

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ
ИНСТИТУТ (НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»**

На правах рукописи

Бойков Андрей Александрович



**Контактное взаимодействие металлических профилированных
уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях
трубопроводов**

Специальность: 01.02.06 – «Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук

профессор

Миронова Любовь Ивановна

Москва 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
Глава 1. Анализ конструктивных решений фланцевых соединений с металлическими уплотнениями и обзор конструкционно-контактных задач в инженерных расчетных методах по обеспечению прочности и эксплуатационной надежности уплотняющих узлов.....	15
1.1. Обзор существующих конструкций фланцевых соединений с металлическими уплотнениями.....	15
1.2. Объект исследования. Анализ конструкции. Технические требования.....	18
1.3. Обзор существующих решений конструкционно-контактных задач для механических соединений трубопроводов.....	24
1.4. Постановка задачи исследований.....	28
Выводы по главе 1.....	29
Глава 2. Разработка математических моделей и методов исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений фланцевых соединений трубопроводов.....	30
2.1. Упругопластическое деформирование поверхностей фланцев при контактном взаимодействии Z-образного металлического уплотнения.....	30
2.2. Математическая модель фланцевого соединения и моделирование осесимметричного изгиба фланца с учётом деформационного влияния болтов и присоединённых труб.....	40
2.2.1. Геометрические характеристики поперечного сечения фланца...41	
2.2.2. Реактивный момент от изгиба болтов при обжатии соединения.43	
2.2.3. Эквивалентные силовые факторы, приложенные к фланцу от отброшенной цилиндрической оболочки.....47	
2.2.4. Снижение изгибающих моментов в поперечном сечении фланцев за счёт дополнительной жёсткости магистралей и сопротивления болтов....52	

2.3. Математическая модель формирования уплотняемого стыка и моделирование контакта кромок с поверхностью фланца в виде внедрения жёсткого клина в пластически деформируемую среду.....	54
2.3.1. Контактная нагрузка, длина контакта и величина внедрения кромок при обжатии соединения.....	55
2.3.2. Жёсткость уплотнения на изгиб в условиях упругопластической деформации.....	56
2.3.3. Проверочный расчёт на прочность клиновидных кромок уплотнения.....	61
2.3.4. Уравнение контакта деталей при затяжке болтов. Кинематическое сближение фланцев.....	61
Выводы по главе 2.....	63
Глава 3. Решение конструкционно-контактных задач в обосновании прочности и герметичности фланцевых соединений.....	65
3.1. Нагружение соединения внутренним давлением.....	65
3.2. Давление разгерметизации соединения.....	78
3.3. Нагружение соединения внешней осевой силой.....	88
3.4. Осевая нагрузка разгерметизации соединения.....	96
Выводы по главе 3.....	99
Глава 4. Методология расчёта на герметичность соединения трубопроводов с металлическим уплотнением с врезающимися элементами.....	100
4.1. Моделирование массопереноса рабочей среды при представлении шероховатого межповерхностного пространства эквивалентным пористым слоем.....	100
4.2. Коэффициент проницаемости металл-металлического контакта..	103
4.3. Контактное сближение в стыке в результате деформации шероховатости, толщина пористого слоя под нагрузкой и технология доводки кромок до высокой чистоты поверхности.....	104

4.4. Вывод и анализ функции проницаемости контакта клиновидной кромки металлического уплотнения с фланцем.....	107
Выводы по главе 4.....	139
Заключение.....	141
Список литературы.....	145
Приложения.....	151

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В настоящее время в нефтегазовой промышленности, энергетическом и атомном машиностроении применяют системы трубопроводов технологического, магистрального и другого назначения. Они имеют сложные разветвленные конструкции значительной протяженности, состоящие из множества труб, которые в большинстве случаев стыкуются с помощью фланцевых соединений. Трубопроводы также применяются в передвижных агрегатах, смазочных системах механизмов, двигателях и прочих изделиях авиа и ракетостроения. Вопросам прочности и эксплуатационной надежности таких систем уделяется огромное значение не только на стадии проектирования, но и в процессе изготовления, где одним из главных качественных показателей является герметичность уплотняемых стыков, обеспечивающая герметизацию систем, работающих при высоких давлениях.

Фланцевые соединения в системах трубопроводов применяются для соединения узлов и агрегатов, которые по технологическим, конструкционным или эксплуатационным причинам не могут быть выполнены в виде монолитной конструкции. В изделиях, требующих герметизацию стыка, часто применяют конструкции с неконтактирующими стыками и с самоуплотняющимися прокладками. К перспективным техническим решениям относят применение в стыках трубопроводов фланцевых соединений с металлическими уплотнениями специального профиля, например, с «Z» и «С» образными профильными сечениями, которые обеспечивают герметичность системы за счет плотного контакта при внедрении уплотнения в поверхность фланцев. Такие фланцевые соединения позволяют существенно снизить металлоемкость уплотняемых стыковых конструкций трубопроводов.

Следует отметить, что эксплуатационная безопасность ряда объектов гражданского и военного назначения определяется не только прочностью, но

и герметичностью их систем. Превышение предельно допустимой утечки уплотняемой среды может являться причиной параметрического отказа узла или агрегата. Так, например, известны случаи, когда аварии ракетной техники связаны с разгерметизацией соединений их пневмогидросистем (гибель американского космического корабля многоразового использования «Challenger» 28 января 1986 г.). К ним относятся масштабные техногенные катастрофы в результате взрыва на магистральных газопроводах, разлития нефти или отравляющих веществ и т.п.

Вопросы прочности фланцевых соединений трубопроводов ответственного назначения не могут быть рассмотрены в рамках принятых подходов к расчетам на прочность деталей машин. Они требуют проведения комплексного исследования упругопластического состояния элементов конструкции, определения действующих контактных нагрузок и напряжений в зонах контакта, а также выявления влияния на требуемые показатели качества ряда геометрических параметров и физико-механических факторов вследствие контактного взаимодействия всех деталей уплотняемого стыка.

Расчеты трубопроводов на прочность проводятся на основе принятых нормативных документов, которые в настоящее время не рассматривают применение конструкций уплотняемых стыков с новыми техническими решениями. В этой связи, разработка адекватных математических моделей и методов исследования, проведение моделирования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев соединений трубопроводов представляет собой актуальную проблему, имеющую как теоретическое, так и практическое значение.

Целью работы является разработка математических моделей и методов исследования особенностей контактного взаимодействия профилированных металлических уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев, вывод аналитических зависимостей, позволяющих получить решение конструкционно-контактных задач в виде параметров

контакта уплотнения и фланца для оценки конструкционной прочности, герметичности соединения и более полного использования ресурсов уплотняемых узлов.

Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие основные задачи:

1. Разработан метод исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов, учитывающий особенности формирования уплотняемого стыка на этапах сборки и силового нагружения, позволяющий существенно снизить металлоемкость конструкции фланцевых соединений и повысить эксплуатационную надежность.

2. На основании проведенного исследования упругопластического деформирования поверхностей фланца, обусловленного контактной нагрузкой при внедрении металлического профилированного уплотнения разнообразной формы, дано теоретическое обоснование применения решений Хилла в рассмотрении конструкционно-контактных задач по определению предельных контактных нагрузок и деформаций, а также геометрических параметров сопрягаемых деталей фланцевого соединения.

3. Разработаны математические модели и получены аналитические зависимости, позволяющие определить предельные внешние нагрузки и плотность контакта уплотняемого стыка, требуемое усилие затяжки узла с учётом всех деформаций контактирующих деталей.

4. На основе полученных результатов исследования плотности контакта, обусловленного сжатием сопрягаемых деталей соединения, проведено математическое моделирование массопереноса рабочей среды и дана оценка степени герметичности уплотняемого стыка по критерию в виде функции проницаемости контакта для металлического уплотнения с клиновидной кромкой.

