо создание на торцовой уплотнительной поверхности канавок специальной формы, нагнетающих уплотняемую среду вращающей поверхностью в уплотнительный зазор.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Диссертационная работа выполнялась на кафедре общей механики и динамики машин Сумского государственного университета и реализована при выполнении госбюджетных научно-исследовательских работ «Торцовое сальниковое уплотнение с гидродинамической разгрузкой пары трения» (номер государственной регистраций 0108U002233), «Исследование рабочего процесса и разработка теории новых энергоэффективных и ресурсосберегающих конструкций уплотнений центробежных машин» (номер государственной регистрации 0113U000135), где соискатель был исполнителем отдельных разделов.

Цель и задачи исследований. *Цель исследований* – повышение герметичности и долговечности торцовых сальниковых уплотнений за счет гидродинамической разгрузки пары трения.

Задачи исследования:

– экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения;

– экспериментальное определение трибомеханических характеристик сальниковой набивки;

– численное решение задачи упругогидродинамической смазки и оптимизация геометрии канавок торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения;

– ресурсные испытания торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками;

– анализ динамических характеристик торцовых сальниковых уплотнений и разработка методики статического расчета саморегулируемого торцового сальникового уплотнения;

– разработка инженерной методики расчета торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения.

Объект исследования – процесс гидродинамической разгрузки пары трения торцового сальникового уплотнения.

Предмет исследования – гидродинамические и трибомеханические характеристики торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения.

Методы исследования. Основные использованные методы исследований: анализ и обобщение данных литературных источников, позволившее обосновать актуальность и сформулировать задачи исследований; экспериментальные методы исследований, позволившие установить эффективность новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений и определить трибомеханические свойства сальниковой набивки; численный эксперимент, выполненный на основе зависимостей теории упругости и гидроаэромеханики, позволивший решить задачу упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения; методы теории колебаний, позволившие определить динамические характеристики торцового сальникового уплотнения.

Научная новизна полученных результатов:

– впервые экспериментально установлена и теоретически обоснована целесообразность применения гидродинамической разгрузки пары трения торцового сальникового уплотнения;

– впервые разработана методика численного решения задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения;

– экспериментально определены трибомеханические свойства сальниковой набивки, дающие возможность определить модуль упругости и коэффициент Пуассона сальниковой набивки, а также начальный зазор,

необходимый для решения задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения;

– впервые выполнена оценка динамических характеристик торцовых сальниковых уплотнений и исследовано влияние угла установки упругих стержней на статические характеристики саморегулирующего торцового сальникового уплотнения.

Практическое значение полученных результатов:

– решена актуальная проблема повышения долговечности и герметичности торцовых сальниковых уплотнений центробежных насосов за счет гидродинамической разгрузки пары трения;

– разработаны новые конструкции торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения;

– разработана методика численного решения задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения;

– разработана методика инженерного расчета торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения;

– основные результаты теоретических и экспериментальных исследований используются в СКБ ПАО «Сумское машиностроительное НПО им. М. В. Фрунзе» (г. Сумы) и ООО «ТРИЗ» (г. Сумы) при проектировании и модернизации центробежных насосов, а также в учебном процессе Сумского государственного университета, что подтверждается соответствующими актами.

Личный вклад соискателя. В работах [84, 88 ,89 , 91, 107, 108] соискателю принадлежат проведение физического эксперимента и обработка результатов. В работах [100–106, 112] соискатель в соавторстве проводил расчеты в программном комплексе ANSYS 12.1 с целью разработки и отработки методики численного расчета задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения. В работах [8, 87] соискатель выполнил анализ существующих

конструкций торцовых и сальниковых уплотнений. Вопрос статического расчета саморегулируемого торцового сальникового уплотнения рассматривался в работе [111], где роль соискателя заключалась в разработке методики расчета и анализе полученных данных. В работах [85, 86] соискатель выполнил анализ влияния гидродинамической разгрузки на рабочие характеристики торцового сальникового уплотнения. В работе [109] соискателем получены основные зависимости для динамического расчета торцового сальникового уплотнения.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

– 11-й Международной научно-технической конференции «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» (г. Сумы, 2005 г.);

– 13-й Международной научно-практической конференции «Технологии XXI века» (г. Алушта, 2006 г.);

– 20-й Международной научно-практической конференции «Технологии XXI века» (г. Южный, 2014 г.);

– Международной научно-технической конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (г. Харьков, 2006 г.);

– VIII Международном симпозиуме украинских инженеров-механиков (г. Львов, 2007 г.);

– 3-й Международной научно-технической конференции «Теория и практика рационального проектирования, изготовления и эксплуатации машиностроительных конструкций» (г. Львов, 2012 г.);

– 8-й Международной конференции «Уплотнительная техника» (г. Штутгарт, Германия, 2010 г.);

– Всеукраинской межвузовской научно-технической конференции «Современные технологии в промышленном производстве» (г. Сумы, 2010 г.);

– 3-й Всеукраинской межвузовской научно-технической конференции «Современные технологии в промышленном производстве» (г. Сумы, 2014 г.);

– межвузовской научно-технической конференции преподавателей, сотрудников и студентов «Информатика, математика, механика» (г. Сумы, 2006, 2007, 2008 гг.);

– научно-технической конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов факультета технических систем и энергоэффективных технологий «Современные технологии в промышленном производстве» (г. Сумы, 2009 г.).

Публикации. Материалы диссертационной работы отражены в 20 научных работах, из них 5 научных статей, входящих в утвержденный перечень специализированных изданий Украины, 2 публикации – в зарубежных изданиях, 13 докладов и тезисов докладов – в материалах конференций.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 6 разделов, выводов, списка использованных источников, содержащего 112 наименований, и 1 приложения. Общий объем диссертации составляет 154 страницы, 102 рисунка и 8 таблиц по тексту. Объем основного текста диссертации составляет 136 страниц.

Благодарности. Автор считает необходимым искренне поблагодарить своего научного руководителя, заведующего кафедрой общей механики и динамики машин Сумского государственного университета, к.т.н., доцента Загорулько Андрея Васильевича за научную помощь, полезные советы, замечания в процессе написания работы.

РАЗДЕЛ 1
АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКИ ПАРЫ ТРЕНИЯ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

1.1 Механические торцовые уплотнения

Одним из основных узлов насосного и компрессорного оборудования является уплотнение вращающегося вала, так как от работы уплотнения в целом зависят ресурс и надежность машины. По принципу действия уплотнения вращающихся валов делятся на две группы: контактные и бесконтактные. В контактных уплотнениях герметичность достигается за счет устранения зазора между уплотняющими поверхностями с помощью уплотнительного элемента. К контактным уплотнениям относятся различные виды механических торцовых уплотнений, манжетных уплотнений и сальников. Принцип работы бесконтактных уплотнений основан на поддержании постоянного зазора между уплотняющими поверхностями. К ним относятся щелевые, лабиринтные, гидростатические, гидродинамические и другие.

В большинстве современных центробежных насосов в качестве концевых уплотнений часто используются торцовые уплотнения (ТУ) [1–10]. Впервые такие уплотнения стали применяться в начале 20-го века, но широкое применение в насосостроении и химической промышленности получили в середине прошлого века [11].

На рисунке 1.1 показана конструкция ТУ. Уплотнение работает следующим образом. Кольцо *1* установлено в корпусе машины *4*, кольцо *2* связано с вращающимся валом *5*. Торцовая поверхность кольца *1* прижимается к вращающемуся кольцу *2* упругим элементом *3*. Герметичность обеспечивается за счёт плотного контакта торцовых поверхностей колец уплотнения. Протечка в такой конструкции ТУ может происходить в двух направлениях: через торцовый зазор между кольцами уплотнения *1* и *2*, а также

через зазор между кольцом *2* и валом *5* [12]. С увеличением контактного давления герметичность уплотнения повышается, однако при этом увеличиваются потери мощности на трение, в результате чего повышается износ трущихся поверхностей, их нагрев и температурные деформации [7]. Протечкам через зазор между кольцом *2* и валом *5* препятствует уплотнительное резиновое кольцо. На рисунке 1.2 показана схема возможных протечек через традиционную конструкцию ТУ.

Основными преимуществами ТУ является высокая герметичность и долговечность [13-15]. Долговечность обуславливается тем, что износ трущихся поверхностей колец уплотнения компенсируется перемещением кольца *2* в осевом направлении за счет упругого элемента *3*, а также правильным выбором материалов трущихся поверхностей уплотнения. К недостаткам ТУ можно отнести внезапность отказа и невозможность спрогнозировать ресурс работы уплотнения в целом.

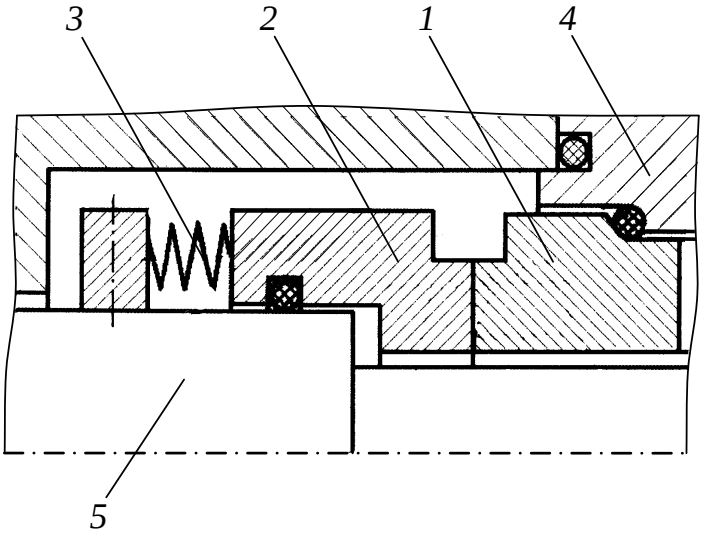


Рисунок 1.1 – Конструкция торцового механического уплотнения

Рисунок 1.2 – Схема возможных протечек в конструкции ТУ

В последние время область применения ТУ значительно расширилась, поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по улучшению их качества работы. Одним из способов увеличения ресурса ТУ является работа уплотнения в режиме жидкостного трения. Поэтому ТУ делятся на два типа: гидро(газо)статические и гидро(газо)динамические.

Рассмотрим принцип работы вышеперечисленных типов конструкций ТУ.

В гидростатических ТУ режим жидкостного трения обеспечивается за счет подачи в торцовую щель среды под давлением от внешнего источника или из уплотняемой полости [6, 10, 16–20]. Из-за этого уплотнения такого типа работают с постоянным гарантированным торцовым зазором не только в условиях установившегося режима работы, но и в момент пуска и остановки с величиной зазора более *5 мкм*, что характеризуется постоянной ограниченной утечкой. Работа уплотнения в бесконтактном режиме увеличивает ресурс работы уплотнения, так как оно работают почти без износа. При подаче давления в торцовую щель от внешнего источника необходима установка специального регулятора перепада давления, так как изменение уплотняемого давления во время работы влечет за собой и изменение давления, подаваемого от внешнего источника [6]. В уплотнениях такого типа торцовый зазор не зависит от частоты вращения ротора, что является одним из недостатков гидростатических ТУ.

На рисунке 1.3 показана простейшая схема гидростатического ТУ. Кольцо *1* установлено на вал *2*, невращающееся кольцо *3* соединено с корпусом *4*. Через каналы *6* в неподвижном кольце *3* подается уплотняемая жидкость в карманы *7*, из которых подается в зазор между кольцами. На стоянке жидкость не подается, упругий элемент прижимает кольцо *1* к кольцу *3*, обеспечивая при этом герметичность.

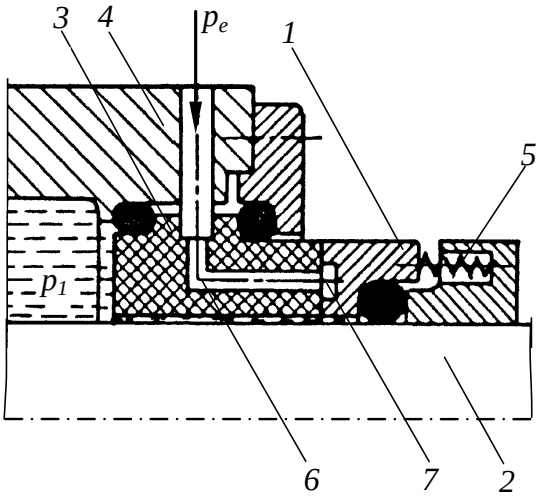


Рисунок 1.3 – Схема гидростатического торцового уплотнения

Гидродинамические торцовые уплотнения применяются с середины 70-х годов 20-го века [21]. Гидродинамические и газодинамические ТУ отличаются только размером уплотнительного пояска. Уплотнения этих типов применяются при высоких давлениях уплотняемой среды и скоростях скольжения [2]. В этих уплотнениях разделение поверхностей пары трения осуществляется силами, возникающими в результате нагнетания жидкости в сужающуюся часть зазора через расположенные на уплотнительных поверхностях канавки под действием сил трения [22–25]. Раскрывающая сила может возникать и в традиционной конструкции торцового механического уплотнения из-за шероховатости или волнистости пары трения [26–29]. Такие уплотнения имеют прекрасную герметичность, а следовательно, повышают надёжность и безопасность компрессоров и насосов в целом. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования в гидро(газо)динамических ТУ величина торцового зазора составляет *3–5 мкм* [30, 31].

Схема гидродинамического ТУ показана на рисунке 1.4.

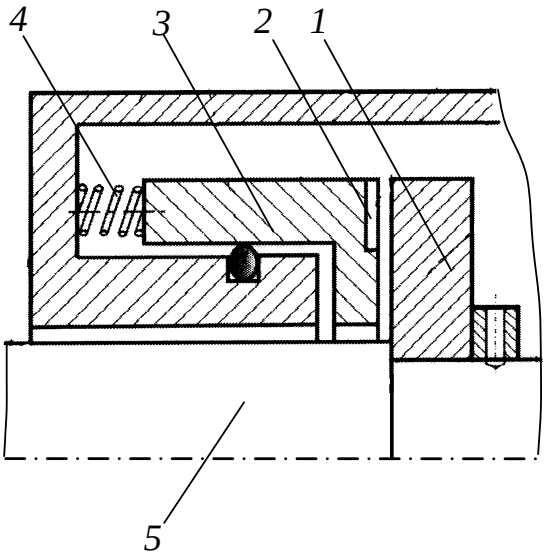


Рисунок 1.4 – Схема гидродинамического торцового уплотнения

Торцовое гидродинамическое уплотнение работает следующим образом: на стоянке аксиально-подвижное кольцо *3*, на торцовой поверхности которого выполнены канавки особой геометрии *2*, прижимается пружиной *4* к вращающемуся кольцу *1*, обеспечивая этим герметичность. При вращении вала *5* жидкость нагнетается канавками *2*, в результате чего давление в несущей части повышается, и происходит раскрытие торцового стыка. При отсутствии вращения колец *1* и *3* уплотнение находится в полном контакте, тем самым исключая протечку.

Теперь более подробно рассмотрим конструкции торцовых гидродинамических уплотнений. Наиболее широкое применение получили конструкции гидродинамических торцовых уплотнений с плоской ступенью Релея (рис. 1.5), спиральными канавками (рис. 1.6) и канавками реверсивного типа (рис. 1.7) [32–34].

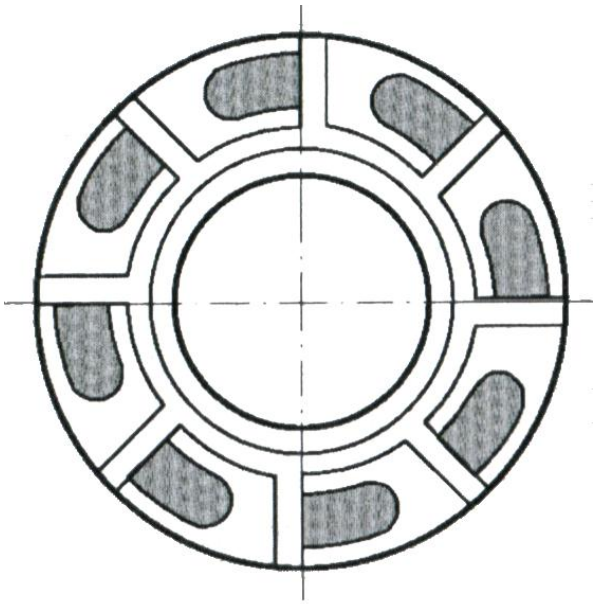


Рисунок 1.5 – Кольцо пары трения торцового гидродинамического уплотнения с плоской ступенью Рэлея

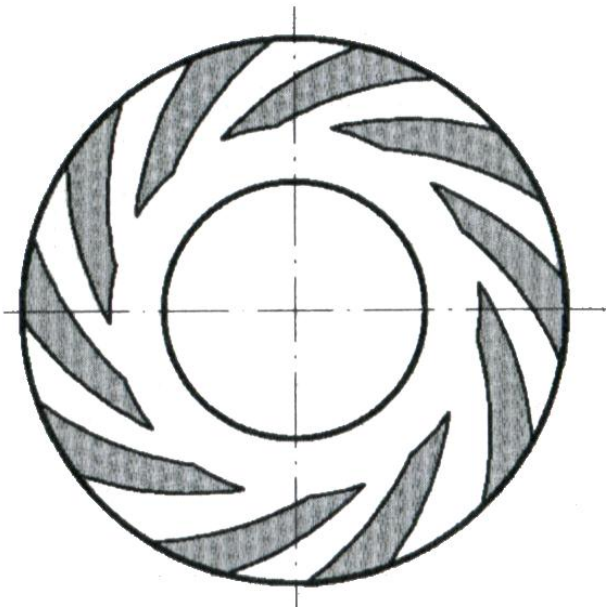


Рисунок 1.6 – Кольцо пары трения нереверсивного торцового гидродинамического уплотнения со спиральными канавками

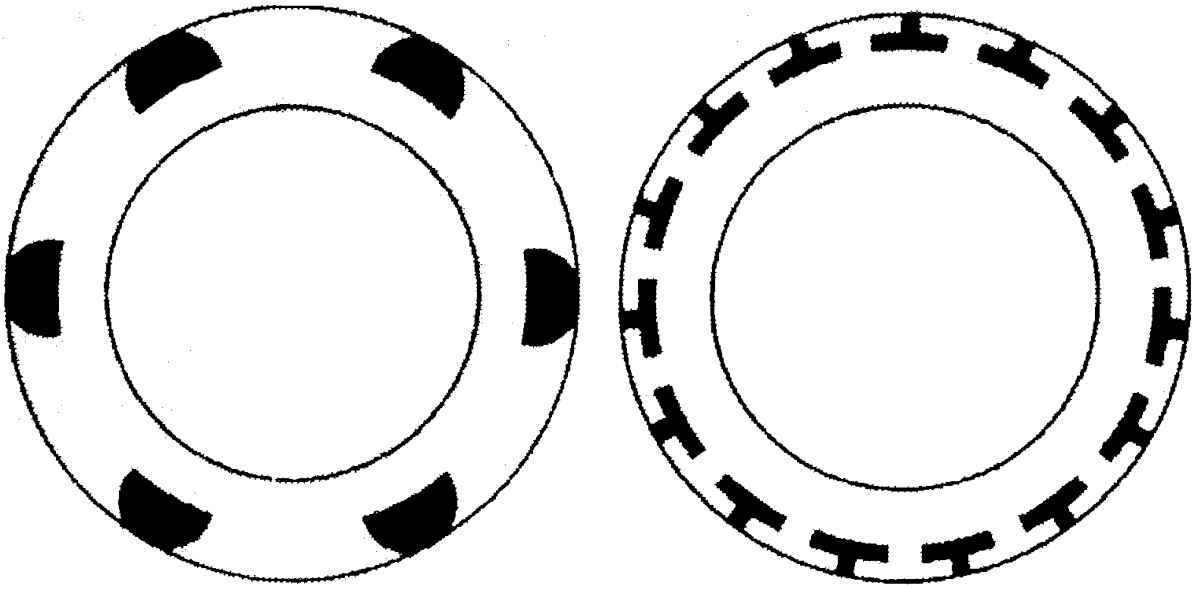


Рисунок 1.7 – Кольца пары трения реверсивного торцового гидродинамического уплотнения

Гидродинамическое ТУ со спиральными канавками в некоторых случаях применятся как затворное уплотнение с использованием буферной жидкости низкого давления. Буферная жидкость нагнетается спиральными канавками, открытыми со стороны низкого давления в полость высокого давления, препятствуя тем самым протечкам [35].

В последнее время широкое распространение получили ТУ с гидродинамически активной поверхностной структурой, со многими микроскопическими структурами разного вида, обеспечивающими необходимую несущую способность. Микроскопические структуры выполняются с помощью лазерных технологий. На рисунке 1.8 показаны примеры таких структур, выполненных на торцовой поверхности колец уплотнения [33–38].

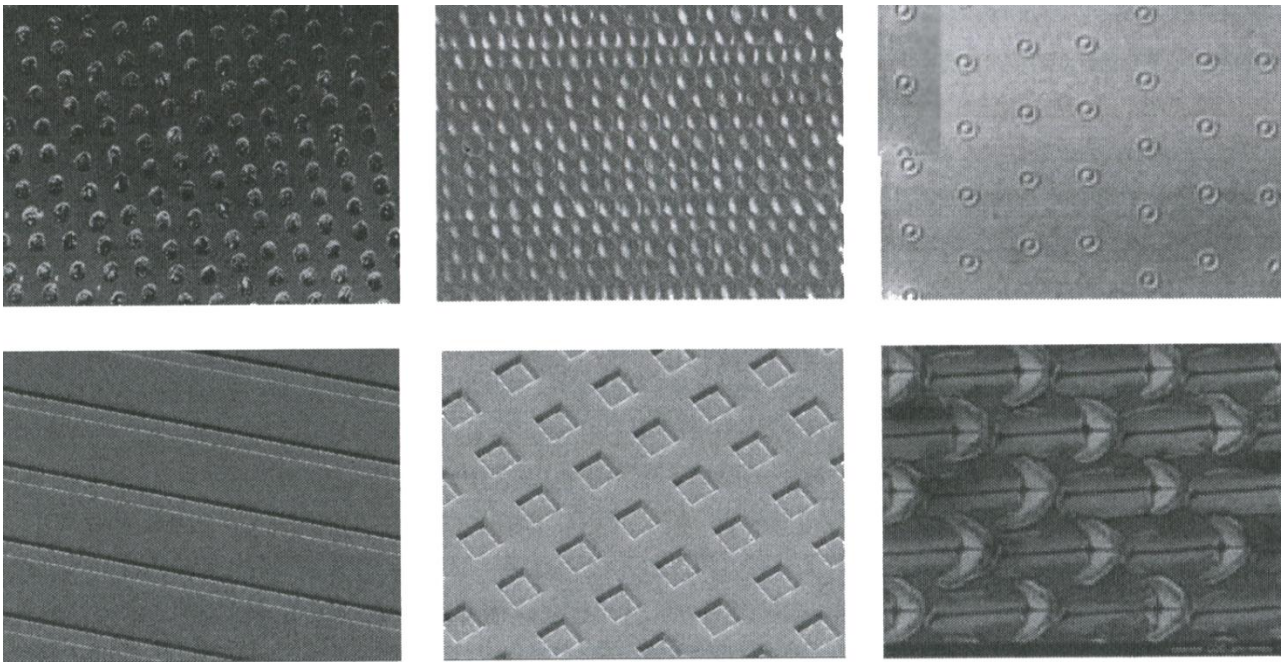


Рисунок 1.8 – Примеры текстурированных поверхностей колец ТУ

Применение торцовых гидродинамических уплотнений увеличивает средний ресурс между плановым техобслуживанием и ремонтом, снижает затраты на ремонт, т. к. отсутствует контакт между кольцами уплотнения. Несмотря на все преимущества, практически во всех конструкциях ТУ с гидродинамической несущей способностью увеличивается зазор, а следовательно, и протечки. Поэтому в последнее время существенно возрос интерес к конструкциям уплотнений с обратным нагнетанием протечек жидкости назад в уплотняемую среду. Конструкции таких уплотнений впервые были предложены в работах [39–42].

Одним из мировых лидеров в производстве ТУ со структурами обратного нагнетания является фирма Джон Крейн (США), серийно выпускающая уплотнительные узлы с микроструктурами, выполненными с помощью лазерного покрытия. На рисунке 1.9 схематически показано кольцо реверсивного ТУ, на скользящей поверхности которого выполнены открытые нагнетающие структуры *1* и закрытые структуры обратного нагнетания *2* с глубиной несколько микрометров [43].

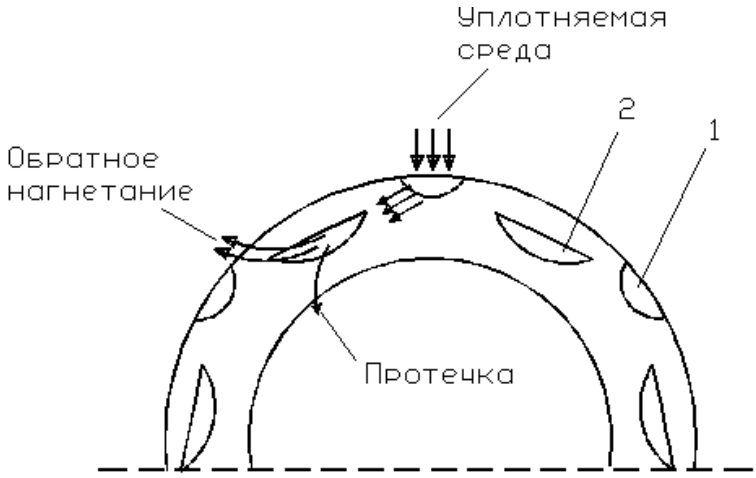


Рисунок 1.9 – Кольцо пары трения реверсивного торцового гидродинамического уплотнения со структурами обратного нагнетания

В различных отраслях промышленности используются центробежные насосы и компрессоры, перекачивающие токсичные, агрессивные, взрывопожароопасные среды, обладающие вредными свойствами. Протечки таких сред невозможны, т. к. они приводят к загрязнению окружающей среды и могут принести вред здоровью человека. В таких случаях используют двойные ТУ с нейтральной запирающей жидкостью (рис. 1.10). Двойное уплотнение состоит из двух последовательно установленных ТУ, разделенных полостью, в которую подается запирающая жидкость. Давление подаваемой запирающей жидкости должно быть больше давления уплотняемой среды на *0,1–0,2 МПа* [17]. Также двойное ТУ может применяться, когда необходим подвод охлаждающей жидкости при нагреве уплотнения из-за сухого трения при перекачке газа под большим давлением.

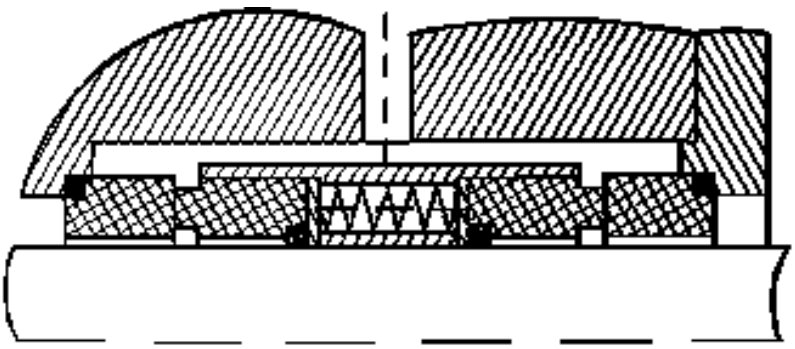


Рисунок 1.10 – Двойное торцовое уплотнение

1.1.1 Классификация торцовых механических уплотнений

Для насосного и компрессорного оборудования производится большое количество ТУ. От правильного выбора конструкции ТУ зависит работа агрегата в целом. При выборе конструкции ТУ необходимо учитывать большое количество факторов, влияющих на их работу: условия эксплуатации, особенности конкретного агрегата, свойства уплотняемой среды. Поэтому необходима правильная классификация ТУ. Существует ряд известных классификаций ТУ, описанных в работах [2, 4, 9, 44], которые можно сгруппировать в одну общую классификацию:

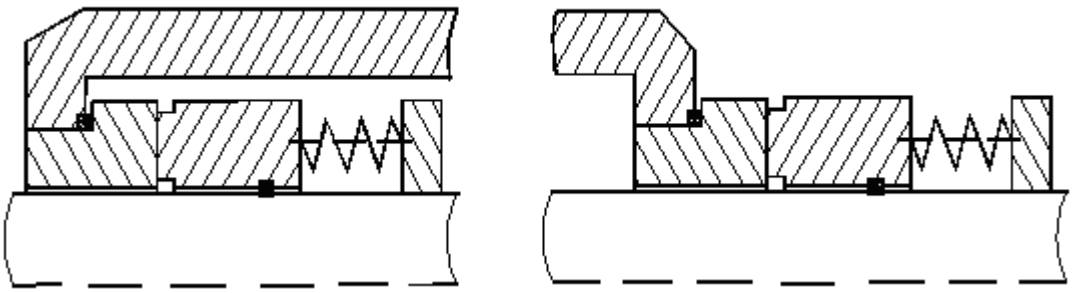
1 По конструктивным особенностям упругих элементов. К ним относят пружины, сильфоны и мембраны, упругие кольца.

2 По конструктивному исполнению: одинарные, двойные уплотнения (используются, когда протечки наружу недопустимы).

3 По устройству подвода охлаждающей или запирающей жидкости (самопитающиеся и с подачей от внешнего источника).

4 По способу подвода уплотняемой среды: с внешним и внутренним подводам.

5 ТУ в зависимости от положения упругого элемента по отношению к рабочей среде: внутренние – упругий элемент расположен в рабочей среде (рис. 1.11 *а*) и внешние – упругий элемент расположен снаружи (рис. 1.11 *б*).



а *б*

Рисунок 1.11 – Внутренние *(а)* и внешние *(б)* ТУ

6 По парам трения: гидравлически разгруженные (отношение площади действия прижимающего давления к номинальной площади контакта меньше единицы) и гидравлически неразгруженные (отношение площади действия прижимающего давления к номинальной площади контакта равно или больше единицы).

7 По видам пар трения: обыкновенные плоские поверхности, гидростатические или гидродинамические.

8 По местоположению: на валу (вращающиеся) и в корпусе (невращающиеся).

9 В зависимости от материала колец уплотнения (метал, графит, сальниковая набивка и другие).

10В зависимости от частоты вращения вала (тихоходные, быстроходные).

11В зависимости от свойств уплотняемой среды (жидкость или газ, агрессивность среды, абразивность и др.).

В таблице 1.1 приведена классификация ТУ в зависимости от давления, скорости скольжения и нагрузки [4].

Классификация ТУ в зависимости от давления, скорости скольжения и нагрузки

Таблица 1.1

Группа	Давление *p, МПа*	Скорость скольжения *v, м/с*	Нагрузка *pv, МПа·м/с*
Низкая I	$\leq 0,1$	≤ 10	$\leq 1,0$
Средняя II	$\leq 1,0$	≤ 10	$\leq 5,0$
Высокая III	$\leq 5,0$	≤ 20	≤ 50
Высшая IV	$> 5,0$	> 20	> 500

1.1.2 Материалы колец торцовых механических уплотнений

Работоспособность ТУ определяется, прежде всего, правильным выбором материала колец. При выборе материала колец ТУ необходимо учитывать

свойства рабочей среды, частоту вращения вала, нагрузку на уплотнения, химическую стойкость материала. Большое значение при выборе материалов колец имеет выбор не самих материалов колец, а их сочетания [2]. Правильно подобранные материалы колец должны обладать минимальными коэффициентами трения, низкой скоростью изнашивания, высокой теплопроводностью, стойкостью против задиров, схватывания и коррозии [7]. Выполнения перечисленных требований обеспечивают необходимую герметичность узла уплотнения.

Отечественные предприятия и ведущие зарубежные фирмы выпускают широкий ассортимент материалов для колец ТУ. К ним относятся черные и цветные металлы, твердые сплавы на основе карбида вольфрама, керамика, пластмассы, материалы на основе углерода.

Наиболее широко применяются для уплотнений валов насосов материалы на основе углерода. Углеграфитовые материалы изготавливают из кокса, графита, сажи путём термообработки и опрессовывания. Углеродные материалы имеют пористость, поэтому они пропитываются металлами, синтетическими смолами, фторопластами. Для уплотнений с высокой степенью нагруженности используют силицированный графит. Силицированный графит получается пропиткой пористого графита кремнием при температуре выше $2000\ ^0C$, недостатком этого материала является хрупкость.

Важным фактором, влияющим на работу ТУ, является точность изготовления торцовых поверхностей. Для окончательной чистовой обработки рабочих поверхностей применяют доводку. Процесс доводки сводится к устранению неровностей поверхностей с помощью специальных абразивных порошков и смазочных средств. Смазочная жидкость образует между поверхностями притирочной плиты и кольца слой. Для повышения процесса доводки поверхностей колец ТУ необходимо, чтобы размеры частиц абразивного порошка были больше толщины слоя смазочной жидкости. В качестве смазочной жидкости используют воду и керосин.

Для доводки рабочих поверхностей ТУ используют чугунные или стеклянные притирочные плиты. Доводку производят движением кольца по притирочной плите в виде цифры *8* и периодически поворачивают кольцо вокруг оси на *90°*, это необходимо для равномерного заглаживания неровностей. В условиях серийного производства применяют машинную доводку на притирочных станках.

Для доводки уплотняющих поверхностей колец пар трения могут быть использованы различные абразивные порошки: электрокорунд белый, карборунд (карбид кремния черный), карбид бора, алмаз синтетический.

Качество притертых поверхностей проверяется с использованием плоскопараллельных стеклянных пластин при дневном и монохроматическом освещении. При использовании естественного освещения стеклянную пластину накладывают на поверхность кольца уплотнения, подверженную доводке с незначительным нажатием и сдвигом, при котором образуется наименьшее число интерференционных полос светового спектра. Отклонение от плоскостности определяют подсчетом интерференционных полос. Одна полоса соответствует отклонению от плоскостности контролируемой поверхности на *0,3 мкм*. Годным считают кольцо, на поверхности которого образуются две – три строго концентричные интерференционные полосы. При монохроматическом освещении пластину накладывают на контролируемую поверхность, без нажатия образовывая воздушный клин между поверхностью кольца уплотнения, подверженной доводке, и стеклянной пластинкой. Преломление света в образованном зазоре приводит к появлению интерференционных полос на поверхности пластины. Ряд параллельных и равномерно расположенных прямых полос указывает на то, что отклонение от плоскостности менее *0,3 мкм*. Изогнутые полосы указывают на то, что поверхность неплоская: вогнутая или выпуклая [2].

1.1.3 Основы теории и расчета торцовых гидродинамических уплотнений

При расчете гидродинамического уплотнения ставится задача получения его гидродинамических характеристик (сил и моментов), деформации колец уплотнения, вызванных в основном температурными воздействиями, а также величины протечек через уплотнение. Эффективная работа гидродинамических ТУ зависит от правильного выбора геометрии, формы и количества гидродинамических канавок, что возможно только в результате надежной теории расчета таких уплотнений. Большой вклад в развитие теорий расчета ТУ внесли А. И. Голубев, А. И. Белоусов, В. А. Максимов, В. А. Марцинковский, С. В. Фалалеев, Г. Н. Ден, Э. Майер, И. Этсион, И. Грин, Сан Андерс Л. и другие [1–11,45–68].

В настоящее время при проектировании гидродинамических ТУ используются только приближенные методы расчета, используемые при расчете упорных гидродинамических подшипников. Трудность расчета заключается в аналитическом решении нелинейных дифференциальных уравнений течения жидкости в торцовом зазоре уплотнения (уравнение Рейнольдса). Для упрощения расчета гидродинамических уплотнений принимают допущения, подобные тем, которые были приняты при расчете торцовых уплотнений с гладкими поверхностями колец [2, 9, 69–72]. К ним относятся:

– течение в щели изотермическое;

– перекос уплотняемых поверхностей отсутствует;

– режим течения ламинарный;

– давление жидкости по толщине слоя не меняется;

– изменения величины зазора во времени много меньше его номинального значения;

- силами инерции жидкости пренебрегают.

В работах [9, 66] описывается приближенный аналитический метод расчета торцовых гидродинамических уплотнений, основанный на решении интегральных соотношений расходов газа в различных частях зазора

уплотнения. Рассмотрим торцовое гидродинамическое уплотнение со спиральными канавками (рис. 1.12).

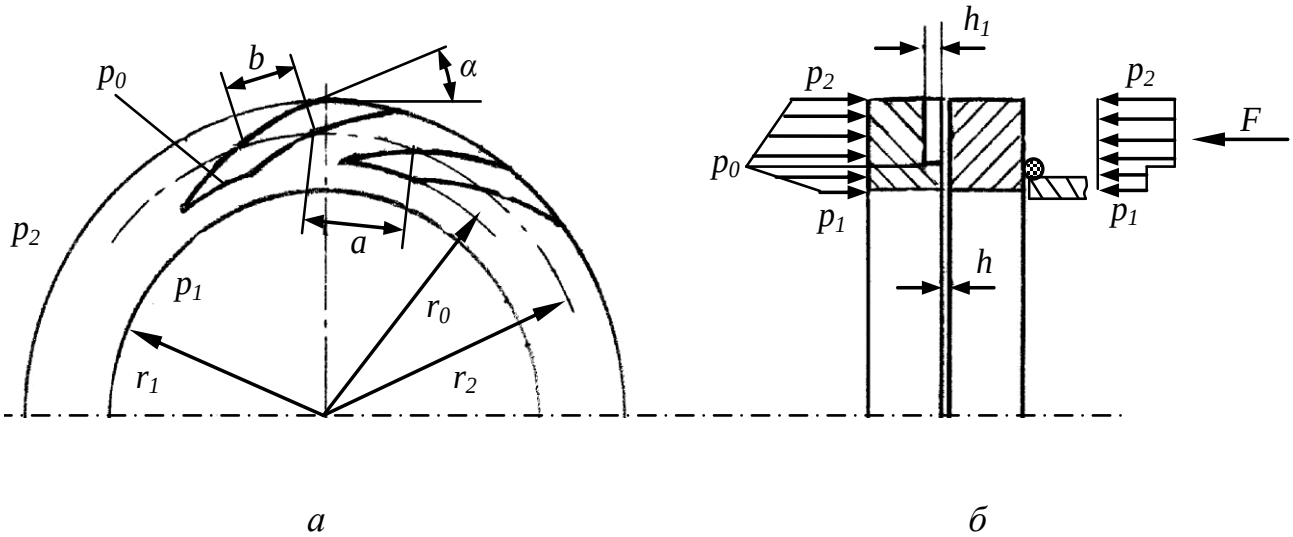


Рисунок 1.12 – Пара трения торцового уплотнения со спиральными канавками *(а)* и действующие на него силы *(б)*

Распределение давления в зазоре пары трения возрастает от p_2 до p_0 в результате нагнетания газа канавками и затем падает до p_1 в результате дросселирования зазором на уплотняющем пояске пары. Сила, сжимающая контакт пары, создается ступенчатой эпюрой давлений p_2, p_1 и силой пружин F.

Определяются силы давления в зазоре уплотнения. При ламинарном режиме течения газа полная сила давления может быть представлена как сумма газодинамической силы при перепаде давлений, равном нулю ($p_2 - p_1 = 0$), и газостатической силы при частоте вращения вала, равной нулю ($\omega = 0$). С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что эпюра распределения давления в паре трения идентична для областей, занятых канавками, и промежутков между ними, где величина зазора равна h.

Таким образом, на границе области, описанной окружностью с радиусом r_0, давление постоянно и равно p_0. Расход утечки газа через уплотнение Q_y будет:

$$Q_y = \frac{2\pi r_1 h^3}{12\mu}\left(\frac{p_0}{r_0 - r_1}\right). \qquad (1.1)$$

Расход газа Q_2 через канавки под действием напряжений жидкостного трения при сдвиге, считая по среднему радиусу канавок, составит

$$Q_2 = \omega(\frac{r_0 + r_2}{2}) sin^2 \alpha \cdot cos\alpha \cdot (\frac{h + h_1}{2}) b \cdot z, \qquad (1.2)$$

где ω – частота вращения вала; z – число канавок.

Расход газа Q_1 через канавки под действием перепада давлений p_0:

$$Q_1 = \frac{(h + h_1)^3}{12\mu} . \frac{p_0}{r_2 - r_0} \sin^3 \alpha \cdot b \cdot z . \qquad (1.3)$$

Расход газа Q_3 через промежутки между канавками:

$$Q_3 = \frac{h^3}{12\mu} . (\frac{p_0}{r_2 - r_0}) \alpha \cdot z . \qquad (1.4)$$

Баланс расходов равен:

$$Q_y = Q_2 - Q_1 - Q_3. \qquad (1.5)$$

Газостатическая сила давления в зазоре пары трения определяется при $\omega = 0$ и $p_2 > p_1$. Для упрощения выкладок принимается $p_1 = 0$, т. е. перепад давлений в уплотнении равен p_2. Для определения расхода газа через канавки следует использовать уравнение, аналогичное уравнению (1.3):

$$Q_1 = \frac{(h+h_1)^3}{12\mu} \cdot (\frac{p_2 - p_0}{r_2 - r_0}) \cdot \sin^3 \alpha \cdot b \cdot z\,. \qquad (1.6)$$

Расход газа через промежутки между канавками

$$Q_3 = \frac{h^3}{12\mu} . (\frac{p_2 - p_0}{r_2 - r_0}) \alpha \cdot z\,. \qquad (1.7)$$

Расход утечки газа Q_y выражается формулой (1).

Баланс расходов равен:

$$Q_y = Q_1 + Q_3. \qquad (1.8)$$

Из уравнений (1.5) и (1.8) определяются газодинамическое и газостатическое давления p_0. Складывая их, определяют суммарную величину p_0, откуда сила давления в зазоре уплотнения, стремящаяся раскрыть стык пары трения, будет

$$W = W_{hyd} + W_{st} = \pi({r_0}^2 - {r_1}^2)\frac{p_0}{2} + \pi({r_2}^2 - {r_0}^2)\frac{p_2 + p_0}{2}, \qquad (1.9)$$

где W_{hyd} – гидродинамическая сила; W_{st} – гидростатическая сила.

1.2 Манжетные уплотнения

Для герметизации валов при избыточном давление до *0,05 МПа* широкое распространение получили манжетные уплотнения. Манжетное уплотнение относится к контактным уплотнениям, герметизация в котором достигается за счет контактирования эластичного материала манжеты с валом. Манжетное уплотнение (рис. 1.13) состоит из корпуса *1*, изготовленного из эластичного материала, внутри которого устанавливается металлический каркас *3* для

обеспечения жесткости манжеты: кольцевой пружины *2,* прижимающей эластичную губу манжеты к валу, тем самым обеспечивая герметичность. Преимуществам манжетных уплотнений являются простота конструкции уплотнения, малые габаритные размеры, хорошая герметичность и возможность работы в контакте со многими средами [2]. К недостаткам манжетных уплотнений можно отнести повышенный износ эластичной губы, что приводит к частым заменам манжетного уплотнения. Важными факторами оказывающими влияние на работу манжетного уплотнения являются свойства резины.