Объектом исследования является фланцевое соединение трубопроводов с неконтактирующими стыками и с самоуплотняющимися металлическими прокладками Z-образного профиля различной формы.

Предметом исследования является контактное взаимодействие металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов, упругопластическое деформирование поверхностей фланцев и контактная нагрузка, обусловленные механической сборкой уплотняемого узла, контактным взаимодействием его элементов, включая поля распределения пластических слоев и перемещения поверхностей.

Научная новизна заключается в следующем.

1. Для решения задачи о нахождении предельных контактных давлений и определении формы контактной поверхности фланца, обусловленных контактным взаимодействием Z-образного металлического уплотнения, предложен графоаналитический метод исследования упругопластического деформирования фланца. В сравнении с решениями Хилла применительно к внедрению в жестко-пластическую среду призматического клина получены соотношения величины контактного давления, формы и длины контакта для цилиндрического фланца конечных размеров при внедрении индентора в виде клинообразного кольца.

2. На основе известных уравнений теории осесимметричной деформации колец применительно к упругопластическому деформированию контактирующих деталей с помощью метода переменных параметров упругости получены аналитические зависимости, позволяющие определить напряжённо-деформированное состояние и изгибную жёсткость металлического Z-образного уплотнения.

3. На основе дискретно-континуального метода проведено математическое моделирование механизма формирования уплотняемого стыка и получены аналитические решения конструкционно-контактных задач

упругой разгрузки соединения с Z-образным металлическим уплотнением вследствие разгерметизации стыка при отрыве кромки уплотнения под действием внутренних и внешних нагрузок, адаптированных к рабочим условиям эксплуатации.

4. На основе уравнения Козени для металл-металлического контакта с учетом вероятностного распределения неровностей по радиусу стыка установлена зависимость коэффициента проницаемости пористого слоя от величины контактного сближения и параметрами микрорельефа уплотняемых поверхностей, предложены соотношения для вычисления проницаемости эквивалентного пористого слоя.

5. Предложен и обоснован критерий герметичности уплотняемого узла в виде функции проницаемости контакта, и впервые получена функциональная зависимость между утечкой герметизируемой среды, углом клиновидной кромки металлического уплотнения, позволяющая определить геометрические параметры кромки, при которых обеспечивается наименьший расход герметизируемой среды.

Теоретическая значимость работы заключается в развитии прикладного метода исследования напряжённо-деформированного состояния при контактном взаимодействии жестких тел различной конфигурации, а также в математическом описании зависимости утечки герметизируемой среды от силовых факторов, действующих на фланцевое соединение, геометрических характеристик соединения и материалов деталей.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. Разработан прикладной метод решения конструкционно-контактных задач и получены аналитические соотношения конструкционной прочности фланцевых соединений. Предложены рекомендации к оценке прочностных свойств уплотняемого стыка по деформационному зазору при контакте и остаточному осевому зазору между фланцами при затяжке болтов.

2. Результаты, полученные на основе исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов, могут быть использованы в проектных организациях на стадии проектирования изделий ответственного назначения при оценке прочности и эксплуатационной надежности в авиакосмической технике, энергетическом и атомном машиностроении.

3. Разработанные в диссертации математические модели позволяют получить аналитические решения контактных задач для других конструкций металлических уплотнений с врезающимися элементами, а также для фланцевых соединений с плоскими, рифлёными, клиновидными и линзовыми прокладками на базе уравнений теории оболочек, пластин и колец, что определяет перспективность работы.

Результаты диссертационной работы внедрены в расчетную практику организации ООО «Инструмент» и используются при проектировании изделий техники и инструментального производства, что подтверждено актом внедрения.

Методы исследования. Теоретическое исследование пластического формоизменения поверхностей фланцев проводилось на основе решения задачи осевой симметрии графоаналитическим методом построения линий скольжения в сравнении с решением Хилла при вдавливании недеформируемого жесткого тела в жестко-пластическую среду. Математические модели описания контактного взаимодействия и прочностных свойств соединения построены на основе решений с использованием основных положений механики деформируемого твердого тела и герметологии: теории эквивалентного пористого слоя Козени-Кармана, метода переменных параметров упругости И.А. Биргера, теории осесимметричной деформации колец К. Б. Бицено, моментной теории оболочек и общих уравнений механики.

Достоверность и обоснованность результатов обеспечиваются использованием фундаментальных положений механики деформируемого твёрдого тела, апробированных методов решения контактных задач, теории пластичности и прикладной теории герметологии, а также корреляцией полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными данными, которые приводятся другими авторами по аналогичным исследованиям.

Основные результаты диссертационной работы, выносимые на защиту:

1. Методы исследования и математические модели контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов на этапе сборки и нагружения уплотняющих узлов.

2. Методы математического моделирования механизма формирования уплотняемого стыка, позволяющие провести качественную и количественную оценку прочности соединения и плотности контакта кромок Z-образного металлического уплотнения с сопрягаемыми поверхностями фланцев.

3. Постановка и решение конструкционно-контактных задач для фланцевых соединений с Z-образными металлическими уплотнениями, устанавливающие взаимосвязь контактных нагрузок, перемещения и формы поверхностей при пластическом течении металла фланцев вследствие контактного взаимодействия элементов уплотняемого стыка, ряда геометрических параметров сопрягаемых деталей и степень плотности контакта, характеризующую герметичность фланцевого соединения.

4. Методология расчёта герметичности фланцевого соединения трубопроводов с металлическим уплотнением с врезающимися элементами, на основе которой предложен критерий и дана оценка герметичности уплотняемого узла в виде функции проницаемости контакта.

Апробация основных результатов работы. Результаты диссертационной работы докладывались на российских и международных конференциях:

- XLV, XLVI, XLVII Международных молодёжных научных конференциях «Гагаринские чтения». Москва, МАИ, 2019, 2020, 2021;
- 18-ой, 19-ой, 20-ой Международная конференциях «Авиация и космонавтика». Москва, МАИ, 2019, 2020, 2021;
- Международной конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» (ICMTMTE 2021), Севастополь, 2021.

Личный вклад автора. Основные положения диссертации получены лично автором, либо при непосредственном его участии, что подтверждено публикациями.

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в шести печатных работах, в том числе: 5-ти статьях в журналах из Перечня ВАК РФ; 1-ой статьи в журнале, цитируемом международной базой SCOPUS и 6 тезисов докладов по материалам Российских и международных конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 90 наименований и приложения. Общий объем диссертации включает 157 страниц, включая 28 рисунков и 12 таблиц.

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, представлены объект и предмет научных исследований, сформулированы цель и задачи исследования, определена научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведены основные результаты, выносимые на защиту, и краткое содержание работы по главам.

В первой главе представлен анализ конструктивных решений фланцевых соединений с металлическими уплотнениями, дано описание объекта исследования, в качестве которого рассматривается конструкция фланцевого соединения различной формы с Z-образным металлическим уплотнением. Проведен анализ технических требований, предъявляемых к

соединениям трубопроводов, и выявлены конструктивные особенности уплотняемого узла, в частности, состоящего в Z-образном исполнении металлического уплотнения. Проведен обзор конструкционно-контактных задач в инженерных расчетных методах по обеспечению прочности и эксплуатационной надежности уплотняющих узлов. Сформулирована постановка задачи исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений во фланцевых соединениях.

Вторая глава посвящена разработке математических моделей и методов исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений фланцевых соединений трубопроводов. Проведено исследование упругопластического деформирования поверхностей фланцев при контактном взаимодействии Z-образного металлического уплотнения. В качестве расчетной модели принята модель внедрения жесткого клина в полубесконечную среду и решения Хилла задачи неустановившегося пластического течения с геометрическим подобием. На основе предложенного графоаналитического метода получены соотношения величины контактного давления, формы и длины контакта для натурной модели фланцевого соединения цилиндрической формы и индентора в виде клинообразного кольца конечных размеров. Разработаны математические модели фланцевого соединения и формирования уплотняемого стыка, на основе которых проведено моделирование осесимметричного изгиба фланца. Получены соотношения для напряжений в опасных сечениях фланца с учетом силового нагружения и влияния элементов уплотняемого стыка, определены значения контактной нагрузки, длины контакта и величина внедрения кромок при обжатии соединения.

В третьей главе сформулирована постановка конструкционно-контактных задач и получены решения в обосновании прочности и герметичности фланцевых соединений. Определены соотношения силовых факторов и результирующего давления в месте контакта уплотнения и фланца, используемые в дальнейшем для оценки степени герметичности

узлового стыка. Рассмотрены случаи разгерметизации соединения при отрыве кромки уплотнения. Получены формулы для расчета давления разгерметизации от действия осевой силы, приводящей к разгерметизации соединения.

В четвертой главе проведено математическое моделирование массопереноса рабочей среды при представлении шероховатого межповерхностного пространства эквивалентным пористым слоем, характеристики которого изменяются по мере сближения контактных поверхностей. Принимается, что контактное сближение шероховатого межповерхностного пространства деталей реализуется только за счёт деформации неровностей врезающихся элементов уплотнения. Используется способ описания реального распределения материала по высоте микрорельефа в виде построения кривой опорной поверхности по результатам статистической обработки профилограммы. С учетом трения при врезании кромок уплотнения в результате относительного перемещения поверхностей при пластическом течении металла фланцев и выдавливании его в наплывы установлена зависимость контактного сближения фланцев от контактного давления в стыке, а также состояния поверхностного слоя, характеризующего микротвердостью и параметром шероховатости. На основе решения оптимизационной задачи проведена оценка герметичности уплотняемого стыка, где в качестве критерия выбрана функция проницаемости контакта, характеризующая зависимость утечки герметизируемой среды через уплотняемый стык от угла клиновидной кромки уплотнения. Приведены расчетные значения функция проницаемости контакта для ряда значений углов клиновидной кромки уплотнения и графики ее изменения.

В приложении приведен практический пример расчёта утечки керосина ТС-1 из соединения трубопроводов с Z-образным металлическим уплотнением.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ УПЛОТНЕНИЯМИ И ОБЗОР КОНСТРУКЦИОННО-КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ В ИНЖЕНЕРНЫХ РАСЧЕТНЫХ МЕТОДАХ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ ПРОЧНОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ УПЛОТНЯЮЩИХ УЗЛОВ

1.1. Обзор существующих конструкций фланцевых соединений с металлическими уплотнениями

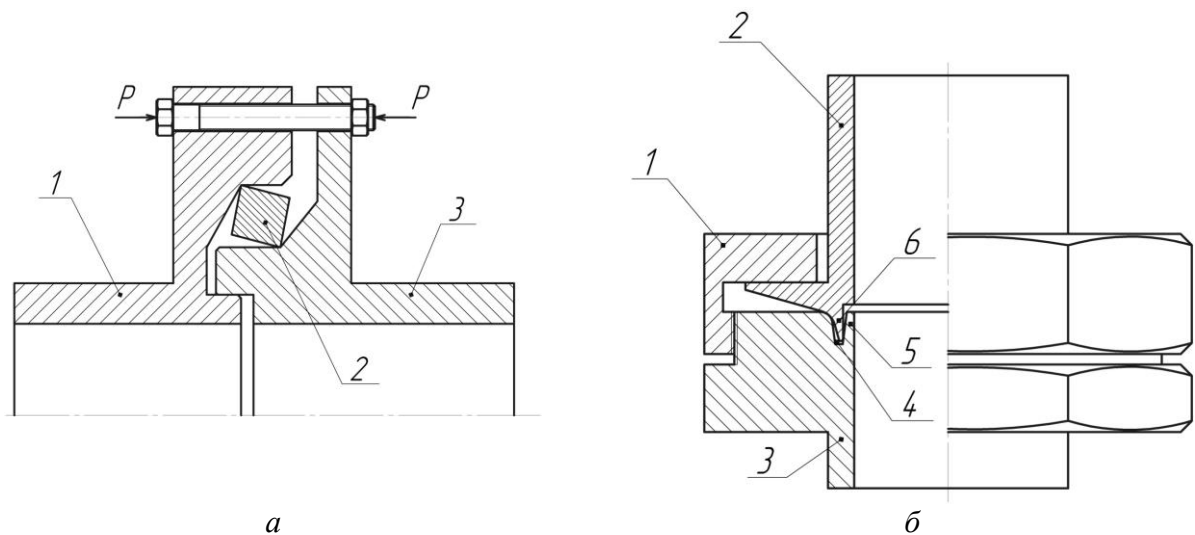
Фланцевые соединения применяют для стыковки трубопроводов различного назначения. Они служат также для соединения трубопроводов с узлами агрегатов энергетических машин и двигателей, объектов нефтегазовой, химической, атомной промышленности и пр.

В общем виде фланцевое соединение состоит из 2-х фланцев, уплотнения и крепёжных деталей. Фланцы могут быть контактирующими или не контактирующими. Фланцевое соединение является разъёмным, и позволяет проводить многократный монтаж и демонтаж конструкции. Кроме этого, фланцевые соединения обеспечивают герметичность соединительного узла, которая во многом зависит от уплотнительной способности уплотнений и прокладок, устанавливаемых между фланцами.

В настоящее время для соединения трубопроводов ответственного назначения широкое применение находят фланцевые соединения с металлическими уплотнениями различного профиля из деформируемых сплавов (алюминия, меди и др.) и сталей.

Основная ценность фланцевых соединений с металлическими деформируемыми уплотнениями заключается в том, что они могут применяться при повышенных давлениях герметизируемой среды (5 МПа и более), температурах (100°C и выше) и в контакте с химически агрессивными средами (бензин, керосин, различные кислоты и щёлочи).

На рис. 1.1 и 1.2 приведены некоторые конструкции узлов уплотнения с металлическими прокладками.



а
 Фланцевое соединение трубопроводов
 высокого давления с кольцевым
 уплотнением прямоугольного сечения
 (патент США №3 625 652 класс 285-336)

б
 Безпрокладочное резьбовое соединение
 трубопроводов за счёт использования
 пластических свойств деформируемого
 материала с элементами упругости
 (патент ГДР №17171; класс 47f, 22/20)

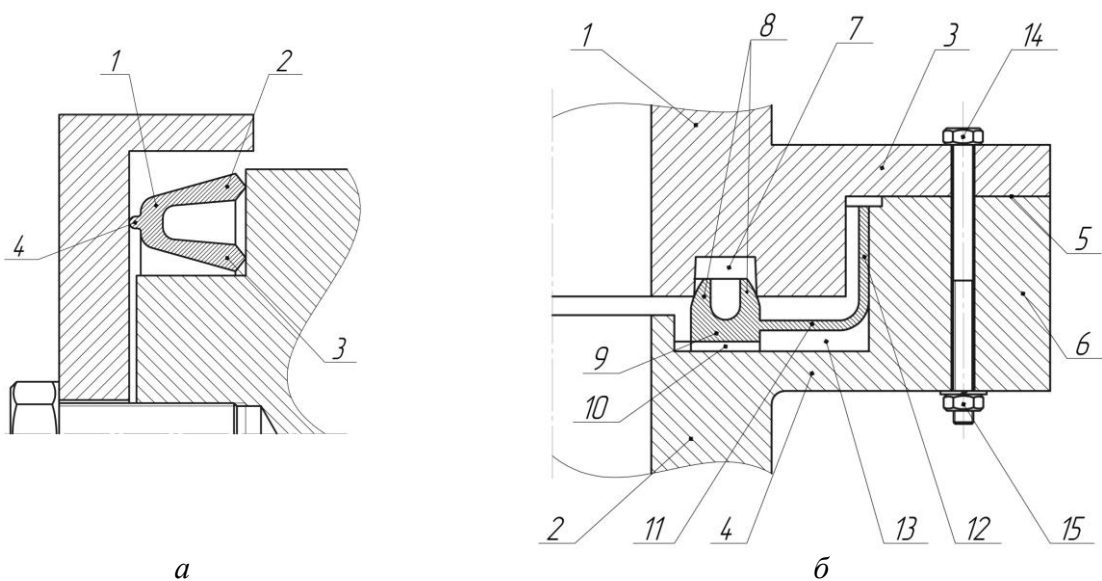
Рис. 1.1. Конструкции соединений трубопроводов