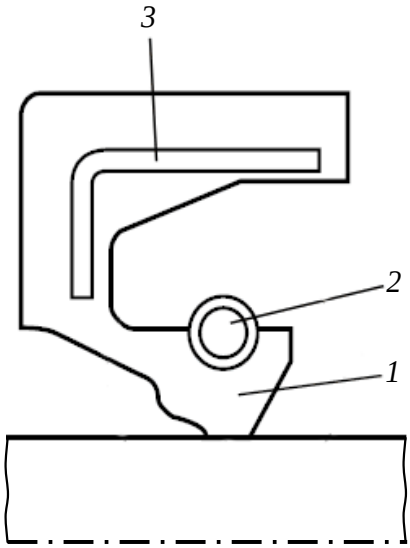


Рисунок 1.13 – Манжетное уплотнение

Считается, что манжетные уплотнения в малонагруженных центробежных машинах в большинстве случаев работают в условиях смешанного трения [73]. А значит между валом и манжетой образуется тонкая пленка, выполняющая роль смазки. Сохранение пленки между манжетой и валом является основным условием повышения ресурса и уменьшения износа манжетного уплотнения.

Известен ряд работ, в которых для создания пленки–смазки между валом и манжетным уплотнением применяется эффект гидродинамической несущей способности. В этих конструкциях на контактной поверхности резиновой

манжеты выполнены спиральные насечки (рис. 1.14), которые работают подобно лопаткам рабочего колеса центробежной машины, обеспечивая обратное нагнетание уплотняемой среды, хорошую смазывающую способность поверхности контакта и минимальные протечки. Уже существует целый класс различных конструкций гидродинамических манжетных уплотнений. Необходимо отметить, что в этих уплотнениях зачастую обеспечивается настолько высокая герметичность, что даже появился термин «уплотнение с нулевыми протечками» [74–79].

Рисунок 1.14 – Гидродинамическое манжетное уплотнение

1.3 Радиальные сальниковые уплотнения

1.3.1 Механизм работы радиальных сальниковых уплотнений

В условиях сравнительно низких значений показателя нагрузки PV $\left(PV<10 МПа\cdot м/с\right)$ существенными преимуществами по технико-экономическим показателям (простота, дешевизна, замена не требует полного демонтажа) обладают сальниковые уплотнения. Поэтому они остаются наиболее часто встречающимся типом уплотнений валов центробежных насосов общепромышленного назначения. Сальниковое уплотнение (рис.1.15) представляет собой кольцевую камеру в корпусе *1*, ограниченную поверхностью вала *2* и заполненную набивкой *3*, сжатой в осевом направлении нажимной втулкой *4*. За счет контактного давления устраняется видимый зазор

между набивкой и валом и обеспечивается требуемая герметичность: протечки уплотняемой жидкости, находящейся под избыточным давлением p_1, происходят лишь через каналы, образованные микронеровностями контактных поверхностей [80, 81].

Для достижения требуемой герметичности нужно, чтобы контактное давление хотя бы на части длины пакета превышало давление уплотняемой жидкости. Чем больше это превышение, тем меньше протечки, но тем больше трение набивки по валу, температура контакта, скорость изнашивания набивки и поверхности вала. Таким образом, повышение герметичности ведет к неизбежному снижению ресурса уплотнения, а основным фактором, определяющим герметичность и ресурс, является усилие сжатия набивки. Главным недостатком сальниковых уплотнений является неравномерность распределения контактного давления по длине уплотнения.

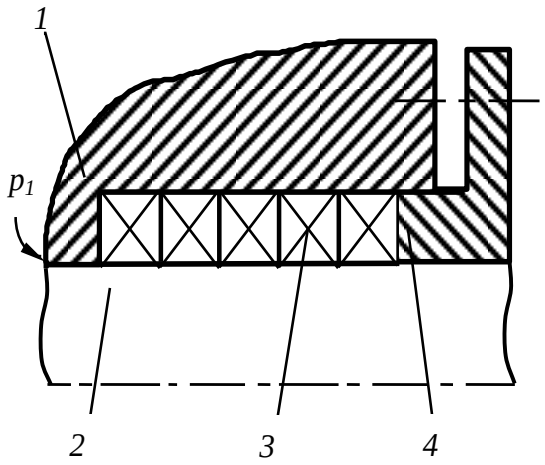


Рисунок 1.15 – Традиционная конструкция радиального сальникового уплотнения

Ресурс сальникового уплотнения во многом зависит от правильного выбора сальниковой набивки, которая должна обладать рядом физико-химических свойств. К числу важнейших относятся: механическая прочность, эластичность, износостойкость, антифрикционные качества, химическая, термическая и радиационная стойкость, низкий коэффициент теплового расширения, высокий коэффициент теплопроводности. Широкое

распространение получили плетеные сальниковые набивки. Для повышения физико-механических свойств набивки к основным волокнам добавляют некоторые цветные металлы или их сплавы в виде проволоки, фольги, порошков. Антифрикционные свойства набивки повышают за счет ее пропитки материалом, в качестве которого широко используется ПТФЭ (политетрафторэтилен).

Важными факторами, влияющими на ресурс уплотнения, являются правильный монтаж и обслуживание сальниковой набивки. Существует ряд основных правил по монтажу сальниковой набивки:

1) удалить старый уплотнитель из сальниковой камеры и полностью очистить камеру и вал;

2) подобрать подходящий размер набивки.

3) для монтажа используются ранние сформированные кольца сальниковой набивки. Не допускается намотка набивочного материала по спирали. На практике используются различные методы вычисления длины отрезка набивки, однако наибольшую популярность имеет намотка на вынутый из камеры вал насоса или на деревянный вал, диаметр которого равен диаметру вала насоса в зоне уплотнения. Способ намотки и разрезания набивки представлен на рисунке 1.16, набивка в ходе резки должна находиться в легком напряжении, но без натяга;

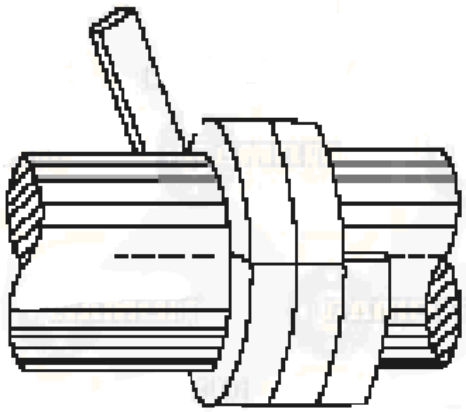


Рисунок 1.16 – Способ разрезания сальниковой набивки

4) наиболее выгодна установка сформированных (спрессованных) колец набивки в специальной пресс-форме;

5) спрессованные кольца или соответственно вырезанные отрезки набивки устанавливаются по одному в камеру так, чтобы в месте стыка концов кольца не было щели или концы не заходили друг на друга. Очередное кольцо помещается подобным образом, сдвигая места стыков колец на 90^0, легко прижимая к установленным кольцам. После установки кольца необходимо поджать, чтобы они сели на дно камеры.

В случаях, когда не допустима внешняя протечка уплотняемой среды (при перекачке токсичных, радиоактивных, взрыво- или пожароопасных жидкостей), используется двойное сальниковое уплотнение (рис. 1.17). В двойном сальниковом уплотнении пакет набивки разделен на две части фонарным кольцом, к которому подводится запирающая или охлаждающая жидкость под давлением, на *0,05–0,1 МПа* большим, чем уплотняемое.

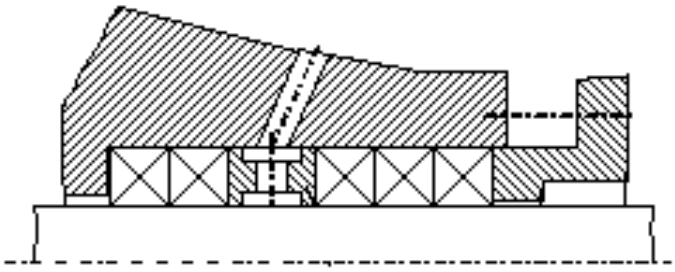


Рисунок 1.17 – Двойное сальниковое уплотнение

1.3.2 Способы выравнивания контактного давления

Неравномерность контактного давления по длине пакета набивки ведет к перегрузке отдельных участков, а следовательно, к уменьшению ресурса уплотнения в целом. Существует ряд конструктивных способов выравнивания контактного давления по длине пакета набивки. Рассмотрим некоторые конструктивные способы, устраняющие этот недостаток.

На рисунке 1.18 *а ,б* показаны конструкции сальниковых уплотнений с аксиально-подвижной сальниковой коробкой. В них за счет осевой

подвижности сальниковой коробки осевые силы трения набивки по валу и по внутренней поверхности коробки, возникающие при сжатии набивки, направлены в противоположные стороны. Известны также и другие варианты модификаций этих конструкций.

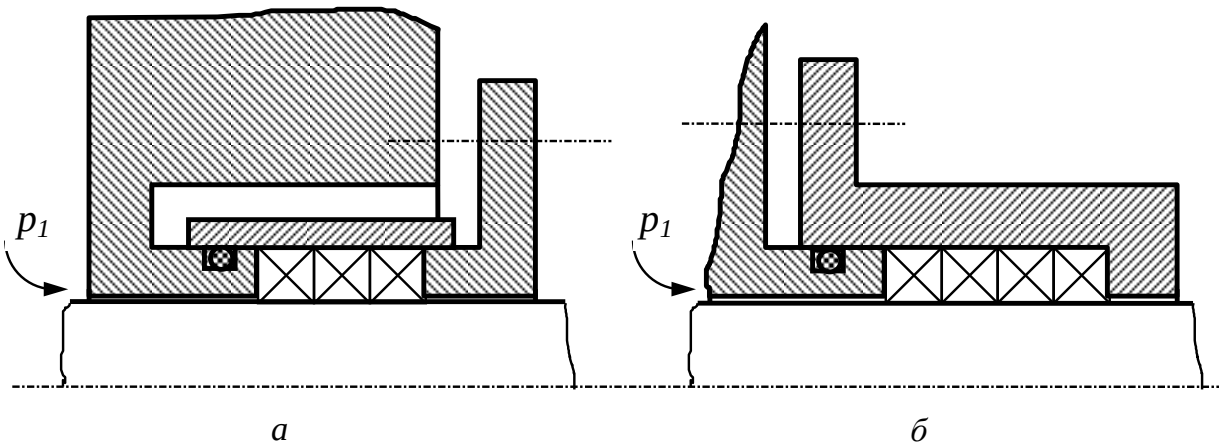


Рисунок 1.18 – Уплотнение с аксиально-подвижной сальниковой коробкой

Изменение формы сальниковой коробки под пакет набивки путем выполнения конической расточки сальниковой коробки (рис. 1.19) также приводит к выравниванию контактного давления набивки на вал. В таком уплотнении за счет радиального сжатия контактное давление повышается на внутренних кольцах и уменьшается по мере приближения к нажимной втулке. Недостатком рассмотренной конструкции остается ее чувствительность к различным видам несоосности. Этот недостаток устраняется в уплотнении с деформируемым корпусом (рис. 1.20), в котором давление выравнивается не только по длине пакета, но и по окружности колец набивки, эффективно снижая потери мощности на трение.

В корпусе сальника *1* выполнены продольные разрезы *2*, поэтому корпус состоит из консольных пластинок *3* (лепестков). Радиальные напряжения, возникающие в набивке *4* при ее осевом сжатии, сгибают пластинки *3*, изгибная жесткость которых уменьшается по мере удаления от дна корпуса. Благодаря этому кольца набивки разгружаются. Максимальные прогибы пластинок

возникают на их свободных концах, поэтому разгрузка колец сальниковой набивки возрастает по мере приближения к нажимной втулке *5*. Таким образом снимается пик напряжений в наружных кольцах, характерный для традиционной конструкции сальника.

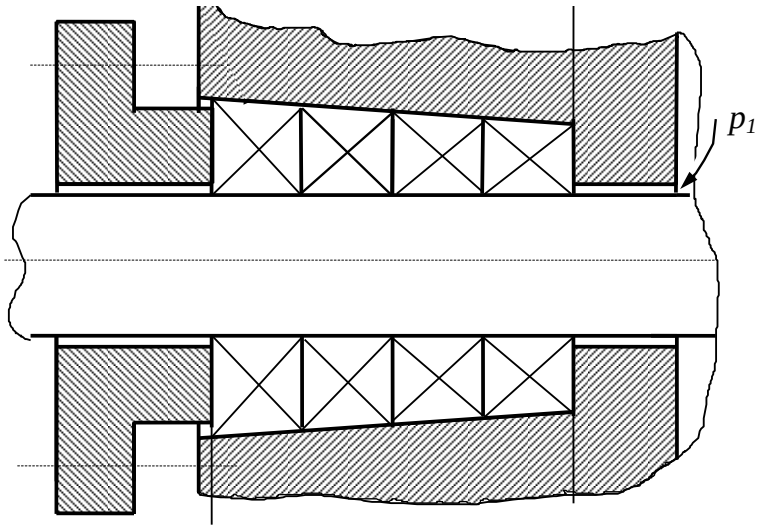


Рисунок 1.19 – Уплотнение с конусной расточкой сальниковой коробки

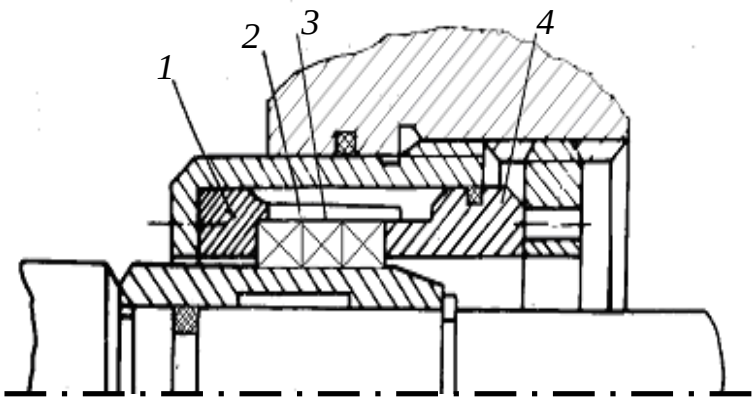


Рисунок 1.20 – Сальниковое уплотнение с деформируемым корпусом

1.4 Торцовые сальниковые уплотнения и их особенности

Удачной альтернативой традиционным (радиальным) конструкциям сальниковых уплотнений являются торцовые сальниковые уплотнения (ТСУ),

сочетающие в себе принцип действия торцовых механических и радиальных сальниковых уплотнений. На рисунке 1.21 показана традиционная конструкция торцового сальникового уплотнения, состоящего из аксиально-подвижной втулки *1*, упругих элементов *2*, кольца сальниковой набивки *3* и опорного диска *4*. К основным преимуществам торцовых сальниковых уплотнений можно отнести: отсутствие требований прецизионной обработки пары трения, обусловленное применением в качестве одного из колец контактной пары податливой сальниковой набивки; высокую герметичность и долговечность уплотнительного узла, сравнимые с торцовыми механическими уплотнениями. Несмотря на все эти преимущества, торцовые сальниковые уплотнения обладают недостатками. Главным недостатком торцового сальникового уплотнения является то, что из-за неравномерности распределения контактного давления по радиусу пары трения оно достаточно перегружено. Это приводит к тому, что вся ширина пары трения торцового сальникового уплотнения разделена на два участка: участок контакта, играющий основную роль герметизатора (наиболее перегруженный участок), и участок зазора между набивкой и опорным диском, на котором распределяется гидростатическое давление. Длина этих участков зависит от величины уплотняемого давления, усилия поджатия пружин и физико-механических свойств сальниковой набивки. Поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по разгрузке пары трения, обеспечивая при этом работу уплотнения в режиме смешанной смазки с минимальными коэффициентами трения и минимальными протечками.

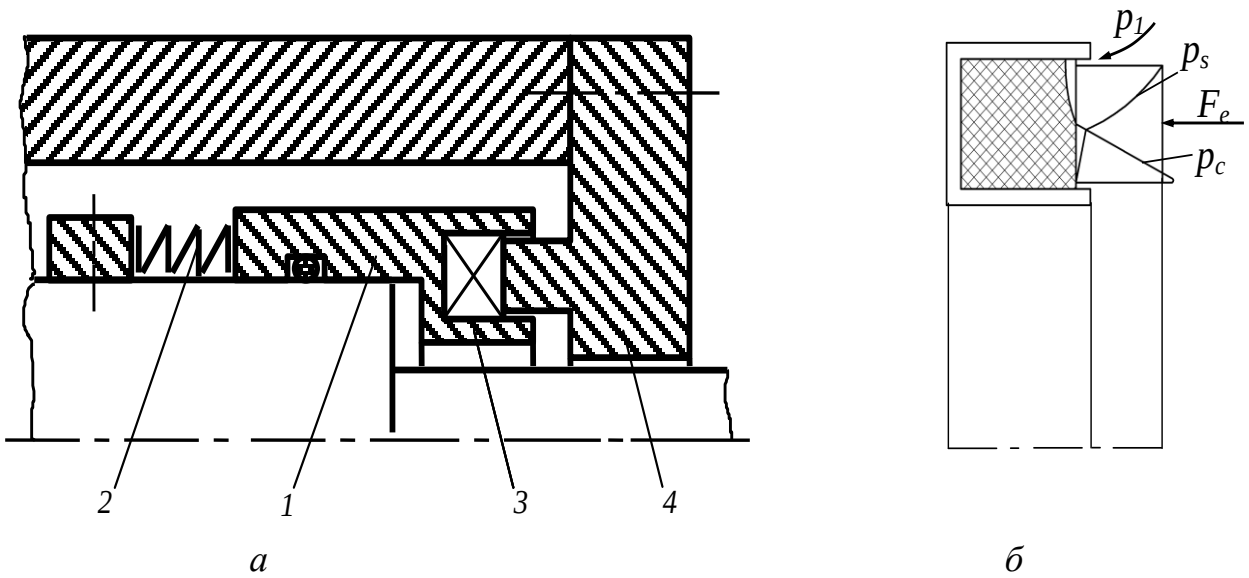


Рисунок 1.21 – Традиционная конструкция *(а)* и пара трения *(б)* торцового сальникового уплотнения (p_1 –давление уплотняемой среды, p_s – распределение давление в зазоре, p_c – распределение контактного давления по ширине пары трения, F_e –внешняя нагрузка)

Перечислим наиболее важные особенности торцовых сальниковых уплотнений:

1 Пару трения, как и в радиальных сальниках, образуют твердая металлическая и мягкая упругопластичная поверхности.

2 Вращающейся, как и в механических торцовых уплотнениях, может быть как твердая, так и мягкая поверхность.

3 В торцовом сальнике используется, как правило, одно кольцо набивки, и влияние силы трения на контактное давление пренебрежимо мало.

4 Уменьшенная площадь трения и лучший теплоотвод позволяют торцовым сальникам надежно работать с более высокими показателями нагруженности p_1v, с малыми, близкими к капельным, утечками и с повышенным, по сравнению с радиальными сальниками, ресурсом.

5 Существенно улучшенные тепловые характеристики позволяют создавать унифицированные патронного типа конструкции торцовых сальников для широкого диапазона рабочих параметров.

6 При необходимости торцовые сальниковые уплотнения могут использоваться как двойные.

7 Поскольку одна из контактных поверхностей – мягкая набивка, отпадают требования прецизионной обработки пар трения, обязательные для механических торцовых уплотнений, для которых допустимая неплоскостность не более *0,9 мкм.*

8 Торцовые сальники малочувствительны к упругим деформациям элементов конструкции.

9 Как и в механических торцовых уплотнениях, опорное кольцо и (или) втулка с набивкой имеют свободу осевых и угловых перемещений, способных компенсировать возможные технологические и эксплуатационные несоосности.

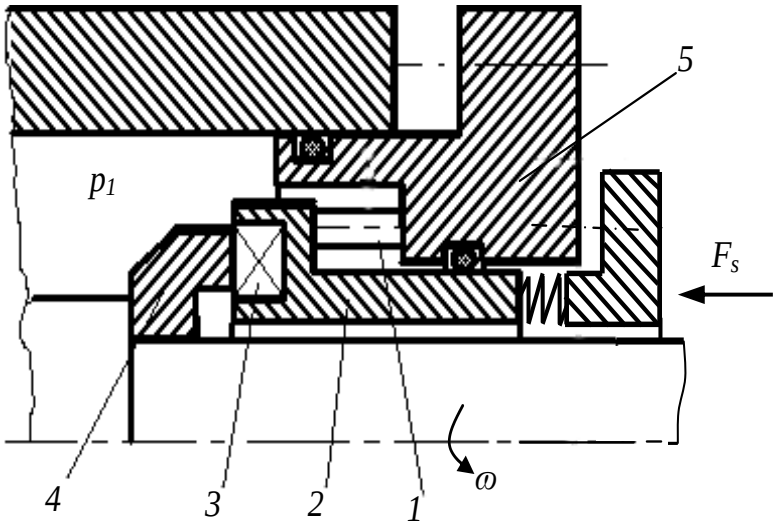
10 Антифрикционная пропитка сальниковой набивки уменьшает скорость изнашивания опорного кольца, и оно может изготавливаться из обычных конструкционных сталей.

11 В торцовом сальнике износ опорного кольца не влияет на герметичность узла, а величина износа практически не лимитируется.

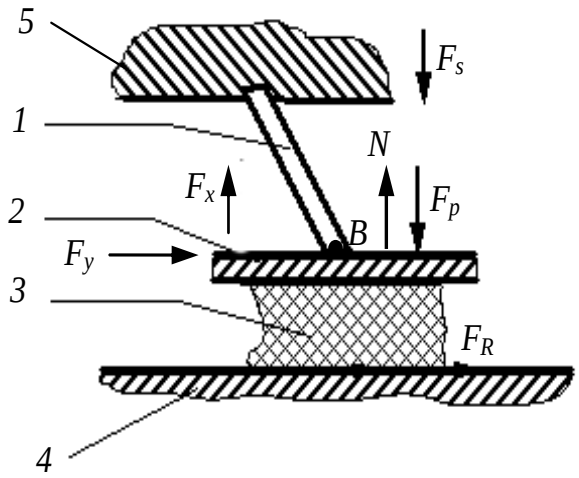
12 Замена поврежденного кольца сальниковой набивки не требует отсоединения насоса от привода, что приводит к нарушению центровки агрегата.

13 По технико-экономическим показателям (протечки, ресурс, потери на трение, расход набивки) торцовые сальники превосходят радиальные, а их стоимость и эксплуатационные затраты значительно ниже, чем механических торцовых уплотнений.

Известны конструкции торцовых сальниковых уплотнений, в которых устраняется их недостаток – зависимость контактного давления от уплотняемого. Этот недостаток устраняется в конструкции уплотнения (рис.1.22 *а*) с саморегулируемым моментом трения [83].



а



б

Рисунок 1.23 – Торцовый сальник с саморегулируемым моментом трения: *а)* конструктивная схема; *б)* упрощенная модель

ТСУ с саморегулируемым моментом в паре трения работает следующим образом (рис. 1.23). В равновесном состоянии горизонтальная составляющая силы реакции F_y упругих элементов *1*, связывающих крышку *5* и аксиально подвижную втулку *2* с размещенной в ней предварительно сжатой упругой набивкой *3*, уравновешивает силу трения F_R, возникающую в контакте набивки с опорным диском *4*. При увеличении силы поджатия F_s или силы уплотняемого давления F_p возрастает сила трения, вызывающая дополнительный поворот кольца и соответственно прогиб упругих элементов,

разгружая тем самым набивку и уменьшая трение (точка *B* на рис. 1.23 *б*) смещается вверх). Таким образом, упругие элементы обеспечивают отрицательную обратную связь между поворотом и осевым смещением кольца, между силой трения и контактным давлением [83]. Предложенный принцип регулирования допускает различные варианты исполнения, отличающиеся механизмом преобразования поворота аксиально подвижного кольца вокруг оси в его осевое смещение, т. е. механизмом обратной связи. Саморегулируемые торцовые сальники из-за усложнения конструкции и отсутствия надежной теории расчета пока не получили распространения.

1.5 Выводы и постановка задачи исследования

В условиях сравнительно низких значений показателя PV $\left(PV<10 МПа\cdot м/с\right)$ существенными преимуществами по технико-экономическим показателям обладают сальниковые уплотнения. Поэтому они остаются наиболее часто встречающимся типом уплотнений валов центробежных насосов общепромышленного назначения. Удачной альтернативой традиционным (радиальным) конструкциям сальниковых уплотнений являются торцовые сальниковые уплотнения, сочетающие в себе принцип действия торцовых механических и радиальных сальниковых уплотнений. К основным преимуществам торцовых сальниковых уплотнений относятся: отсутствие требований прецизионной обработки пары трения, обусловленное применением в качестве одного из колец контактной пары податливой сальниковой набивки; высокая герметичность и долговечность уплотнительного узла, сравнимые с торцовыми механическими уплотнениями. Несмотря на все эти преимущества, торцовые сальниковые уплотнения обладают недостатками. Главным недостатком торцового сальникового уплотнения является то, что из-за неравномерности распределения контактного давления по радиусу пары трения оно достаточно перегружено. Это приводит к тому, что вся ширина пары

трения торцового сальникового уплотнения разделена на два участка: участок контакта, играющий основную роль герметизатора (наиболее перегруженный участок), и участок зазора между набивкой и опорным диском, на котором распределяется гидростатическое давление. Длина этих участков зависит от величины уплотняемого давления, усилия поджатия пружин и физико-механических свойств сальниковой набивки. Поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по разгрузке пары трения, обеспечивая при этом работу уплотнения в режиме смешанной смазки с минимальными коэффициентами трения и минимальными протечками.

Разгрузка пары трения торцового сальникового уплотнения возможна за счет создания дополнительной силы гидродинамического давления в зазоре уплотнительного узла. Так, по аналогии с торцовыми гидродинамическими и манжетными уплотнениями этого можно добиться выполняя на поверхности опорного диска профилированные канавки специальной геометрии, которые за счет создания гидродинамического давления могут уменьшить величину контактного давления, а также обеспечить обратное нагнетание части потока в уплотняемую среду. Разработка новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения возможна только в результате создания надежной теории расчета такого уплотнительного узла.

Для расширения области применения саморегулируемого торцового сальникового уплотнения необходимо разработать методику статического расчета, которая позволяла бы выполнить анализ влияния основных параметров на статические характеристики.

Разработка новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений позволит существенно расширить их область применения, при этом увеличив их долговечность и герметичность.

РАЗДЕЛ 2
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ

2.1 Схема и описания экспериментального стенда

В проблемной лаборатории «Гермомеханики и вибродиагностики» кафедры общей механики и динамики машин Сумского государственного университета был разработан экспериментальный стенд для исследований процессов герметизации торцовых сальниковых уплотнений. Стенд состоит из гидравлической части и машины трения МДП-1 (рис. 2.1). На машину трения устанавливается экспериментальный узел (рис. 2.2) [84].

Экспериментальный стенд работает следующим образом. Из бака *1* через фильтр *2* и гаситель пульсаций *4* плунжерным насосом *3* уплотняемая жидкость под давлением *0,4–2,0 МПа* подаётся в экспериментальный уплотнительный узел *7*, установленный на машине трения *6*. Вал экспериментальной установки приводился во вращение асинхронным двигателем переменного тока мощностью *5 кВт*, а частота вращения регулировалась с помощью преобразователя частоты *10* в диапазоне *0–3000 об/мин*. Давление уплотняемой жидкости p_1 перед уплотнением контролировалось манометром *5*, величина протечек через уплотнение в различные моменты времени в течение испытаний измерялась мерной емкостью *9*.

Экспериментальный узел (рис. 2.2) представляет собой одинарное торцовое сальниковое уплотнение, состоящее из опорного диска *2*, аксиально-подвижной подпружиненной обоймы *3* с кольцом сальниковой набивки *4*. Начальное поджатие набивки к опорному диску осуществляется пружинами *5*. При помощи подвижного в осевом и окружном направлениях вала *1* осуществляется измерение пружинными динамометрами момента трения M_t и

внешней нагрузки F_0 в паре трения торцового сальникового уплотнения. Уплотнение работает с заданным коэффициентом нагрузки κ_0 = 0,95 и усилием сжатия пружин.

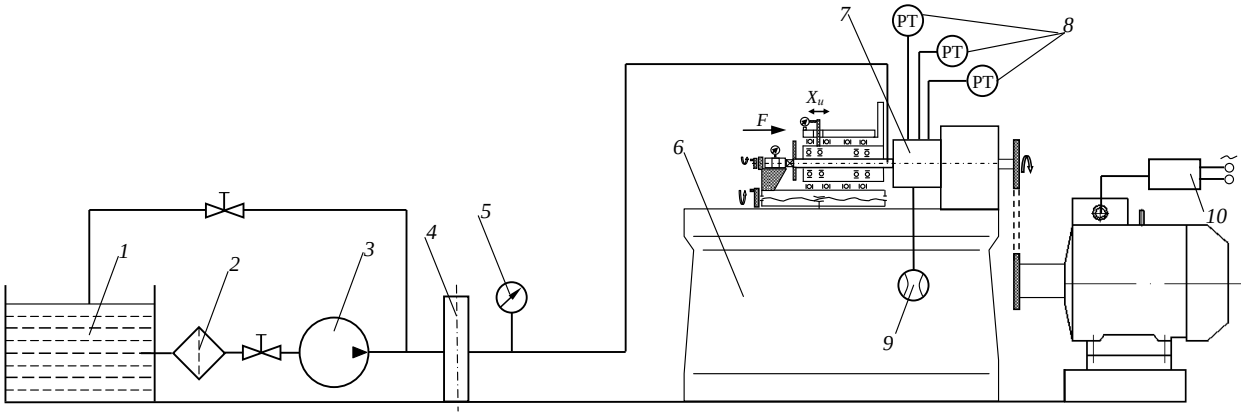


Рисунок 2.1 – Схема экспериментального стенда

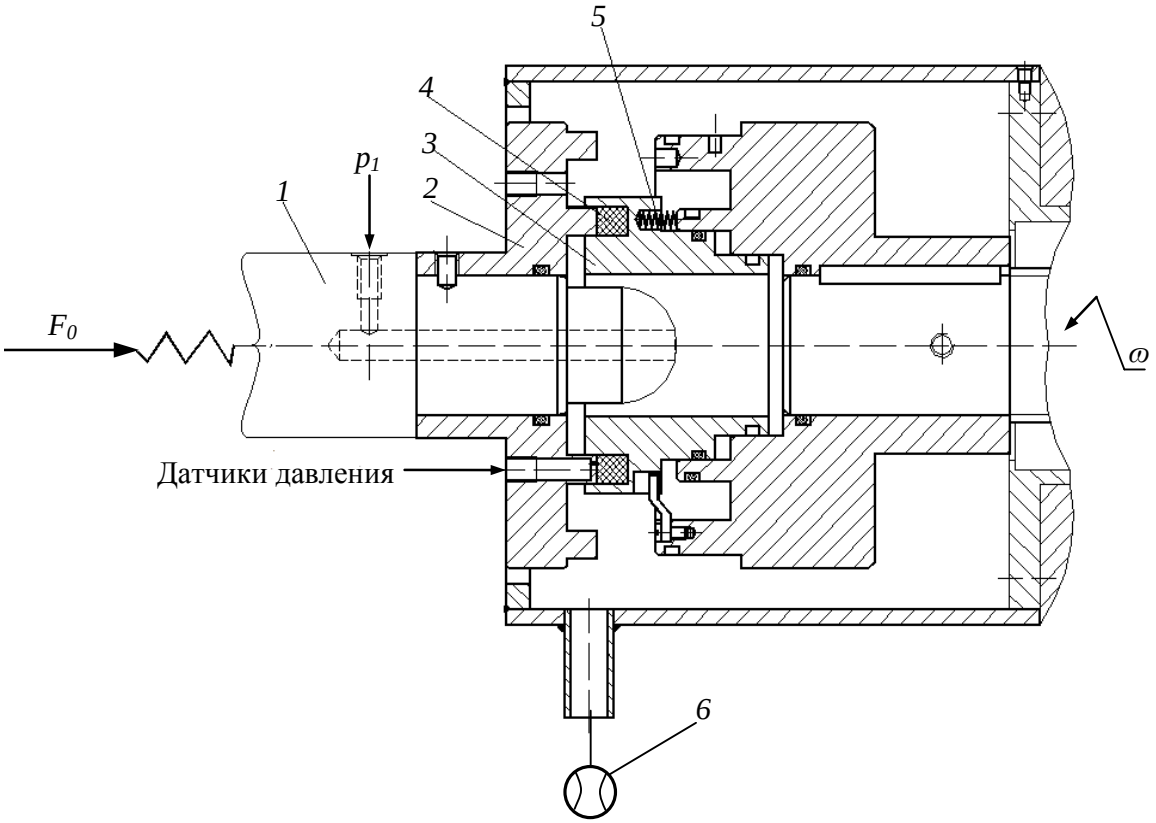


Рисунок 2.2 – Экспериментальный уплотнительный узел

В работе с целью сравнения проводились экспериментальные исследования традиционной и новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения: с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой и замкнутыми канавками на торцовой поверхности металлического диска.

Геометрия канавок новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений представлена на рисунках 2.3, 2.4. Конструкция уплотнения с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой (рис. 2.3) работает следующим образом. При поджатии обоймы с сальниковой набивкой к опорному диску набивка прогибается в местах канавок, образуя на поверхности контакта необходимый профиль, генерирующий при вращении вала избыточное гидродинамическое давление в паре трения. Геометрия замкнутых канавок второй конструкции представлена на рисунке 2.4. На поверхности опорного металлического диска выполнены два типа замкнутых канавок: открытые со стороны уплотняемой среды *1*, генерирующие повышенное по сравнению с давлением уплотняемой среды гидродинамическое давление, разгружающее контакт пары трения торцового сальникового уплотнения; замкнутые канавки *2*, которые за счет нагнетания потока в окружном направлении способствуют возврату части протечек обратно в уплотняемую полость. Набивка прогибается в эти канавки, образуя необходимой формы микроканалы, генерирующие гидродинамическое давление. Следует отметить, что в торцовых сальниковых уплотнениях дополнительный гидродинамический эффект может достигаться за счет податливости набивки и растяжения ее поверхностного слоя [85].

В экспериментах использовалась сальниковая набивка GAMBIT 608 размером *10×10*, изготавливающаяся из пряжи волокнистого PTFE, заполненного графитом и насыщенного силиконовым маслом. В качестве уплотняемой среды использовалась вода.

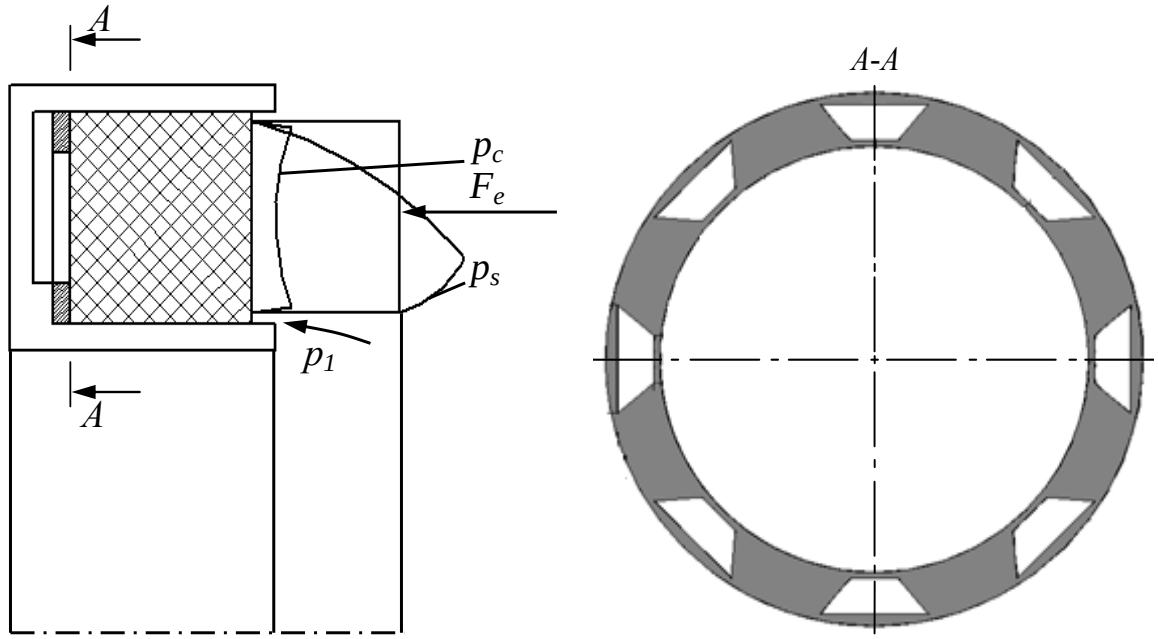


Рисунок 2.3 – Схема пары трения торцового сальникового уплотнения с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой

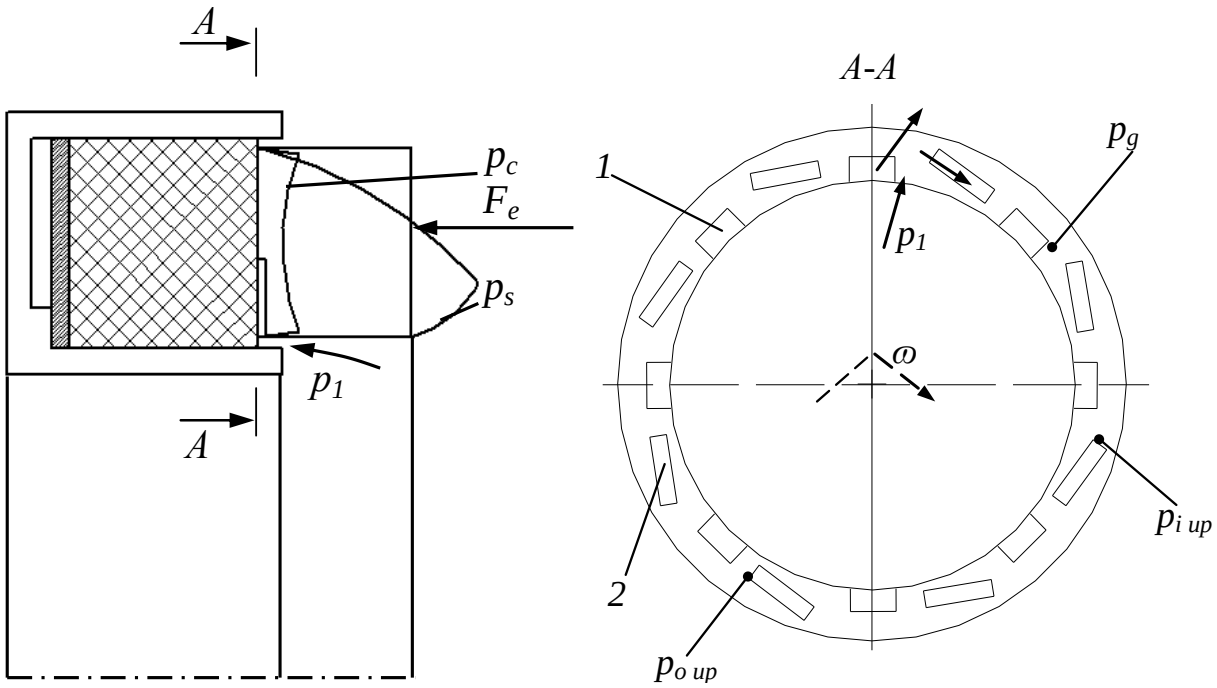


Рисунок 2.4 – Схема пары трения торцового сальникового уплотнения с замкнутыми канавками на торцовой поверхности металлического диска

Последовательность проведения экспериментальных исследований торцовых сальниковых уплотнений заключается в следующем:

1) в соответствии с правилами монтажа вырезается и устанавливается сальниковая набивка в экспериментальный уплотнительный узел;

2) в течение *2–3* часов осуществляется приработка сальниковой набивки для устранения ее первоначальной волнистости и шероховатости;

3) производятся испытания торцового сальника:

а) измеряются гидростатическое и гидродинамическое давления в паре трения;

б) контролируется протечка через уплотнение;

в) измеряется момент трения;

4) построение зависимостей по полученным результатам.

В процессе экспериментальных исследований контролировались основные рабочие характеристики торцового сальникового уплотнения, позволяющие судить об эффективности уплотнительных узлов: уплотняемое давление p_1; при помощи дренажных отверстий, выполненных на опорном диске, – давление p_g на выходе из канавки, создающей гидродинамическую расклинивающую силу; давление перед канавкой обратного нагнетания $p_{i\ up}$ и давление на выходе из канавки обратного нагнетания $p_{o\ up}$ (конструкция уплотнения с замкнутыми канавками на опорном диске рис. 2.4); в конструкции с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой гидродинамическое давление в паре трения контролировалось при помощи четырех дренажных отверстий, выполненных в опорном диске и смещенных относительно друг друга по радиусу с шагом *2 мм* и по окружности на 90^0; момент трения M_t и температура в контакте пары трения T, а также величина протечек Q.

2.2 Измерительные приборы

Для измерений основных рабочих характеристик торцового сальникового уплотнения использовались измерительные приборы:

– давление уплотняемой среды p_1 измерялось с помощью образцового манометра типа МО (класс точности *0,4*) с верхней границей шкалы измерения

10 кгс/см^2;

– для измерения давления p_g на выходе из гидродинамической канавки, давления перед канавкой обратного нагнетания $p_{i\ up}$ и давления на выходе из канавки обратного нагнетания $p_{o\ up}$ использовался измерительный комплекс фирмы Endevco, образованный на основе пяти универсальных блоков-преобразователей сигнала типа 4470 и компактных пьезорезистивных датчиков давления. Он обеспечивает получение на выходе напряжения постоянного тока, величина которого изменяется пропорционально изменению величины измеряемого давления. Коэффициент усиления блоков-преобразователей устанавливается пользователем в зависимости от конкретных условий. Это позволяет получать такой общий коэффициент преобразования, чтобы в зависимости от чувствительности используемых датчиков обеспечить необходимый диапазон изменения исходного напряжения. В созданной измерительной системе при изменении давления в пределах *0–5,0 МПа* исходное напряжение изменяется в пределах *0–5,0 В*;

– величина протечек *Q* измерялась при помощи мензурки и секундомера «Слава» (класс точности *0,5*);

– момент трения M_t измерялся при помощи динамометра весового типа. В качестве весов использовались весы торговые ПВ-6 с диапазоном измерения *0–60 Н,* цена деления которых составляет *0,1 Н* (при массе до *30 Н*);

–температура в паре трения *T* измерялась при помощи многоканального электронного термометра с компактными полупроводниковыми датчиками, которые можно разместить в непосредственной близости к исследуемому объекту или в каких-либо других необходимых точках контроля. Прибор обеспечивает получение на выходе напряжения постоянного тока, величина которого изменяется пропорционально изменению величины измеряемой температуры. Общий коэффициент превращения определяет диапазон изменения исходного напряжения в пределах *0–5,0 В* при изменении температуры в пределах *0–100* ^0C;

– частота вращения вала установки измерялась универсальным измерительным прибором “Vibroport” фирмы Schenk в комплекте с бесконтактным фотоэлектрическим датчиком.

Вся измерительная аппаратура имеет возможность ее подключения к автоматизированной измерительной системе с помощью блока аналого-цифрового преобразования сигналов, обеспечивающего ввод измерительной информации в компьютер для ее последующей обработки, анализа и хранения.

2.3 Результаты экспериментальных исследований

На рисунке 2.3 показано распределение гидростатического давления по радиусу пары трения в зависимости от уплотняемого давления в традиционной конструкции торцового сальникового уплотнения. Как видно из этого рисунка, вся ширина пары трения разделена на два участка: участок зазора и участок контакта. Это связано с тем, что сальниковая набивка, находящаяся в обойме, отжимается давлением уплотняемой жидкости p_1 от опорного диска. Чем больше давление уплотняемой жидкости, тем меньше участок контакта и тем больше он перегружен [86].