Уплотнение (рис. 1.1, а) используется в соединении двух трубчатых элементов, имеющих кольцевые выступы разного диаметра, перекрывающие друг друга в осевом направлении. Между наружной и внутренней поверхностями соответствующих выступов образуется радиальный зазор В ненагруженном состоянии кольцо поз. 2 имеет форму, симметричную относительно плоскости, перпендикулярной оси. При стягивании элементов 1 и 3 кольцо поз. 2 сжимается. При этом нагрузка прикладывается только к двум диагонально расположенным его кромкам. В результате по линии контакта между этими кромками и поверхностями элементов поз. 1 и 3 создаётся надёжное уплотнение, способное выдержать высокое давление

В конструкции безпрокладочного резьбового соединения трубопроводов (рис. 1.1, б) конец трубы поз. 3 имеет концентрическую канавку поз. 4, внутренняя стенка которой немного наклонена относительно внутренней стенки трубы, образуя утолщение поз. 5. Конец трубы поз. 2 в свою очередь имеет выступ поз. 6, который входит в канавку поз. 4. Гайка поз. 1 поджимает выступ поз. 6 внутрь канавки поз. 4. Утолщение поз. 5 выполнено таким, чтобы иметь возможность упруго отгибаться. Благодаря

утолщению поз. 5 происходит более надёжное обеспечение герметичности соединения при повышенном внутреннем давлении за счёт плотного прижатия его к выступу поз. 6.

Для аналогичных целей используется также уплотнение С-образного профиля, рис. 1.2, а. Это уплотнение, выполненное в виде металлического кольца поз. 1, на которое передаётся осевое давление. Металлическое кольцо содержит уплотнительные кромки, одна из которых находится на утолщении внешнего края, а другая – на утолщении внутреннего края. Кромки расположены в общей плоскости, перпендикулярной оси металлического кольца. На стороне, противоположной утолщённым кромкам, от центральной части тела металлического кольца выступает ребро поз. 4 между двумя изогнутыми участками тела. На ребре находится третья кольцевая контактная кромка, направленная в сторону, противоположную упомянутым двум краям. Металлическое кольцо имеет возможность упруго изгибаться под действием осевой нагрузки.



а
С-образное уплотнение (патент США №33345078; класс 277-205)

б
Фланцевое соединение с уплотнением в виде диафрагмы

Рис. 1.2. Конструкции фланцевых соединений с металлическими уплотнениями разнообразной формы

Большое распространение получили металлические упругие уплотнения, позволяющие в силу своей конструкции улучшить уплотняющие

качества за счёт использования дополнительного эффекта: внутреннего давления среды, пластической деформации и т.д. На рис. 1.2, б представлен стык трубопроводов, обеспечивающий герметичность устройства, рабочим носителем которого является жидкость под высоким давлением. Уплотнение имеет кольцевой паз, образованный двумя выступами поз. 8, соединёнными перемычкой поз. 9 с пазами поз. 10, а также кольцевую упругую диафрагму поз. 11 с фланцем поз. 12. Уплотнение устанавливается так, чтобы фланец поз. 12 диафрагмы поз. 11 плотно прилегал к выступу поз. 6, и образовывал камеру повышенного давления поз. 13, которая через пазы поз. 10 и зазор между трубопроводами поз. 1 и 2 сообщается с жидкостью, текущей под давлением по трубопроводам. Сжатая текущая среда проходит между противоположными поверхностями фланцев, проникая в радиальные прорези поз. 10. В результате этого сжатия среда направляется к диафрагме и оказывает на неё давление, направленное так, что диафрагма прижимается ко дну паза, улучшая уплотнение между прокладкой и элементом.

Применяются также другие конструкции уплотняющих устройств в стыковых соединениях трубопроводов.

Тем не менее, создание новой техники с повышенными эксплуатационными свойствами требует новых конструктивных решений с применением перспективных материалов, обладающих функциональными свойствами, в числе которых следует рассмотреть конструкцию фланцевого соединения с Z-образным металлическим уплотнением.

1.2. Объект исследования. Анализ конструкции. Технические требования

В качестве объекта исследования выбрана конструкция фланцевого соединения с Z-образным металлическим уплотнением. Данная сборочная единица является частью системы трубопроводов, относящихся к коммуникациям различных объектов техники таких как: летательные

аппараты, по большей части предназначенные для полётов в космическом пространстве, атомные подводные лодки, технологическое оборудование различных производств. Как правило, подобные фланцевые соединения применяются в системах трубопроводов, предназначенных для перемещения различных жидких или газообразных сред, вредных или опасных для человеческого организма.

На рис. 1.3 приведено конструктивное исполнение фланцевого соединения с Z-образным металлическим уплотнением.

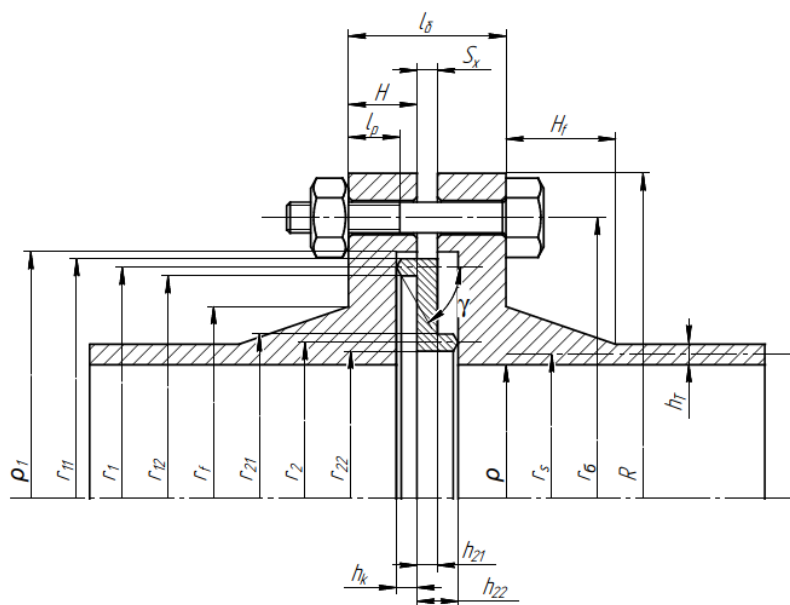


Рис. 1.3. Конструктивное исполнение фланцевого соединения с Z-образным металлическим уплотнением

Представленная конструкция состоит из двух фланцев, к которым приварены трубы, металлического уплотнения с Z-образным профилем и набора крепежных изделий. Соединение фланцев обеспечивается посредством равномерной затяжки гаек на болтах или шпильках. Вследствие этого происходит сближение торцевых поверхностей фланцев, между которыми установлено уплотнение.

Уплотнение выполнено в виде тонкостенного полого тела (короба или кольца) с клинообразными выступами, отстоящими друг от друга на некотором расстоянии. В процессе сближения фланцев выступы уплотнения

внедряются в торцевые поверхности, образуя, таким образом, плотное соединение сопрягаемых поверхностей и герметичность узла.

Высокая плотность контакта в нём достигается за счёт врезания твёрдых клиновидных кромок уплотнения в сопрягаемые поверхности деталей при обжатии соединения. В результате локальной пластической деформации на них образуются кольцевые канавки, при этом часть металла выдавливается в наплывы.

По форме фланцевые соединения могут быть призматическими телами или телами вращения. Упрощенная конструктивная схема таких соединений представлена на рис. 1.4.

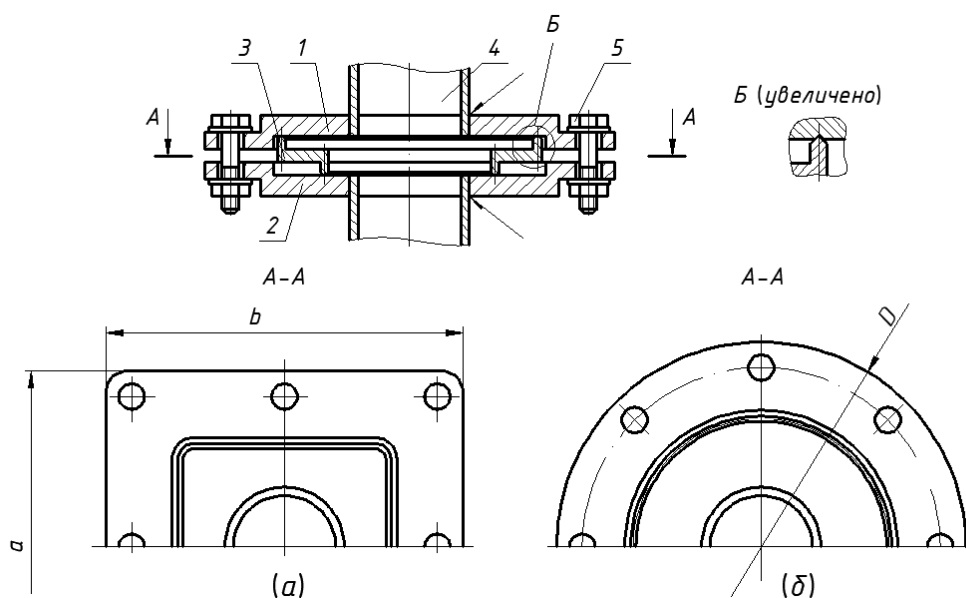


Рис. 1.4. Фланцевое соединение с металлическим Z-образным уплотнением: а – призматическая форма; б – тело вращения; 1, 2 – фланцы; 3 – уплотнение с Z-образным профилем; 4 – трубопровод; 5 – крепежный комплект

В месте контакта происходит упругопластическое деформирование и изменение формы поверхностей. Степень изменения формы, оценка напряженно-деформированного состояния соединения и плотности контактирующих поверхностей представляет значительный интерес специалистов в расчетах на прочность трубопроводов и более полного использования их ресурсов прочности.

Для изготовления фланцев и труб в машиностроении и других отраслях чаще всего применяются следующие материалы: сталь 20, сталь 15ГС, коррозионностойкие стали 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т. Справочные характеристики свойств сталей приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Физико-механические свойства некоторых сталей фланцев и труб

Марка материала	Механические свойства			Физические свойства	
	Предел прочности (не менее), σ_B , Н/мм ²	Условный предел текучести (не менее), $\sigma_{0,2}$, Н/мм ²	Относительное удлинение (не менее), δ %	Модуль нормальной упругости, E , ГПа	Модуль упругости при сдвиге кручением G , ГПа
20	410	245	25	212	78
15ГС	490	295	18	210	80
08Х18Н10Т	490	196	40	196	80

В качестве материала для металлических уплотнений широкое применение получила сталь ЭП-678. Основное преимущество данной марки стали заключается в возможности её применения при высоких давлениях герметизируемой среды (5 МПа и более), высоких температурах (300°С и выше), в контакте с химически агрессивными средами (кислоты, щёлочи, нефтепродукты). Основные механические свойства приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Физико-механические характеристики стали ЭП-678

Предел прочности, σ_B , МПа	Предел текучести, σ_T , МПа	Модуль нормальной упругости, E , 10 ⁵ МПа	Коэффициент Пуассона	Деформация на пределе прочности	Деформация на пределе текучести
1800	1000	1,96	0,3	0,165	0,0051

Для менее химически агрессивных сред, таких как, например, водяной пар, могут применяться коррозионностойкие стали, такие как 12Х18Н10Т или 08Х18Н10Т.

Основные технические требования, предъявляемые к трубопроводам, арматуры и уплотняемым узлам, включают требования к материалам,

изготовлению, проведению испытаний, правилам эксплуатации и пр. На этапе проектирования задаются показатели надежности или безопасности.

Материалы, применяемые для изготовления трубопроводов, должны обеспечивать их надежную работу в течение расчетного срока службы с учетом заданных условий эксплуатации (расчетное давление, минимальная отрицательная и максимальная расчетная температуры), состава и характера среды (коррозионная активность, взрывоопасность, токсичность и др.) и влияния температуры окружающего воздуха. Трубы и фасонные детали трубопроводов должны быть изготовлены из сталей, обладающих технологической свариваемостью, относительным удлинением металла при разрыве на пятикратных образцах не менее 16% и ударной вязкостью не ниже $KCU=30$ Дж/см, $KCV=20$ Дж/см при минимальной расчетной температуре стенки элемента трубопровода.

Среди основных показателей назначения элементов трубопроводов по ГОСТ 32569-2013 следует выделить: номинальное давление PN (рабочее или расчетное давление P), номинальный диаметр DN , рабочую среду, расчетную температуру, допустимый перепад давлений и герметичность затвора (класс герметичности или величина утечки).

Так, например, для трубопроводов энергетических аппаратов (сепараторов, пароперегревателей) класс герметичности регламентируется ПНАЭ Г-7-019-89. В таблице 1.3 приведена допускаемая величина плотности контакта сопрягаемых поверхностей для 4-го класса герметичности.

Таблица 1.3

Расчетные значения радиальных зазоров идеальной кольцевой щели в зависимости от перепада давления

Допускаемая мощность протечек, Вт - $N_y = 6,6 \cdot 10^{-7}$			
Δp , МПа	1,0	5	10
δ , мкм	9	3,1	1,94

В соответствие с ГОСТ 32388-2013 при расчетах на прочность устанавливаются требования к определению толщины стенки труб и

соединительных деталей трубопровода под действием внутреннего избыточного и наружного давления, а также методы расчета на прочность и устойчивость технологических трубопроводов. Поверочный расчет трубопровода предусматривает оценку статической прочности и малоциклового усталости трубопровода под действием нагрузок и воздействий, соответствующих как нормальному технологическому режиму, так и допустимым отклонениям от такого режима. Однако рекомендуемые ГОСТом методики не в полной мере учитывают влияние контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений и сопрягаемых деталей, которое приводит к изменению НДС в зонах контакта соединения, как на этапе сборки узла уплотнения, так и в процессе эксплуатации.

Анализ приведённых конструкций фланцевых соединений, в том числе и объекта исследования, а также условий их работы позволяет сделать вывод о том, что потеря работоспособности соединения может наступить не только из-за разрушения его деталей, но и вследствие не достаточной плотности контакта или качества уплотняемых поверхностей. Потеря работоспособности соединения выражается в превышении утечки герметизируемой среды предельно допустимого значения. Очевидно, что разрушение деталей соединения также может привести к его разгерметизации.

Поэтому, в случае с фланцевыми соединениями трубопроводов ответственного назначения любой расчёт на прочность и эксплуатационную надежность должны проводиться с учетом возникающих локальных контактных и общих деформаций сопрягаемых элементов в контексте герметологического анализа соединения, что будет показано в последующих главах.

1.3. Обзор существующих решений конструкционно-контактных задач для механических соединений трубопроводов

В настоящее время накоплен большой практический опыт проектирования и эксплуатации различных конструкций фланцевых соединений [23, 24, 25, 26]. Обоснованы нормы обжатия некоторых типов уплотнительных прокладок для обеспечения надёжной герметизации таких узлов [27]. Анализ осесимметричного распределения контактных напряжений при затяжке болтов и под действием внешней нагрузки приведён в ряде теоретических исследований.