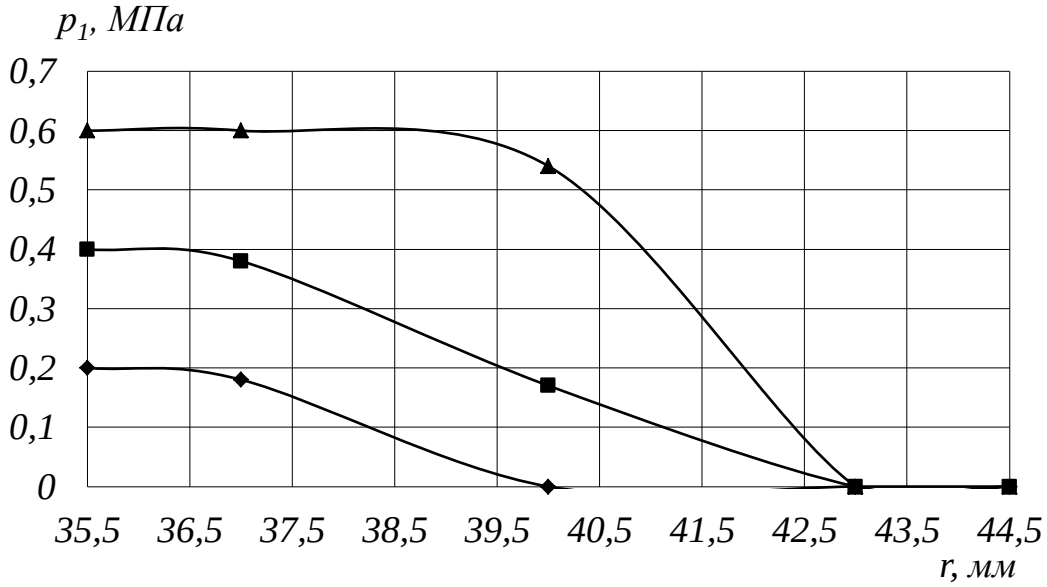


Рисунок 2.5 – Распределение гидростатического давления по радиусу пары трения традиционной конструкции торцового сальникового уплотнения

Испытания уплотнения с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой (рис. 2.6) показали, что в паре трения генерируется дополнительное к уплотняемому гидродинамическое давление, распределение которого (кривая *1*) показано на рисунке 2.6. При этом значительно увеличивается величина протечки (рис. 2.7). В ходе эксперимента для уменьшения протечек был увеличен коэффициент нагрузки. Увеличение коэффициента нагрузки привело к тому, что через некоторое время гидродинамическое давление понизилось и стало равным гидростатическому давлению (кривая *2*, рис. 2.6). Таким образом, эта конструкция стала работать как традиционная конструкция торцового сальникового уплотнения. Поэтому для эффективной работы предложенной конструкции необходимо подобрать оптимальный коэффициент нагрузки, обеспечивающий работу уплотнения в режиме гидродинамического трения с минимальными протечками.

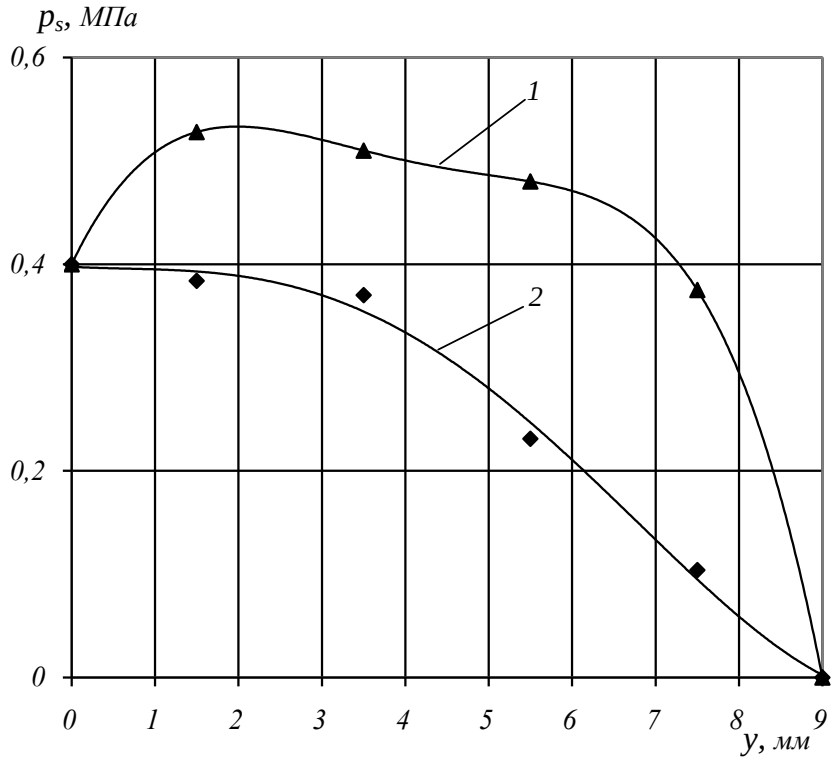


Рисунок 2.6 – Распределение давления по ширине пары трения торцового сальника с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой

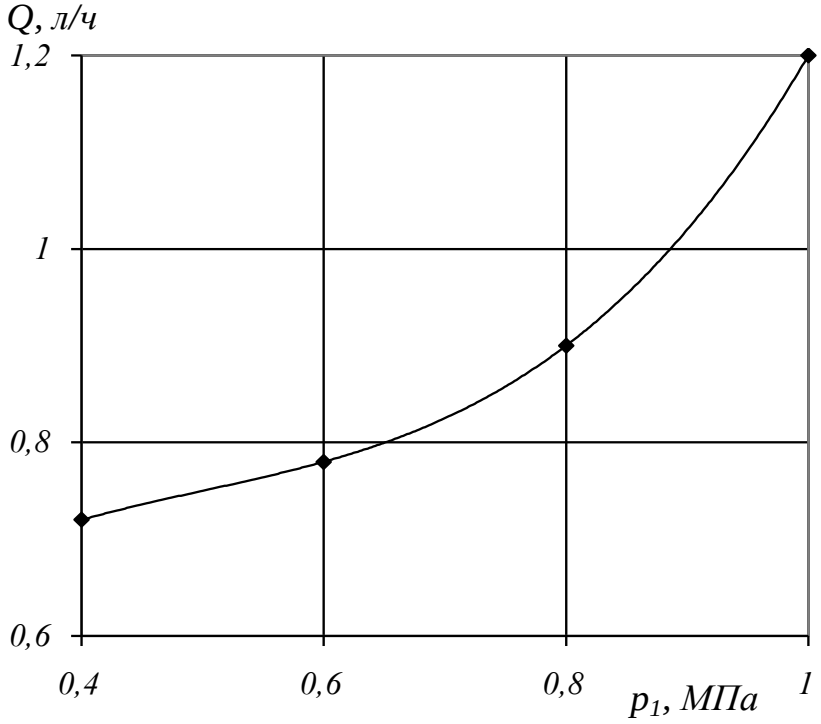


Рисунок 2.7 – Расходная характеристика торцового сальника с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой

Испытания конструкции уплотнения с замкнутыми канавками, выполненными на опорном металлическом диске, показали высокую эффективность нагнетания специально выполненных канавок. На рисунке 2.8 показано изменение гидродинамического давления на стадии приработки сальниковой набивки, из которого видно, что давление p_g на входе из гидродинамической канавки (*1*, рис. 2.4) превышало уплотняемое на *0,232 МПа*, а на выходе из канавки обратного нагнетания (*2*, рис. 2.4) давление $p_{o\ пр}$ превышало уплотняемое на *0,09 МПа*. При этом наблюдался достаточно низкий для сальниковых уплотнений уровень протечек *0,03–0,07 л/ч* (рис. 2.9). На рисунке 2.10 показано изменение гидродинамического давления в зависимости от времени для приработанной сальниковой набивки. Следует отметить, что давление в канавках генерируется даже при достаточно низкой частоте вращения *n = 2000 об/мин*, что соответствует скорости скольжения в паре трения *5 м/с* [87].

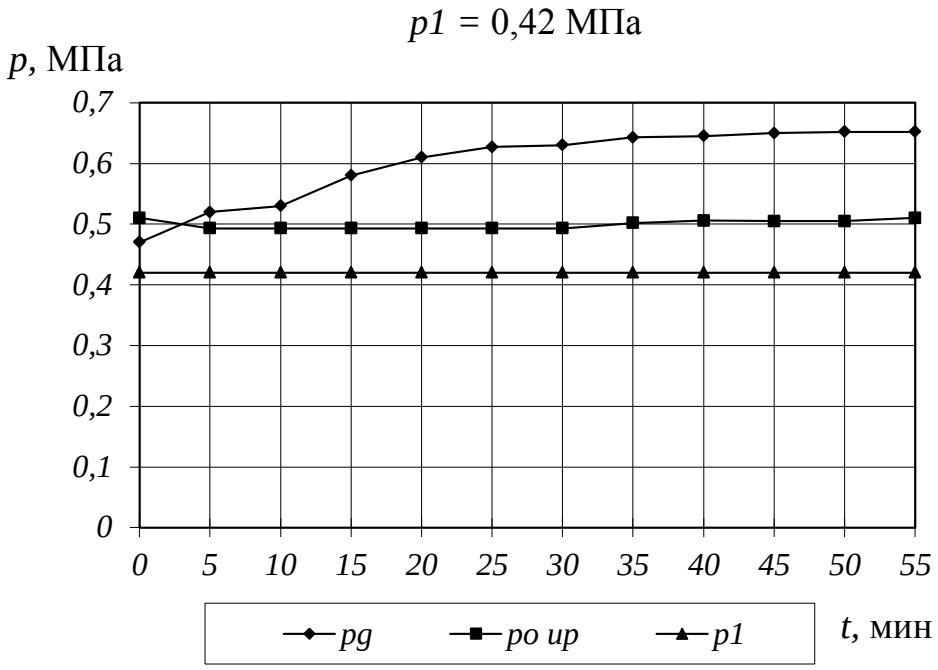


Рисунок 2.8 – Изменение гидродинамического давления на стадии приработки торцового сальника с замкнутыми канавками на опорном диске

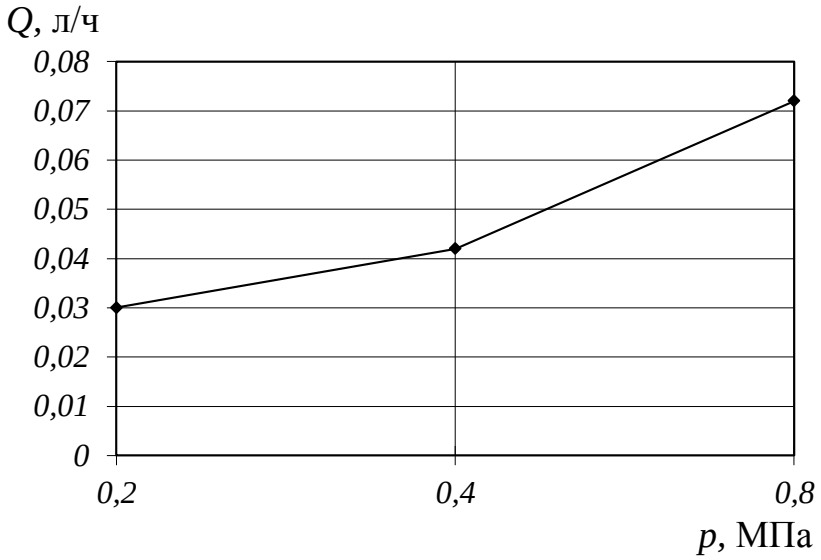


Рисунок 2.9 – Расходная характеристика торцового сальника с замкнутыми канавками на опорном диске

На рисунке 2.10 показано изменение гидродинамических давлений жидкости в паре трения торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой с замкнутыми канавками, выполненными на опорном диске, в зависимости от времени. Из этого рисунка видно, что

давление перед канавкой обратного нагнетания $p_{i\ up}$ ниже уплотняемого p_1. При этом за счет нагнетающего действия давление на выходе из этой канавки повышается до давления $p_{o\ up}$, которое больше уплотняемого. Эксперименты показали, что в конструкции с замкнутыми канавками на опорном диске более стабильно поддерживается гидродинамическое давление в паре трения в сравнении с конструкцией с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой. Между тем глубина канавок и их гидродинамическое действие в значительной мере зависят от свойств материала набивки, от качества ее опрессовки и приработки [88].

Важным фактором, подтверждающим эффективность предложенного способа разгрузки пары трения торцового сальникового уплотнения, является диапазон применимости в зависимости от величины уплотняемого давления.

На рисунках 2.11–2.13 показаны изменения давления p_g на выходе из гидродинамической канавки, давления перед канавкой обратного нагнетания $p_{i\ up}$ и давления на выходе из канавки обратного нагнетания $p_{o\ up}$ в зависимости от уплотняемого давления. Анализ рисунков позволяет свидетельствовать о том, что данная конструкция уплотнения может стабильно работать при различных величинах уплотняемого давления. На рисунке 2.14 показано повышение давления за один полный оборот вала.

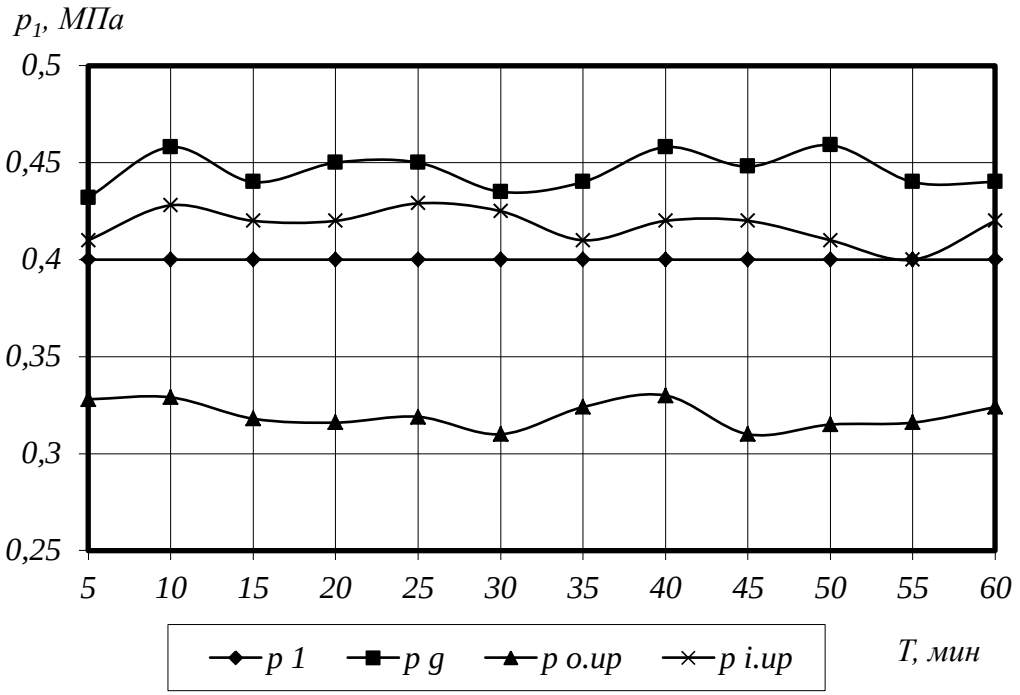


Рисунок 2.10 – Изменение давления в паре трения ТСУ с замкнутыми канавками на опорном диске в зависимости от времени

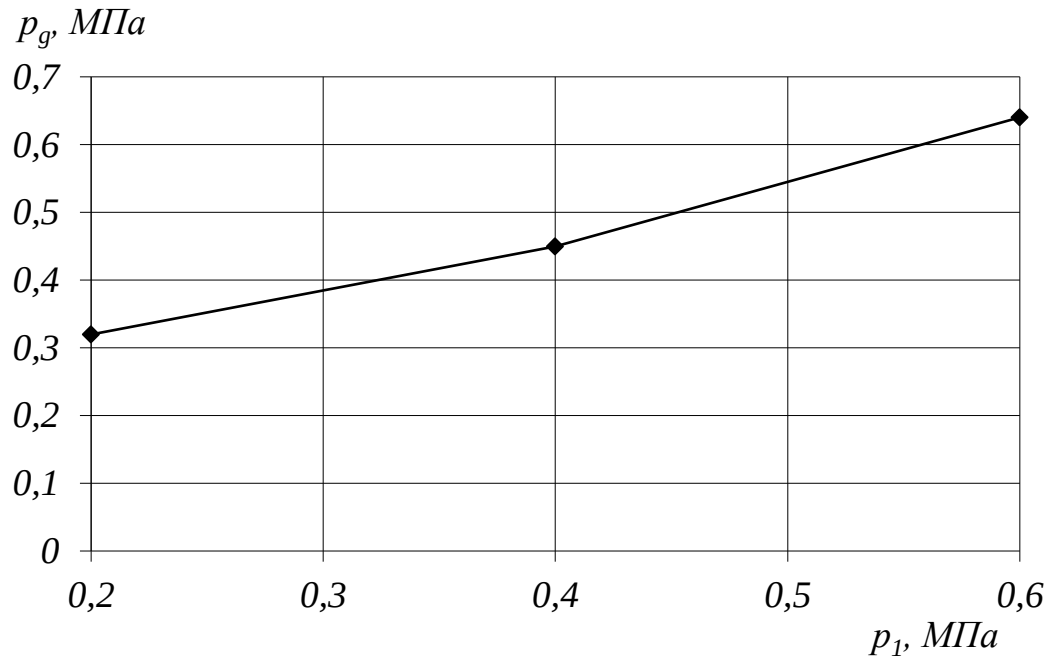


Рисунок 2.11 – Изменение давления на выходе из гидродинамической канавки в зависимости от уплотняемого давления

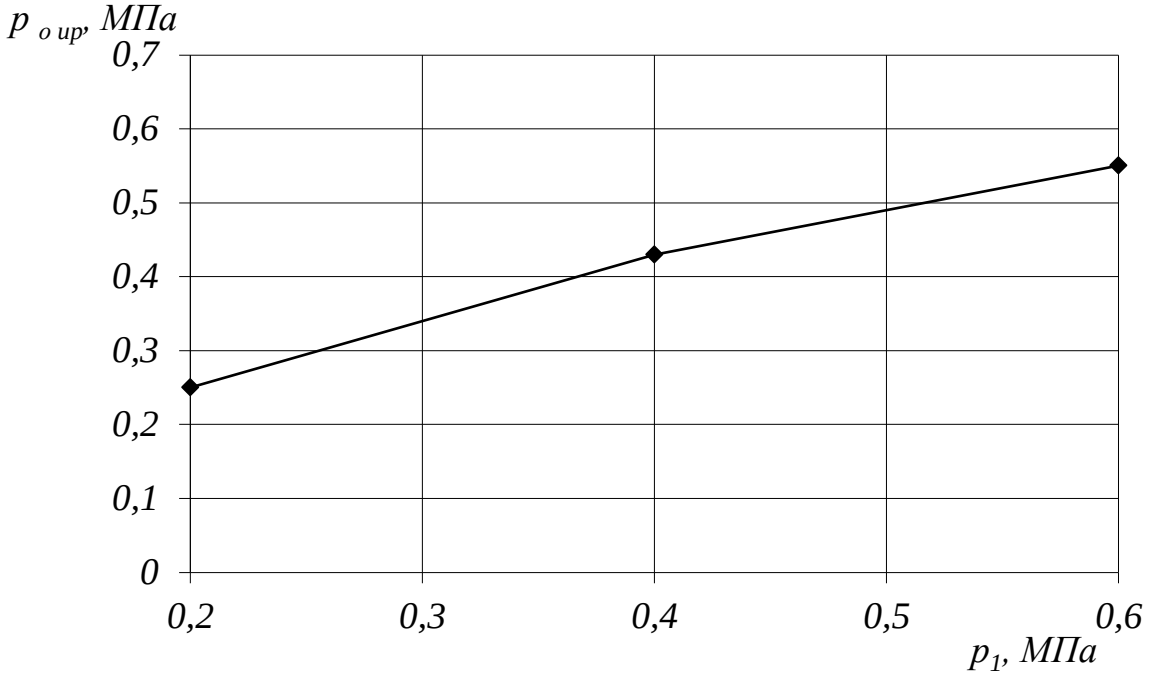


Рисунок 2.12 – Изменение давления перед канавкой обратного нагнетания в зависимости от уплотняемого давления

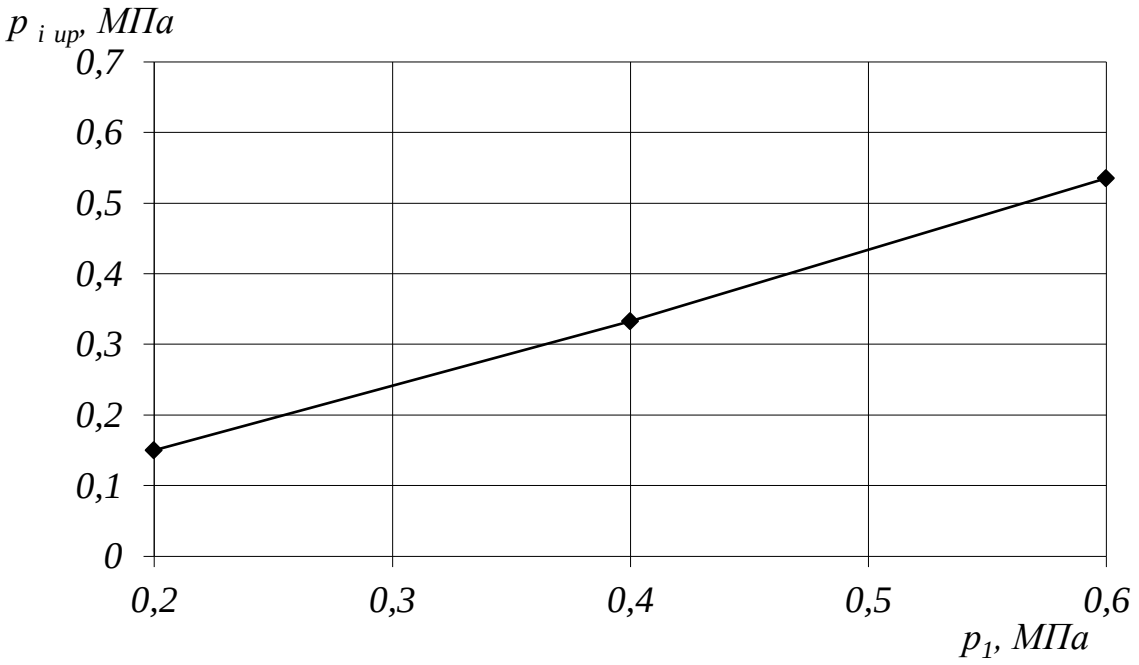


Рисунок 2.13 – Изменение давления на выходе из канавки обратного нагнетания в зависимости от уплотняемого давления

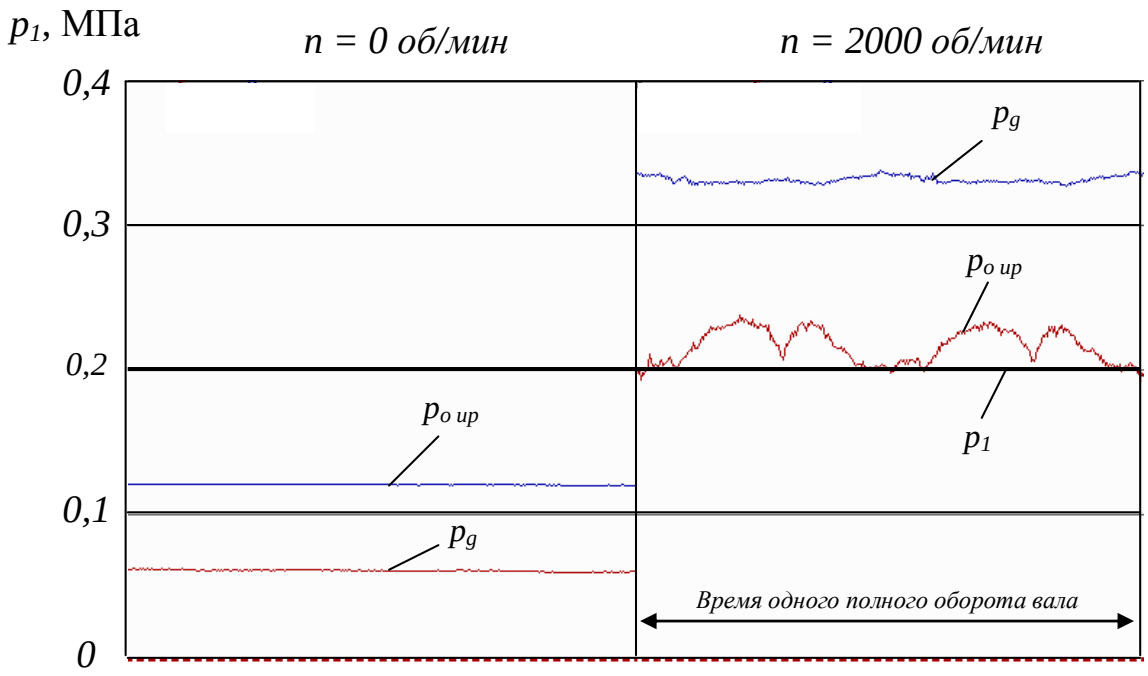


Рисунок 2.14 – Давление в паре трения в зависимости от частоты вращения вала

Для подтверждения эффективности новой конструкции торцового сальникового уплотнения с замкнутыми канавками на опорном диске был проведен сравнительный анализ экспериментально полученных рабочих характеристик традиционной и новой конструкций уплотнения. Сравнение показало (рис. 2.15, табл. 2.1), что в новой конструкции торцового сальникового уплотнения существенно меньше коэффициент трения, величина которого уменьшается с увеличением уплотняемого давления и соответствует гидродинамическому режиму трения. Так, при уплотняемом давление *0,6 МПа* коэффициент трения в новой конструкции практически в три раза меньше, чем в традиционной конструкций торцового сальникового уплотнения. Величина протечки с увеличением уплотняемого давления также снижается. Температура в процессе приработки торцовых сальниковых уплотнений повышалась и для новой конструкции стабилизировалась при значении *50* ^0C, а для традиционной конструкции – при температуре *60* ^0C. Таким образом, новой конструкции торцового сальникового уплотнения соответствуют меньшие

протечки, коэффициенты трения и температуры, что позволяет делать вывод о перспективности новой конструкции уплотнительного узла.

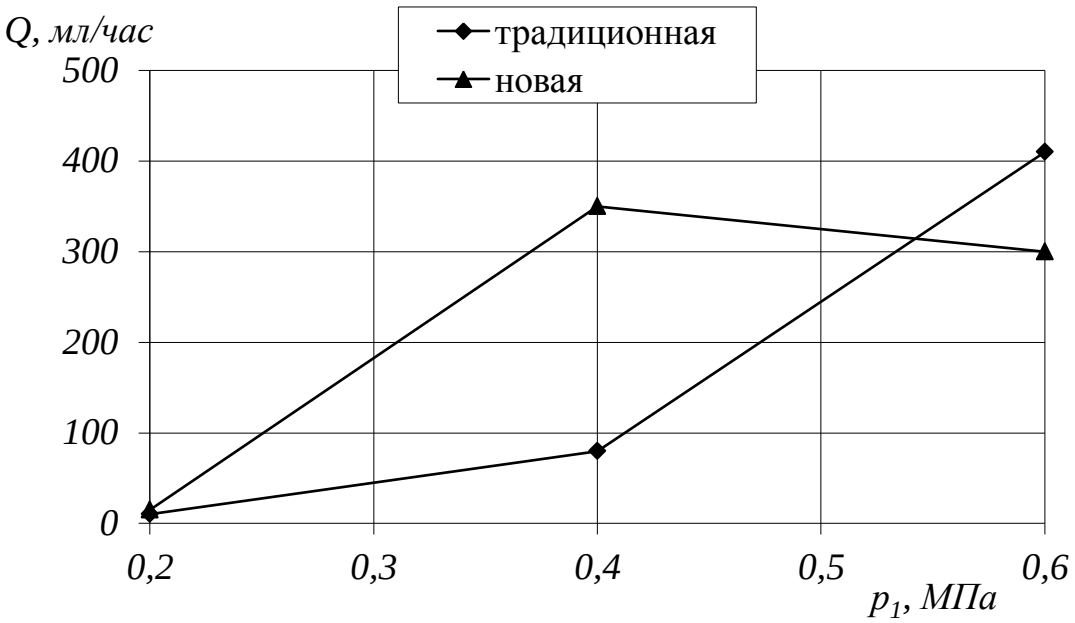


Рисунок 2.15 – Зависимость протечек от уплотняемого давления в традиционной и новой конструкциях торцового сальникового уплотнения

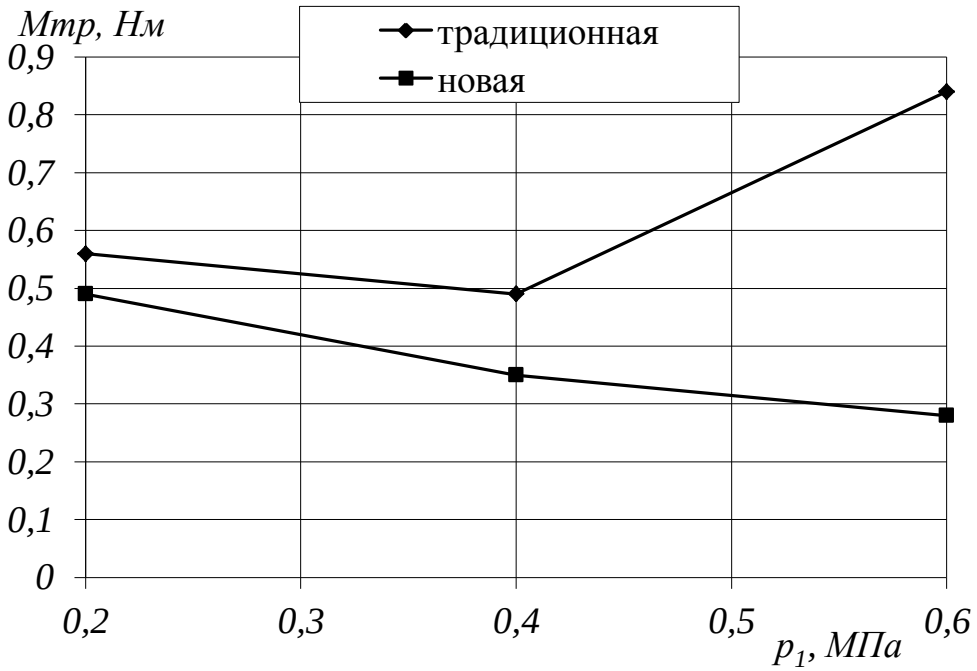


Рисунок 2.16 – Зависимость момента трения от уплотняемого давления в традиционной и новой конструкциях ТСУ

Сравнение результатов экспериментальных исследований

Таблица 2.1

Давление уплотняемой среды p_1, *МПа*	Коэффициент трения f		Мощность потерь на трение N_R, *Вт*	
	Традиционная конструкция ТСУ	Новая конструкция ТСУ	Традиционная конструкция ТСУ	Новая конструкция ТСУ
0,2	0,03	0,025	117	102
0,4	0,025	0,018	102	73
0,6	0,043	0,014	175	58

2.4 Выводы

Полученные результаты экспериментальных исследований позволяют говорить об эффективности новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения. Гидродинамические канавки в сочетании с канавками обратного нагнетания позволяют уменьшить протечки, трение и изнашивание, а также увеличить ресурс пары трения, что позволит в дальнейшем значительно расширить рабочие параметры торцового сальникового уплотнения. Эксперименты показали, что наиболее перспективной является конструкция торцового сальникового уплотнения с замкнутыми канавками, выполненными на опорном диске. Однако эффективная работа предложенных конструкций уплотнений зависит от правильного выбора геометрии, формы и количества гидродинамических канавок, что возможно только в результате создания надежной методики расчета таких уплотнений.

РАЗДЕЛ 3
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРИБОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК

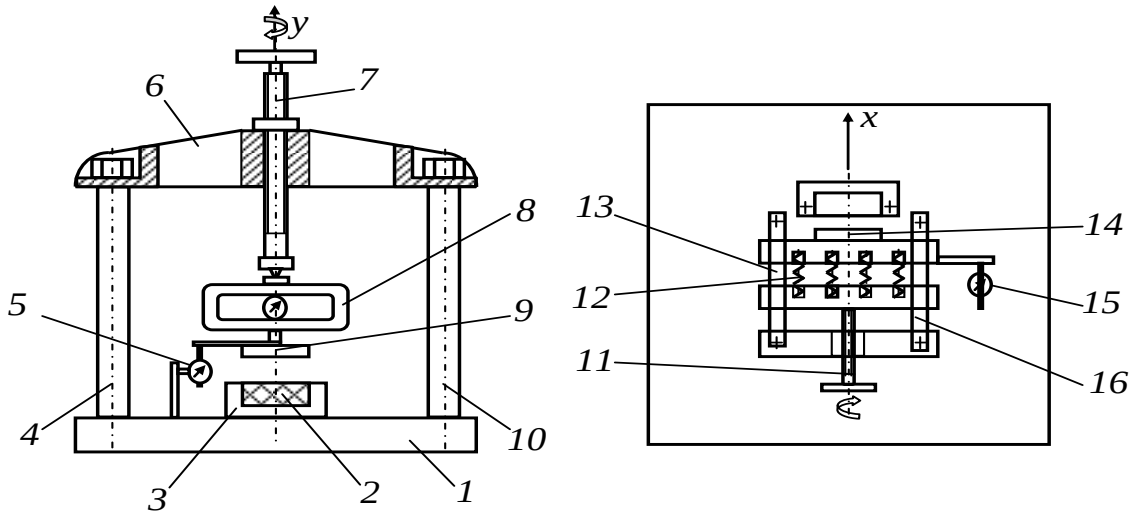
3.1 Определение физико-механических свойств сальниковых набивок

3.1.1 Экспериментальная установка и методика экспериментальных исследований

На базе учебного штамповочного пресса разработан прибор для определения физико-механических свойств сальниковых набивок (рис. 3.1). К основанию *1* прибора жестко крепится обойма *3*, в которую устанавливается образец сальниковой набивки *2* квадратного сечения. Обойма *3* открыта с одной стороны в вертикальном и с другой стороны – в горизонтальном направлениях. Сжатие образца набивки в вертикальном направлении осуществляется брусом *9* при закручивании винта *7* в кронштейн *6*, который крепится на основании *1* при помощи колоны *4* и *10* (рис. 3.1 *а*). Нагрузка, сжимающая набивку в вертикальном направлении, измеряется динамометром *8*, установленным между нагрузочным винтом и брусом. Для предотвращения трения между винтом и динамометром установлен упорный подшипник качения. Перемещение бруса *9* (деформация набивки Δ_y) регистрируется индикатором *5*.

В горизонтальном направлении (рис. 3.1 *б*) набивка деформируется брусом *14* при закручивании винта *11*, сжимающего пакет с пружинами *12*, который перемещается в направляющих *13*, *16*. Перемещение бруса *14* (деформации набивки Δ_x) измеряется индикатором *15*. Нагрузка в горизонтальном направлении определяется по величине осевого сжатия пружин и их жесткости. Установка позволяет создавать нагрузку на набивку в пределах от *0* до *300 кг*, а также испытывать сальниковые набивки различного сечения

b_0: *6×6, 8×8, 10×10, 13×13*. В экспериментах определялись модуль упругости E и коэффициент Пуассона ν [82].



а *б*

Рисунок 3.1 – Установка для определения физико-механических свойств сальниковых набивок: *а*) вид спереди; *б*) вид сверху

а *б*

Рисунок 3.2 – Фотография установки для определения физико-механических свойств сальниковых набивок: *а*) вид спереди; *б*) вид сбоку

Методика испытаний заключается в следующем. В ходе эксперимента образец сальниковой набивки опрессовывается три раза, чтобы определить влияние опрессовки на физико-механические свойства сальниковой набивки. Предварительно перед испытаниями опрессовывается образец набивки максимальной нагрузкой, для того чтобы уплотнить набивку, исключив ее первоначальную волнистость и пустоты между волокнами. После чего прикладываем к испытываемому образцу набивки постепенно возрастающую до максимального значения, изменяющуюся с заданным шагом, вертикальную нагрузку F_y. Получаем приращение осевой деформации Δ_y на каждом шаге. Приращение осевой деформации Δ_x получаем разгружая винтом пакет пружин. По полученным данным определяем модуль упругости E и коэффициент Пуассона ν как отношения приращений соответствующих величин [89, 90].

Модуль упругости определяем из соотношения

$$E = \frac{\Delta\sigma_y}{\Delta\varepsilon_y}, \tag{3.1}$$

где $\Delta\varepsilon_y = \Delta_y / b_0$, $\Delta\sigma_y = \Delta F_y / A_0$, A_0 – площадь поперечного сечения набивки.

Коэффициент Пуассона определяем по формуле

$$\nu = \frac{\Delta_x}{\Delta_y}. \tag{3.2}$$

Эксперименты были проведены для различных сальниковых набивок, таких как GAMBIT 608 размером *10×10* (изготавливается из пряжи из волокнистого PTFE, заполненного графитом и насыщенного силиконовым маслом), GAMBIT 6088 размером *8×8* (изготавливается из пряжи из

волокнистого PTFE, заполненного графитом), MS-360 POLMAN размером *8×8* (переплетение волокон из PTFE с графитом и арамидных волокон).

3.1.2 Результаты экспериментальных исследований

Результаты экспериментальных исследований представлены на рисунках 3.3–3.7. На рисунках 3.3–3.5 представлены зависимости относительной деформации от осевой нагрузки при нескольких циклических нагружениях. При первом цикле нагружения происходит уплотнение набивки за счет имеющихся пустот между нитями основы и частичного выдавливания смазочного материала. Появляется остаточная деформация. При последующих циклах нагружения происходят лишь сжатие материала и выдавливание пропитки. Набивка при увеличении нагрузки упрочняется, а её жесткость увеличивается. Как видно из этих рисунков зависимость относительной деформации от приложенной нагрузки при одноосном напряженном состоянии является нелинейной. На рисунках 3.6, 3.7 представлена зависимость коэффициента Пуассона от осевой нагрузки.