Так в монографии [28] рассмотрено численное решение задачи для соединения с контактирующими фланцами в конечно-элементной постановке. При условии сплошности контакта разрешающую функцию определяли из системы интегральных уравнений совместности перемещений точек расчётной модели и уравнения равновесия. При дискретизации контакта подобная система сводилась к конечной системе линейных алгебраических уравнений, то есть контактную нагрузку находили в виде столбчатого распределения. Аналогичное решение получено в статье [29] для соединения с неконтактирующими фланцами и плоской уплотнительной прокладкой, где соответствующие коэффициенты влияния деталей вычисляли численно также в конечно-элементной среде.

Идеализация расчётной модели позволяет получить упрощённое аналитическое решение данной проблемы при представлении фланцев в виде осесимметрично нагруженных колец или тонких круглых пластин. В результате обжатия конструктивно связанных колец давление в стыке распределяется по линейному закону, что объясняется особенностями деформации фланцев [30]. Существенное влияние на распределение контактной нагрузки оказывает волнистость или отклонения формы от плоскости сопрягаемых поверхностей. Причём для такого вида контакта в определённых сечениях имеет место раскрытие стыка [31].

Контакт круглых тонких пластин рассмотрен в работе [28] при введении в расчёт модели граничного линейно-упругого слоя. При условии разделения деформаций на общие и местные и компенсации изгиба пластин смещениями слоя удаётся получить замкнутое решение в виде дифференциального уравнения 4-го порядка в нормальных фундаментальных функциях. Учитывая соответствующие краевые условия, находят и заранее неизвестную длину площадки контакта. В этой же работе приведены и более сложные аналитические решения для вычисления контактных напряжений при приложении внешней нагрузки и деформационном воздействии присоединённых труб.

Термомеханические соединения трубопроводов (ТМС) являются традиционной и наиболее отработанной в производственном отношении сферой применения сплавов с эффектом памяти формы. Высокие эксплуатационные характеристики и широкие технологические возможности обусловили массовое использование этих соединений в судостроении, атомной и авиакосмической технике.

Инженерный расчёт контактных напряжений в этих конструкциях основан на моделировании термодформационного нагружения муфты из сплава с памятью формы термомеханической диаграммой. Она представляет из себя нелинейную зависимость реактивных напряжений возврата от величины деформации недовосстановления. Сопротивление трубы при формировании ТМС является причиной неполного восстановления первоначальных размеров муфты при изготовлении, что приводит к возникновению контактной нагрузки в уплотняемом стыке [32].

Методика проектирования и расчёта ТМС типа «Crayofit» при моделировании его фрагмента в виде напряжённой посадки двух дисков в условиях плоского напряжённого состояния приведена в работах [32, 33]. Связь между искомой контактной нагрузкой и радиальными смещениями дисков задаётся в нелинейной форме. Таким образом, давление в уплотняемом стыке выделенного элемента соединения без учёта всего

объёма материала деталей определяется из условия совместности перемещений, где деформационным аналогом муфты является термомеханическая диаграмма.

В соответствии с постулатом одновариантности обратного превращения, фактическую величину контактной нагрузки находят простым умножением расчётного значения на отношение длины её силовой обоймы к длине уплотняемого стыка по пояскам. Поэтому высокая надёжность ТМС объясняется значительным уровнем контактных напряжений при внедрении силовых поясков муфты в тело трубы. Более точный расчёт контактной нагрузки рассмотрен в работах [34, 35] для напряжённых соединений цилиндров в условиях плоской деформации. При проектировании также определяют деформацию трубы, участки которой под силовыми поясками испытывают, как правило, упруго-пластическую деформацию, а между ними – упругую, что подтверждается данными рентгеновского просвечивания.

На базе теоретических разработок инженерной механики сплавов с памятью формы в работе [32] получены решения контактных задач для ряда конструкций ТМС трубопроводов. К ним относятся соединения с комбинированной муфтой [36], контртелом, тонкостенных сильфонов [37], ремонтных с силовыми кольцами для подавления «пассивной деформации» и специальных заглушек для заделки свищей при ремонте нефте- и газопроводов.

Несмотря на множество патентов [38 – 47], известны лишь отдельные решения контактной проблемы для некоторых конструкций соединений трубопроводов с механическим контактом. Хотя для её дальнейшей разработки определённые перспективы имеет дискретно-континуальное моделирование при применении метода функций влияния [48, 49].

Так в работе [50] рассмотрен конечно-элементный аналог соединения магистралей, формируемого радиальным обжатием муфты. Для определения напряжённо-деформированного состояния деталей при их пластическом

течении использовался алгоритм вязкопластичности, имеющий достаточно простую реализацию в конечно-элементной постановке [51].

В статье [52] получено аналогичное численное решение контактной задачи с неопределённой границей контакта для соединения с неконтактирующими фланцами при постановке С-образного металлического уплотнения с врезающимися кромками на мазе МКЭ. Особенность расчёта контактных напряжений для податливых фланцев состояла во взаимном учёте деформационного влияния обоих участков контакта от болтов и уплотняемого стыка. Для определения упруго-пластической деформации уплотнения и фланцев (в локальном объёме) использовалась вычислительная схема метода переменных параметров «упругости». Для вычисления длины площадки контакта разрешающая система уравнений дополнялась статическим условием контакта [53].

В гидросистемах различных изделий широко используются соединения магистралей с врезающимся кольцом, уплотнение которых достигается в результате его обжатия между конической поверхностью штуцера и накидной гайкой. Расчёт контактных напряжений классическим методом сил выполнен в работе [54] на базе оболочечной модели трубы и кольца, обладающих более высокой радиальной податливостью по отношению к штуцеру и накидной гайке.

В химическом производстве при перекачке агрессивных жидкостей применяют ремонтные соединения трубопроводов, получаемые механической запрессовкой жёсткой втулки в законцовки труб. В статье [55] приведено упругое численное решение данной контактной задачи для соединения с натягом ступенчатой втулки с тонкостенной цилиндрической оболочкой методом функций влияния, которые определялись по формулам моментной теории оболочек.

При моделировании деталей в виде контакта стержней и введении в расчёт условного граничного слоя в статье [56] разработана методика аналитического расчёта контактной нагрузки в разъёмном ниппельном

соединении трубопроводов, где также рассмотрено и решение герметологической задачи при представлении шероховатости в уплотняемом стыке эквивалентным пористым слоем [57].

Следует отметить, что проведенный анализ объекта исследования, в качестве которого рассматривается конструкция фланцевого соединения различной формы с Z-образным металлическим уплотнением и предъявляемых технических требований, выявил ряд особенностей конструктивного исполнения, включающий требования к материалам всех элементов стыка трубопроводов и пространственное расположение врезающихся кромок уплотнения.

Исследование контактного взаимодействия таких конструкций мало изучено, отсутствуют решения конструкционно-контактных задач в обеспечении прочности и герметичности подобных фланцевых соединений.

1.4. Постановка задачи исследований

На основе проведения комплексного анализа конструктивных решений фланцевых соединений с металлическими уплотнениями и обзора конструкционно-контактных задач в инженерных расчетных методах по обеспечению прочности и эксплуатационной надежности уплотняющих узлов задачу исследования диссертационной работы сформулируем в следующей постановке.

Разработать метод исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений во фланцевых соединениях на основе решений упругопластических, конструкционно-контактных задач и общих уравнений механики с учетом ряда геометрических параметров сопрягаемых деталей уплотняемого стыка. Дать математическое описание формирования уплотняемого стыка. Разработать математические модели к расчету силовых факторов, определения возникающих в зонах контакта контактного и деформационного влияния всех элементов фланцевого

соединения, обусловленных сборкой и условиями нагружения. Определить критерии герметичности соединения и провести количественную оценку степени плотности контакта.