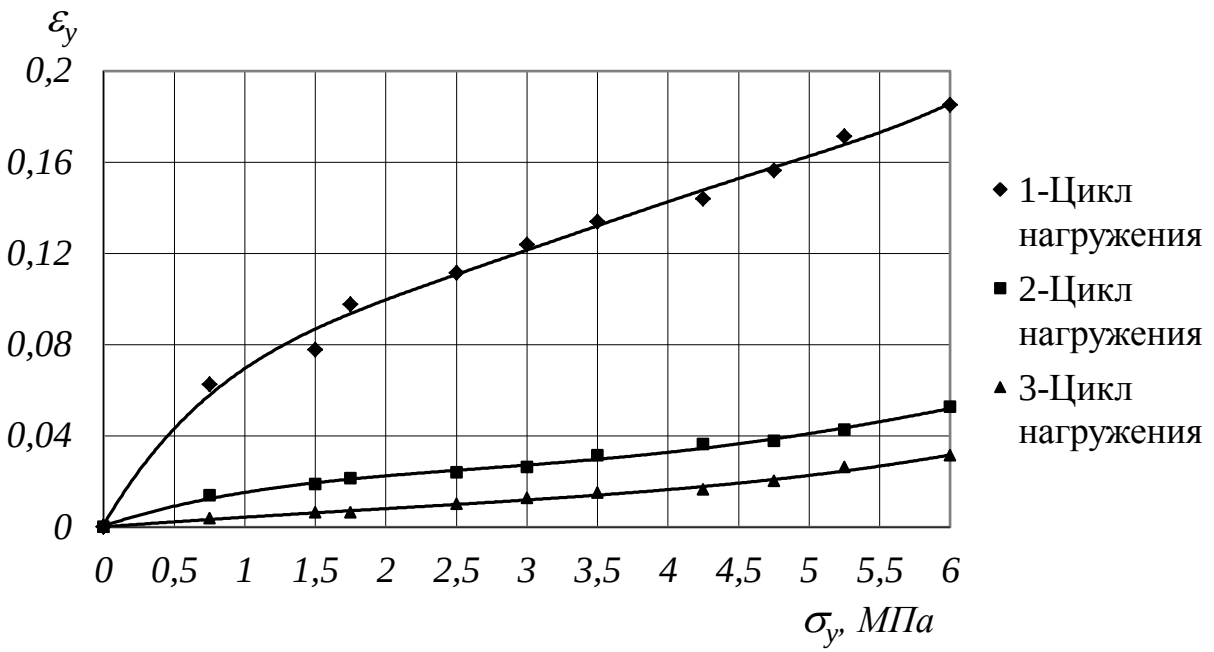


Рисунок 3.3 – Зависимость относительной деформации от осевой нагрузки при нескольких циклических нагружениях (GAMBIT 6088 размером *8×8)*

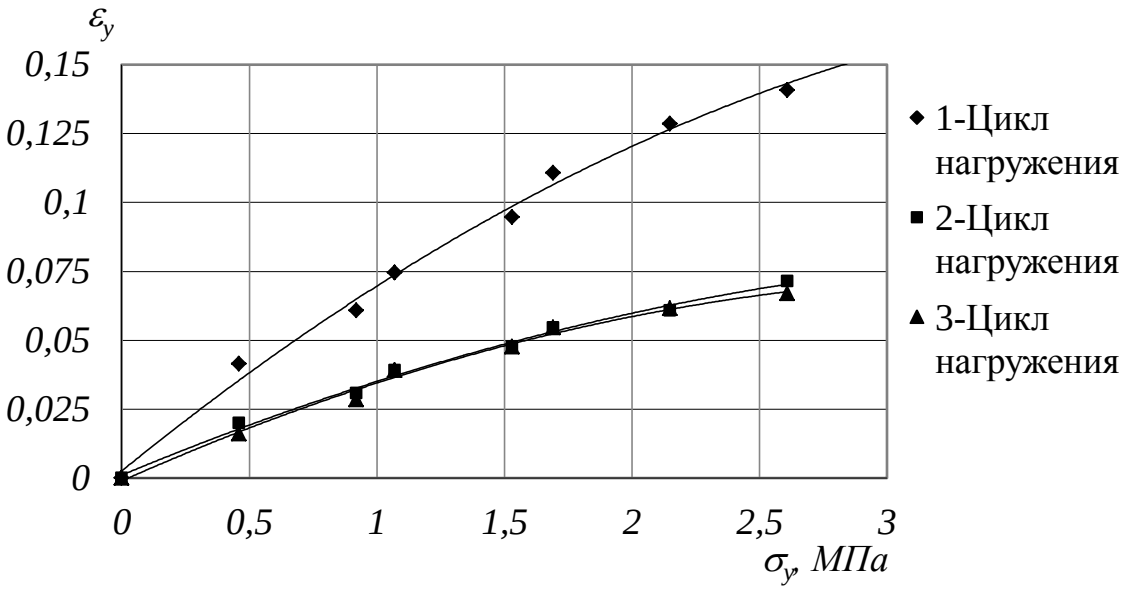


Рисунок 3.4 – Зависимость относительной деформации от осевой нагрузки при нескольких циклических нагружениях (GAMBIT 608 размером *10×10)*

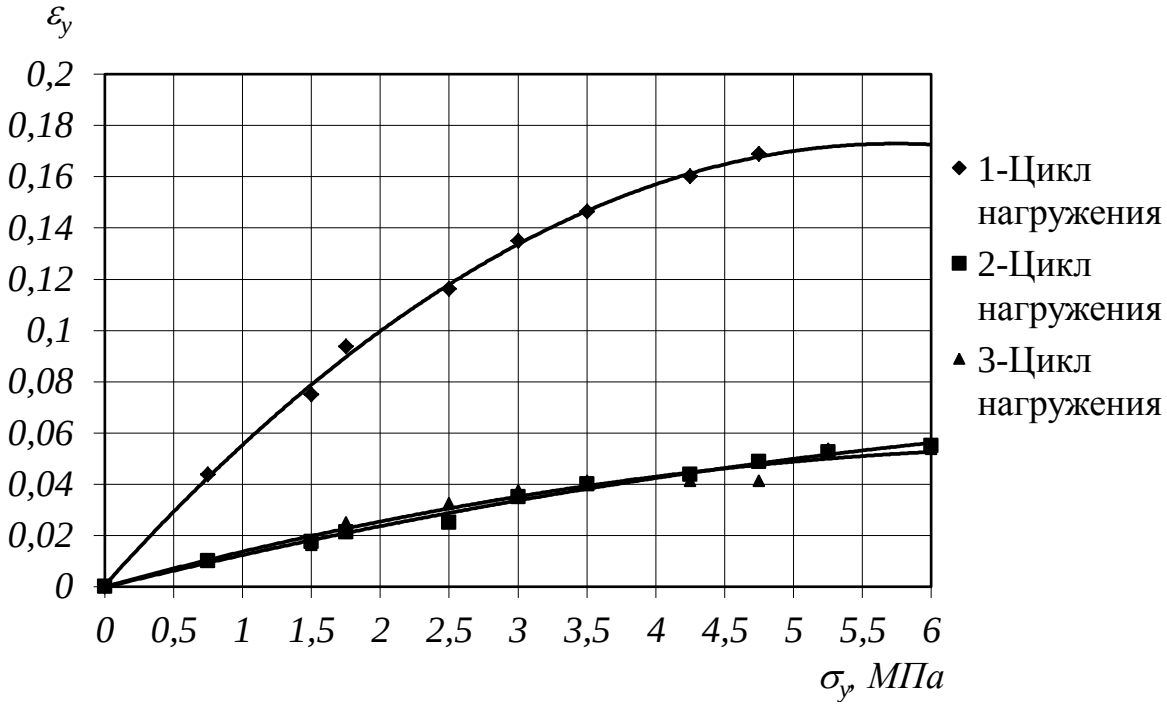


Рисунок 3.5 – Зависимость относительной деформации от осевой нагрузки при нескольких циклических нагружениях (MS-360 POLMAN размером *8×8*)

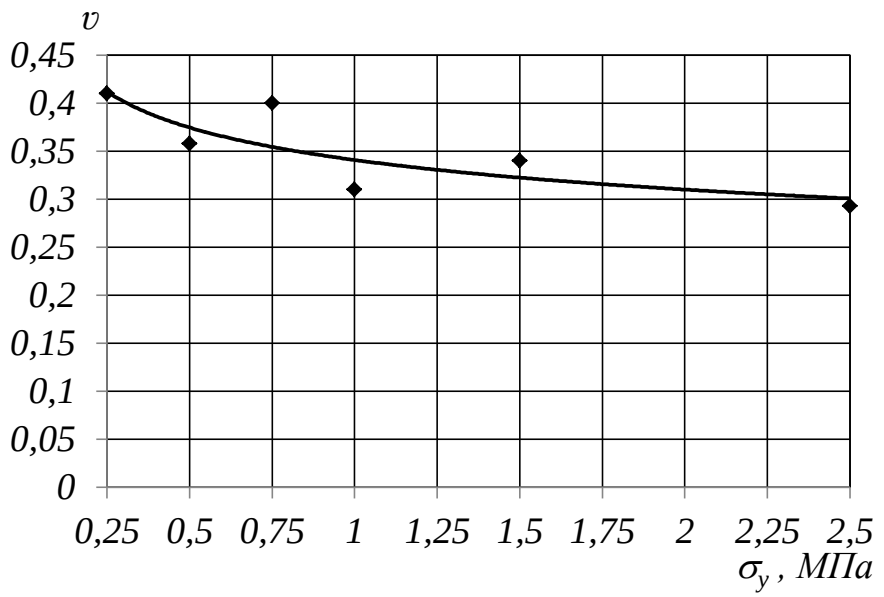


Рисунок 3.6 – Зависимость коэффициента Пуассона от осевой нагрузки (GAMBIT 608 размером *10×10)*

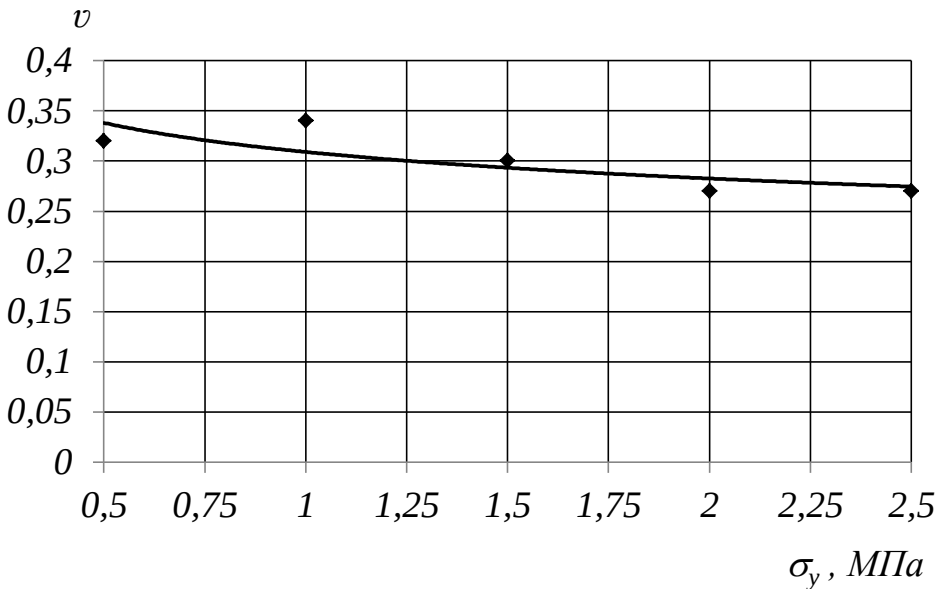


Рисунок 3.7 – Зависимость коэффициента Пуассона от осевой нагрузки (MS-360 POLMAN размером *8×8*)

В таблице 3.1 представлен сравнительный анализ модуля упругости для различных типов сальниковой набивки в зависимости от прикладываемой нагрузки. В качестве сравнения берутся значения относительной деформации и осевой нагрузки для третьего цикла нагружения. Как видно из таблицы 3.1,

модуль упругости сальниковой набивки является величиной непостоянной и может зависеть от прикладываемой нагрузки и типа сальниковой набивки.

Сравнение модулей упругости разных типов сальниковой набивки в зависимости от осевой нагрузки

Таблица 3.1

Тип сальниковой набивки	Модуль упругости *E*, *МПа*	
	$\sigma_y = 1 МПа$	$\sigma_y = 2{,}5 МПа$
GAMBIT 6088 размером *8×8*	200	100
GAMBIT 608 размером *10×10*	28	38
MS-360 POLMAN размером *8×8*	67	83

Сравнение коэффициентов Пуассона разных типов сальниковой набивки в зависимости от осевой нагрузки

Таблица 3.2

Тип сальниковой набивки	Коэффициент Пуассона	
	$\sigma_y = 1 МПа$	$\sigma_y = 2{,}5 МПа$
GAMBIT 608 размером *10×10*	0,31	0,29
MS-360 POLMAN размером *8×8*	0,34	0,27

3.1.3 Обработка результатов

Поскольку зависимость модуля упругости и коэффициента Пуассона от осевой нагрузки является нелинейной, необходимо подобрать аналитическую функцию с достаточной точностью аппроксимирующую экспериментальные данные. Для этого используется метод наименьших квадратов (МНК) [91].

Суть МНК состоит в том, что функцию $f(x, a_1, a_2, ..., a_k)$, аналитически наиболее точно описывающую результаты эксперимента, необходимо подобрать таким образом, чтобы сумма квадратов отклонений

экспериментальных значений y_i от расчетных $Y_i = f(x_i, a_1, a_2, ..., a_k)$ была бы наименьшей:

$$S(a_1, a_2, ..., a_k) = \sum_{i=1}^{n} (y_i - Y_i)^2 = \sum_{i=1}^{n} \left[y_i - f(x_i, a_1, a_2, ..., a_k) \right]^2 \to \min, \quad (3.3)$$

где $a_1, ..., a_k$ – неизвестные коэффициенты уравнения регрессии. Условием минимума функции (3.3) является равенство нулю всех ее частных производных. Продифференцировав (3.3) по неизвестным параметрам, получим систему уравнений, решением которой определяются неизвестные коэффициенты регрессии $a_1, ..., a_k$ [92, 93].

Из рисунков 3.3–3.7 видно, что визуально лучше подходит квадратическая зависимость между относительной деформацией и осевой нагрузкой, а для зависимости коэффициента Пуассона от осевой нагрузки лучше подходит степенная зависимость. Для определения тесноты связи между относительной деформацией и осевой нагрузкой используют индекс корреляции

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^{n} (y_i - Y_i)^2}{\sum_{i=1}^{n} (y_i - M_y)^2}}, \quad (3.4)$$

где M_y – среднее значение экспериментальных значений *y*.

Индекс корреляции находится в пределах от *0* до *1*. В случае функциональной зависимости индекс корреляции приблизительно равен *1*. При отсутствии функциональной зависимости индекс корреляции практически равен *0* [93].

На рисунках 3.8–3.10 представлены экспериментальные точки для третьего цикла нагружения и подобранная к ним МНК зависимость относительной деформации от осевой нагрузки. В таблицах 3.2, 3.3 приведены уравнения регрессий, полученные МНК, а также индексы корреляции.

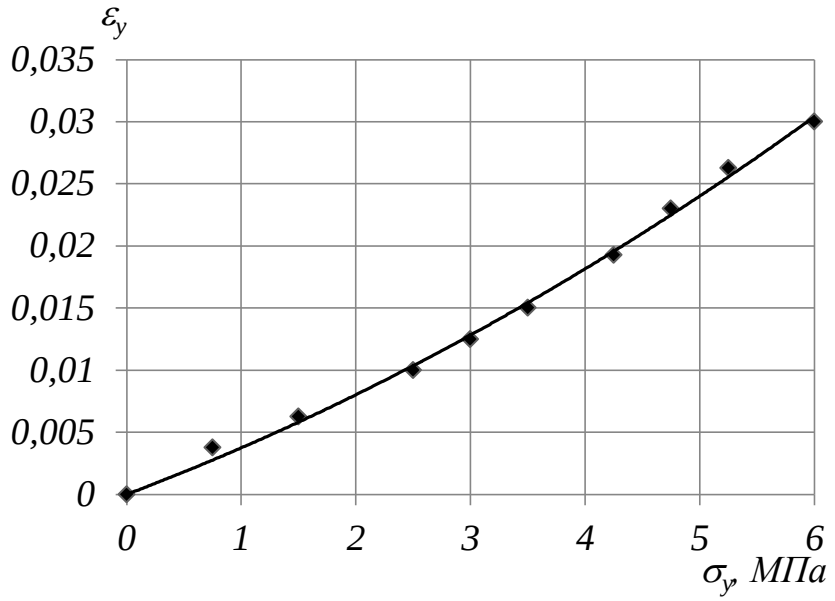


Рисунок 3.8 – Зависимость относительной деформации от осевой нагрузки (GAMBIT 6088 размером *8×8)*

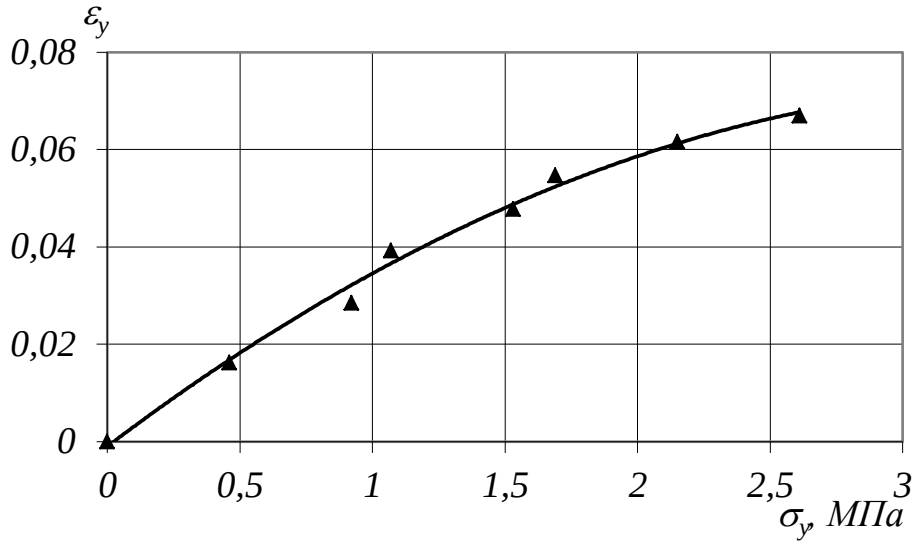


Рисунок 3.9 – Зависимость относительной деформации от осевой нагрузки (GAMBIT 608 размером *10×10)*

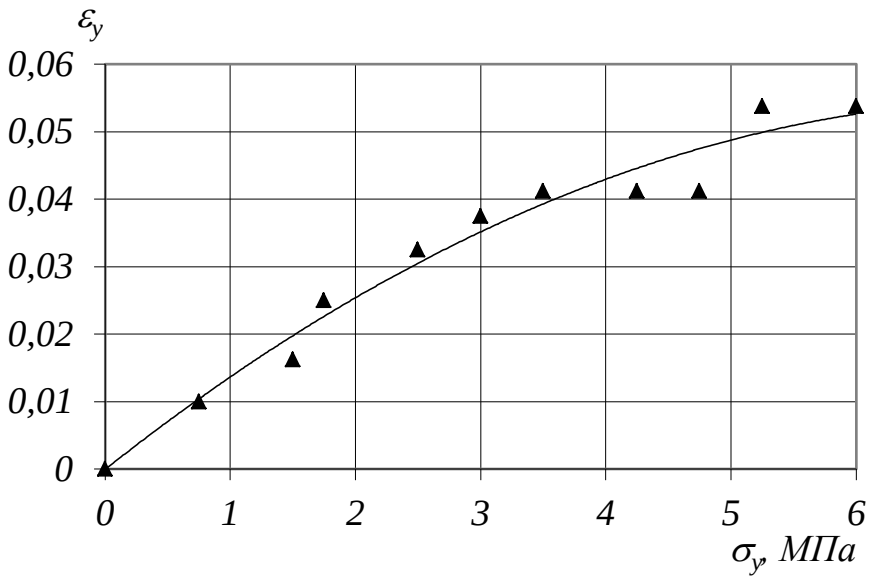


Рисунок 3.10 – Зависимость относительной деформации от осевой нагрузки (MS-360 POLMAN размером *8×8*)

Уравнения регрессий относительной деформации от осевой нагрузки

Таблица 3.3

Тип сальниковой набивки	Уравнение регрессии	Индекс корреляции
GAMBIT 6088 размером *8×8*	$\varepsilon_y = 0{,}0007 \cdot \sigma_y^2 + 0{,}0011 \cdot \sigma_y + 0{,}0018$	0,9857
GAMBIT 608 размером *10×10*	$\varepsilon_y = -0{,}0057 \cdot \sigma_y^2 + 0{,}0412 \cdot \sigma_y - 0{,}001$	0,9963
MS-360 POLMAN размером *8×8*	$\varepsilon_y = -0{,}00 \cdot \sigma_y^2 + 0{,}0147 \cdot \sigma_y$	0,9838

Уравнения регрессий коэффициента Пуассона от осевой нагрузки

Таблица 3.3

Тип сальниковой набивки	Уравнение регрессии	Индекс корреляции
GAMBIT 608 размером *10×10*	$\nu = 0{,}341 \cdot \sigma_y^{-0{,}1364}$	0,8186
MS-360 POLMAN размером *8×8*	$\nu = 0{,}3121 \cdot \sigma_y^{-0{,}1317}$	0,8219

3.2 Определение шероховатости сальниковой набивки

Сальниковая набивка имеет плетеную структуру, поэтому в результате трения она будет иметь рельефно-шероховатую рабочую поверхность. При этом протечки через уплотнения определяются микроканалами, образующимся в результате контакта этой поверхности с опорным диском. Определение профиля шероховатости сальниковой набивки традиционным контактным способом невозможно, так как набивка имеет достаточно незначительную твердость. Поэтому необходимо применять современные бесконтактные оптические способы определения шероховатости.

В рамках сотрудничества с Политехникой Свентокжиской г. Кельце (Польша) при прохождении летней школы по метрологии был определен оптическим способом профиль шероховатости сальниковой набивки GAMBIT 608 размером *10×10*. Перед определением шероховатости образец сальниковой набивки был сначала опрессован для уменьшения влияния плетеной структуры набивки, после чего проводилась приработка набивки.

Шероховатость набивки была измерена с помощью бесконтактного трехмерного профилографа-профилометра фирмы Taylor Hobson – Talysurf CCI-Lite (рис. 3.11). Профилограф Talysurf CCI-Lite является усовершенствованным типом интерферометра. Он использует алгоритм корреляции для обнаружения пика когерентности и фазового положения интерференционного профиля, выполняемого модулем оптического сканирования. Профилограф Talysurf CCI–Lite неоценим в области применения, требующей высокой точности анализа трехмерного профиля. К высокому уровню гибкости системы добавляются полностью автоматизированный каскад и автоматические программы измерений. С помощью Talysurf CCI–Lite могут быть измерены все типы поверхностей: полированных или шероховатых, криволинейных, плоских или ступенчатых, поверхностей с коэффициентом отражения в диапазоне между *0,3* и *100 %*. Все измерения для различных поверхностей выполняются в одном режиме. Могут

быть измерены самые различные типы материалов, даже такие как стекло, полимеры и пасты [95].

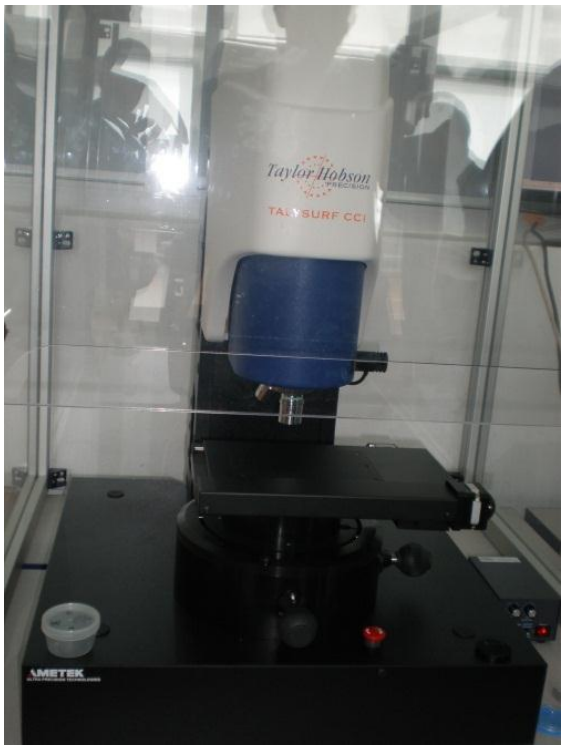


Рисунок 3.11 – Бесконтактный трехмерный профилограф Talysurf CCI-Lite

На рисунках 3.12–3.14 представлены результаты измерения профиля шероховатости поверхности сальниковой набивки в конструкции торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения. Профиль шероховатости поверхности сальниковой набивки имеет равномерное распределение пиков и впадин. Это свидетельствует о равномерности распределения контактного давления по ширине пары трения и износа трущихся поверхностей сальниковой набивки и опорного металлического диска.

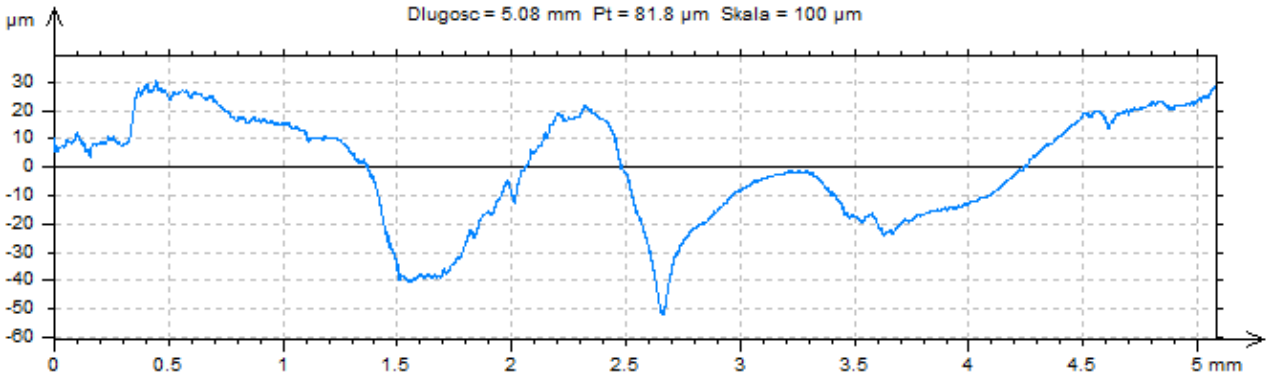


Рисунок 3.12 – Двухмерный профиль шероховатости сальниковой набивки

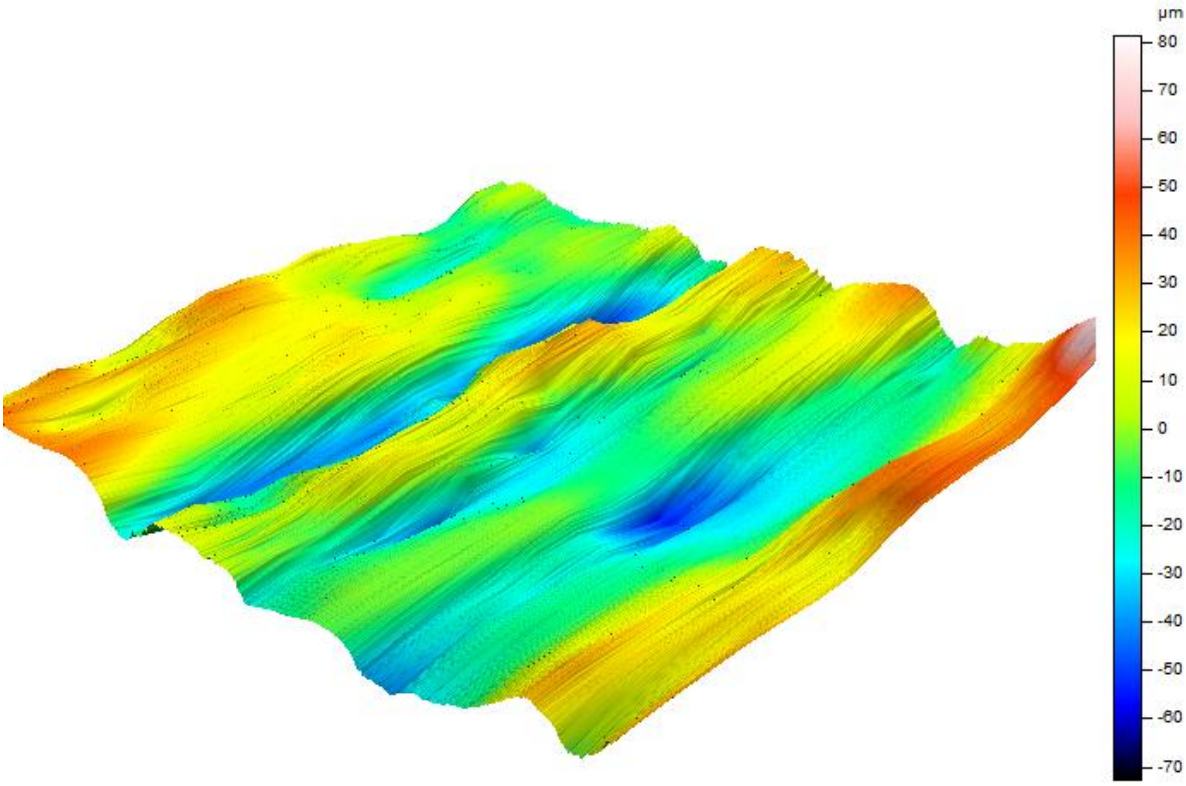


Рисунок 3.13 – Трехмерный профиль шероховатости сальниковой набивки

ISO 25178			
Parametry wysokości			
Sq	21.8	µm	*Wysokość średniokwadratowa powierzchni*
Ssk	0.0648		*Asymetria powierzchni*
Sku	2.89		*Kurtoza powierzchni*
Sp	81.3	µm	*Maksymalna wysokość piku powierzchni*
Sv	72.6	µm	*Maksymalna wysokość wgłębienia powierzchni*
Sz	154	µm	*Maksymalna wysokość powierzchni*
Sa	17.9	µm	*Średnia arytmetyczna wysokość powierzchni*

Рисунок 3.14 – Параметры шероховатости поверхности сальниковой набивки

На рисунках 3.15–3.17, представлены результаты измерения профиля шероховатости сальниковой набивки в традиционной конструкции торцового сальникового уплотнения. Из этих рисунков видно, что профиль шероховатости разделен на два участка: участок с большей шероховатостью, соответствующий перегруженному участку торцового сальникового уплотнения и выполняющий основную роль герметизатора, и участок с меньшей шероховатостью, на котором отсутствует контакт между сальниковой набивкой и опорным металлическим диском.

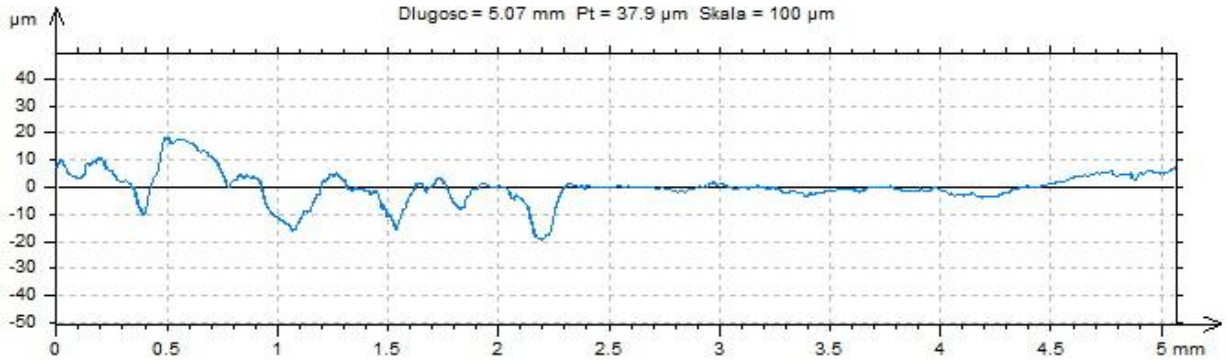


Рисунок 3.15 – Двухмерный профиль шероховатости сальниковой набивки

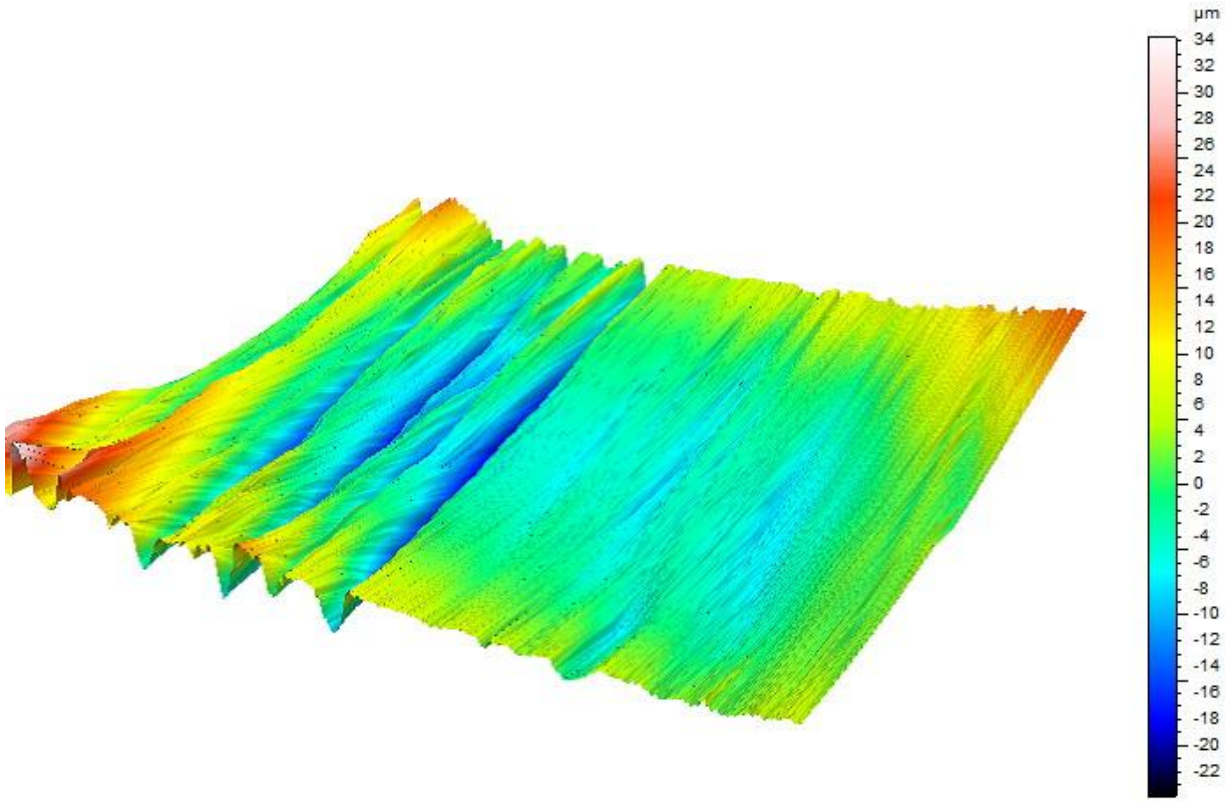


Рисунок 3.16 – Трехмерный профиль шероховатости сальниковой набивки

ISO 25178			
Parametry wysokości			
Sq	7.21	µm	Wysokość średniokwadratowa powierzchni
Ssk	0.283		Asymetria powierzchni
Sku	4.50		Kurtoza powierzchni
Sp	34.3	µm	Maksymalna wysokość piku powierzchni
Sv	23.9	µm	Maksymalna wysokość wgłębienia powierzchni
Sz	58.2	µm	Maksymalna wysokość powierzchni
Sa	5.41	µm	Średnia arytmetyczna wysokość powierzchni

Рисунок 3.17 – Параметры шероховатости поверхности сальниковой набивки

Полученные результаты измерения профиля шероховатости сальниковой набивки дают возможность определить на стадии расчета начальный зазор в уплотнении (3.5) [4], необходимый при решении задачи упругогидродинамической смазки ТСУ. Величина шероховатости сальниковой набивки зависит от способа плетения, материала набивки, пропитки и её физико-механических свойств.

$$h = 0.5\left(\frac{R_{\max 1}^2}{R_{a1}} + \frac{R_{\max 2}^2}{R_{a2}}\right). \qquad (3.5)$$

3.3 Выводы

Полученные результаты экспериментальных исследований физико-механических свойств сальниковой набивки свидетельствуют о их нелинейности. На физико-механические свойства сальниковой набивки существенное влияние оказывает величина прикладываемой нагрузки и количество циклов нагружения. С увеличением нагрузки сальниковая набивка упрочняется и становится более жесткой. Как показали экспериментальные исследования, физико-механические свойства сальниковой набивки стабилизировались только после третьего цикла нагружения. Нелинейность физико-механических свойств сальниковой набивки может влиять на

результаты расчета уплотнения, а следовательно, на его рабочие характеристики и ресурс. Полученные эмпирические зависимости дают возможность определить модуль упругости и коэффициент Пуассона сальниковой набивки в зависимости от прикладываемой нагрузки. Поэтому необходимо, чтобы производители сальниковой набивки приводили модуль упругости и коэффициент Пуассона для каждого типа сальниковой набивки в зависимости от способа плетения, материала, пропитки, а также ее размера.

Полученные результаты измерения профиля шероховатости сальниковой набивки дают возможность определить начальный зазор в уплотнении, необходимый при решении задачи упругогидродинамической смазки ТСУ. Величина шероховатости сальниковой набивки зависит от способа плетения, материала набивки, пропитки и её физико-механических свойств.

РАЗДЕЛ 4
ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ

4.1 Общие сведения

Расчет торцового сальникового уплотнения сводится к решению задачи гидроупругости, позволяющий решить задачу взаимного влияния жидкости и контактирующих с ней колец уплотнения. Решение такой задачи весьма сложно, так как сводится к совместному решению уравнений теории упругости и гидромеханики [96, 97]. Поэтому для решения задачи гидроупругости торцового сальникового уплотнения необходимо применять численные методы, реализованные в современных программных комплексах, которые позволяют решать междисциплинарные задачи.

Данная задача решалась с помощью универсального программного комплекса ANSYS, в котором реализована связь между анализом напряженно-деформированного состояния (НДС) и гидродинамическим расчетом в виде технологии, именуемой Fluid-Structure Interaction (FSI) [98]. Кафедра общей механики и динамики машин Сумского государственного университета, на которой выполнялась данная диссертационная работа, владеет лицензией на ANSYS Academic Research CFD (пользовательский номер 499557).

Алгоритм задачи FSI заключается в итеративном решение задач для деформированного тела и для области течения с использованием решателей ANSYS Structural и CFX. Решатели ANSYS Structural позволяют решать широкий спектр задач механики деформируемого твердого тела с учетом нелинейных свойств материалов, пластичности и контактного взаимодействия, кроме того, позволяют решать задачи линейной/нелинейной динамики, акустики, а также выполнять связанный анализ. Решатели CFX содержат

расширенный набор моделей турбулентности, решателей, библиотеку материалов (жидкость/газ), позволяют моделировать течения жидкости в объектах с подвижными границами, а также в связке с ANSYS Structural решать задачи взаимодействия жидкости и твердого тела (FSI). CFX предназначен для моделирования ламинарных и турбулентных потоков (с учетом/без учета сжимаемости среды), расчета процессов теплообмена (конвекцией, теплопроводностью, излучением), процессов горения; моделирования многофазных потоков и решения задач акустики [99]. Решатели ANSYS Structural и CFX могут быть запущены как одновременно, так и друг за другом при выполнении внутреннего цикла. Внешний цикл (MF Time Step) описывает процесс решения сопряженной задачи во времени, а внутренние циклы (Stagger Iteration) контролируют сходимость ANSYS и CFX решений и управляют процессом обмена данными. Используется неявная процедура сопряжения двух решателей при решении FSI-задачи. В нашем случае FSI–зависимыми переменными являются перемещение сальниковой набивки и сила гидродинамического давления, действующая на элемент поверхности набивки [100].

4.2 Исходные данные и алгоритм расчета

На рисунке 4.1 представлена расчетная схема ТСУ с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой. Для упрощения расчета геометрия колец уплотнения представлена в виде 1/8 части. Торцовое сальниковое уплотнение со специальной формой канавок на дне гнезда обоймы (рис. 4.1 *а*) состоит из опорного кольца *1*, кольца сальниковой набивки *2* и податливого дна *3*, в котором выполнены канавки трапециевидной формы (рис 4.1 *б*).

Для расчета принимались следующие геометрический размеры уплотнения:

– $r_1 = 45$ *мм* – внешний радиус набивки;

– $r_2 = 35$*мм* – внутренний радиус набивки;

– $r_3 = 44,5$ *мм* – внешний радиус опорного кольца;

– $r_4 = 35,5$ *мм* – внутренний радиус опорного кольца.

Геометрические размеры податливого дна с трапециевидными канавками:

– $h = 6$ *мм* – высота трапеции;

– $a = 18$ *мм* – основание трапеции;

– $b = 10$ *мм* – основание трапеции.

– $h_1 = 0,9$ *мм* – толщина кольца податливого дна;

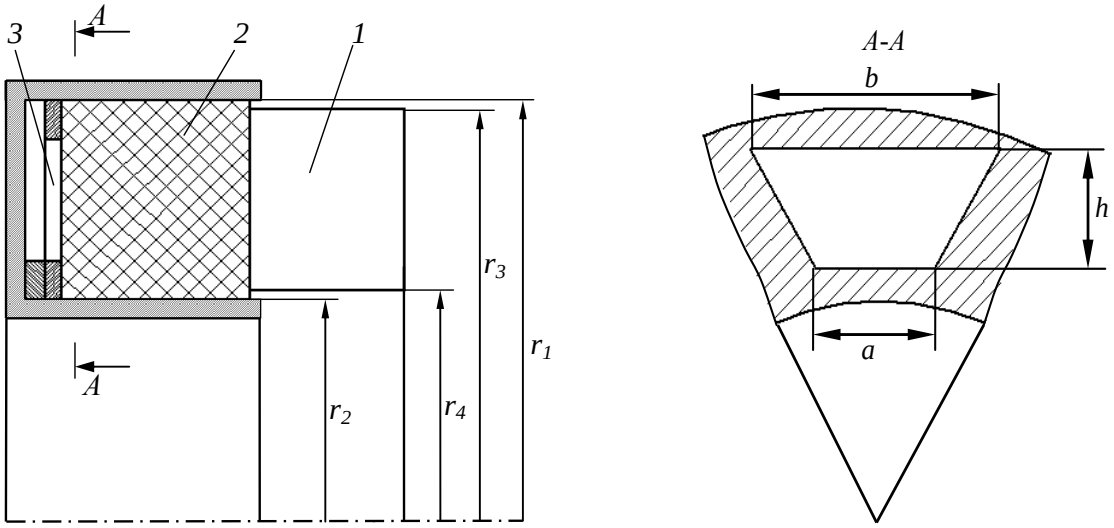
– $s = 1$ *мм* – ширина кольца податливого дна;

– $a_1 = 1$ *мм* – ширина опорного пояска.

Для решения задачи упругогидродинамической смазки задавались распределения гидростатического и гидродинамического давлений в паре трения, полученные экспериментально (рис. 2.6).

Модуль упругости сальниковой набивки – *50 МПа*, коэффициент Пуассона сальниковой набивки – *0,4*.

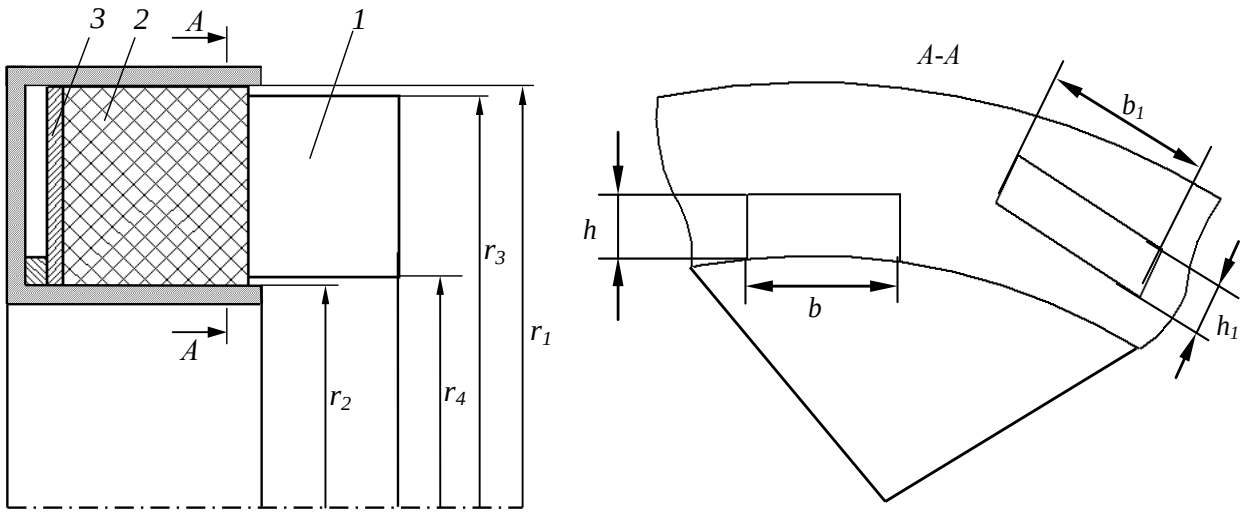
Модуль упругости опорного кольца – $2,1 \cdot 10^5$ *МПа*, коэффициент Пуассона опорного кольца – *0,3*.



а *б*

Рисунок 4.1 – Расчетная схема ТСУ с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой

Расчетная схема ТСУ с гидродинамическими канавками для упрощения расчета представлена в виде 1/8 части геометрии колец уплотнения. Торцовое сальниковое уплотнение с гидродинамическими канавками (рис. 4.2) состоит из опорного кольца *1*, на поверхности которого выполнены канавки особой геометрии (рис 4.2 *б*), кольца сальниковой набивки *2* и податливого дна *3*. На рисунке 4.3 представлена геометрия проточной части уплотнения с граничными условиями периодической симметрии, открытыми условиями входа и выхода, позволяющими в процессе решения задачи втекать и вытекать потоку из зазора пары трения торцового сальникового уплотнения. Зазор области течения выбирался постоянным с учетом величины шероховатости сальниковой набивки [100, 101].



а *б*

Рисунок 4.2 – Расчетная схема ТСУ с замкнутыми канавками

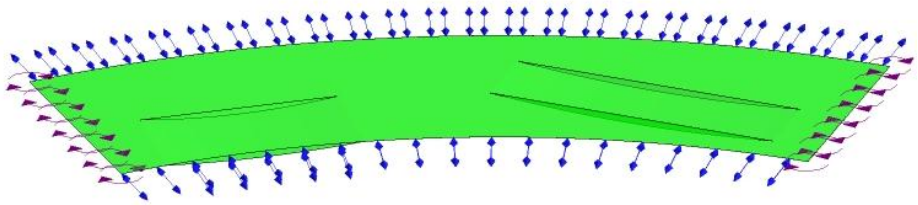


Рисунок 4.3 – Геометрия проточной части и граничные условия (вход, выход и симметрия) в торцовом сальниковом уплотнении с замкнутыми канавками

Для выполнения расчета задавались следующие параметры и геометрические размеры конструкции:

– $r_1 = 45$ *мм* – внешний радиус набивки;

– $r_2 = 35$*мм* – внутренний радиус набивки;

– $r_3 = 44,5$ *мм* – внешний радиус опорного кольца;

– $r_4 = 35,5$ *мм* – внутренний радиус опорного кольца;

– $d = 0,4$ *мм* – глубина канавок;

– $b = 8$ *мм* – длина канавок гидродинамики;

– $h = 4,5$ *мм* – ширина канавок гидродинамики;

– $h_1 = 3$ *мм* – ширина канавок обратного нагнетания;

– $b_1 = 12$ *мм* – длина канавок обратного нагнетания.

Уплотняемое давление – *0,4 МПа*.

Частота вращения вала – *2000 об/мин*.

Модуль упругости сальниковой набивки – *50 МПа*, коэффициент Пуассона сальниковой набивки – *0,4*.

Модуль упругости опорного кольца – $2,1 \cdot 10^5$ *МПа*, коэффициент Пуассона опорного кольца – *0,3*.

Решение задачи упругогидродинамической смазки заключается в последовательном итеративном расчете задач для деформированного тела и для области течения. На рисунке 4.4 показан алгоритм расчета в программном комплексе ANSYS.