В заключение следует подчеркнуть, что дальнейшая разработка решений конструкционно-контактных задач для узлов при постановке металлических деформируемых уплотнений с врезающимися элементами различных конструкций позволяет выработать практические рекомендации по величине затяжки таких типов соединений при количественной оценке их герметичности.

Выводы по главе 1

1. Проведен анализ конструктивных решений фланцевых соединений трубопроводов с металлическими уплотнениями и обзор конструкционно-контактных задач в инженерных расчетных методах по обеспечению прочности и эксплуатационной надежности уплотняющих узлов.

2. Дано описание объекта исследования, в качестве которого рассматривается конструкция фланцевого соединения различной формы с Z-образным металлическим уплотнением. Проведен анализ технических требований, предъявляемых к соединениям трубопроводов, и выявлены конструктивные особенности уплотняемого узла, в частности, состоящего в Z-образном исполнении металлического уплотнения.

3. Установлено, что исследование контактного взаимодействия таких конструкций мало изучено, отсутствуют решения конструкционно-контактных задач в обеспечении прочности и герметичности подобных фланцевых соединений.

4. Сформулирована постановка задачи исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений во фланцевых соединениях.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПРОФИЛИРОВАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

2.1. Упругопластическое деформирование поверхностей фланцев при контактном взаимодействии Z-образного металлического уплотнения

Для проведения исследования упругопластического деформирования вследствие контактного взаимодействия сопрягаемых деталей фланцевого соединения в качестве расчетной модели используем модель внедрения жесткого клина в полубесконечную среду. Внедрение жесткого (недеформируемого) тела любой конфигурации в полубесконечную среду получило широкое распространение в прикладных задачах теории пластичности, например, при обработке металлов давлением или резанием. В нашем случае внедренный в жестко-пластическую среду индентор выполняет специальную функцию, связанную со служебным назначением – обеспечением как прочности, так и герметичности фланцевого соединения.

С этой точки зрения весьма важным является исследование процесса упругопластического и конечно-пластического формоизменения материалов с целью определения характерных геометрических параметров уплотняемого узла и линии контакта, величины осевого нагружения, а также проведения уточненных прочностных расчетов и определения ресурса работоспособности трубопровода.

Задача о внедрении жесткого штампа в пластичный металл рассматривалась многими известными учеными. Первые аналитические исследования провели Прандтль и Генки [85, 86]. Используя метод линий скольжения, они определили давление на контакте поверхностей, необходимое для начала внедрения пуансона. Рассмотрением задач данного класса занимались такие известные ученые, как Хилл (задача Хилла), Шилд,

Ильюшин, Пучков, Ишлинский, Соколовский, Томленов и др. [87]. Полученные решения для случаев внедрения пуансона с торцом различной конфигурации (плоским, выпуклым, клиновым, сферическим и пр.) строились на разных методах и подходах теории пластичности, к числу которых относятся вариационные методы, методы построения линий скольжения, сведение постановки задачи к плоской деформации или осевой симметрии.

Отличительной особенностью от предложенных расчетных моделей является форма исследуемого индентора, выполненная в виде кольца с двухсторонней клиновидной кромкой. Для такой формы процесс упругопластического деформирования недостаточно изучен. Сформулируем постановку задачи.

Пусть индентор, представляющий собой тело вращения в виде клиновидного кольца, вдавливается в плоскую поверхность среды, ограниченную цилиндром, рис. 2.1, а. В осевом сечении индентор имеет форму симметричного клина. Клиновидный клин с углом раствора 2γ считается твердым (недеформируемым). Внедрение клина осуществляется в жестко-пластическую среду, ограниченную цилиндром. Трение по поверхности контакта отсутствует. Это условие реализуется смазыванием контактирующих поверхностей. Деформация начинается с точки или с линии, при этом жестко-пластическая среда не ограничена хотя бы в одном направлении.

Требуется определить максимальное значение усилия, действие которого образует пластическое течение материала в некоторой пластической области, форму которой также требуется определить.

Считая, что плоскость среды перпендикулярна к оси индентора и пренебрегая трением на поверхности контакта, получаем задачу с осевой симметрией.

Следует отметить, что для плоского штампа в виде клина задача о его внедрении хорошо изучена Хиллом [63], и в теории пластичности получила название «задача Хилла».

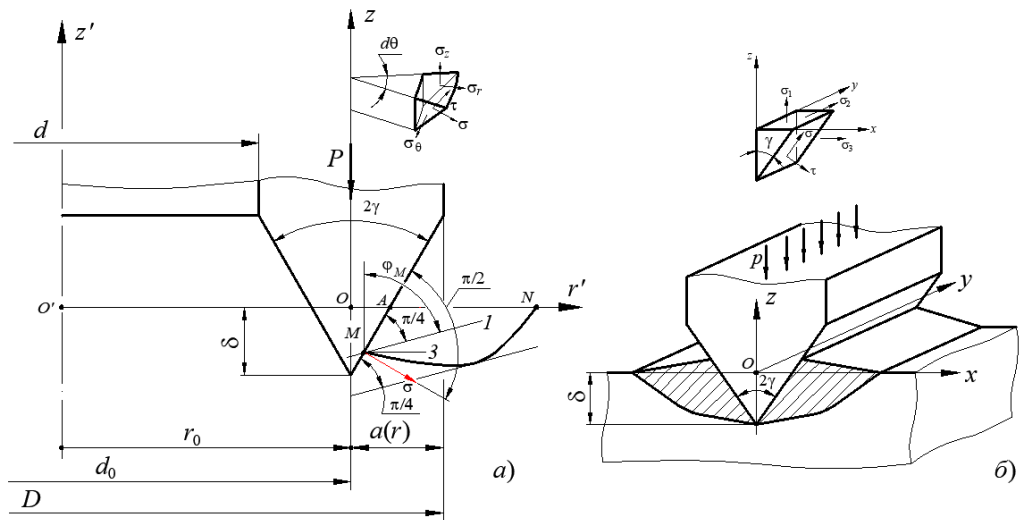


Рис. 2.1. Внедрение индентора в жестко-пластическую среду: а – внедрение клиновидного кольца; б – внедрение плоского клина

Задача Хилла относится к классу задач неустановившегося пластического течения с геометрическим подобием и рассматривается в постановке плоской деформации.

Вследствие того, что длина поверхностей контакта клина и среды постоянна, контактное давление вдоль линии контакта p также является постоянным. Пластическая область изменяется таким образом, что ее конфигурация все время сохраняет геометрическое подобие некоторому исходному положению, где распределение напряжений остается постоянным [63].

Применительно к нашему случаю для внедряемого тела вращения в виде клиновидного кольца вопрос о сохранении геометрического подобия некоторому исходному положению остается пока открытым.

Отличием задач о внедрении плоского клина и клиновидного кольца являются координатные системы, в которых определяются искомые решения. В первом случае рассматривается декартова система координат x, y, z , во втором – цилиндрическая r, θ, z .

Главными нормальными напряжениями, действующими по главным площадкам в направлениях «1», «2» и «3», являются $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$).

В случае плоской деформации направление площадок в системе координат x, y, z , на которых действуют максимальные касательные напряжения, составляют угол $\pm \pi/4$ с главным направлением напряжения σ_1 , где σ_z представляет собой главное напряжение [63], [89].

Для плоского клина, рис. 2.1, б, проектируя все силы, действующие на отсеченную призму на оси, совпадающие с векторами σ и τ , получим [89]

$$\sigma dy \frac{dz}{\cos \gamma} = \sigma_1 dy dz \cos \gamma + \sigma_3 dy dz \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma; \quad (2.1)$$

$$\tau dy \frac{dz}{\cos \gamma} = \sigma_1 dy dz \sin \gamma - \sigma_3 dy dz \operatorname{tg} \gamma \cos \gamma. \quad (2.2)$$

Окончательно имеем

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\gamma; \quad (2.3)$$

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\gamma. \quad (2.4)$$

Исключая из (2.3) и (2.4) угол γ , получаем соотношение

$$\left(\sigma - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right)^2 + \tau^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right)^2. \quad (2.5)$$

Выражение (2.5) интерпретировано известным представлением Мора в виде круговой диаграммы напряженного состояния (круги Мора) [88]. Используя данный подход для плоской деформации обобщенного пластического материала, Хилл в работе [63] изложил суть кругов напряжений диаграммы Мора применительно к теории пластичности.