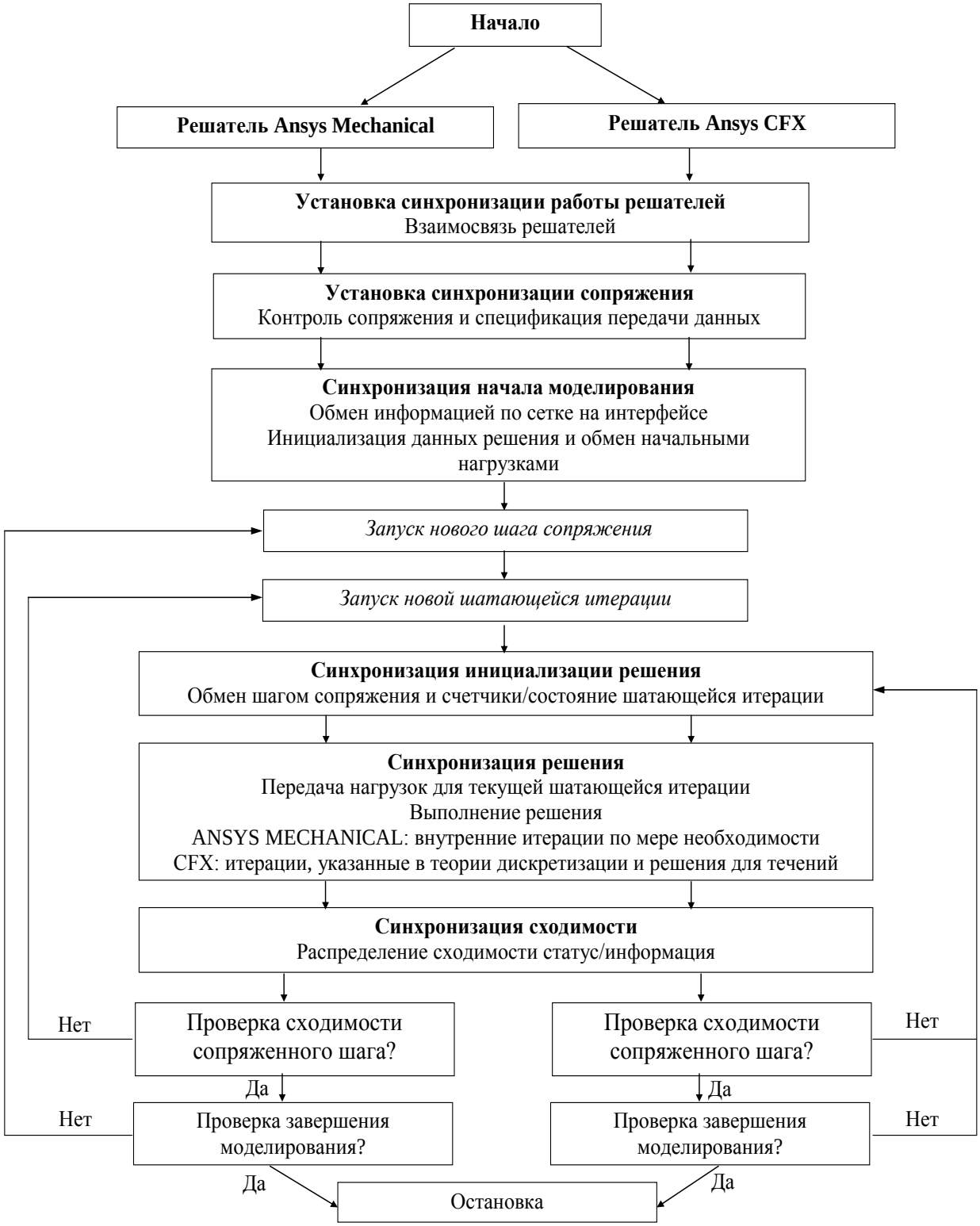
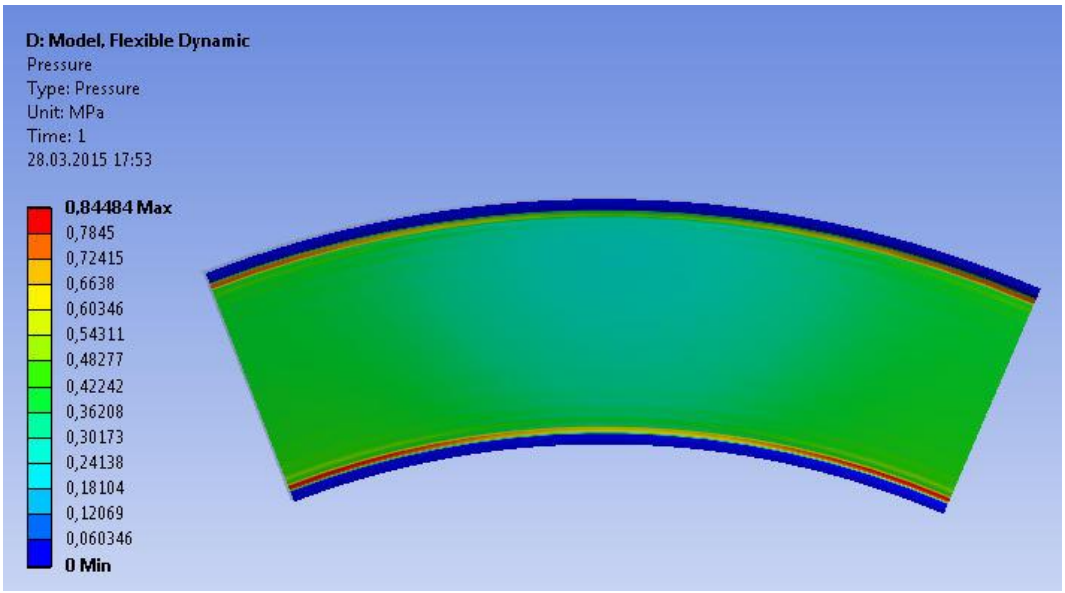


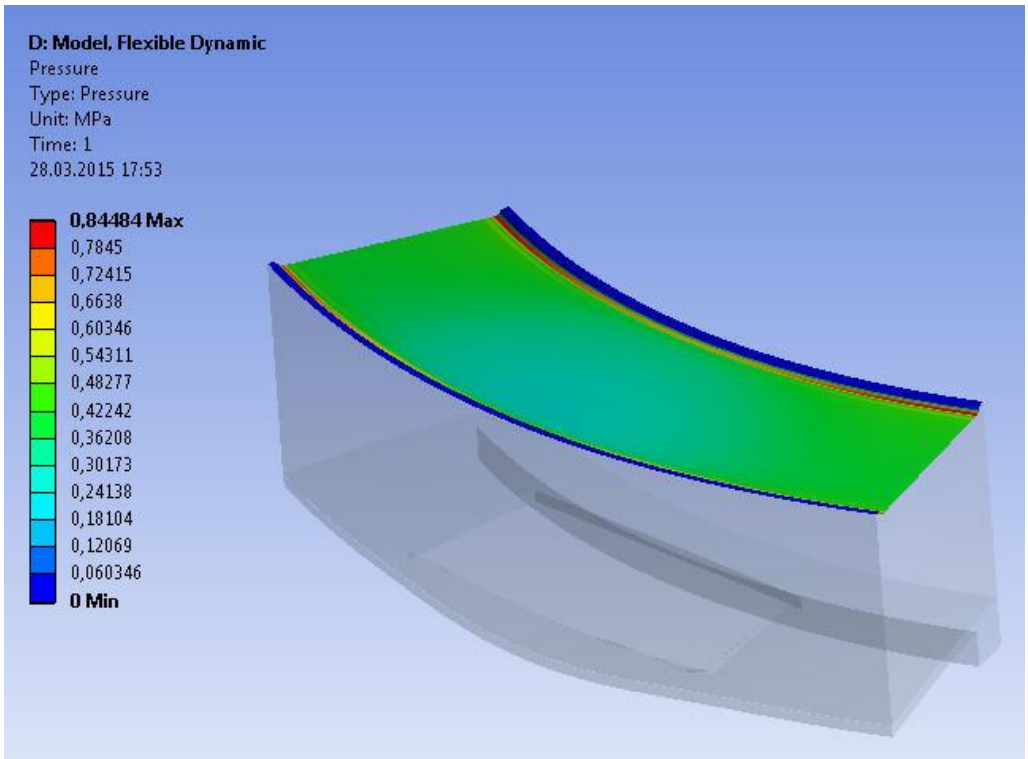
Рисунок 4.4 – Алгоритм расчета в программном комплексе ANSYS

4.3 Результаты численного расчета

На рисунках 4.5–4.10 представлены результаты решения задачи упругогидродинамической смазки ТСУ с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой. В статическом положении сальниковая набивка прижата к опорному диску (рис. 4.5). Благодаря деформации податливого дна и прогиба сальниковой набивки в местах канавок происходит перераспределение контактного давления по ширине пары трения. При этом контактное давление со стороны входа увеличивается, а на выходе уменьшается. В местах прогиба сальниковой набивки контактное давление меньше, чем на участках между канавками. На рисунке 4.6 представлено распределение контактного давления под действием гидростатического давления в паре трения. Как видно из рисунка 4.6, контактное давление меньше начального и в местах прогиба сальниковой набивки равняется нулю. На рисунке 4.7 представлено распределение контактного давления под действием гидродинамического давления в паре трения. Из этого рисунка видно, что величина контактного давления не велика по сравнению с начальным и контактным давлением при гидростатической нагрузке. Также видно, что контактное давление практически равномерно распределено по всей ширине пары трения и лишь в местах прогиба сальниковой набивки равняется нулю. На рисунке 4.8 показана деформация сальниковой набивки и податливого дна, на котором видно, как набивка прогибается в местах трапециевидных канавок, выполненных в податливом дне.



а



б

Рисунок 4.5 – Распределение начального контактного давления по ширине пары трения (а); 3D–профиль (б)

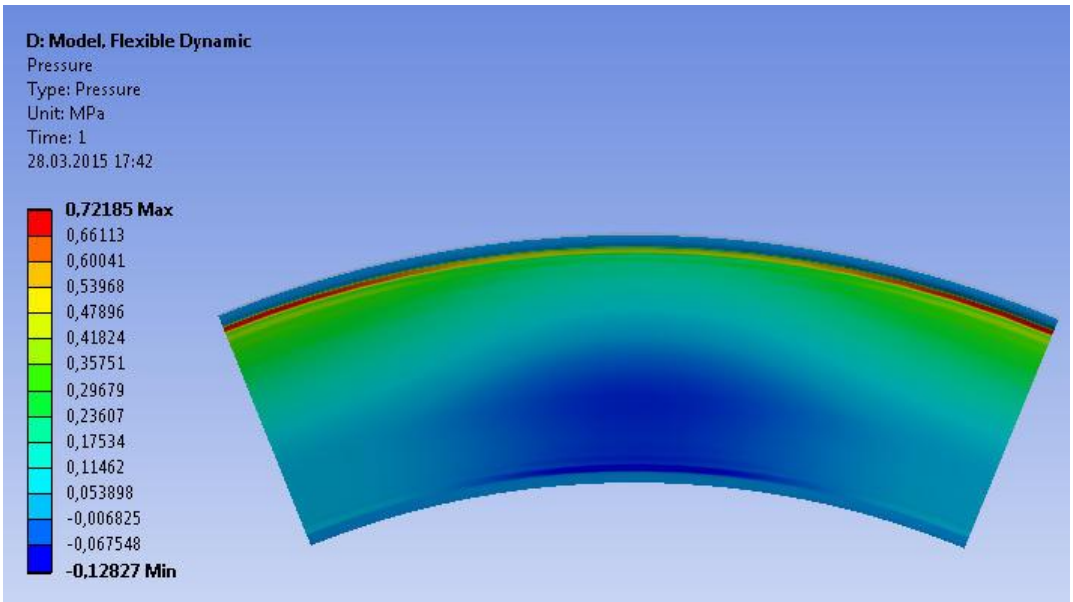
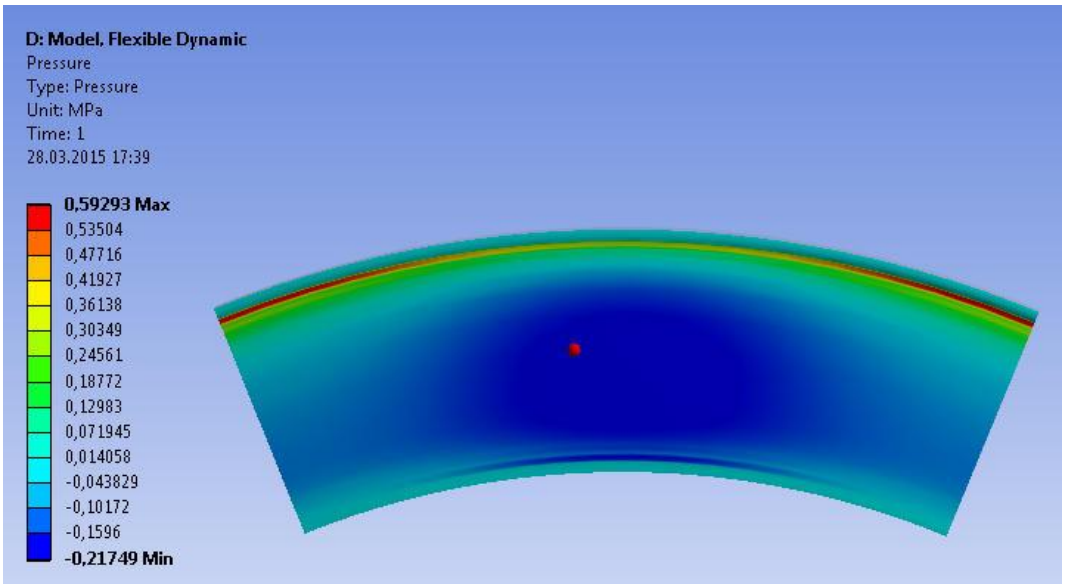
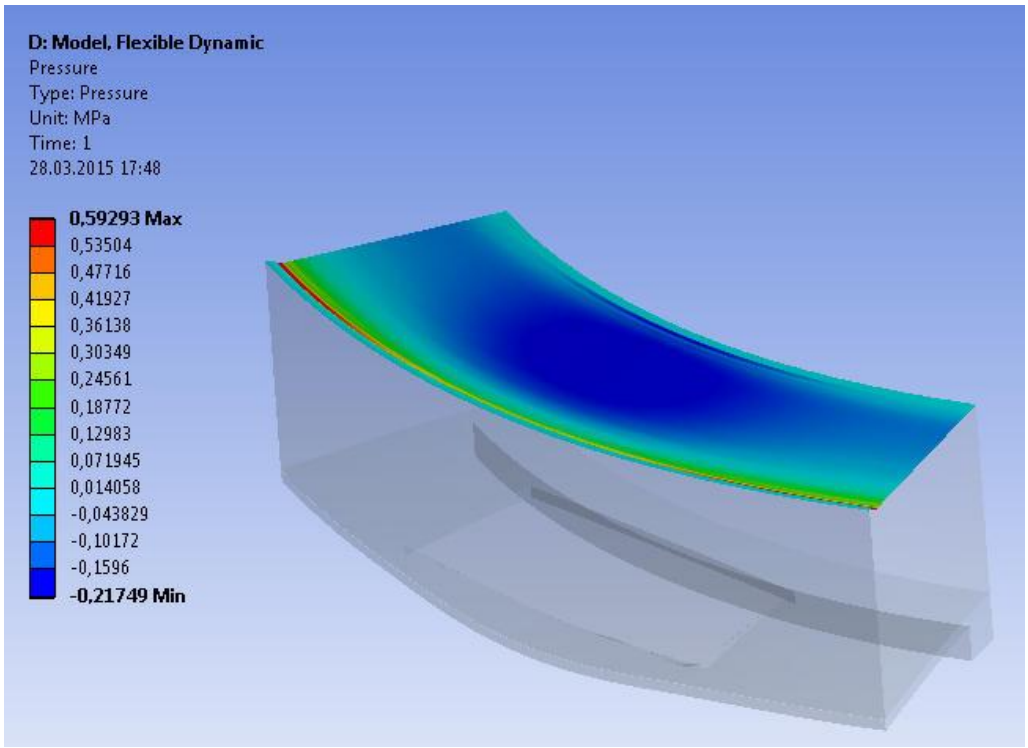


Рисунок 4.6 – Распределение контактного давления по ширине пары трения при статическом давлении (кривая 2, рис. 2.6)



а



б

Рисунок 4.7 – Распределение контактного давления по ширине пары трения при гидродинамическом давлении (кривая 1, рис. 2.6) (а); 3D–профиль (б)

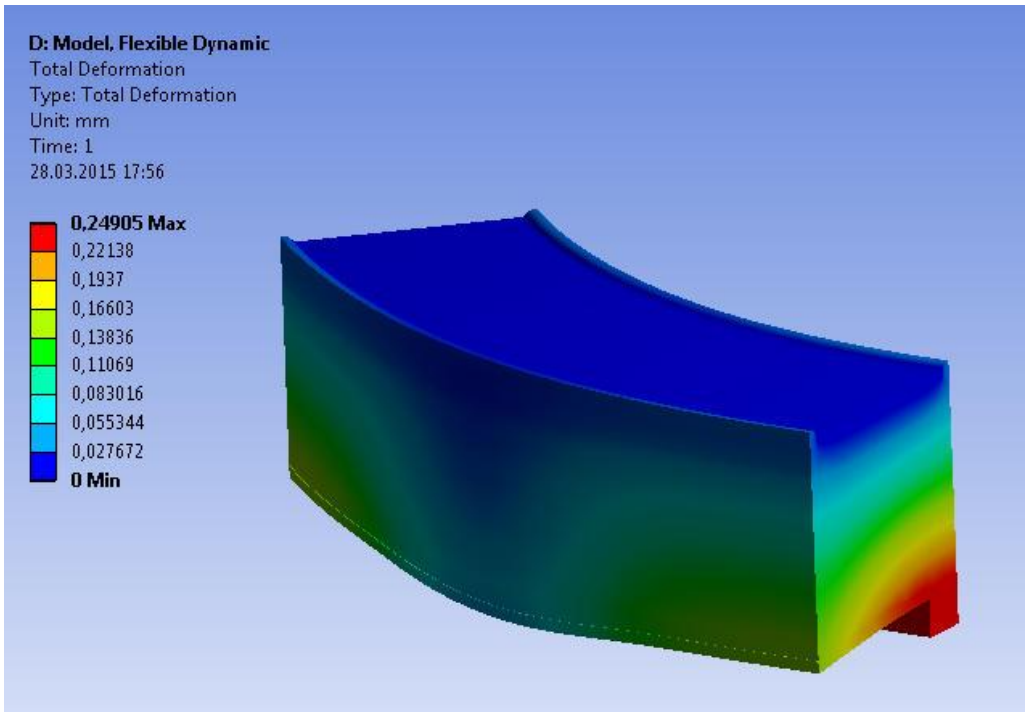


Рисунок 4.8 – Деформации набивки и податливого дна

На рисунках 4.9, 4.10 представлены распределения зазора и контактного давления по ширине пары трения под действием гидродинамического давления. Как видно из этих рисунков, сальниковая набивка прогибается в местах трапециевидных канавок, выполненных на дне обоймы, тем самым образуя волнистую поверхность, которая и генерирует дополнительное гидродинамическое давление в паре трения.

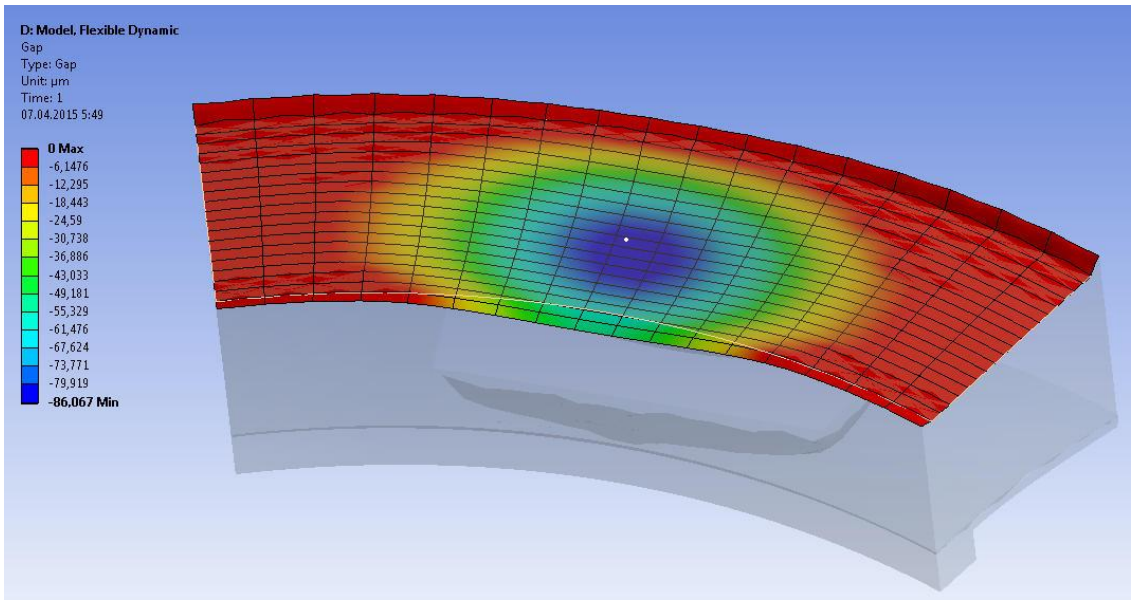


Рисунок 4.9 – Распределение зазора по ширине пары трения

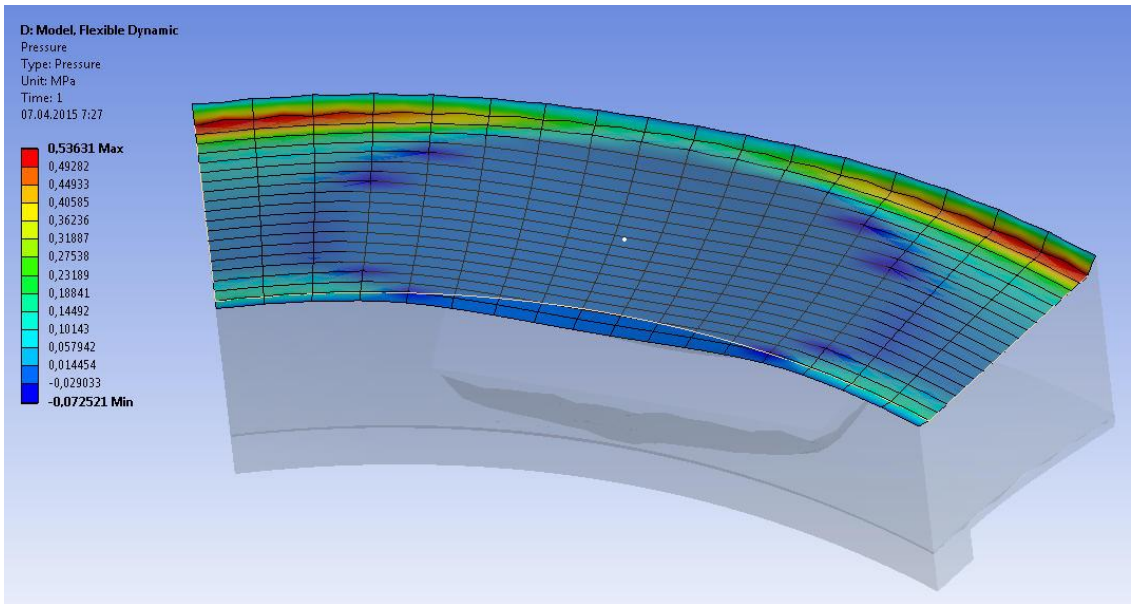


Рисунок 4.10 – Распределение контактного давления по ширине пары трения

На рисунке 4.11 показаны графики изменения контактного давления по радиусу пары трения в зависимости от гидростатического и гидродинамического давлений.

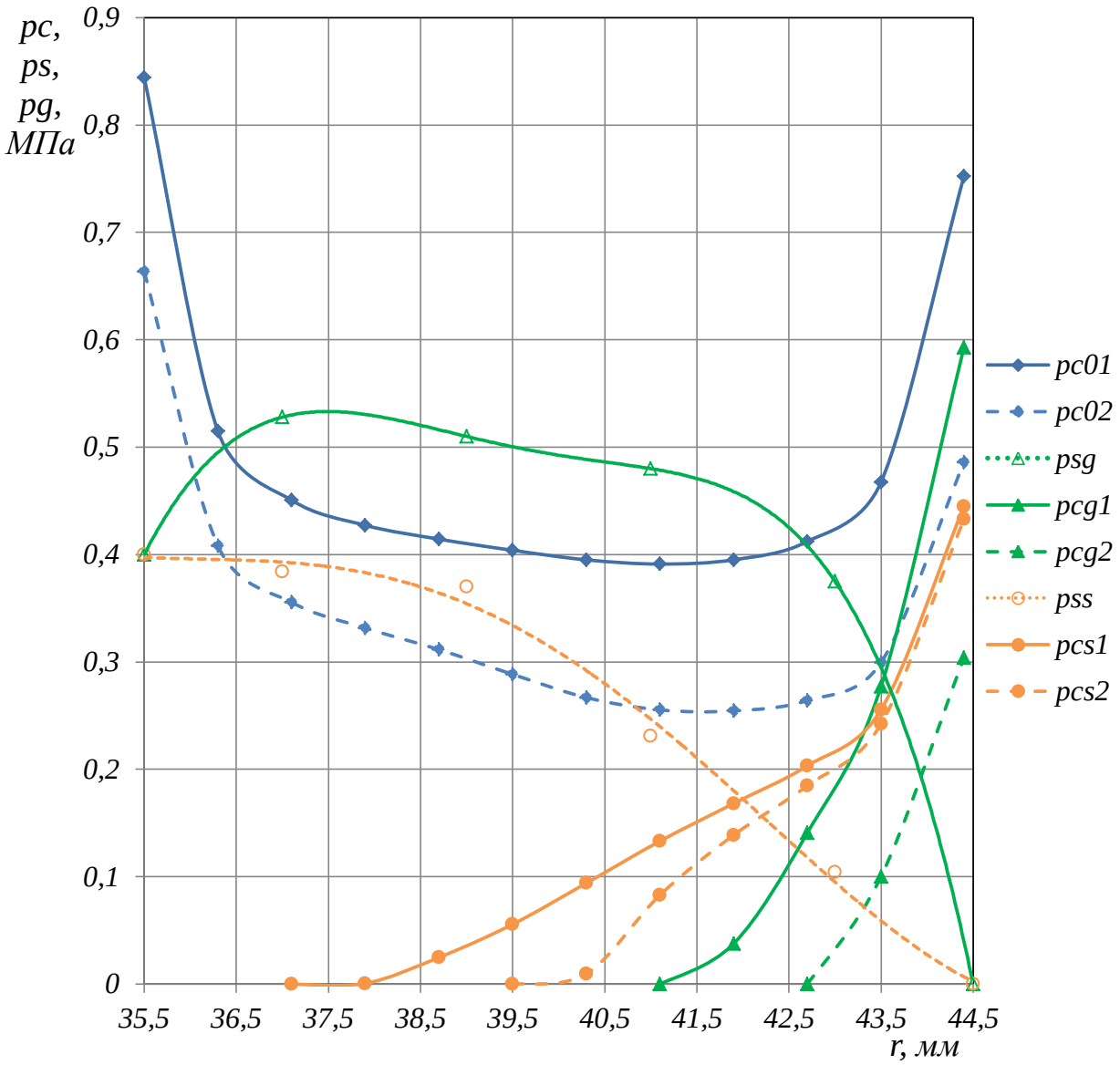


Рисунок 4.11 – Распределение гидростатического, гидродинамического и контактного давлений по ширине пары трения торцового сальникового уплотнения с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой

На рисунке 4.11 введены следующие обозначения:

- *pc01* – начальное контактное давление между канавками;

- *pc02* – начальное контактное давление в средней части канавки;

- *psg* – гидродинамическое давление (кривая 1, рис. 2.6);

- *pcg1* – контактное давление между канавками под действием гидродинамического давления;

- *pcg2* – контактное давление в центре канавки под действием гидродинамического давления;

- *pss* – гидростатическое давление (кривая 2, рис. 2.6);

- *pcs 1* – контактное давление между канавками под действием гидростатического давления;

- *pcs* 2 – контактное давление посередине канавки под действием гидростатического давления.

На рисунке 4.12 показаны поле перемещений в ТСУ с замкнутыми канавками на опорном диске без вращения и распределение контактного давления (рис. 4.13). Как видно из рисунка 4.12, в статическом положении без действия уплотняемой среды сальниковая набивка прижата к опорному диску, в результате деформации податливого дна происходит перераспределение контактного давления. При этом контактное давление со стороны входа увеличивается, а на выходе–уменьшается [102–104].

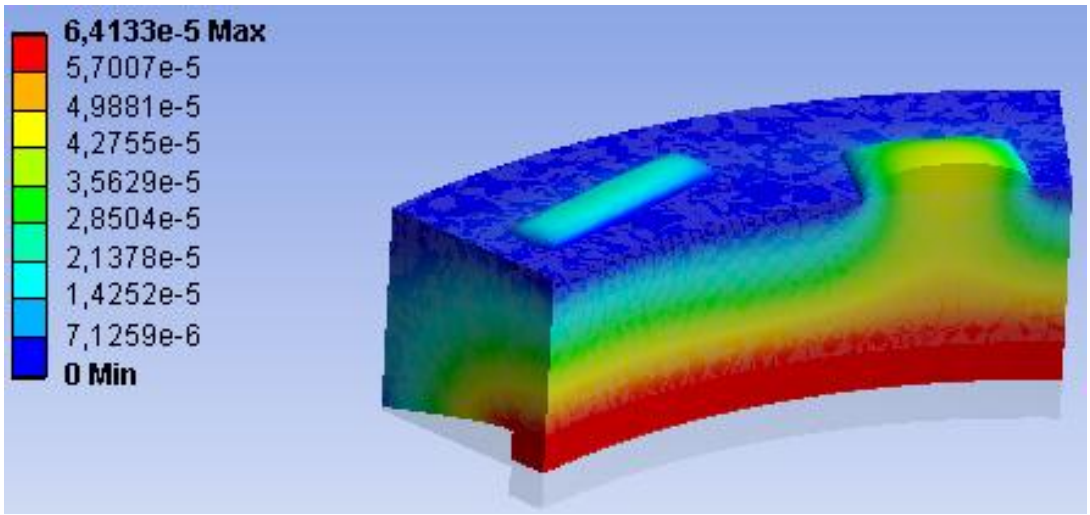


Рисунок 4.12 – Поле перемещений в торцовом сальниковом уплотнении с замкнутыми канавками на опорном диске без вращения

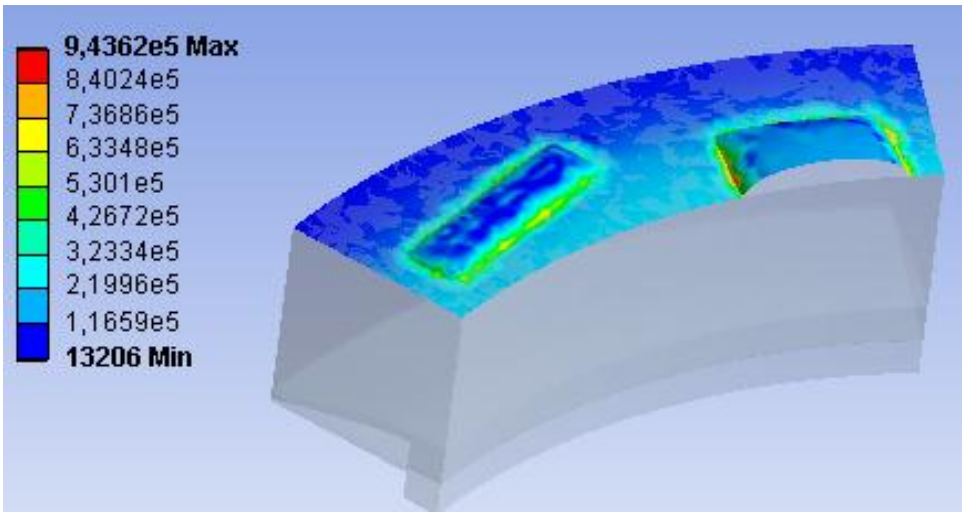
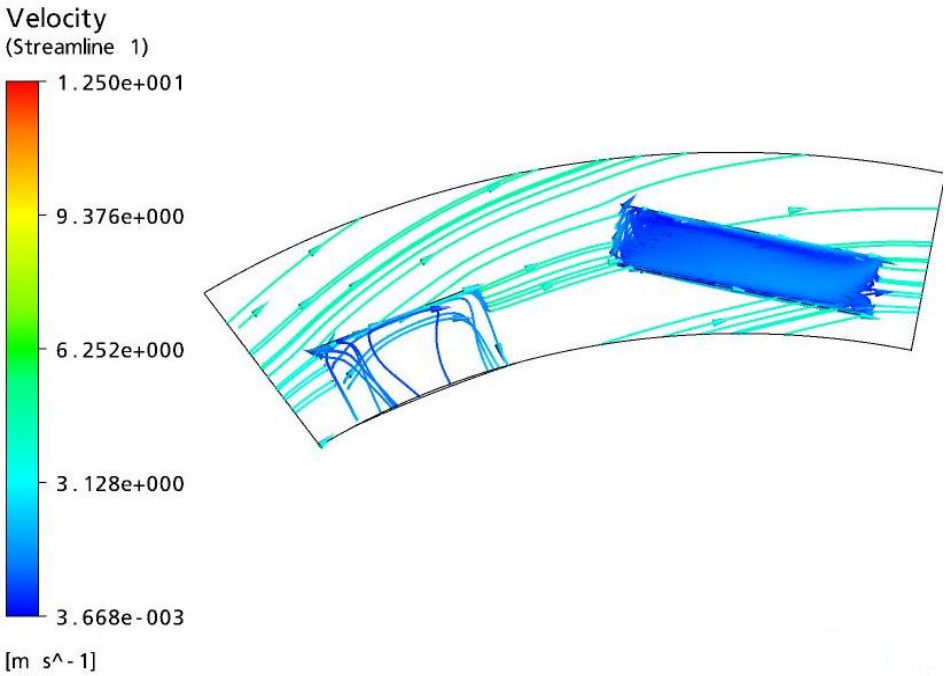
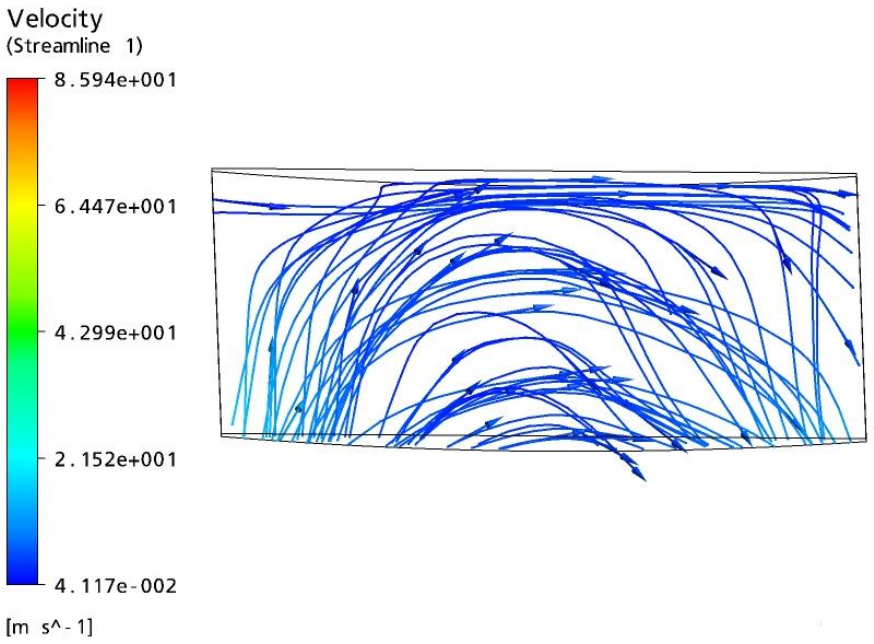


Рисунок 4.13 – Распределение контактного давления в торцовом сальниковом уплотнении с замкнутыми канавками на опорном диске без вращения

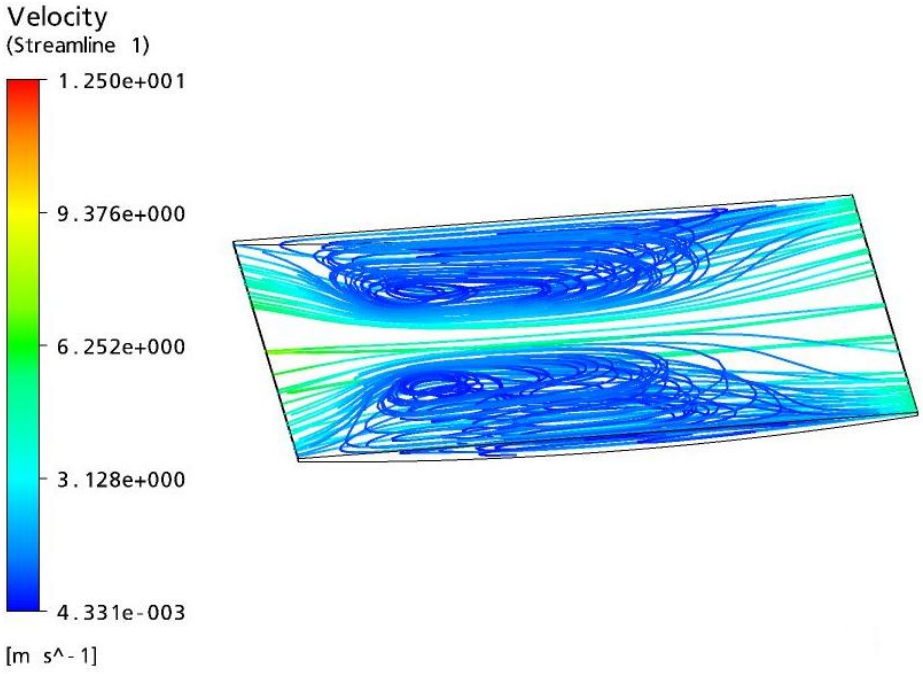
На рисунке 4.14 показаны линии тока в зазоре уплотнения (рис. 4.14 *а*), в гидродинамической канавке (рис. 4.14 *б*) и в канавке обратного нагнетания (рис. 4.14 *в*). Как видно из рисунка 4.14 *в*, в канавках наблюдаются обратное нагнетание части потока назад в сторону уплотняемой среды и повышение давления.



а



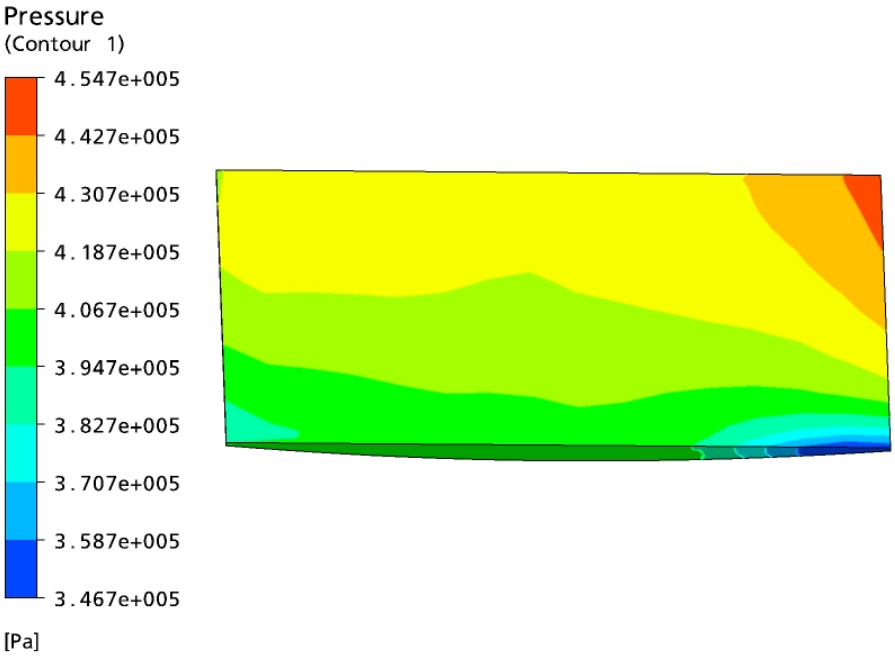
б



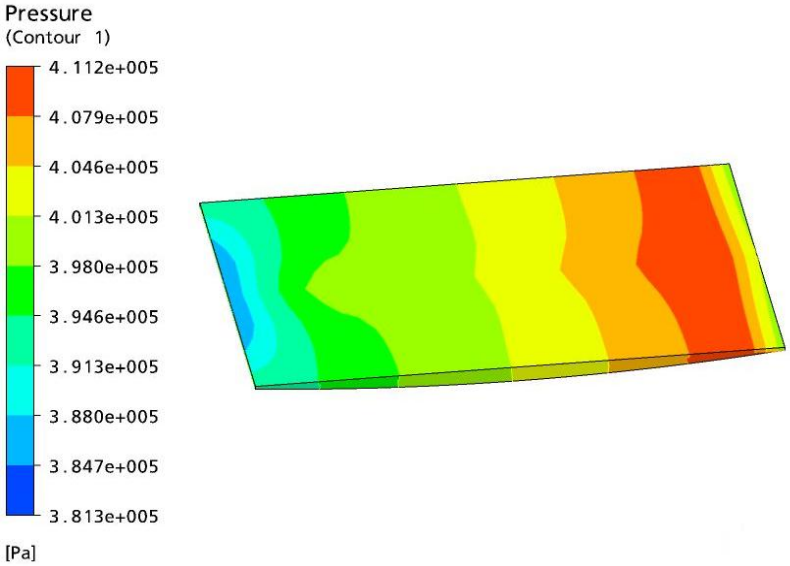
в

Рисунок 4.14 – Линии тока в зазоре уплотнения (*а*); в гидродинамической канавке (*б*); в канавке обратного нагнетания (*в*)

На рисунке 4.15 показано распределение давления в канавках. Как видно из рисунков 4.15 *а* и 4.15 *б*, к выходу из канавок давление увеличивается за счет образования гидродинамического клина.



а



б

Рисунок 4.15 – Распределение давления в гидродинамической канавке (*а*) и в канавке обратного нагнетания (*б*)

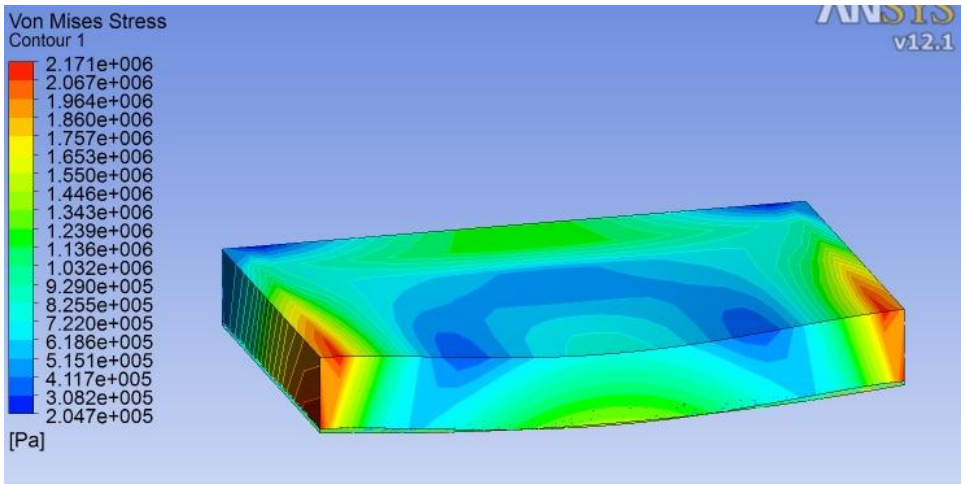


Рисунок 4.16 – Эквивалентные напряжения в сальниковой набивке при прогибе в гидродинамическую канавку

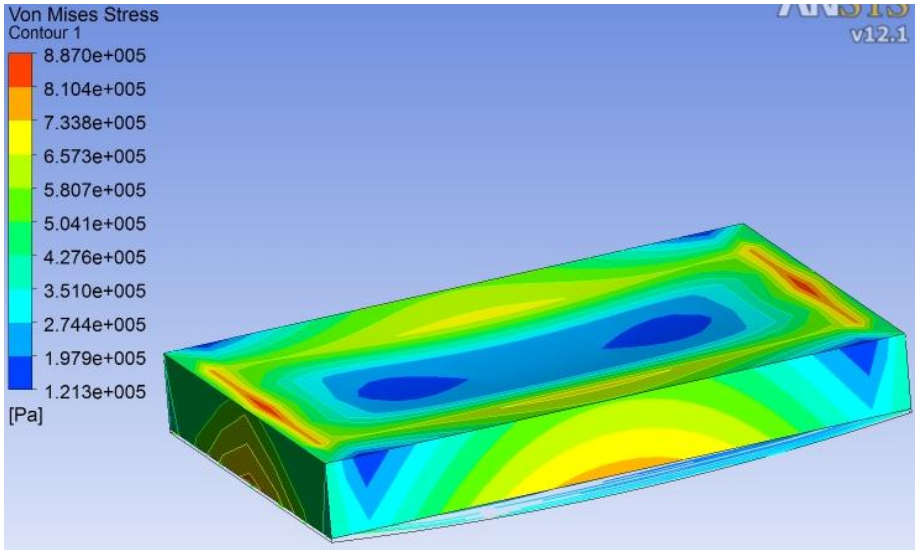


Рисунок 4.17 – Эквивалентные напряжения в сальниковой набивке при прогибе в канавку обратного нагнетания

Выполнено сравнение полученных результатов численного расчета торцового сальникового уплотнения с замкнутыми канавками с экспериментальными данными (табл. 4.1). Разница не превышает *2 %*, что свидетельствует о достоверности разработанной методики расчета.

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными

Таблица 4.1

	Результаты численного расчета	Экспериментальные данные
Давление на выходе из гидродинамической канавки, p_g	0,45 МПа	0,44 МПа
Давление на выходе из канавки обратного нагнетания, $p_{o\ up}$	0,41 МПа	0,41 МПа

По разработанной методике также выполнен расчет новой конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками трапециевидной формы на опорном диске.

Для расчета торцового сальникового уплотнения с канавкой трапециевидной формы задавались следующие параметры и геометрические размеры канавки:

– $r_1 = 45$ *мм* –свнешний радиус набивки;
– $r_2 = 35$ *мм* – внутренний радиус набивки;
– $r_3 = 44,5$ *мм* –внешний радиус опорного кольца;
– $r_4 = 35,5$ *мм* – внутренний радиус опорного кольца;
– $h_{1,2} = 0,01–0,4$ *мм* – глубина канавки;
– $c = 6$ *мм* – длина канавки;
– $b_{1,2} = 10,6–15,5$ *мм* – ширина канавки;
– $h_1 = 0,9$ *мм* – толщина кольца податливого дна;
– $s = 1$ *мм* – ширина кольца податливого дна;
– $a_1 = 1$ *мм* – ширина опорного пояска.

Уплотняемое давление – *0,4 МП*а.

Частота вращения вала – *2000 об/мин*.

Модуль упругости сальниковой набивки – *50* МПа, коэффициент Пуассона сальниковой набивки – *0,4*.

Модуль упругости опорного кольца – $2{,}1 \cdot 10^5$ *МПа*, коэффициент Пуассона опорного кольца – *0,3*.

На рисунке 4.18 показана геометрия канавки трапециевидной формы, а также граничные условия: открытые условия входа и выхода, позволяющие в процессе решения задачи втекать и вытекать потоку из зазора пары трения торцового сальникового уплотнения.

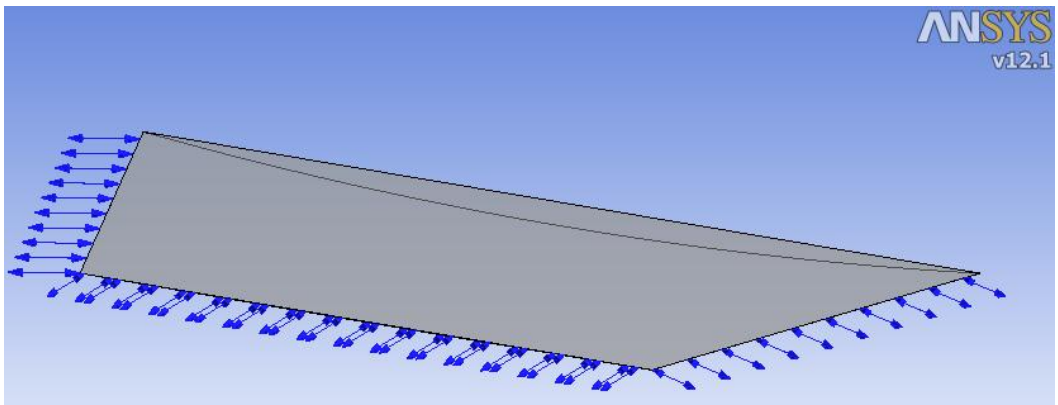


Рисунок 4.18 – Геометрия канавки трапециевидной формы с граничными условиями

Результаты расчета представлены на рисунках 4.19–4.24.

Рисунке 4.19 – Распределение давления в канавке трапециевидной формы без учета деформации сальниковой набивки

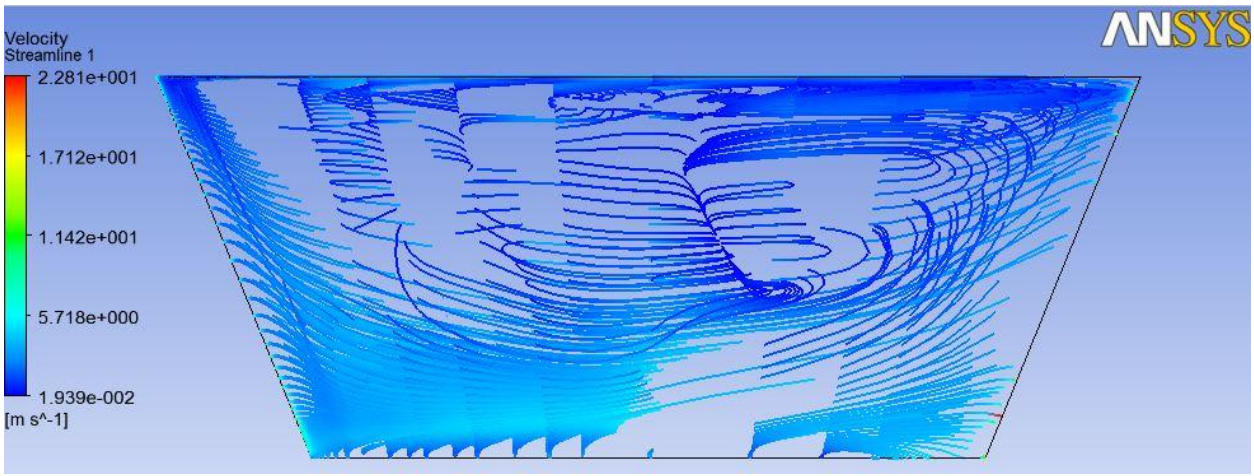


Рисунок 4.20 – Линии тока в канавке трапециевидной формы без учета деформации сальниковой набивки

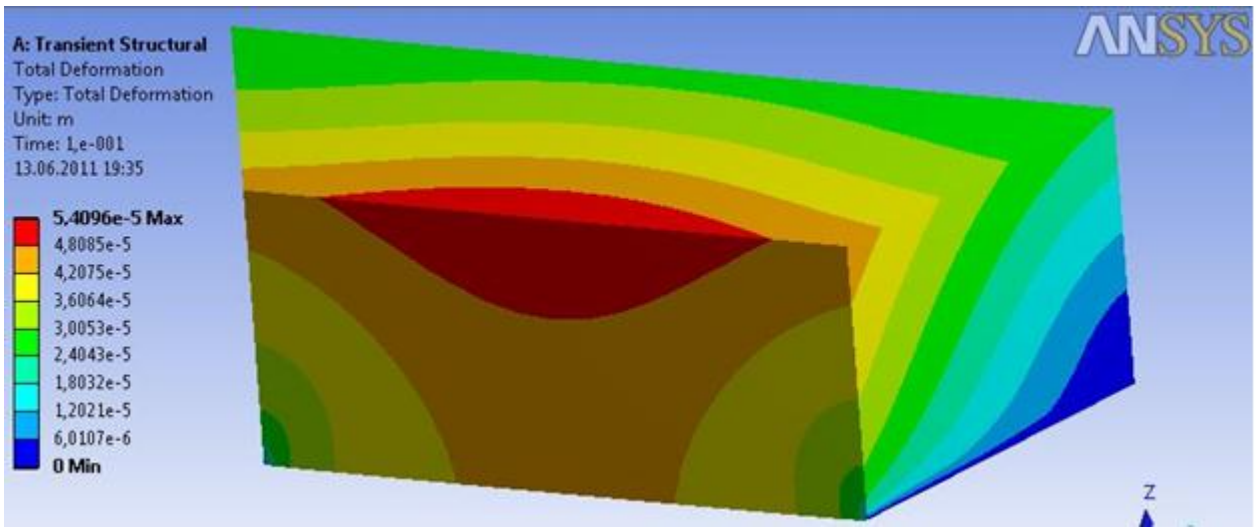


Рисунок 4.21 – Деформация сальниковой набивки в канавку трапециевидной формы без учета вращения

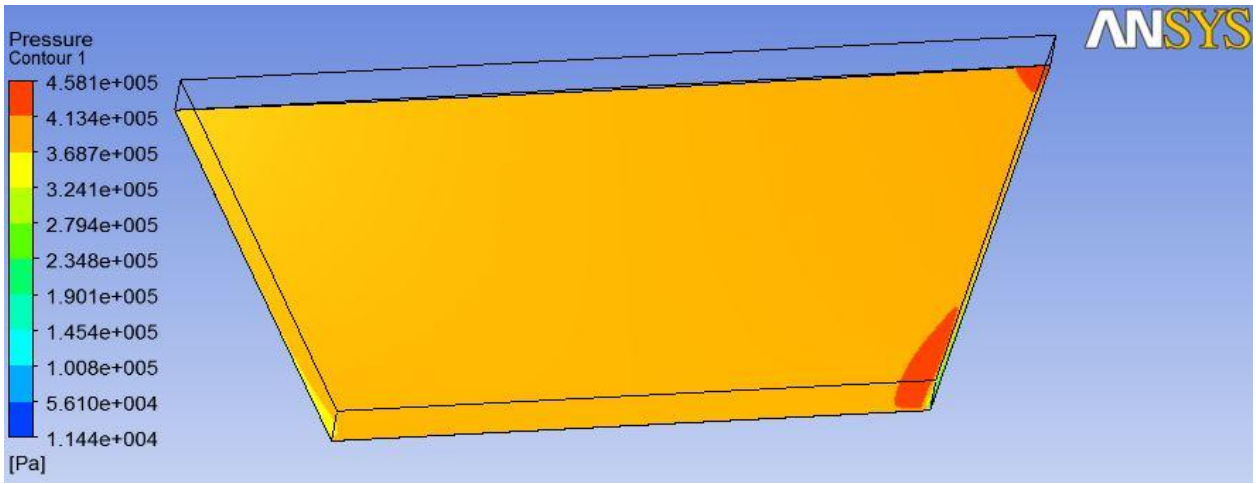


Рисунок 4.22 – Распределение давления в канавке трапециевидной формы в результате решения задачи упругогидродинамической смазки

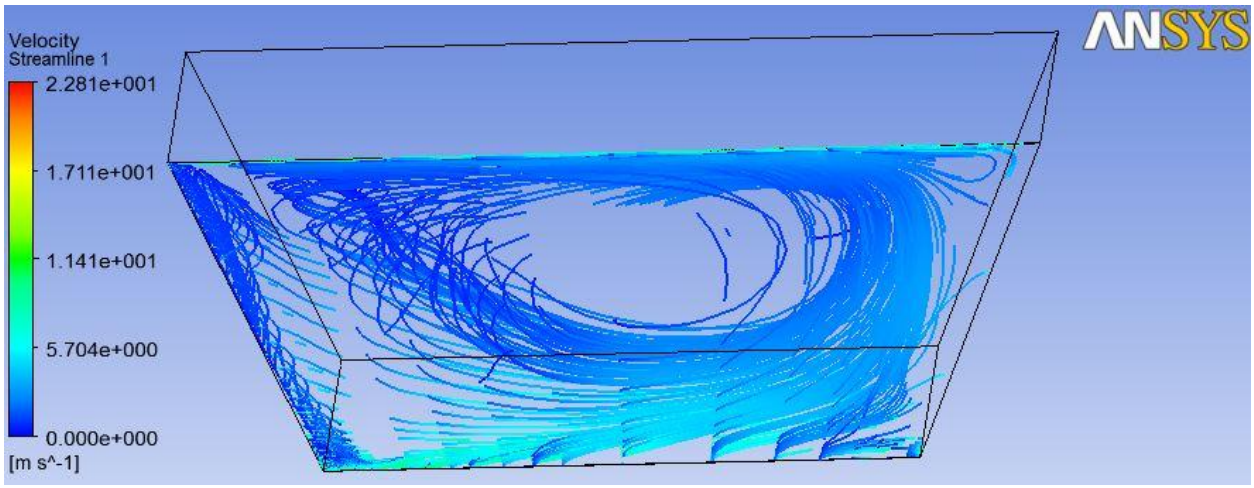


Рисунок 4.23 – Линии тока в канавке трапециевидной формы в результате решения задачи упругогидродинамической смазки

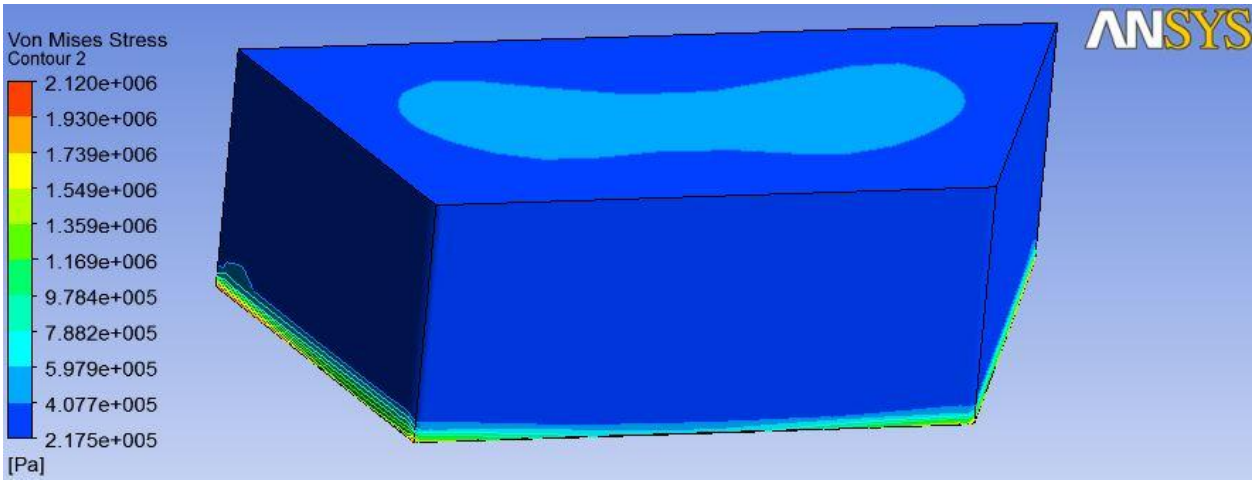


Рисунок 4.24 – Эквивалентные напряжения в сальниковой набивке при прогибе в канавку трапециевидной формы

В результате расчета получены распределения давления, поля скоростей и эквивалентные напряжения (рис. 4.19–4.24). Анализ полученных данных свидетельствует об эффективности применения канавки данной формы. На рисунках 4.22–4.23 видно повышение гидродинамического давления на выходе из канавки, а также обратное нагнетание части потока в сторону уплотняемой среды. В дальнейшем требуется подобрать геометрические параметры канавки, соответствующие наименьшим протечкам и максимальному гидродинамическому давлению в уплотнении.

4.4 Оптимизация геометрии канавок торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками

Для реверсивной канавки трапециевидной формы, выполненной на опорном диске, подобраны наилучшие геометрические размеры, которые были полученные с помощью методов планирования эксперимента (ANSYS DesignXplorer,) для выбора наилучших вариантов геометрии канавки. В качестве параметров оптимизации выбирались геометрические размеры канавки, заданные с конструктивными ограничениями и целевая функция – максимальное гидродинамическое давление на выходе из канавки [105, 106].

Исходные геометрические параметры: b_1 = *10,6 мм,* b_2 = *15,5 мм,* c = *6 мм,* h_1 = *0,001 мм,* h_2 = 0,4 мм варьируем в заданных диапазонах:

$$0\ мм < b_1 < 15\ мм;$$

$$5\ мм < b_2 < 20\ мм;$$

$$3\ мм < c < 7\ мм;$$

$$0{,}001\ мм < h_1 < 0{,}002\ мм;$$

$$1\ мм < h_2 < 0{,}5\ мм.$$

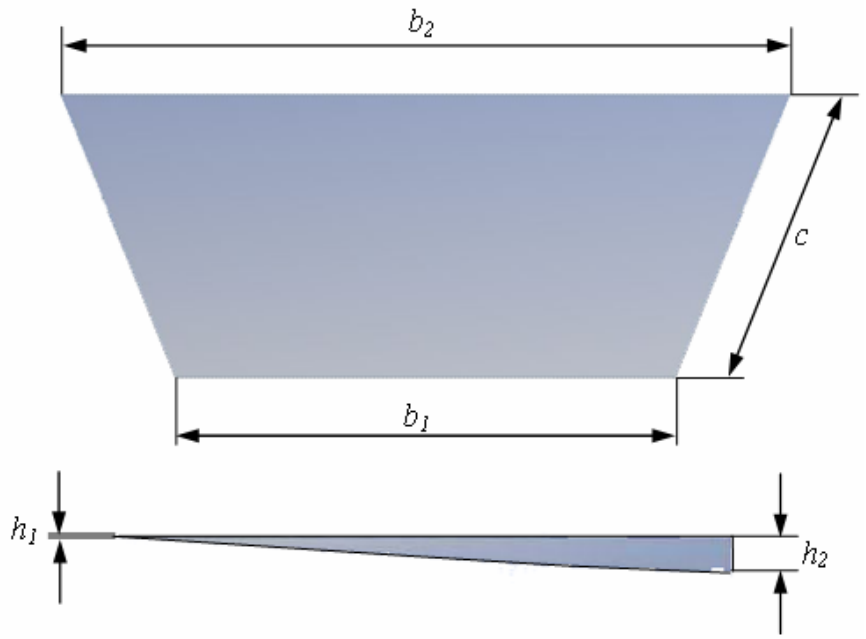


Рисунок 4.25 – Расчетная схема для оптимизации

В результате определены наилучшие геометрические параметры для канавки трапециевидной формы:

$$b_1 = 0{,}5\ мм;$$

$$b_2 = 5{,}82\ мм;$$

$$c = 3{,}7\ мм;$$

$$h_1 = 0{,}002\ мм;$$

$$h_2 = 0{,}1\ мм.$$

Проведен расчет с данными параметрами и получены распределения контактного и гидродинамического давлений, а также линии тока в канавке. Из рисунков 4.26–4.27 видно, что на выходе из канавки существенно повышается гидродинамическое давление, а также наблюдается обратное нагнетание части потока обратно в сторону уплотняемой среды.

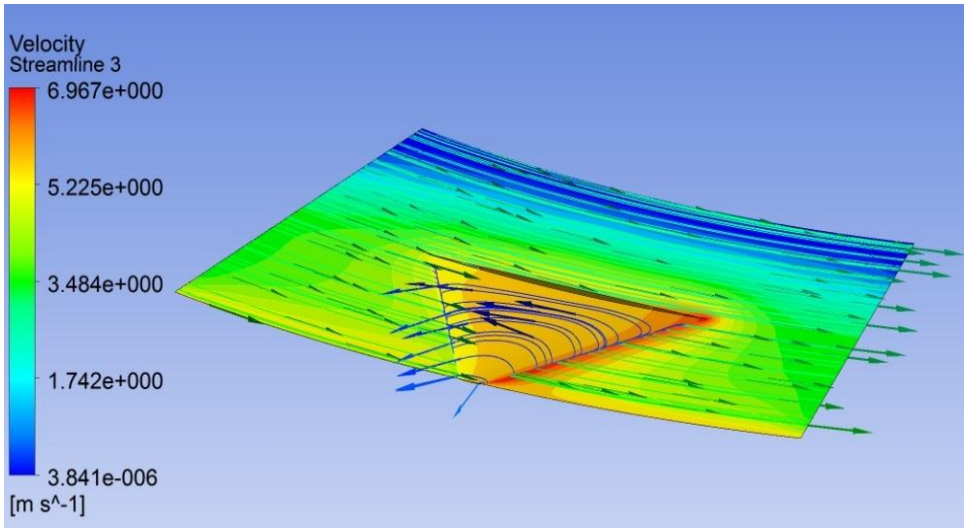


Рисунок 4.26 – Линии тока в зазоре

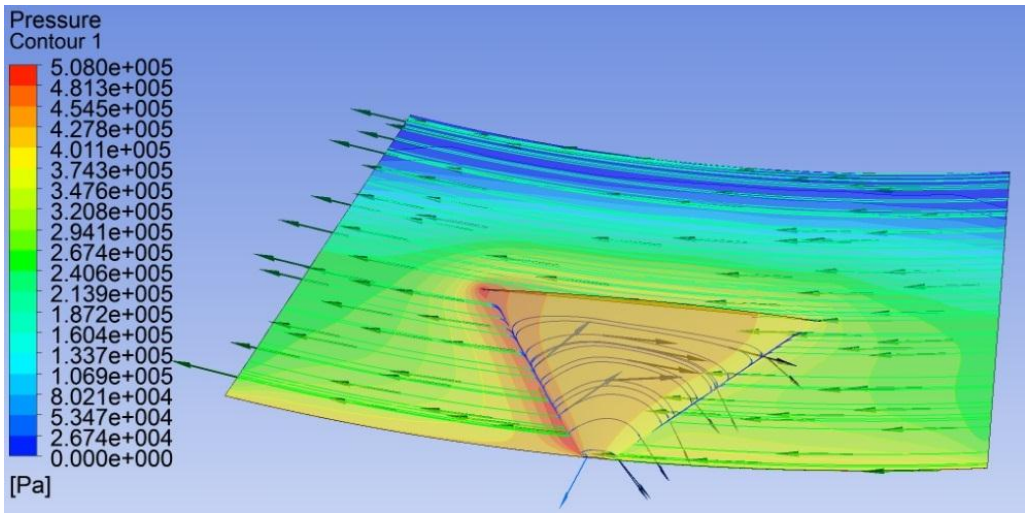


Рисунок 4.27 – Распределение гидродинамического давления в зазоре

На рисунках 4.28, 4.29 показаны распределения контактного давления и зазора по радиусу пары трения конструкции ТСУ с реверсивными канавками, из которых видно, что на контактной поверхности новой конструкции возникают области с нулевым контактным давлением. Эти области расположены в местах максимального прогиба сальниковой набивки в гидродинамические канавки. На участках между канавками распределение контактного давления близко к равномерному. Аналогичные выводы можно сделать и для зазора.

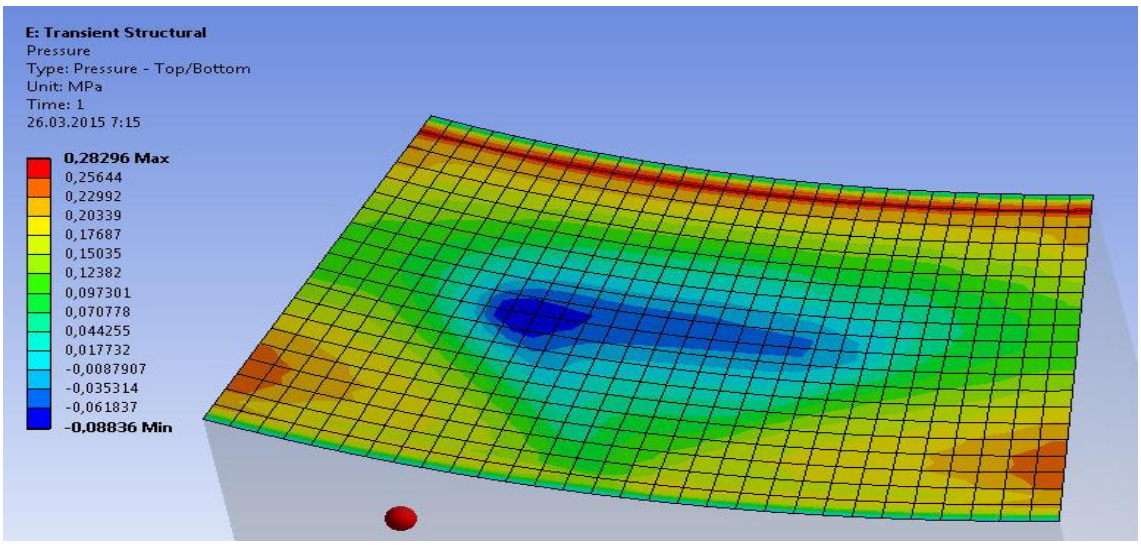


Рисунок 4.28 – Распределение контактного давления в новой конструкции ТСУ с реверсивными канавками

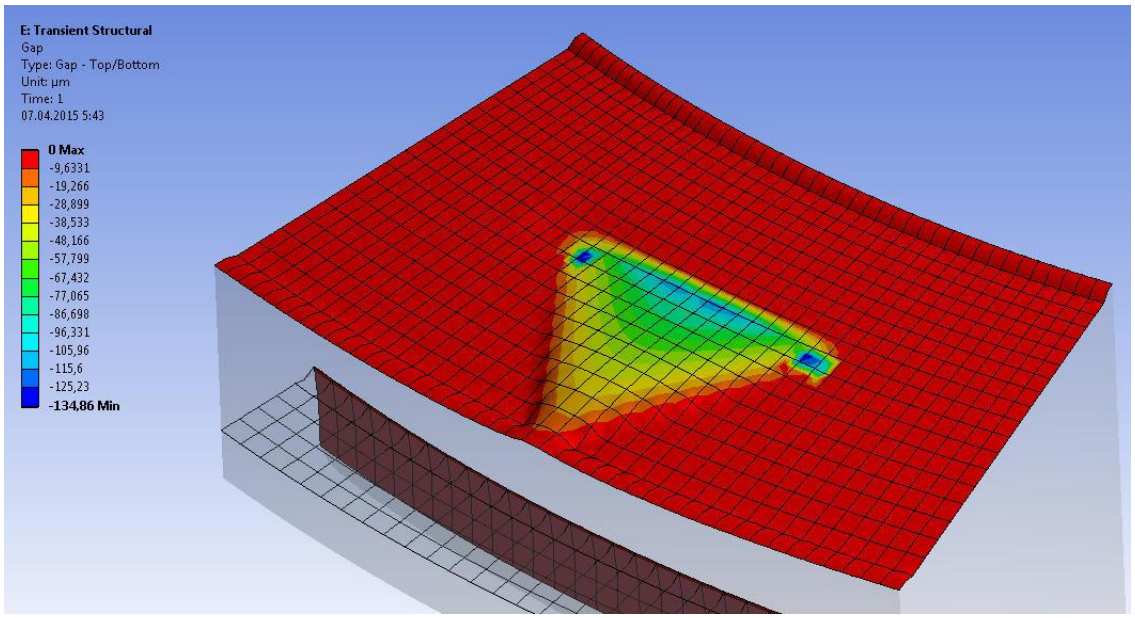


Рисунок 4.29 – Распределение зазора по ширине пары трения

На рисунке 4.30 для сравнения показаны графики распределения контактного и гидродинамического давлений по радиусу пары трения уплотнения.

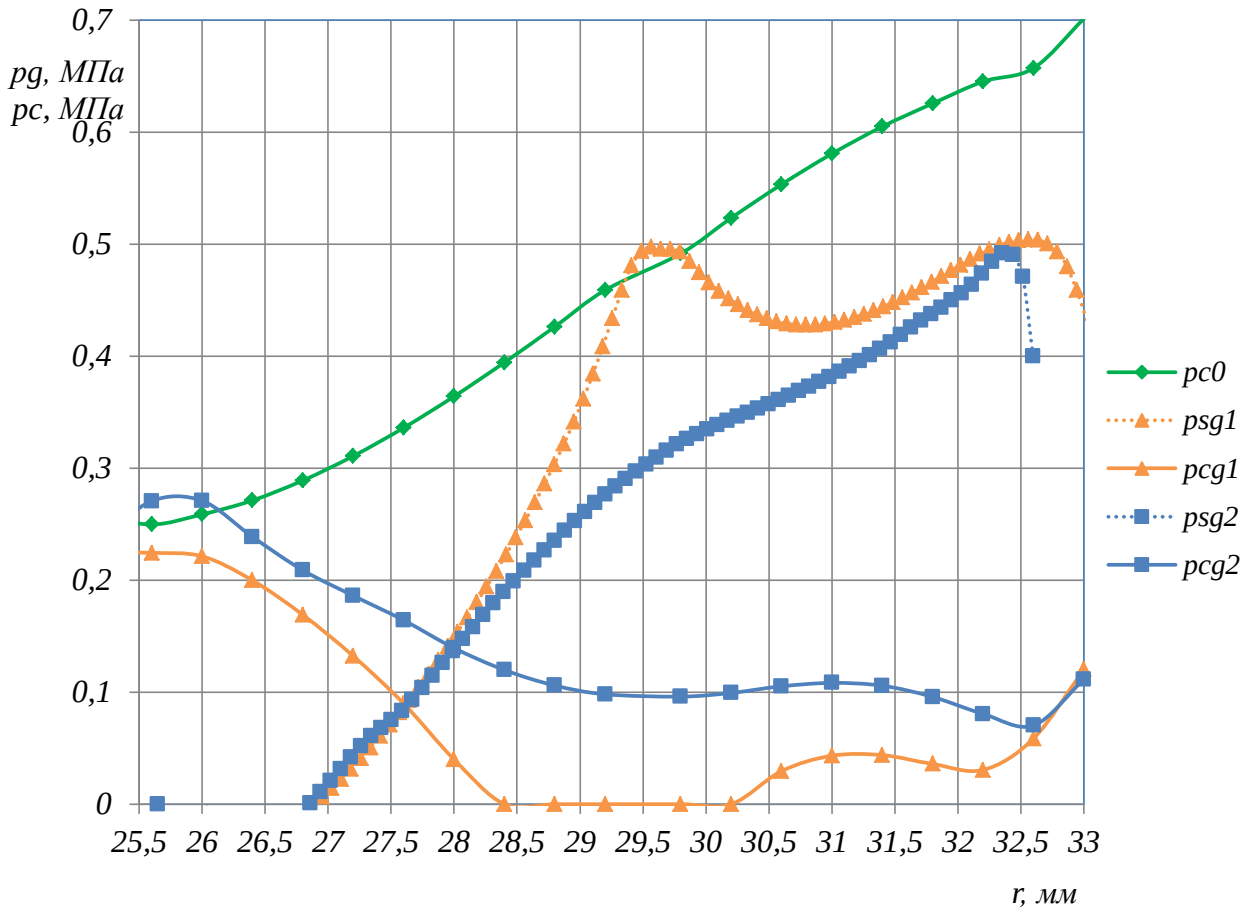


Рисунок 4.30 – Распределение гидродинамического и контактного давлений по радиусу пары трения в торцовом сальнике с реверсивными канавками (*pc0* – начальное контактное давление между канавками; *psg1,2* – гидродинамические давления на кромке канавки и между канавками; *pcg1,2* – контактные давления на кромке канавки и между канавками)

4.5 Выводы

В данном разделе представлена методика численного решения задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения с помощью программного комплекса ANSYS, результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными. Методика численного решения позволяет

рассчитывать любые конструкции торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения.

Для конструкции ТСУ с трапециевидными канавками на дне обоймы под сальниковой набивкой получены распределения контактного давления по ширине пары трения в зависимости от величины гидродинамического давления в зазоре (рис. 4.5–4.8). Результаты проведенных исследований свидетельствуют об эффективности применения данного способа разгрузки. Для конструкции торцового сальникового уплотнения с замкнутыми канавками на опорном диске также получены распределения контактного и гидродинамического давлений, поля скоростей и эквивалентных напряжений в сальниковой набивке при ее прогибе в канавки (рис. 4.12–4.17). Выполнен сравнительный анализ результатов расчета с экспериментальными данными (табл. 4.1), из которого видно, что различие в определении гидродинамического давления при численных и экспериментальных исследованиях незначительно. Разница не превышает *2 %*, что свидетельствует о достоверности разработанной методики расчета.

По разработанной методике решена задача упругогидродинамической смазки конструкций торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками. Анализ полученных результатов подтверждает эффективность применения канавок трапециевидной формы.

Для конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками была проведена оптимизация геометрических параметров канавки. В ходе оптимизации получены новые наилучшие геометрические параметры канавки. Получены распределения давления в канавке, линии тока и распределения контактного давления по ширине пары трения (рис. 4.26–4.28). Гидродинамическое давление после оптимизации больше, чем до оптимизации, что свидетельствует, о лучшей несущей способности канавки. Как видно из рисунка 4.26, в канавке происходит обратное нагнетание части потока назад в сторону уплотняемой среды.

РАЗДЕЛ 5
РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С РЕВЕРСИВНЫМИ КАНАВКАМИ

5.1 Постановка задачи

Результаты экспериментальных и численных исследований, описанных в предыдущих разделах, показали эффективность применения гидродинамической разгрузки пары трения торцового сальникового уплотнения. Однако для проверки работоспособности и долговечности необходимо провести ресурсные испытания новой конструкции торцового сальникового уплотнения [107]. Ресурсные испытания торцовых уплотнений, как правило, связывают с долговечностью узла уплотнения. Показатель долговечности относят к основным характеристикам качества уплотнения. Основными характеристиками, определяющими долговечность торцовых сальниковых уплотнений, являются протечка через уплотнение и износ колец уплотнения. В качестве исследуемого уплотнения принимается конструкция торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками трапециевидной формы, для которой в четвертой главе была проведена оптимизация ее геометрических размеров.

5.2 Описание экспериментального стенда и конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками

Для проверки работоспособности новой конструкции торцового сальникового уплотнения на экспериментальном стенде (рис. 5.1) проводились ее ресурсные испытания. Стенд для ресурсных испытаний был разработан в проблемной лаборатории «Гермомеханики и вибродиагностики» кафедры общей механики и динамики машин Сумского государственного университета. Экспериментальный стенд работает следующим образом: из бака *1* через

фильтр *2* и гаситель пульсаций *4* плунжерным насосом *3* уплотняемая жидкость под давлением *0,4–2,0 МПа* подавалась в корпус экспериментальной установки, выполненной на базе центробежного консольного насоса, в которую монтировался исследуемый узел уплотнения *6*. Вал экспериментальной установки приводился во вращение асинхронным двигателем переменного тока мощностью *11 кВт*, а частота вращения регулировалась с помощью преобразователя частоты *8* в диапазоне *0–3000 об/мин*. Давление уплотняемой жидкости p_1 перед уплотнением контролировалось манометром *5*, величина протечки через уплотнение в различные моменты времени в течение испытаний измерялась мерной емкостью *7*, а температура обоймы уплотнения–датчиком температуры *9*.

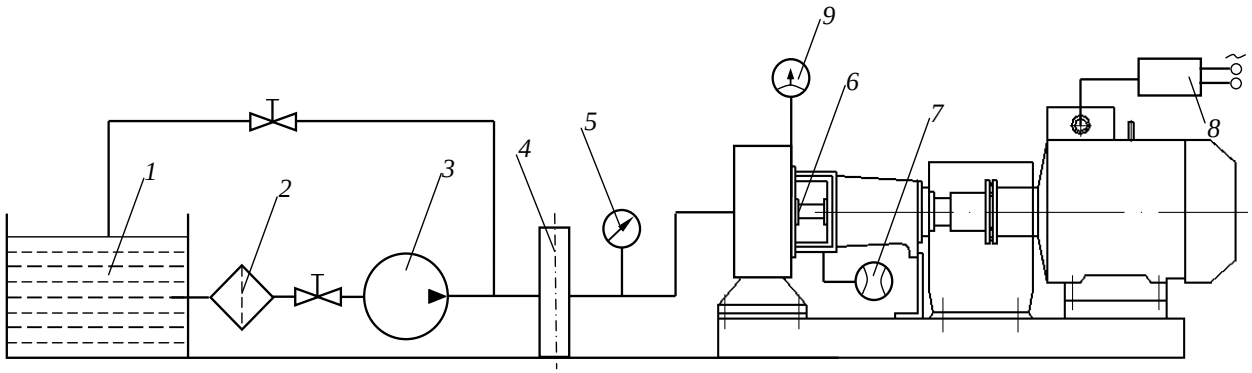


Рисунок 5.1 – Схема экспериментального стенда

В торцовом сальниковом уплотнении с реверсивными канавками на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки *2* выполнены трапециевидные канавки *4* (рис. 5.2, 5.3), открытые в сторону уплотняемой среды. Предварительное поджатие сальниковой набивки *1* аксиально-подвижной втулкой *2* осуществляется упругими элементами *3* (пружинами). Механизм работы уплотнения заключается в следующем, под действием давления уплотняемой среды аксиально-подвижная втулка *2* поджимается к сальниковой набивке *1*. Набивка прогибается в кольцевую канавку, расположенную на дне гнезда обоймы, и в трапециевидные канавки,

выполненные на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки, выравнивая тем самым контактное давление и формируя необходимой формы микрокамеры, генерирующие при вращении вала дополнительное к давлению уплотняемой жидкости гидродинамическое давление, разгружающее контактную пару. За счет специальной геометрии канавок и возможности нагнетания потока в окружном направлении часть протечек возвращается обратно в уплотняемую полость. Геометрия канавок, выполненных на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки торцового сальникового уплотнения, представлена на рисунке 5.3 [108].

Ресурсные испытания проводились при следующих параметрах:

- уплотняемое давление $p_1 = 0,4$ *МПа;*
- скорость скольжения в паре трения $v = 6,5$ *м/с*;
- уплотняемая жидкость – вода.

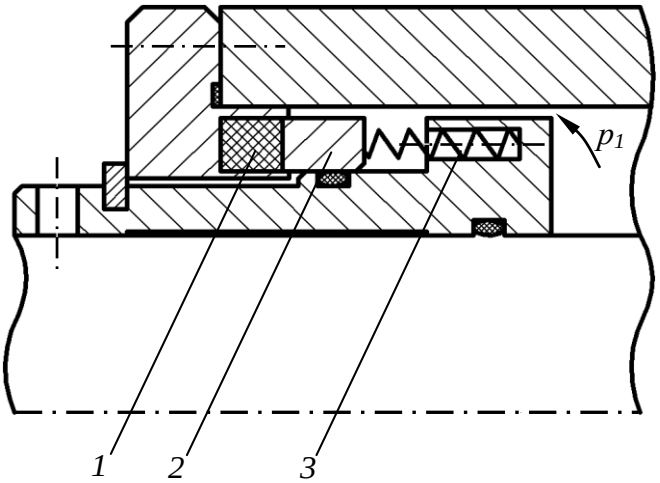


Рисунок 5.2 – Конструкция торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками

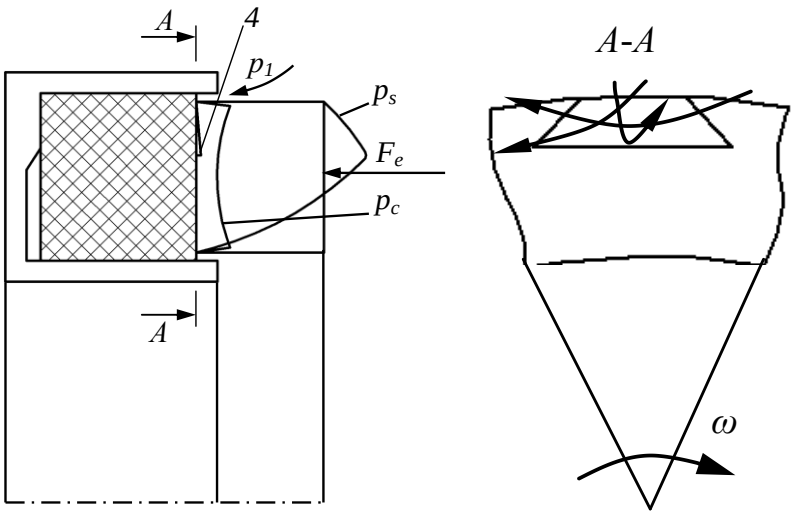


Рисунок 5.3 – Пара трения торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками

5.3 Результаты ресурсных испытаний

После испытаний в течение *1000 часов* была проведена ревизия торцового сальникового уплотнения. Визуальный осмотр колец уплотнения показал незначительный износ опорной поверхности аксиально-подвижного кольца. На рисунке 5.4 представлены фотографии торцовой поверхности колец сальниковой набивки и аксиально-подвижной втулки. На рисунке 5.5 показана зависимость протечек через уплотнение в зависимости от времени испытания. Испытания показали, что максимальная протечка через уплотнение *420 мл/ч* наблюдалась при пуске установки. Это связано с необходимостью первоначальной опрессовки и приработки сальниковой набивки, обусловленной ее волнистостью и шероховатостью. Через *150–200* часов пара трения фактически приработалась, и протечка через уплотнение снизилась до *4 мл/ч*, а при *630* часах – до *1 мл/ч*.

Рисунок 5.4 – Пара трения торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками после испытаний в течение *1000* часов

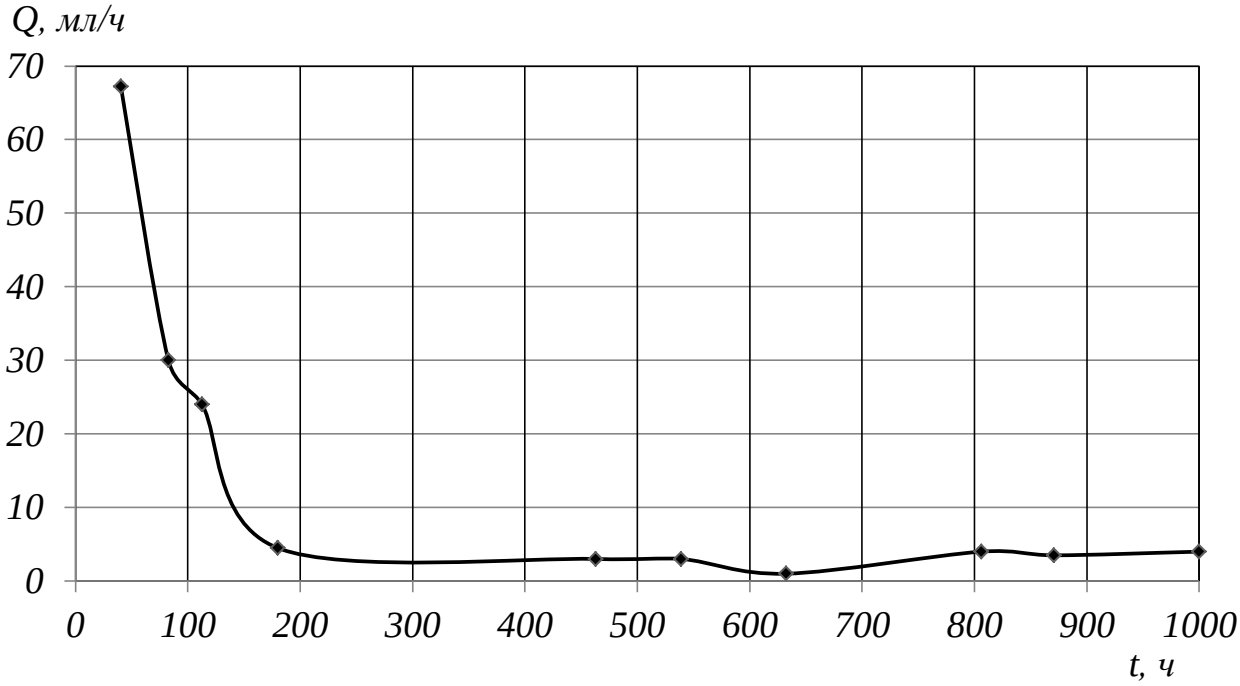


Рисунок 5.5 – Зависимость протечек через уплотнение от времени испытания

Как известно, сальниковые уплотнения являются контактным типом уплотнений, поэтому на их работоспособность большое влияние оказывает температура контактных поверхностей уплотнения. Повышенная температура

приводит к выгоранию пропитки сальниковой набивки, следовательно, приводит к ее разрушению и выходу уплотнения из строя. Немаловажным фактором, определяющим эффективность новой конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками, является диапазон изменения ее рабочих характеристик в зависимости от величины уплотняемого давления. В связи с этим были проведены дополнительные испытания данной конструкции уплотнения при изменении уплотняемого давления. На рисунках 5.6 и 5.7 показаны зависимости протечки и температуры обоймы новой конструкции торцового сальникового уплотнения от величины уплотняемого давления. Как видно из рисунка 5.6, при увеличении уплотняемого давления протечка через уплотнение увеличивается незначительно и при давлении *2 МПа* не превышает *20 мл/ч*. При этом температура обоймы увеличивается, а при давлениях *1,6–2 МПа* стабилизируется, не превышая значения *60* ^0C, что еще раз подтверждает эффективность новой конструкции уплотнительного узла.

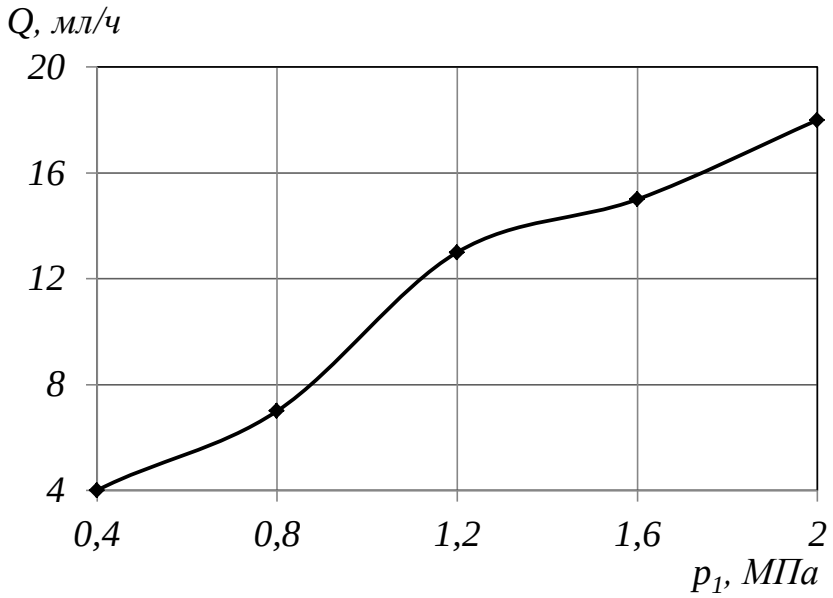


Рисунок 5.6 – Зависимость протечек от величины уплотняемого давления в новой конструкции торцового сальникового уплотнения

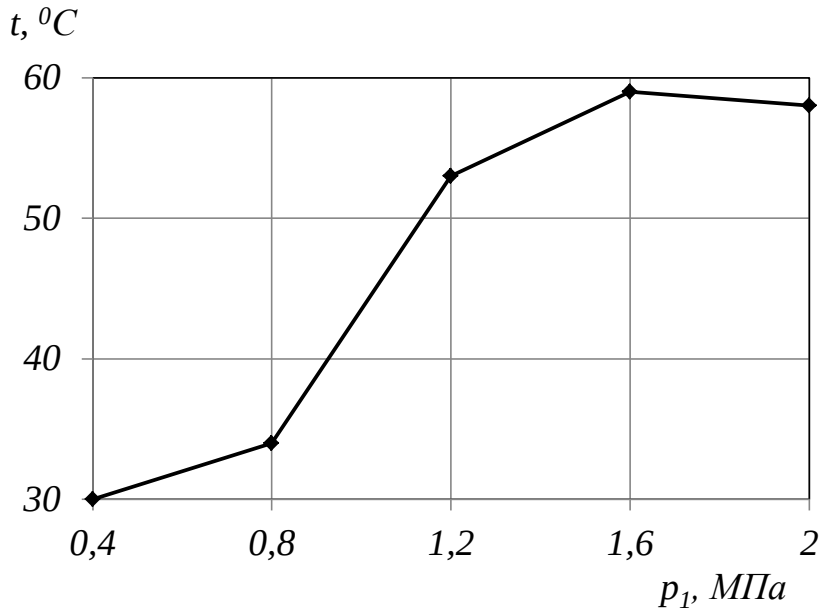


Рисунок 5.7 – Зависимость температуры обоймы от величины уплотняемого давления в новой конструкции торцового сальникового уплотнения

5.4 Выводы

Полученные результаты позволяют говорить об эффективности новой конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками. Уплотнительный узел гарантированно может использоваться при давлениях уплотняемой жидкости до *2 МПа,* обеспечивая минимальные протечки и необходимый ресурс. Причем более эффективная работа предложенной конструкции уплотнения определяется правильным выбором геометрии, формы и количества гидродинамических канавок, что возможно только в результате создания надежной теории расчета такого уплотнительного узла.

РАЗДЕЛ 6
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

6.1 Расчет осевых колебаний торцового сальникового уплотнения

6.1.1 Постановка задачи

Аксиально-подвижная втулка вместе с кольцом сальниковой набивки и упругими элементами является колебательным звеном и может совершать малые осевые колебания. В первом приближении сальниковую набивку можно рассматривать как линейно упругий материал. Такое допущение позволяет легко оценить динамические характеристики уплотнения – собственные частоты и амплитуды вынужденных колебаний. В качестве внешних гармонических возмущений выступают неизбежные малые осевые колебания ротора (кинематические возмущения) z_e и возможные пульсации уплотняемого давления p_1.

Расчетные схемы и динамические модели торцовых сальниковых уплотнений с вращающейся (рис.6.1 *а*) и невращающейся (рис.6.1 *б*) аксиально-подвижными втулками показаны на рисунке 6.1. Модели отличаются лишь местом подвода кинематических возмущений.

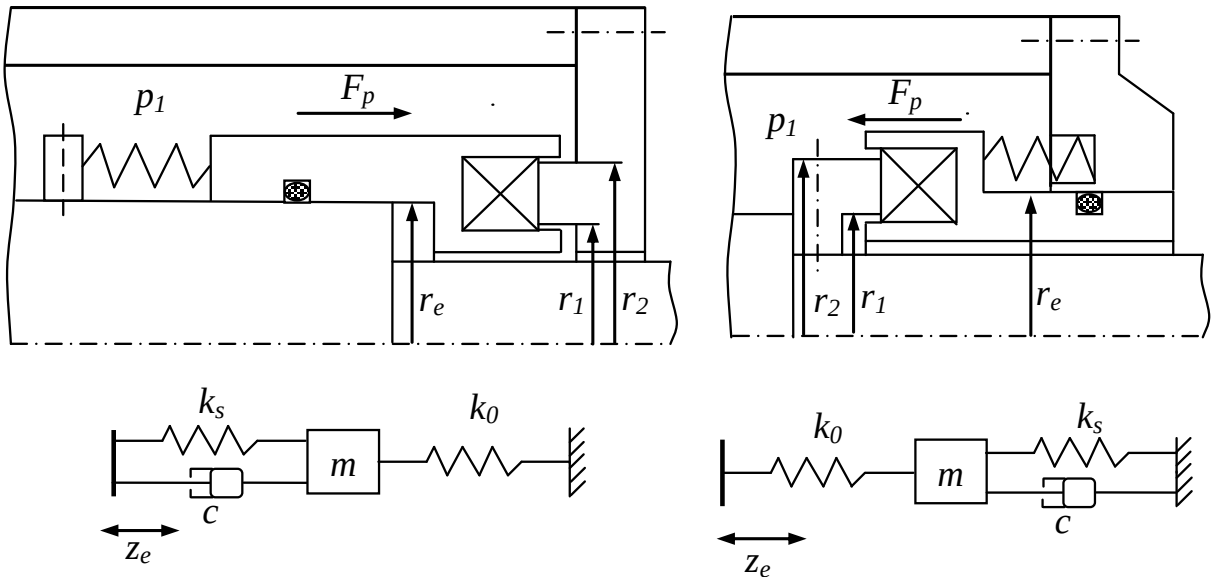


Рисунок 6.1 – Расчетные схемы уплотнений и их динамические модели

6.1.2 Вывод уравнений колебаний и их анализ

Аксиально-подвижная втулка совершает осевые колебания относительно положения статического равновесия. Если неуравновешенную торцовую площадь втулки, на которую действует уплотняемое давление, обозначить $A = \pi\left(r_2^2 - r_e^2\right)$, то сила осевого давления $F_p = Ap_1 = A_c\kappa_0 p_1$, где $A_c = \pi\left(r_2^2 - r_1^2\right)$ – площадь контактной поверхности, $\kappa_0 = A/A_c$ – коэффициент нагрузки, используемый в теории и практике механических торцовых уплотнений. Этим коэффициентом определяется, главным образом, ресурс уплотнения, так как от него зависит режим работы пары трения. Рекомендации по выбору численных значений κ_0 для различных конструкций торцовых уплотнений и условий их работы основываются на опыте эксплуатации. Учитывая практическую значимость коэффициента нагрузки, в дальнейшем через него будем выражать силу давления F_p.

Условия равновесия аксиально-подвижной втулки для вариантов *a* ,*b* на рисунке 6.1 принимают вид:

- после сборки узла (давление отсутствует)

$$(k_s + k_0)Z_{0a} = k_s Z_{e0},\ (k_s + k_0)Z_{0b} = k_0 Z_{e0};$$

$$Z_{0a} = \kappa Z_{e0},\ \ Z_{0b} = \kappa_1 Z_{e0}\ ,$$

где

$$\kappa = \frac{k_s}{k_s + k_0},\ \kappa_1 = \frac{k_0}{k_s + k_0}; \tag{6.1}$$

- после пуска насоса (на втулку действует уплотняемое давление p_1)

$$(k_s + k_0)z_{0a} = k_s Z_{e0} + \kappa_0 A_c p_0;\quad (k_s + k_0)z_{0b} = k_0 Z_{e0} + \kappa_0 A_c p_0; \tag{6.2}$$

$$z_{0a} = \kappa Z_{e0} + \frac{\kappa_0 A_c p_0}{k_s + k_0},\qquad z_{0b} = \kappa_1 Z_{e0} + \frac{\kappa_0 A_c p_0}{k_s + k_0}. \tag{6.3}$$

Нулевыми индексами отмечены установившиеся значения переменных; $Z_{0(a,b)}$ – предварительное (при сборке узла) сжатие упругих элементов; Z_{e0} – начальное осевое смещение вала; $z_{0(a,b)}$ – сжатие упругих элементов и осевое сжатие набивки под действием давления p_0 и начального смещения вала Z_{e0}. В частных случаях, когда нет упругих элементов $(k_s \approx 0)$ или вместо мягкой набивки установлено жесткое кольцо $(k_0 >> k_s)$, предельными значениями относительных жесткостей будут: $\kappa \approx 0,\ \kappa_1 \approx 1$. Эти значения соответствуют механическим торцовым уплотнениям.

Нужно иметь в виду, что в большинстве случаев, особенно в центробежных машинах, уплотняемое давление пропорционально квадрату частоты вращения ротора: $p_0 = B\omega_0^2$, где обобщенный коэффициент B определяется конструкцией машины, геометрией ее проточной части. Оценить величину B можно по номинальным паспортным параметрам: $B = p_n / \omega_n^2$.

В процессе колебаний относительно равновесного состояния текущее положение втулки $z = z_0 + \delta z$, значение давления $p_1 = p_0 + \delta p_1$ и смещение вала $z_e = Z_{e0} + \delta z_e$. Уравнения движения для вариантов *a, b*:

$$m\delta\ddot{z} + c(\delta\dot{z} - \delta\dot{z}_e) + k_s(z_0 + \delta z - Z_{e0} - \delta z_e) + k_0(z_0 + \delta z) = \kappa_0 A_c(p_0 + \delta p_1),$$

$$m\delta\ddot{z} + c\delta\dot{z} + k_s(z_0 + \delta z) + k_0(z_0 + \delta z - Z_{e0} - \delta z_e) = \kappa_0 A_c(p_0 + \delta p_1),$$

а исключив условия равновесия (2) и опуская знак вариации, получим

$$a: \qquad \ddot{z} + 2n\dot{z} + \Omega_0^2 z = 2n\dot{z}_e + \kappa\Omega_0^2 z_e + \frac{\kappa_0 A_c p_1}{m}, \tag{6.4}$$

$$b: \qquad \ddot{z} + 2n\dot{z} + \Omega_0^2 z = \kappa_1\Omega_0^2 z_e + \frac{\kappa_0 A_c p_1}{m}, \tag{6.5}$$

где

$$\Omega_0 = \sqrt{(k_s + k_0)/m}, \quad n = c/2m \tag{6.6}$$

– собственная частота недемпфированных осевых колебаний втулки и удельный коэффициент демпфирования. Для обоих вариантов конструкции левая часть уравнения остается неизменной.

Свободные колебания. При равенстве нулю правой части уравнений (6.4) и (6.5) они являются уравнением свободных колебаний элементарного колебательного звена с линейным сопротивлением. Решение такого однородного уравнения имеет вид $z = ae^{\lambda t}$. Подстановка решения и его производных в само уравнение приводит к равенству $(\lambda^2 + 2n\lambda + \Omega_0^2)ae^{\lambda t} = 0$, из которого находятся характеристические показатели (собственные числа)

$$\lambda_{1,2} = -n \pm i\sqrt{\Omega_0^2 - n^2}, \quad (\Omega_0 > n)$$

и общее решение

$$z = Ce^{-nt}\cos(\Omega t + \psi),\ \Omega = \sqrt{\Omega_0^2 - n^2}\ .$$

Постоянные C, ψ определяются начальными условиями [109].

Свободные колебания сравнительно быстро затухают, поэтому практический интерес представляет только собственная частота, знание которой позволяет отстроиться от резонансных режимов.

Вынужденные колебания происходят под действием кинематических и силовых возмущений. Кинематические возмущения – малые осевые колебания ротора в пределах, допускаемых конструкцией машины. Силовые возмущения – возможные пульсации уплотняемого давления, которое, как правило, является давлением нагнетания насоса или компрессора. Частота пульсаций и частота осевых колебаний ротора равны или кратны частоте вращения. Ограничиваясь рассмотрением главной составляющей гармонических возмущений, частота которой равна частоте вращения, можем записать

$$z_e = He^{i\omega t},\ \ p_1 = Pe^{i\omega t}\ . \tag{6.7}$$

Реакция линейной системы на гармонические воздействия $z = z_1 + z_2$,
где реакции на осевые колебания вала и на пульсации давления имеют вид

$$z_1 = Z_1 e^{i(\omega t + \psi_1)}, \qquad z_2 = Z_2 e^{i(\omega t + \psi_2)}. \tag{6.8}$$

Отдельно рассмотрим характеристики вынужденных колебаний под действием каждого из воздействий (6.7). Подстановка в уравнение (6.4) выражений z_1 (6.8) и z_e (6.7) приводит к равенству ($p_1 = 0$):

$$\left(\Omega_0^2 - \omega^2 + i2n\omega\right)Z_{1a}e^{i(\omega t + \psi_{1a})} = \left(\kappa\Omega_0^2 + i2n\omega\right)He^{i\omega t},$$

из которого частотная передаточная функция

$$W_{1a} = \frac{Z_{1a}}{H} e^{i\psi_{1a}} = \frac{\kappa\Omega_0^2 + i2n\omega}{\Omega_0^2 - \omega^2 + i2n\omega} = A_{1a} e^{i\psi_{1a}} .$$

Разделив вещественную и мнимую части этого комплексного числа, найдем его амплитуду и фазу, т.е. амплитудную и фазовую частотные характеристики. Введем также обозначения безразмерной частоты и показателя затухания:

$$\nu = \omega/\Omega_0 , \quad \xi = n/\Omega_0 , \tag{6.9}$$

которые придают характеристикам безразмерный вид

$$A_{1a}(\nu) = \frac{Z_{1a}}{H} = \sqrt{\frac{\kappa^2 + 4\xi^2\nu^2}{\left(1-\nu^2\right)^2 + 4\xi^2\nu^2}}, \quad \psi_{1a}(\nu) = arctg\, 2\xi\nu \frac{\kappa_1 - \nu^2}{\kappa\left(1-\nu^2\right) + 4\xi^2\nu^2} . \tag{6.10}$$

Подобным образом находится реакция втулки на осевые колебания вала для второго варианта конструкции

$$A_{1b}(\nu) = \frac{Z_{1b}}{H} = \frac{\kappa_1}{\sqrt{\left(1-\nu^2\right)^2 + 4\xi^2\nu^2}}, \quad \psi_{1b}(\nu) = -arctg\, \frac{2\xi\nu}{1-\nu^2} . \tag{6.11}$$

Реакция втулки на пульсации давления одинакова для обоих вариантов конструкции. Здесь в качестве амплитудной частотной характеристики, чтобы сделать ее безразмерной, примем выражение

$$A_2(\nu) = \frac{Z_2}{P} \cdot \frac{k_s + k_0}{\kappa_0 A_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\nu^2\right)^2 + 4\xi^2\nu^2}}, \quad \psi_2(\nu) = -arctg\, \frac{2\xi\nu}{1-\nu^2} . \tag{6.12}$$

Формулы (6.10)–(6.12) дают возможность оценить размерную амплитуду для любой частоты вращения по заданным амплитудам гармонических воздействий H и P:

$$Z_{1a} = A_{1a}H,\ \ Z_{1b} = A_{1b}H,\ \ Z_2 = A_2\frac{\kappa_0 A_c P}{k_s + k_0}. \qquad (6.13)$$

Формулы (6.10) – (6.12) можно применить к механическим торцовым уплотнениям, если ввести предельные значения параметров: $k_s \approx \kappa \approx 0, k_0 \to \infty$, $\kappa_1 \approx 1, \Omega_0 \to \infty, \nu \approx 0$. В этом случае $A_{1a} = Z_{1a} = 0, A_{1b} = 1, Z_{1b} = H, A_1 = 1, Z_2 = 0$.

Условие нераскрытия стыка. При нормальной работе уплотнения между контактными торцовыми поверхностями сальниковой набивки и опорного диска существует контакт, обеспечивающий требуемую герметичность. Раскрытие стыка во время работы машины не допускается.

Величина сжатия набивки z_0 в равновесном положении отсчитывается от недеформированного состояния набивки и упругих элементов. Поскольку в процессе колебаний набивка то сжимается, то расширяется, минимальная деформация ее периодически достигает значения $\Delta Z = z_0 - (Z_1 + Z_2)$. Таким образом, стык не раскрывается при условии $\Delta Z > 0$, а с учетом (6.13) и (6.3)

$$A_{1a}(\nu)H + A_2(\nu)\frac{\kappa_0 A_c P}{k_s + k_0} < z_0 = \kappa Z_{e0} + \frac{\kappa_0 A_c p_0}{k_s + k_0}. \qquad (6.14)$$

Последнее неравенство накладывает ограничения на выбор величины предварительной деформации упругих элементов z_0. Если же предварительная деформация z_0 выбрана из других соображений, то условие (6.14) позволяет определить минимально допустимую приведенную жесткость упругих элементов:

$$k_s > \kappa_0 A_c \frac{A_2(\nu)P}{z_0 - A_{1(a,b)}(\nu)H} - k_0 . \qquad (6.15)$$

6.1.3 Численные примеры

Чтобы получить некоторое представление о динамике аксиально-подвижной втулки реального торцового сальникового уплотнения, рассмотрим результаты численного расчета амплитудных и фазовых частотных характеристик двух различных по размерам типовых конструкций.

Вариант 1. Насос двустороннего входа (типа Д), давление нагнетания $p_1 = 0{,}65 МПа$, рабочая частота вращения $\omega_n = 150 c^{-1}$. Диаметр вала (защитной рубашки) под уплотнением *120 мм;* $r_1 = 70 мм, r_2 = 90 мм$, сечение набивки *20×20 мм,* $A_c = 10{,}1 \cdot 10^{-3} м^2$; из опыта принимаем $\kappa_0 = 1{,}2$. Коэффициенты жесткости упругих элементов и набивки $k_s = 10^5\ Н/м$, $k_0 = 5 \cdot 10^5\ Н/м$; $m = 6 кг$. По формулам (6.1) и (6.6) $\kappa = 0{,}17$, $\kappa_1 = 0{,}83; \Omega_0 = 316 c^{-1}$, $\nu_n = \omega_n / \Omega_0 = 0{,}47$.

Вариант 2. Консольный конденсатный насос, давление нагнетания $p_1 = 0{,}8 МПа$, рабочая частота вращения $\omega_n = 300 c^{-1}$. Диаметр вала под уплотнением *40 мм;* $r_1 = 23 мм, r_2 = 31 мм$, сечение набивки *8×8 мм,* $A_c = 1{,}36 \cdot 10^{-3} м^2$; из опыта принимаем $\kappa_0 = 1{,}0$; $k_s = 10^4\ Н/м$, $k_0 = 10^7\ Н/м$, $m = 1 кг$. По формулам (6.1) и (6.6) $\kappa = 10^{-3}$, $\kappa_1 = 1; \Omega_0 = 3160 c^{-1}$, $\nu_n = \omega_n / \Omega_0 = 0{,}095$.

Большинство подобных насосов по параметрам занимает промежуточное положение, поэтому расчет таких крайних вариантов позволяет судить о динамике уплотнений с промежуточными параметрами.

На рисунках 6.2 и 6.3 приведены графики амплитудных и фазовых частотных характеристик для трех значений показателя затухания ξ *=0,05; 0,1; 0,3*. Фазовые характеристики для разных возмущений почти не отличаются,

поэтому показаны только фазы ψ_{1b} для обоих вариантов (1, 2) рассматриваемых конструкций. Результаты оценки амплитуд вынужденных колебаний на рабочей ν_n и на резонансной $\nu = 1$ частотах приведены в таблице для амплитуд возмущений $H = 0{,}2 мм,\ P = 0{,}01 p_1\, МПа$ и для показателя затухания $\xi = 0{,}05$.

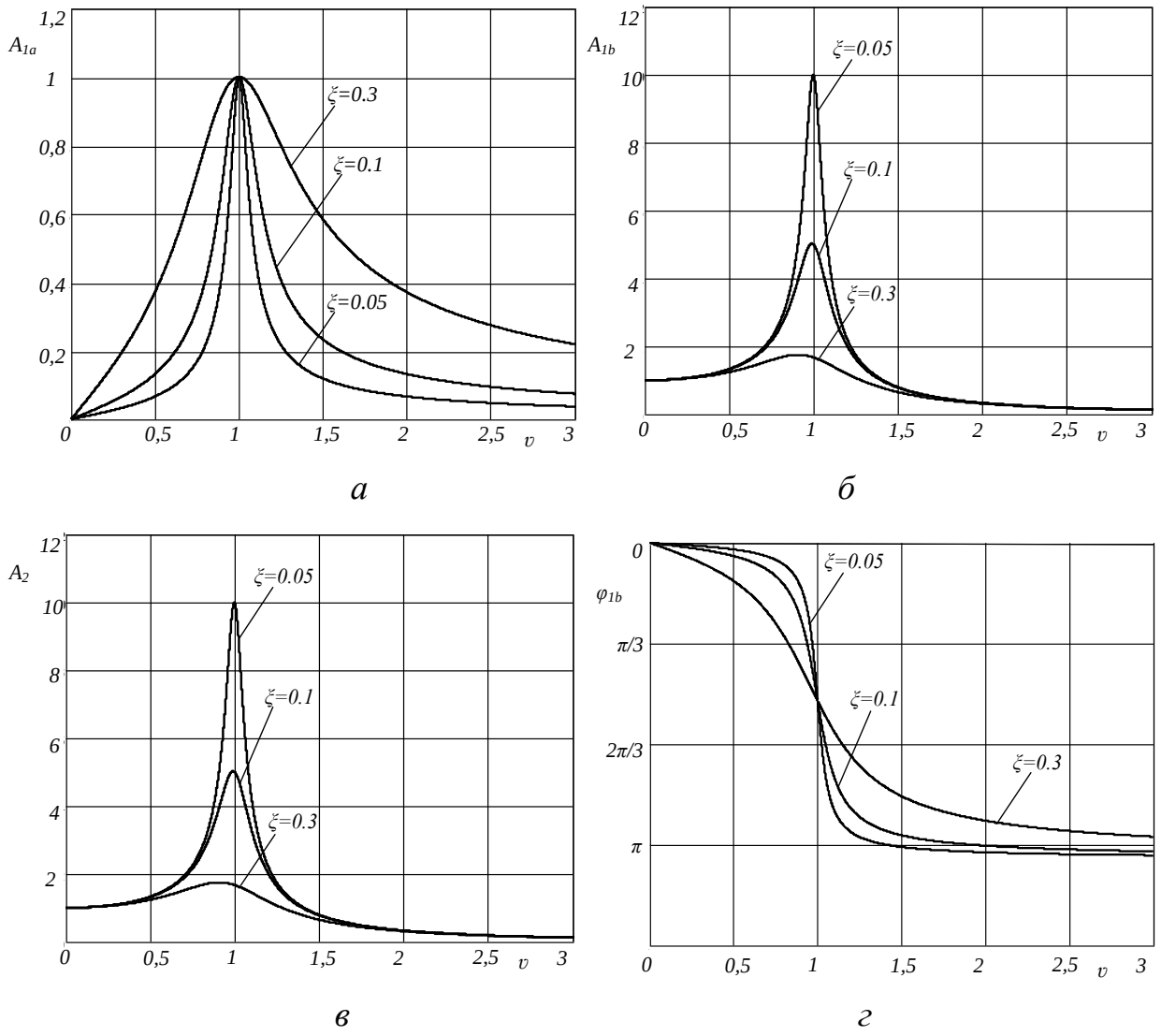


Рисунок 6.2 – АЧХ как реакции на осевые колебания вала (*а*, *б*) и на пульсации давления (в); *г* - фазовые частотные характеристики

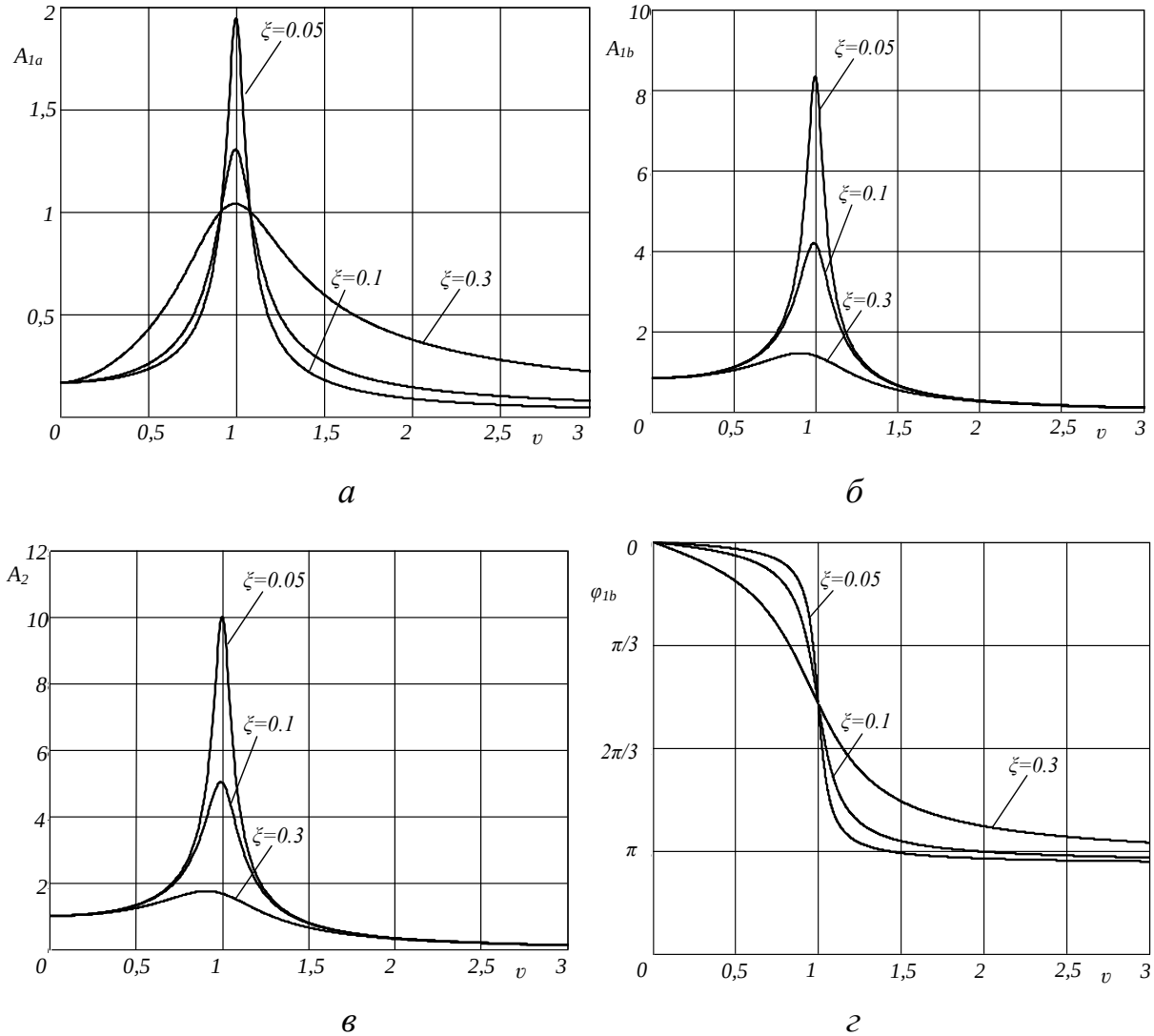


Рисунок 6.3 – Амплитудные (*а*), (б), (*в*) и фазовые (*г*) частотные характеристики

Таблица 6.1

	$A(\nu_n)$	$Z(\nu_n)$*мм*	$A(\nu=1)$	$Z(\nu=1)$*мм*
Вариант 1				
	0,22	*0,044*	*1,94*	*0,39*
	1,07	*0,214*	*8,3*	*1,7*
	1,28	*0,168*	*10*	10^{-5}
Вариант 2				
	$9{,}64\cdot10^{-3}$	$1{,}9\cdot10^{-3}$	*1*	*0,2*
	1	*0,2*	*10*	*2*
	1	$0{,}1\cdot10^{-2}$	*10*	$0{,}68.10^{-3}$

Предварительная деформация упругих элементов и набивки, при которой торцовый стык не раскрывается даже на резонансных колебаниях, по условию (6.14) составляет не менее *0,41 мм* для варианта 1 и не менее *0,2 мм* для варианта 2. В рассмотренных примерах можно рекомендовать $z_0 = 4мм$ для набивки большого сечения и $z_0 = 2мм$ для второго примера.

6.2 Статический расчет саморегулируемого торцового сальникового уплотнения

6.2.1 Расчетная схема

Статический расчет проведем, рассматривая равновесие секторного элемента $d\varphi$ (рис. 6.4) аксиально-подвижной обоймы *2* (рис. 1.23), в которой расположено кольцо сальниковой набивки *3*. Набивка с жесткостью k_0 относительно осевых (по оси $0x$) деформаций опирается на опорный диск *4*, закрепленный на вращающемся с частотой ω валу. Обойма *2* с набивкой удерживается шарнирно закрепленными стержнями *1*. Стержни обеспечивают отрицательную обратную связь между силой трения и контактным давлением [110].

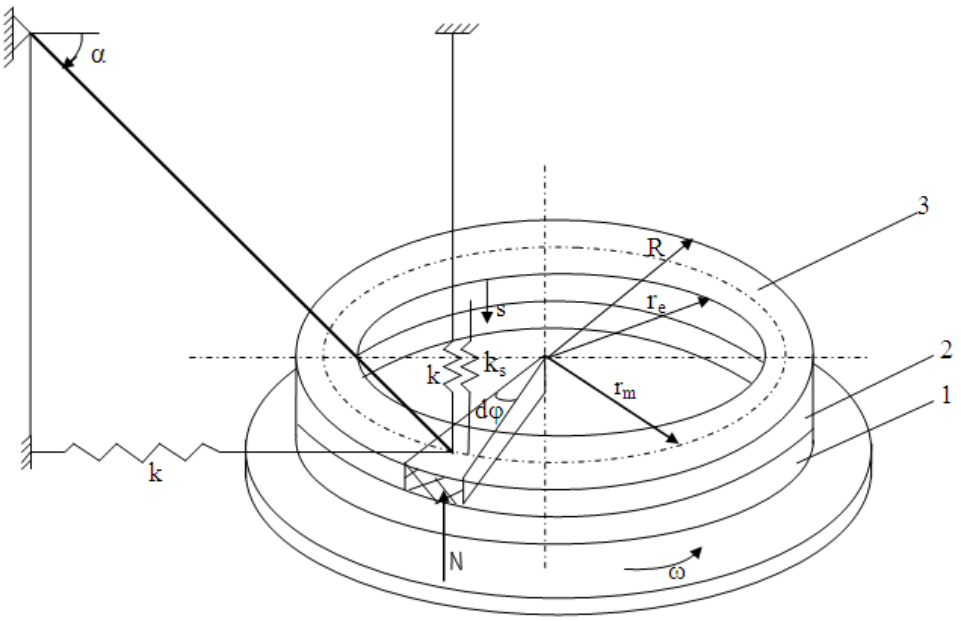


Рисунок 6.4 – Схема нагрузки: *1* – опорный диск, *2* – кольцо набивки, *3* – нажимной диск

Жесткость стержней на изгиб в плоскости $0xy$ имитируется пружинами с коэффициентом изгибной жесткости k_c (рис. 6.5). Величина k_c рассматривается как интенсивность суммарной приведенной жесткости k, равномерно распределенной по окружности $k_c = (k/2\pi)d\varphi$. Подобным образом равномерно по всей окружности распределяются усилия со стороны стержней. Если усилие в каждом стержне обозначить T, а число одинаковых стержней n, то усилие на элемент $d\varphi$: $\Delta T = (nT/2\pi)d\varphi$. Начало системы координат (точку *0*) примем на нижнем конце стержня в ненагруженном состоянии уплотнения, когда сила осевого поджатия F_s и осевая сила давления p_1 уплотняемой среды F_p равны нулю. Сила независимого внешнего поджатия создается деформацией упругих элементов с приведенной жесткостью k_s и принимается равномерно распределенной по окружности радиуса r_s. Нагрузочная площадь $A_1 = \pi\left(R^2 - r_e^2\right)$, R, r_e, r_m – наружный, внутренний и средний радиусы кольцевой нагрузочной площади; ее отношение к торцовой контактной площади A_c в теории механических торцовых уплотнений известно как коэффициент нагрузки $\kappa_0 = A_1/A_c$. Усилие на элемент ΔA_1 : $\Delta F_p = A_1 p_1 d\varphi/2\pi$. Аналогично нормальная реакция опорного диска $\Delta N = k_0 x d\varphi/2\pi$, $\Delta F_R = f\Delta N$.

В рассматриваемой конструкции упругий элемент, через который осуществляется поджатие набивки (подводится задающее воздействие), связан с нажимной втулкой. Удерживающие стержни верхним концом крепятся к неподвижному корпусу.

Уплотнение представляет собой замкнутую систему автоматического регулирования. Регулируемой величиной является сила (или момент) трения в контакте между опорным диском и набивкой, объектом регулирования – аксиально-подвижное кольцо, задающим воздействием – усилие поджатия набивки F_s, внешним воздействием – сила давления уплотняемой среды F_p.

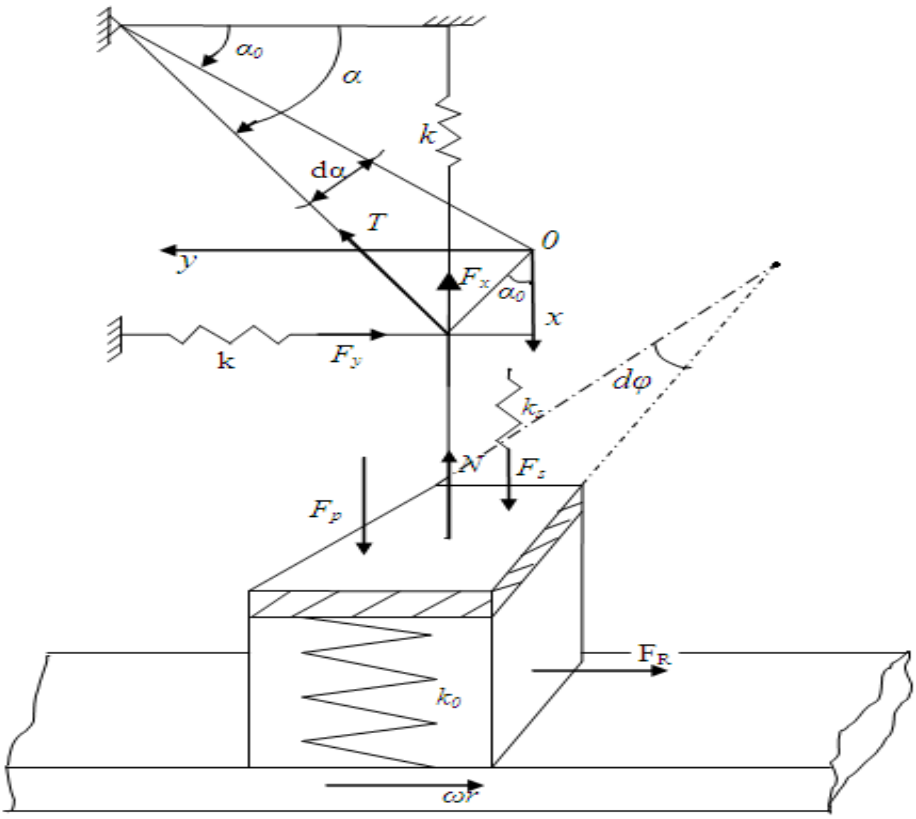


Рисунок 6.5 – К выводу уравнений равновесия

6.2.2 Статический расчет

Статический расчет сводится к построению статических характеристик, т. е. зависимостей силы или момента трения от внешнего воздействия в установившемся равновесном состоянии. Практическую ценность представляют анализ влияния основных параметров на статические характеристики, а также определение потерь мощности на трение, а также оценка температурного состояния пары трения.

Запишем условия равновесия элемента аксиально-подвижного кольца с сальниковой набивкой в положении 0_1, которое элемент занимает после приложения задающего воздействия F_s и внешней нагрузки F_p. После сокращения на $d\varphi/2\pi$ получим:

$$F_s + F_p - F_x - T\sin\alpha - N = 0, \quad -F_y - F_R + T\cos\alpha = 0. \qquad (6.16)$$

Отдельные составляющие проекций сил, включая силу сухого трения, выражаются формулами

$$F_x = kx,\ F_y = ky,\ F_R = fN,\ N = k_0 x,\ F_s = k_s(s - x),\ F_p = A_1 p_1. \qquad (6.17)$$

Два уравнения равновесия и закон сухого трения дополняются двумя соотношениями, следующими из предположения о малости угла поворота $d\alpha$ стержня под действием приложенной внешней нагрузки:

$$x = l\cos\alpha_0 d\alpha,\ \ y = l\sin\alpha_0 d\alpha. \qquad (6.18)$$

Это предположение правомочно, так как осевая деформация набивки, находящейся в объемном напряженном состоянии, не превышает $5\ \%$ ее толщины.

Исключив T из равенств (6.16) и пользуясь выражениями (6.17) и (6.18), получим одно уравнение равновесия в направлении оси $0x$:

$$F_p + k_s s = [k_0(1 + f \cdot tg\alpha) + k(1 + tg\alpha_0 tg\alpha) + k_s]l\cos\alpha_0 d\alpha. \qquad (6.19)$$

Левая часть уравнения представляет сумму силы давления уплотняемой жидкости $F_p = A_1 p_1$ и задающего воздействия. В правую часть входит неизвестное приращение угла наклона стержней $d\alpha$: $\alpha = \alpha_0 + d\alpha$. Учитывая то, что $d\alpha << \alpha_0$, разложим $tg\alpha$ в ряд Тейлора, сохранив только первые два члена ряда:

$$tg\alpha = tg(\alpha_0 + d\alpha) \approx tg\alpha_0 + (1/\cos^2\alpha_0)d\alpha. \qquad (6.20)$$

Подставим это выражение в уравнение (6.19):

$$F_p + k_s s = lk_0\left[1 + ftg\alpha_0 + \frac{k}{k_0}\frac{1}{\cos^2\alpha_0} + \frac{k_s}{k_0} + \frac{1}{\cos^2\alpha_0}\left(f + \frac{k}{k_0}tg\alpha_0\right)d\alpha\right]\cos\alpha_0 d\alpha$$

и введем обозначения безразмерных комплексов

$$K(\alpha_0) = 1 + f\cdot tg\alpha_0 + \frac{k}{k_0}\cdot\frac{1}{\cos^2\alpha_0} + \frac{k_s}{k_0},\ \kappa(\alpha_0) = \frac{1}{\cos^2\alpha_0}\left(f + \frac{k}{k_0}tg\alpha_0\right),$$

$$\varphi_e = \frac{A_1 p + k_s s}{k_0 l} = \varphi_{ep}\psi + \varphi_{es},\ \varphi_{ep} = \frac{A_1 p_n}{k_0 l},\ \varphi_{es} = \frac{k_s s}{k_0 l},\ \psi = \frac{p}{p_n},\ \varphi_R = \frac{F_R}{k_0 l}; \tag{6.21}$$

p_n – номинальное значение уплотняемого давления. При этом равенство (6.19) приводится к виду

$$\varphi_e = \left[Kd\alpha + \kappa(d\alpha)^2\right]\cos\alpha_0$$

или

$$(d\alpha)^2 + \frac{K}{\kappa}d\alpha - \frac{\varphi_e}{\kappa\cos\alpha_0} = 0. \tag{6.22}$$

Положительный корень этого квадратного уравнения

$$d\alpha = \frac{K}{2\kappa}\left[\sqrt{1 + \frac{4\kappa}{K^2\cos\alpha_0}\varphi_e} - 1\right]. \tag{6.23}$$

Окончательное выражение безразмерной силы трения φ_R через внешние воздействия φ_e получим, используя связь приращения угла с силой трения $F_R = fN,\ N = k_0 x = k_0 l\cos\alpha_0 d\alpha$:

$$\varphi_R = f\cos\alpha_0 d\alpha = f\cos\alpha_0 \frac{K}{2\kappa}\left[\sqrt{1+\frac{4\kappa}{K^2\cos\alpha_0}\left(\varphi_{ep}\psi+\varphi_{es}\right)}-1\right]. \qquad (6.24)$$

Во многих случаях для сравнительно малых уплотняемых давлений $(p_1 \le 1 МПа)$, $4\varphi_e\kappa/K^2\cos\alpha_0 << 1$ и корень квадратный в формуле (6.23) можно разложить в ряд, сохранив лишь линейные члены: $\sqrt{1+4\varphi_e\kappa/K^2\cos\alpha_0} \approx 1+2\varphi_e\kappa/K^2\cos\alpha_0$. При этом $d\alpha \approx \varphi_e/K\cos\alpha_0$,

$$\varphi_R \approx f\varphi_e/K(\alpha_0), \;\; F_R = f\left(A_1 p_1 + k_s s\right)/K(\alpha_0). \qquad (6.25)$$

С повышением коэффициента жесткости набивки k_0 параметр K уменьшается, а сила трения возрастает. Увеличение жесткости стержней вызывает обратный эффект: сила трения уменьшается. Рассмотрим частные случаи.

1 – $\alpha_0 = 0$: $K = 1+(k+k_s)/k_0$, $\kappa = f$. При отсутствии обратной связи $(k = k_s = 0)$ $K = 1$, $F_R = f(A_1 p_1 + k_s s)$, т. е. вся внешняя нагрузка передается на набивку и идет на образование силы трения. Величина $\chi = 1/K$ играет роль коэффициента передачи.

2 – $\alpha_0 = \pi/2$: $\cos\alpha_0 = 0$, $tg\alpha_0 = \infty$, $x = 0$, $N = F_R = 0$. В этом случае коэффициент передачи $\chi = 1/K = 0$, так как вся внешняя нагрузка воспринимается силой натяжения стержней и на набивку не передается.

Практический интерес представляет коэффициент статической жесткости уплотнения, определяемый как производная от силы трения по углу установки упругих стержней:

$$\eta = \frac{\partial\varphi_R}{\partial\alpha_0}. \qquad (6.26)$$

Мощность, теряемая на трение в торцовом сальнике,

$$N_R = F_R \omega r_m = \varphi_R l k_0 \omega r_m . \qquad (6.27)$$

Ее упрощенное выражение можно записать, используя (6.25):

$$N_R \approx f l k_0 \omega r_m \, \varphi_e / K . \qquad (6.28)$$

Ориентировочную оценку температуры в зоне трения можно получить, если пренебречь отводом тепла через поверхности опорного диска и сальниковой коробки, т. е. считать, что теплоотвод осуществляется только протечками через уплотнение:

$$N_Q = \rho c Q \Delta t , \qquad (6.29)$$

где ρ, c – плотность и удельная теплоемкость уплотняемой жидкости, Q – протечки, Δt – приращение средней температуры контактных поверхностей по отношению к температуре жидкости на входе в зону трения. На установившемся тепловом режиме $N_R \approx N_Q$. Сравнивая (6.27) и (6.29), получим

$$\Delta t = \frac{\varphi_R l k_0 \omega r_m}{\rho c Q} . \qquad (6.30)$$

Как правило, протечки через уплотнение при постоянном контактном давлении зависят от уплотняемого давления. На ламинарных режимах $Q = g p_1$, где $g = Q_n / p_n$ – проводимость уплотнения. При этом с учетом (6.24) формула (6.30) принимает вид

$$\Delta t = \frac{l k_0 \omega r_m}{\rho Q_n c \psi} f \cos\alpha_0 \frac{K}{2\kappa} \left[\sqrt{1 + \frac{4\kappa}{K^2 \cos\alpha_0} \left(\varphi_{ep} \psi + \varphi_{es} \right)} - 1 \right] . \qquad (6.31)$$

В последнем выражении выделена роль безразмерного уплотняемого давления $\psi = p_1 / p_n$ в формировании теплового состояния пары трения; $Q_n = gp_n$ – расход при номинальном уплотняемом давлении. Формула (6.31) существенно упрощается без заметного снижения точности, если для вычисления силы трения использовать приближенную формулу (6.25), а безразмерное уплотняемое давление ψ выразить из (6.21):

$$\psi = \frac{\varphi_e - \varphi_{es}}{\varphi_{ep}}; \ \Delta t = \frac{lk_0 \omega r_m}{\rho Q_n c} f \frac{\varphi_{ep}}{(1 - \varphi_{es} / \varphi_e) K}. \qquad (6.32)$$

6.2.3 Численный пример

Рассмотрим уплотнение с параметрами: $R = 0{,}06 м, r = 0{,}05 м,$

$r_m = 0{,}055 м,\ l = 0{,}03 м,\ k_0 = 10^6\ Н/м,\ k = 10^6\ Н/м,\ k_s = \varphi_{es} = 0;\ f = 0{,}02,$

$c = 4{,}2 \cdot 10^3\ Дж/кг\ ^0C,\ \ \omega = 300 c^{-1};$ уплотняемое давление изменяется в пределах $p_1 = (0 - 2) МПа,\ p_n = 10^6\ Па$. По формулам (6.21) $\varphi_{ep} = 0{,}115,\ \varphi_{es} = 0$.

На рисунке 6.6 приведены статические характеристики для различных значений угла установки стержней, построенные по формуле (6.24). В заданном диапазоне нагрузок характеристики почти не отличаются от линейных.

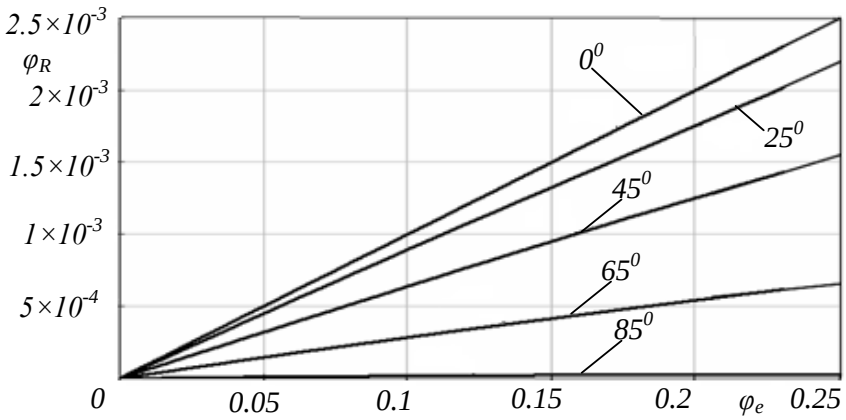


Рисунок 6.6 – Статические характеристики для различных углов α_0

Влияние на статические характеристики жесткости стержней показано на рисунке 6.7: увеличение жесткости уменьшает силу трения.

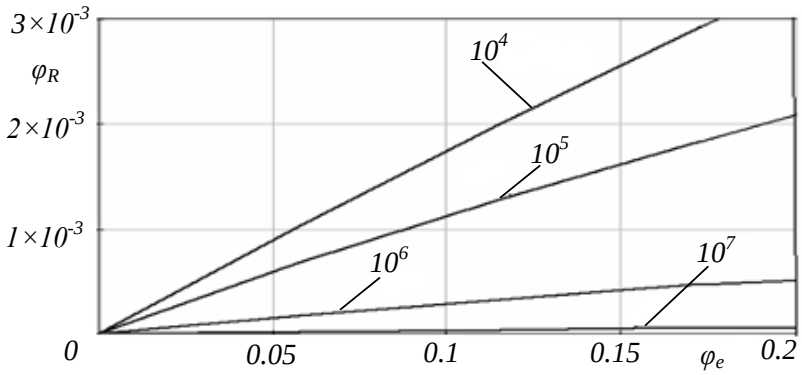


Рисунок 6.7 – Зависимость статических характеристик от жесткости стержней ($\alpha_0 = 65^0$)

Из рисунка 6.6 видно, что с ростом угла установки α_0 уменьшается угол наклона характеристик, т. е. уменьшается коэффициент передачи χ. Крутизна падающей зависимости силы трения от угла установки стержней определяется коэффициентом статической жесткости (6.26). Графики этого коэффициента приведены на рисунках 6.8 и 6.9. С уменьшением жесткости стержней коэффициент по модулю возрастает, а максимум его сдвигается вправо в сторону больших углов α_0. По этим графикам можно обоснованно выбрать угол установки стержней, обеспечивающий максимальную жесткость уплотнения для заданных условий работы.

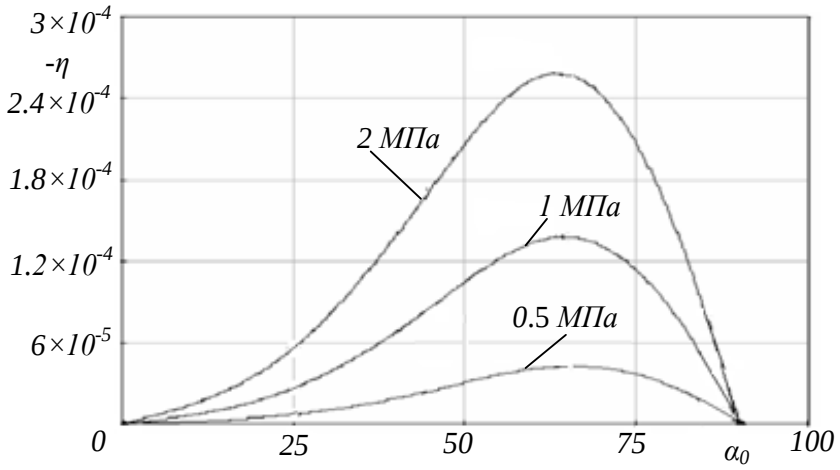


Рисунок 6.8 – Коэффициент статической жесткости ($k = 10^6\,МПа$)

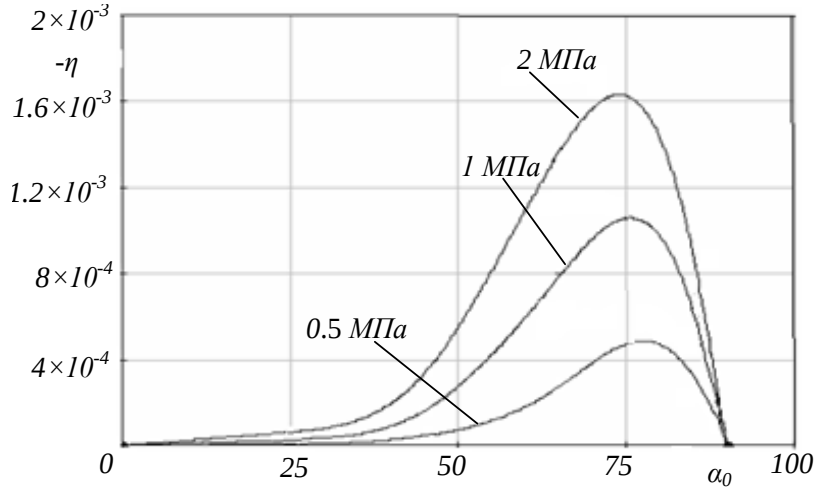


Рисунок 6.9 – Коэффициент статической жесткости ($k = 10^5\,МПа$)

Результаты вычисления по формулам (6.27) мощности (N_R, Вт) теряемой на трение контактных поверхностей сведены в таблице 6.2. По опыту исследований и эксплуатации торцовых сальников на подобные параметры [111] расход через уплотнение принят $Q = 10^{-3}\,м^3/ч = 2{,}78 \cdot 10^{-7}\,м^3/с$. Мощность существенно снижается с ростом угла установки стержней и их изгибной жесткости.

Результаты вычисления потерь мощности на трение

Таблица 6.2

α_0 / p_1, *МПа*	0^0	25^0	45^0	65^0	85^0
0,5	259	231	169	75	3,7
1,0	518	459	332	146	7,1
1,5	777	683	489	212	10,2
2,0	1030	904	643	276	13

Саморегулируемые уплотнения могут оказаться особенно эффективными в самовсасывающих насосах, которые при пусках определенное время работают без воды, а уплотнения работают в режиме сухого трения.

6.3 Инженерная методика расчета и проектирования

Эффективность работы торцового сальникового уплотнения определяется, главным образом, герметичностью и долговечностью уплотнительного узла в заданных условиях эксплуатации. Поэтому методика расчета сводится к определению необходимого коэффициента нагрузки, обеспечивающего для конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения выравнивание и снижение контактного давления при допустимом уровне протечки, определяющейся в первую очередь профилем шероховатости контактной поверхности, уменьшение величины которой достигается за счет предварительной опрессовки и приработки сальниковой набивки.

Инженерная методика расчета и проектирования заключается в следующем:

1. Конструктивно в соответствии с радиальными размерами сальниковой камеры подбираются размеры основных элементов конструкции торцового сальникового уплотнения и сечение сальниковой набивки.

2. Из условий эксплуатации насоса выбирается тип сальниковой набивки. Наиболее перспективными являются пропитанные графитом и силиконовым маслом набивки на основе волокон PTFE.

3. Воспользовавшись приближенной аналитической зависимостью коэффициента нагрузки от физико-механических свойств набивки и геометрии податливого дна при условии плоскостности контакта и выравнивания контактного давления [82]

$$k = 0{,}37 \cdot e^{2 \cdot f \cdot K} \cdot h^3 \cdot \frac{E}{E^*} \cdot \frac{1}{\frac{r_1^{\,2} r_c}{1{,}82 \cdot (1-\alpha)} \cdot \Psi_1 \cdot \Psi_2 - \frac{r_c^{\,3}}{4 \cdot (1-\alpha)} \cdot \Psi_3},$$

определяется толщина податливого дна при заданном коэффициенте нагрузки.

4. Выбирается тип конструкции торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения: канавки в податливом дне обоймы под сальниковой набивкой или реверсивные канавки на опорном диске.

5. В зависимости от радиальных размеров пары трения выбирается количество и геометрические размеры канавок по следующим соотношениям:

- конструкция с реверсивными канавками на опорном диске (рис. 4.25)

$$0{,}1 < \frac{b_1}{b_2} < 0{,}5,$$

- конструкция с канавками на дне обоймы (рис. 4.1)

$$\frac{b}{b} < 0{,}5,$$

6. При помощи программного комплекса ANSYS, в соответствии с методикой описанной выше, решается задача упругогидродинамической смазки для торцового сальникового уплотнения.

7. В соответствии с измеренным профилем шероховатости задается эквивалентный зазор между набивкой и опорным диском, определяющийся по формуле [4]

$$h = 0.5\left(\frac{R_{\max 1}^2}{R_{a1}} + \frac{R_{\max 2}^2}{R_{a2}}\right).$$

На первой итерации величина зазора является постоянной величиной, и расчет давления проводится для плоскопараллельного зазора. На последующих итерациях в результате деформации набивки в канавки форма и величина зазора изменяются, формируется гидродинамическое давление в зазоре, которое отжимает сальниковую набивку от опорного диска в местах расположения гидродинамических канавок.

8. При задании физико-механических свойств сальниковой набивки используются аппроксимирующие зависимости относительной деформации от осевой нагрузки, полученные экспериментально (табл. 3.1, 3.2). Материал набивки является вязкоупругим (набивка упрочняется на каждом шаге приложения нагрузки и величина модуля упругости увеличивается). Поэтому расчет напряженно-деформированного состояния сальниковой набивки методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS проводится в нелинейной постановке с учетом мультилинейного изотропного упрочнения материала.

9. Определяется распределение гидродинамического и контактного давлений, а также величина внешней протечки в паре трения при заданных граничных условиях: давлении уплотняемой среды и частоте вращения вала.

10. Полученное среднее контактное давление в паре трения сравнивается с величиной минимально допустимого контактного давления, равного давлению предварительного поджатия пружин (5-10 % от уплотняемого). Проверяется условие выравнивания контактного давления по радиусу пары трения. Если величина полученного контактного давления не соответствует величине необходимого минимально допустимого контактного давления, то численный расчет повторяется при измененной величине коэффициента нагрузки и толщине податливого дна.

11. Проводится анализ осевых колебаний аксиально-подвижной втулки. Выполняется анализ резонансных режимов и проверяется условие не раскрытия стыка.

12. Для торцовых сальниковых уплотнений самовсасывающих насосов дополнительно выполняется статический расчет системы саморегулирования торцового сальникового уплотнения с наклонными стержнями. Определяются потери мощности на трение, и выполняется оценка температурного состояния пары трения при оптимальном угле установки упругих стержней. Система саморегулирования может использоваться совместно с гидродинамической разгрузкой пары трения и применяться для предотвращения чрезмерного износа пары трения в случае потери парой трения гидродинамического расклинивающего действия и вымывания пропитки.

6.4 Выводы

Рассмотрены осевые колебания аксиально-подвижной втулки ТСУ, которые главным образом определяются осевыми колебаниями вала, так как влияние пульсаций уплотняемого давления пренебрежимо мало. Собственная частота осевых колебаний аксиально-подвижной втулки, как правило, намного больше рабочей частоты вращения вала, поэтому резонансные режимы – явление редкое. Для уплотнения с вращающейся аксиально-подвижной втулкой кинематическое возбуждение передается через сравнительно податливые

упругие элементы, поэтому амплитуда резонансных колебаний на порядок меньше, чем для невращающейся втулки.

Разработана методика статического расчета саморегулируемого торцового сальникового уплотнения, позволяющая выполнить анализ влияния основных параметров на статические характеристики (зависимости силы или момента трения от внешнего воздействия в установившемся равновесном состоянии), а также определения потерь мощности на трение и оценки температурного состояния пары трения от угла установки стержней и их изгибной жесткости.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-практическая задача повышения герметичности и долговечности торцовых сальниковых уплотнений за счет гидродинамической разгрузки пары трения.

Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Анализ существующих конструкций контактных уплотнений показал, что в условиях сравнительно низких значений показателя *PV* (*PV<10 МПа м/с*) сальниковые уплотнения остаются наиболее часто встречающимся типом уплотнений валов центробежных насосов общепромышленного назначения. Удачной альтернативой традиционным (радиальным) конструкциям сальниковых уплотнений являются торцовые сальниковые уплотнения, которые сочетают в себе принцип действия торцовых механических и радиальных сальниковых уплотнений.

2. Полученные результаты экспериментальных исследований механизма трения и герметизации позволяют говорить об эффективности новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения.

3. Результаты экспериментального определения трибомеханических характеристик сальниковой набивки дают возможность определить модуль упругости и коэффициент Пуассона, а также начальный зазор в уплотнении эквивалентный шероховатости сальниковой набивки необходимый для решения задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения.

4. Разработана методика численного решения задачи упругогидродинамической смазки торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения, результаты расчетов

достаточно хорошо согласуются с полученными результатами экспериментальных исследований. Проведена оптимизация геометрических параметров гидродинамических реверсивных канавок трапециевидной формы с помощью программного комплекса ANSYS 12.1. Получены наилучшие геометрические параметры реверсивных канавок, соответствующие условию минимальных протечек и максимальной несущей способности.

5. Полученные результаты ресурсных испытаний позволяют свидетельствовать об эффективности новой конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками. Уплотнительный узел гарантированно может использоваться при давлениях уплотняемой жидкости до *2 МПа,* обеспечивая минимальные протечки и необходимый ресурс.

6. Проведена оценка динамических характеристик торцового сальникового уплотнения. Установлено, что осевые колебания аксиально-подвижной втулки определяются осевыми колебаниями вала. Собственная частота осевых колебаний втулки, как правило, намного больше рабочей частоты вращения ротора, поэтому резонансные режимы – явление редкое, они возможны только для насосов с большим диаметром вала или маленькой жесткостью сальниковой набивки. Разработана методика статического расчета саморегулируемого торцового сальникового уплотнения, позволяющая выполнять анализ влияния основных параметров на статические характеристики (зависимости силы или момента трения от внешнего воздействия в установившемся равновесном состоянии), определены потери мощности на трение и выполнена оценка температурного состояния пары трения от угла установки стержней и их изгибной жесткости.

7. Разработана методика инженерного расчета торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой и саморегулированным моментом пары трения, позволяющая рассчитывать уплотнения на различные параметры.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов / А. И. Голубев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1974. – 216 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Под общ. ред.: А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М. : Машиностроение, 1986. – 464 с.
3. Контактные уплотнения вращающихся валов / Г. А. Голубев, Г. М. Кукин, Г. Е. Лазарев, А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1976. – 264 с.
4. Майер Э. Торцовые уплотнения / Э. Майер; пер. с нем. – М. : Машиностроение. – 1978. – 288 с.
5. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В. А. Марцинковский. – М. : Машиностроение, 1970. – 272 с.
6. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский. — М. : Машиностроение, 1980. — 200 с.
7. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
8. Гудков С. Н. Торцовые механические уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения / С. Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2007. – № 2. – С. 34-41.
9. Фалалеев С. В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования: учеб. пос. / С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев – М. : Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.
10. Васильцов Э. А. Бесконтактные уплотнения / Э. А. Васильцов. – Л. : Машиностроение, 1974. – 160 с.
11. Кревсун Э. П. Торцовые герметизаторы вращающихся валов / Э. П. Кревсун. — Мн. : Арти-Фекс, 1998. – 148 с.
12. Сайт ДП «БТС-ИНЖИНИРИНГ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.sealing.com.ua/news/?sid=230.

13. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
14. Andrus Merle R. Trends in mechanical seal and outlook for the future // Chemical Processing. – 1985. – № 11. – P.44–46.
15. Буренин В. В. Новые торцовые уплотнения для герметизации вращающихся валов центробежных насосов / В. В. Буренини // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – № 6. – С. 34 – 37.
16. Ченг. Рабочие характеристики высокоскоростных бесконтактных газовых уплотнений, профилированных спиральными канавками и скрытой ступенью Рэлея / Ченг, Чоу, Кастелли // Проблемы трения и смазки. – 1969. – № 1. – С. 67–76.
17. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1973. – 232 с.
18. Цыбульник А. П. Бесконтактное торцовое уплотнение / А. П. Цыбульник // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1991. – № 9. – С. 20–21.
19. Бесконтактное газовое уплотнение с использованием статического давления: Пат 2165554 РФ, МКИ F16J15/34 ФУСЕ Тосихико (JP) - №99118575/06; заявл. 21.11.1997; опубл. 20.04.2001.
20. Гидростатическое торцовое уплотнение: А.с. 909389. СССР. МКИ F16J15/34 / В. П. Карасев, М. В. Краев, А. Г. Кучкин – № 2932851/25–08; заявл. 03.06.80; опубл. 28.02.82, Бюл. № 8.
21. Роговой Е. Д. Применение торцовых газодинамических уплотнений в газоперекачивающих агрегатах производства ОАО “Сумское НПО им. М.В. Фрунзе” / Е. Д. Роговой, В. С. Королев, С. И. Карпенко, В. Р. Пшик // Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования (ГЕРВИКОН-2005) : труды 11-й международной научно-технической конференции / ред.: Н. В. Зуева, Ю. Я. Тарасевич. – Сумы : СумГУ, 2005. – Т.2 : Гермомеханика и динамика роторов. – С.68–77.

22. Максимов В. А. Бесконтактные уплотенения роторов центробежных компрессоров: учеб. пос. / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Г. Хисамеев, Р. М. Галиев; под общей редакцией В. А. Максимова. – Казань: Фэн. – 1998. – 292 с.
23. Гидродинамическое торцовое уплотнение: Пат.2168087 РФ, МКИ F16J15/34 Г. А. Голубев, Г. С. Дюжев, Е. В. Маркина, Ю. А. Плохов – №98122519/06; заявл. 10.12.1998; опубл. 27.05.2001.
24. Торцовое бесконтактное уплотнение: Пат.2099618 РФ, МКИ F16J15/34 В. Б. Балякин, Д. К. Новиков, С. В. Фалалеев - № 95112054/06; заявл. 05.07. 1995; опубл. 20.12.1997.
25. Торцовое бесконтактное уплотнение: Пат. 2173423 РФ, МКИ F16J15/34 С. В. Фалалеев, В. Б. Балякин, Д. К. Новиков, Н. И. Россеев, С. Д. Медведив – № 2000128919/06; заявл. 20.11.2000; опубл. 10.09.2001.
26. Harald Lubbinge. On the lubrication of mechanical face seals / University of Twente - Printed by FEBO druk B.V. Enschede. – 1999. – 143 p.
27. Nosowicz J. Reducing life-cycle costs by using innovative ceramic materials in mechanical seals / J. Nosowicz, P. Waidner // Proc. X International Conference. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices. – Wroclaw. – 2004. – P. 25-35.
28. Young L. A. The design and testing of a wavy-tilt-dam mechanical face seal / L. A. Young, A. O. Lebeck // STLE Lub. Eng. –1989. – V. 45, №5. – P. 322-329.
29. Key W. E. Mechanical seals with wavy SiC faces for a severe duty NGL/Crude pipeline application / W. E. Key, R. Dickau, R. L. Carlson // Proc. of the twenty-first international pump users symposium – 2004. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas. – P. 77–87.
30. Бондаренко Г. А. К вопросу о проектировании газодинамических (сухих) уплотнений валов турбомашин /Г. А. Бондаренко // Труды IX Международной научно-технической конференции «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования». – Сумы. – 1999. – Т 1. – С.140-148.

31. Burgmann. Gasgeschmierte Gleitringdichtungen. Printed in Germany, 1997.
32. Максимов В. А. Трибология подшипников и уплотнения жидкостного трения высокоскоростных турбомашин / В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Казань: Фан, 1998. – 429 с.
33. Bo Ruan. Numerical modeling of dynamic sealing behaviors of spiral groove gas face seals. // Journal of Tribology. – 2002. – vol. 124. – P. 186–195.
34. Ущільнення вала: Пат. 45988 Україна, F16J15/34 Г. А. Бондаренко, М. Д. Федоренко, С. А. Павлюк, О. В. Дейнеко, С. О. Колесник – № 97062837; заявл. 16.11.94; опубл. 15.05.02.
35. Kundera Czesław Problemy uszczelnień zespołow wirujących / Czesław Kundera. – Kielce : Politechnika Świętokrzyska, 2013. – 286 s.
36. Antoszewski B. Hydrodynamiczne uszczelnienie czołowe z powierzchnią ślizgową pokrytą powłoka plazmowa / B. Antoszewski, C. Kundera // Zagadnienia Eksploatacij Maszyn, Zeszyt 1 (81). 1990. – Vol. 25. – S. 133–139.
37. Feldman Y. A hydrostatic laser surface textured gas seal / Y. Feldman, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Latters, 2006. – № 1. – Vol. 22. – pp. 21–28.
38. Pettersson U. Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts / U. Pettersson, S. Jacobson // Tribology International, 2003. –Vol. 36. – pp. 857–864.
39. Etsion I. State of the Art in Laser SurfaceTexturing / I. Etsion // Journal of Tribology. – 2005. – Vol. 1127. – P. 248–253.
40. Etsion I. A new concept of zero-leakage noncontacting mechanical face seal // Journal of Tribology. – 1984. – Vol.106. – P. 338–343.
41. EP 0037210 A1. High pressure upstream pumping seal combination / Crane packing company (Sedy E.). – 1980.
42. K.-D. Meck. A new sealing interface technology for high performance mechanical seal applications // Proc. pump users. International forum 2004, Karlsruhe, 29-30 September. 12 p.
43. US. Pat. 4421321. Hydrodynamic noncontacting seal for rotary maschines / Lipschitz A. – 1983.

44. Мельник В. А. О классификации торцовых уплотнений / В. А. Мельник // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – №3. – С. 23–24.
45. Голубев А. И. Торцовые уплотнения / А. И. Голубев // Труды ВИГМ, Исследование гидромашин. – М:. – 1959. – Выпуск XXIV. – С. 102–123.
46. Ден Г. Н. Термогазодинамика сухих газовых уплотнений роторов турбин / Г. Н. Ден. – Владивасток: Дальрыбвтуз, 2003. – 290с.
47. Ден Г. Н. К расчету давлений на канавочном участке сухого торцового уплотнения ротора турбомашины / Г. Н. Ден, А. Е. Перескоков // Компрессорная техника и пневматика. — 1998. — №18-19. — С.50-55.
48. Ден Г. Н. Газодинамические характеристики различных типов «сухих» торцовых газовых канавочных уплотнений роторов турбомашин / Г. Н. Ден, В. К. Юн // Турбины и компрессоры. – 2001. – № 3–4. – С. 40–46.
49. Этсион И. Радиальные силы в торцовом уплотнении, работающем с перекосом / И. Этсион // Проблемы трения. – 1979. –Т. 101, № 1. – С.84–89
50. Этсион И. Гидродинамические эффекты в перекошенном торцовом уплотнении / И. Этсион // Проблемы трения. – 1979. – Т. 101, № 3. – С.44–50.
51. Этсион И. Эффекты сдавливания в торцовых уплотнениях / И. Этсион // Проблемы трения. – 1980. –Т.102, № 2. – С.22–30.
52. Etsion I. A new concept of zero-leakage noncontacting mechanical face seal / I. Etsion // Trans. ASME Journal of fluids engineering. – July 1984. – Vol. 106. – P. 338–343.
53. Green I. Stability threshold and steady-state response of noncontacting coned-face seals / I. Green, I. Etsion // Trans. ASLE. – 1985. – Vol. 28, №4. – P. 449–460.
54. Green I. Nonlinear dynamic analysis of noncontacting coned-face mechanical seals / I. Green, I. Etsion // Trans. ASLE. – 1986. – Vol. 29, № 3. – P. 383–393.
55. Green I. A simultaneous numerical solution for the lubrication and dynamic stability of noncontacting gas face seals / I. Green, R. M. Barnsby // Trans. ASME Journal of tribology. – April, 2001. – Vol. 123. – P. 388–401.
56. Zirkelback N. Parametric study of spiral groove gas face seals / N. Zirkelback // Tribology transactions. – 2000. Vol. 43, № 2. – P. 337–343.

57. Zirkelback N., San Anders L. Effect of frequency excitation on the force coefficients of spiral groove gas seals / N. Zirkelback // ASME journal of tribology. – 1999. – Vol. 121. – P.853–863.
58. Kowalski K. A. Reverse capability of spiral-groove gas face seals / K. A. Kowalski, P. Basu // Tribology transactions. – 1995. Vol. 38, № 3. – P.549–556.
59. Tournerie B. Three-dimentional modeling of THD lubrication in face seals / B. Tournerie, J. C. Danos, J. Frene // Trans. ASME Journal of tribology. – January, 2001. – Vol. 123. – P.196–122.
60. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1972. – 240 с.
61. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. Кн.1 : Гидродинамика дросселирующих каналов / В. А. Марцинковский. – в 2-х кн. – Сумы : СумГУ, 2002. – 337 с.
62. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: теория и практика / В. А. Марцинковский. – Сумы : СумГУ, 2005. – 416 с.
63. Kundera Cz. Aktywne uszczelnianie drgajączch elementow wirzjączch. Monografia nr 15. – Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świętorzyskiej. – 1999. – 115 s.
64. Болдырев Ю. Я. О расчете «сухих» газовых торцовых уплотнений со спиральными канавками валов турбокомпрессорных машин / Ю. Я. Болдырев, Б. С. Григорьев, Г. А. Лучин // Компрессорная техника и пневматика. – 1994. – №4-5. – С.59–62.
65. Сухиенко В. Е. Торцовые газодинамические уплотнения высокооборотных нагнетателей природного газа / В. Е. Сухиенко, В. И. Данилейко, В. Р. Пшик // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – № 11. – С.88–90.
66. Голубев А. И. К расчету торцовых бесконтактных уплотнений на газовой смазке / А. И. Голубев // Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность компрессорного оборудования : труды 10-й Международной научно-технической конференции, 10-13 сентября 2002 г. / сост. Е. Н. Савченко; Отв. ред. А. В. Загорулько. – Сумы, 2002. – Т.1. – С. 88-97.

67. Максимов В. А. Расчет газостатодинамических торцовых уплотнений со спиральными канавками валов турбокомпрессоров высокого давления / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, Р. М. Галиев, Н. Н. Саримов // Компрессорная техника и пневматика. – 1997. – № 16–17. – С.80–84.
68. Розова Л. В. Совместный анализ газодинамического и термоупругого состояний торцовых уплотнений с газовой смазкой роторов центробежных машин: дис. … канд. техн. наук: 05.02.09. / Розова Людмила Викторовеа. – Х., 2003. – 160 с.
69. Хао Мумин Разработка методов проектирования и конструкций гидродинамических торцовых уплотнений: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: 05.02.13 / Хао Мумин. – Уфа, 2002. – 24 с.
70. Мельник В. А. Торцовые уплотнения валов: справочник / В. А. Мельник. — М.: Машиностроение. – 2008. – 320 с.
71. Константинеску В. Н. Газовая смазка / В. Н. Константинеску ; под ред. М.В. Коровчинского. – М. : Машиностроение, 1968. – 709 с.
72. Пинегин С. В. Газодинамические подпятники со спиральными канавками / С. В. Пинегин, А. В. Емельянов, Ю. Б. Табачников. – М.: Наука. – 1977. – 107 с.
73. Контактные уплотнения вращающихся валов / Г. А. Голубев, Г. М. Кукин, Г. Е. Лазарев, А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1976. – 264 с.
74. Muller H.K. Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals // Proc. of the 11th BHRA international conference on fluid sealing, Cannes, France. London: Elsevier; 1987. P. 698–709.
75. K. Tonder, R. Salant. Non-leaking lip seals: A roughness effect study // Journal of Tribology, July 1992, vol. 114. P. 595–599.
76. Gorrino A. Theoretical analysis of the pumping effect of rotary hydrodynamic seals with elastomeric lips / A. Gorrino, C. Angulo, J. Canales // Tribology International. – 2007. – Vol. 40. – P. 896-905.

77. Maoui A. Effect of 3D lip deformations on elastohydrodynamic lipseals behavior / A. Maoui, M. Hajjam, D. Bonneau // Tribology International. – 2008. – Vol. 41. – P. 901–907.
78. Shinkarenko A. The effect of surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication / A. Shinkarenko, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology International. – 2009. – Vol. 42. – P. 284-292.
79. Bauer F. A New Approach to Analyze the Hydrodynamic Flow in Sealing Aids—PTFE-Lip Seals with Spiral Grooves / F. Bauer,W. Haas Tribology Transactions. – 2007. – Vol. 50. – P. 435-443.
80. Гафт Я. З. Разработка конструкции и исследование механизма герметизации сальниковых уплотнений крупных лопастных насосов: дис. … канд. техн. наук: 05.04.13 / Гафт Яков Зиновьевич. – М., 1995. – 161 с.
81. Марцинковський В. А. Гермомеханіка. Розділ "Теорія і конструкції сальникових ущільнень" : конспект лекцій для студ. спец. 8.080303 "Динаміка і міцність" денної форми навчання / В. А. Марцинковський, А. В. Загорулько, С. М. Гудков. – Суми : СумДУ, 2009. – 92 с.
82. Загорулько А. В. Исследование механизма герметизации и разработка методов расчета и проектирования торцевых сальниковых уплотнений роторов насосов: дис. … канд. техн. наук: 05.05.17 / Загорулько Андрей Васильевич. – Сумы, 2001. – 178 с.
83. Шевченко С.С., Марцинковский В.А., Бережной И.С. и др. Сальниковое уплотнение вала. – Авт. свид. СССР, № 1413339, 1988.
84. Гафт Я. З. Экспериментальные исследования торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения / Я. З. Гафт, А. В. Загорулько, С. Н. Гудков // Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН-2005». – В 3 т. – Суми : Вид-во СумДУ, 2005. – Т. 2. – 340 с. – С. 220.
85. Загорулько А. В. Исследование влияния гидродинамической разгрузки пары трения на рабочие характеристики торцового сальникового уплотнения /

А. В. Загорулько, С. Н. Гудков // Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования».– Харьков : ИПМаш НАНУ, 2006. (Электронное издание).

86. Загорулько А. В. Исследования гидродинамических торцовых уплотнений / А. В. Загорулько, С. Н. Гудков, Р. В. Черных // Інформатика, математика, механіка : III Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів, 14-19 квітня 2008 р. – Суми : СумДУ, 2008. – С. 57-58.

87. Гудков С. Н. Торцовое сальниковое уплотнение с гидродинамической разгрузкой пары трения / С. Н. Гудков // Перша міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів : програма і тези доповідей, 17–21 квітня 2006 / відп. за вип. С.М. Верещака. – Суми : СумДУ, 2006. – С. 120–121.

88. Загорулько А. В. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения / А. В. Загорулько, С. М. Гудков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3.– С. 91–97.

89. Загорулько А. Экспериментальные исследования физико-механических свойств сальниковых набивок / А. Загорулько, С. Гудков, Я. Гафт // Zeszyty naukovwe «Nauki nechniczne – budowa I eksploatacja maszyn» — Kielce : Politechniki swietokrzyskiej, 2008. – V. 2. – С. 115–121.

90. Тимошенко С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер ; под ред. Г. С. Шапиро ; пер. М. И. Рейтман. – 2-е изд. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1979. – 560 с.

91. Гудков С. М. Обробка результатів експериментальних досліджень фізико-механічних властивостей сальникової набивки методом найменших квадратів / С. М. Гудков, Д. В. Корженко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.:

у 2-х ч. / редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч.1. – С. 153.

92. Лященко М. Я. Чисельні методи : підручник / М. Я. Лященко, М. С. Головань. – К. : Либідь, 1996. – 288 с.

93. Грищук Ю.С. Основы научных исследований : учеб. пособие. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2011. – 196 с.

94. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учебное пособие для вузов. – 10-е издание, стереотипное. – Москва: Высшая школа, 2004. – 479 с.

95. Сайт фирмы «Taylor Hobson» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.taylor-hobson.com.

96. Каринцев И. Б. Гидроаэроупругость : учеб. пос. / И. Б. Каринцев. – Сумы : СумГУ, 2000. – 137 с.

97. Горшков А. Г. Аэрогидроупругость конструкций / А. Г. Горшков, В. И. Морозов, А. Т. Пономарев, Ф. Н. Шклярчук. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2000. – 592 с.

98. Плыкин М. FSI-технологии ANSYS / М. Плыкин // САПР и графика. – 2006. – №7 ([Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.sapr.ru).

99. Сайт фирмы «CADFEM» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/.

100. Zahorulko A. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal / A. Zahorulko, S. Gudkov // Proc. XIII Int. Conference in Sealing Technolgy. – Stuttgart, 2010. – С. 317–326.

101. Загорулько А. В. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцового сальникового уплотнения / А. В. Загорулько, С. Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – №3, Т.1. – С. 75-82.

102. Гудков С. Н. Решение задачи упругогидродинамической смазки для торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения / С. Н. Гудков, А. В. Загорулько, Ч. Кундера // Технологии XXI века:

Сборник трудов по материалам 13й Международной научной конференции. / под ред. дра. техн. наук, проф. Захарова Н. В. – Сумы: СНАУ. 2006. – С. 61–62.

103. Гудков С. Н. Решение упругогидродинамической задачи новой конструкции торцового сальникового уплотнения / С. Н. Гудков // Інформатика, математика, механіка : II Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів, 16-20 квітня 2007р.: програма і тези доповідей. – Суми : СумДУ, 2007. – С. 148.

104. Загорулько А. В. Численное решение упругогидродинамической задачи торцового сальникового уплотнения / А. В. Загорулько, С. Н. Гудков // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій : конференція присвячена Дню науки в Україні. – Суми : СумДУ, 2009. – Ч.II. – С. 27–28.

105. Загорулько А. Числове моделювання задачі гідропружності та оптимізація геометрії структур нагнітання торцевих сальникових ущільнень / А. Загорулько, С. Гудков, Ч. Кундера // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доповідей 3-ї Міжнародної н.-т. конф. – Львів.: КІНПАТРІ ЛТД. 2012.– С. 117.

106. Савченко А. В. Решение задачи упругогидродинамической смазки пары трения торцового сальникового уплотнения / А. В. Савченко, С. Н. Гудков, А. В. Загорулько // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 - 23 квітня 2010 року) / редкол.: О. Г.Гусак, В. Г.Євтухов. – Суми : СумДУ, 2010. – Ч.II. – С. 46.

107. Гудков С. Н. Экспериментальная проверка работоспособности торцевого сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения / С. Н. Гудков, А. В. Загорулько // Технологии XXI века: Сборник трудов по материалам 20й Международной научной конференции. – Сумы: СНАУ. 2014. – С. 25.

108. Гудков С. Н. Ресурсные испытания торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками / С. Н. Гудков, А. В. Загорулько // Международный научный журнал «Технологический аудит и резервы производства». – Харьков, 2015. – №1(21).– С. 11-15.

109. Korczak A. Estimating Influence of Inertial Resistance of Throttle for Hydraulic Balancing Device on Rotor Axial Vibration / A. Korczak, V. Martsynkovskyy, S. Gudkov // Procedia Engineering. Volume 39. – 2012. – pp. 261–274.

110. Марцинковский В. А. Статический расчет саморегулируемого торцового сальникового уплотнения / В. А. Марцинковский, С. Н. Гудков, О. А. Назаренко // Проблемы теории и практики центробежных машин / Под ред.: И. Б. Твердохлеба, А. В. Загорулько, С. Н. Гудкова. — Суми : ООО "Печатный дом "Папирус", 2014. – С. 283–294.

111. Gaft Y., Zahorulko A., Martsynkovsky V., Shevchenko S. Face packing seals – new opportunities for pump rotor hermetic sealing. Proc. 16th Int. Conf. on Fluid Sealing. Brugge, Belgium, 2000. – P. 335–349.

112. Загорулько А. В. Теоретичний аналіз гідродинамічних торцевих ущільнень з м'якою набивкою / А. В. Загорулько, С. М. Гудков // VIII Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : Тези доповідей. — Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2007.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

_____ В.Д. Карпуша

«22» 01 2015 р.

АКТ

про впровадження результатів виконання дисертаційної роботи «Торцеве сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя»
у навчальний процес СумДУ

Складений комісією у складі:

Голова комісії - професор кафедри загальної механіки та динаміки машин, д.т.н., проф. В.А. Марцинковський,

Члени комісії - доц. кафедри загальної механіки та динаміки машин, к.т.н. Є.М. Савченко,

- ас. кафедри загальної механіки та динаміки машин, к.т.н. О.С. Бережний.

Встановлено, що за результатами виконання дисертаційної роботи ***«Торцеве сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя»*** здобувача – зав. навчальної лабораторії кафедри ЗМ і ДМ Гудкова С.М. у навчальний процес впроваджено наступне:

- результати досліджень використовуються у вигляді методики розрахунку торцевих сальникових ущільнень відцентрових насосів при викладанні дисципліни «Гермомеханіка» для студентів напрямку підготовки «Механіка» та «Комп'ютерне моделювання динамічних систем» для студентів спеціальності «Комп'ютерна механіка»;
- розроблені в роботі експериментальні установки використовуються студентами напрямку підготовки «Механіка» та спеціальності «Комп'ютерна механіка» при підготовці курсових та випускних кваліфікаційних робіт.

Голова комісії В.А. Марцинковський

Члени комісії: Є.М. Савченко

О.С. Бережний

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний конструктор –

Начальник СКБ

ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе»

_____ к.т.н. А.В. Смірнов

«_03_» _____02_____ 2015 р.

АКТ

про впровадження результатів кандидатської дисертації Гудкова С.М. «Торцеве сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя»

Цей акт свідчить про те, що результати кандидатської дисертації Гудкова С.М. «Торцеве сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя», виконаної на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету, впроваджені в практику проектування СКБ ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе».

А саме: рекомендації щодо проектування і методика числового розрахунку торцевих сальникових ущільнень відцентрових насосів.

Науково-методичні напрацювання, що містить у собі дисертаційна робота Гудкова С.М. мають важливе практичне значення і використовуються при проектуванні нових турбонасосных агрегатів, які розробляються в СКБ ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе».

Головний конструктор насосного обладнання

ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе» В.М. Рибальченко

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «ТРІЗ» ЛТД

к.т.н., доц. Марцинковський В.С.

«11» 02 2015 р.

АКТ

про впровадження результатів кандидатської дисертації Гудкова С.М. «Торцеве сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя»

Даним актом посвідчується, що розроблені здобувачем Гудковим С.М. за результатами виконання кандидатської дисертації «Торцеве сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя» рекомендації щодо розрахунку і проектування нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень мають важливе практичне значення і використовуються ТОВ «ТРІЗ» при проектуванні та модернізації відцентрових насосів.

Головний конструктор

ТОВ «ТРІЗ» ЛТД Овсейко І.В.