В случае внедрения клиновидного кольца на тело вращения действуют нормальные напряжения $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$, и по образующей конуса касательное напряжение τ . Вследствие симметрии координата θ совпадает с главным направлением. Поэтому напряжение σ_θ является главным, и [89]

$$\sigma_\theta = \sigma_2. \quad (2.6)$$

Два других главных напряжения σ_1 и σ_3 выражаются через σ_2, σ_z, τ . Тогда на оси z при $a(r)=0$ справедливо

$$\sigma_2 = \sigma_3; \sigma_z = \sigma_1. \quad (2.7)$$

Максимальные касательные напряжения определяются формулой

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}. \quad (2.8)$$

Считаем, что от давления индентора силой P в окрестности поверхности контакта жестко-пластическая среда находится в пластическом состоянии, которая не обладает упрочнением и по определению является несжимаемой. Тогда из условия Мизеса имеем [89, 90]

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_s^2. \quad (2.9)$$

Вследствие симметрии относительно оси z из соотношений (2.6) и (2.7) радиальные и окружные напряжения равны между собой, $\sigma_r = \sigma_\theta$. Откуда следует, что

$$2\tau_{\max} = \sigma_3 - \sigma_1 = \sigma_s; \sigma_2 = \sigma_3. \quad (2.10)$$

Во многих задачах соотношения (2.10) принимаются в качестве условия пластичности и хорошо подтверждены экспериментально [89].

Траекторию максимальных касательных напряжений в меридиональной плоскости составляют линии скольжения, образованные под углом $\pm \pi/4$ с главным направлением напряжения σ_1 . В рассматриваемой точке M направление «1» образуется под некоторым углом к оси z . Обозначим данный угол через φ , рис. 1 (а), применительно к нашему случаю его значение известно

$$\varphi = \gamma + \pi/4. \quad (2.11)$$

Тогда нормальные напряжения σ_r , σ_θ , σ_z выражаются через главные напряжения соотношениями [89]

$$\sigma_r = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} - \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\varphi; \quad (2.12)$$

$$\sigma_z = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\varphi; \quad (2.13)$$

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\varphi. \quad (2.14)$$

Результирующая сила давления индентора определяется по формуле [90]

$$P = p_A F + \frac{P_0 - P_A}{\delta} V; \quad (2.15)$$

$$p_A = \sigma_s (1 + \gamma); \quad \sigma_s = \sqrt{3} \tau_s \quad (2.16)$$

$$p_0 = \sigma_s \left(1 + \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \int_0^N \frac{dr - dz}{r} \right); \quad dr = dz \sin \gamma. \quad (2.17)$$

Здесь F – площадь сечения; p_A – давление на линии контакта индентора; δ – глубина внедрения индентора; σ_s , τ_s – предел текучести при растяжении и сдвиге; V – объем отпечатка.

Предположим, что при внедрении недеформируемого твердого индентора в виде клиновидного кольца поле скольжения и картина деформации соответствует схеме внедрения плоского клина, рис. 2.2. Тогда вблизи границ пластической области можно судить о напряженном состоянии в жестких частях жестко-пластического тела [90]. Вдоль линий скольжения касательное напряжение равно $k = \tau_s$, нормальное напряжение равно $\sigma = \sigma_s$.

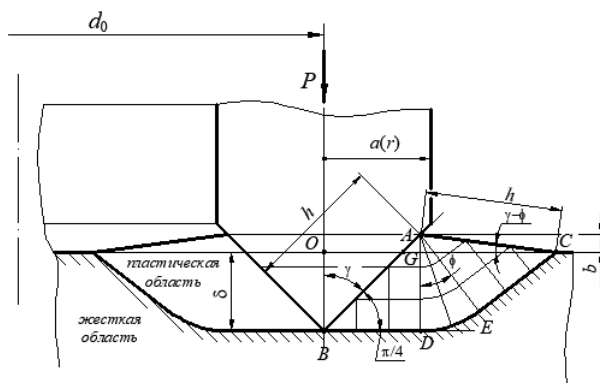


Рис. 2.2. Схема внедрения клинообразного кольца

Для подтверждения данного предположения следует определить область геометрического подобия некоторому исходному положению, где распределение напряжений остается постоянным. С математической точки зрения решение данной задачи затруднительно, поскольку данная задача относится к классу статически-неопределенных задач.

Поэтому используем графоаналитический метод с применением натурной модели конечных размеров.

Рассмотрим натурную конструкцию индентора в виде клинообразного кольца со следующими исходными данными: $a(r) = 40$ мм; $\gamma = 45^\circ$. В процессе внедрения клинообразного кольца с углом раствора $2\gamma = 90^\circ$ в жестко-пластическую среду на глубину δ среда выдавливается по обе его стороны, поскольку в этих направлениях среда не ограничена. Картина деформации соответствует схеме рис. 2.2.

Плоскость, проходящая через линию OG , является исходной плоской поверхностью жестко-пластического тела вращения, в которое внедряется клиновидное кольцо. В осевом сечении форма индентора соответствует рис. 2.2. Область $ABDEC$ представляет собой область пластически деформируемого материала. Граничная линия AC удовлетворительно аппроксимируется прямой. Данная прямая является смещенной поверхностью вращения, положение которой необходимо определить.

Точка C лежит на исходной поверхности [63], тогда как, точка A смещается вдоль образующей конуса и занимает свое положение выше исходной поверхности на расстояние b , которое нам неизвестно. Положение точки A определяет угол $\gamma - \phi$, где $\gamma = 45^\circ$.

Линия AB является линией контакта с клином, которая по условию равна прямой AC [63]. Положение линии скольжения BD известно, поскольку она сходится с клином под углом 45° .

При удовлетворении всех условий пластичности поле скольжения формируется следующим образом. В треугольниках ABD и ACE имеется равномерное напряженное состояние [90]. Данные треугольники соединены центрированным полем ADE с углом раствора ϕ . В силу несжимаемости среды вытесняемый объем материала под клином будет равен объему материала смещенной поверхности, ограниченной областью ACG .

Для плоского клина из равенства площадей треугольников OBG и ACG получают соотношения между углами γ и ϕ в виде [63]

$$\cos(2\gamma - \phi) = \frac{\cos \phi}{1 + \sin \phi}. \quad (2.18)$$

Из формулы (2.18) угол ϕ определяется однозначно [88], и, следовательно, однозначно определяется положение точки A .

Для случая клиновидного кольца фигуры OBG и ACG в осевом сечении при вращении образуют кольца. Для определения положения точки A и раствора угла ϕ используем условие равенства объемов области, вытесненной индентором при внедрении на глубину δ , и областью, под смещенной поверхностью. Таким образом, имеем

$$V_{OBG} = V_{GAC}; \quad V_{OBG} = \pi \int_0^{\delta} S_{OBG}(\delta) d\delta; \quad V_{GAC} = \pi \int_0^b S_{GAC}(b) db. \quad (2.19)$$

Здесь V_{OBG} и V_{GAC} – объемы тел вращения, ограниченные в осевом сечении фигурами OBG и ACG ; S_{OBG} и S_{GAC} – площади этих фигур.

Для определения искомых объемов предлагается применить графоаналитический метод путем построения схемы последовательного внедрения индентора на глубину δ_i , предположительного положения точки A_i и поиска равенства вычисленных объемов фигур, образованных точками B , A_i , O_i , G_i , C_i , с заданной точностью $\varepsilon=0,1$. Графическая схема приведена на рис. 2.3.

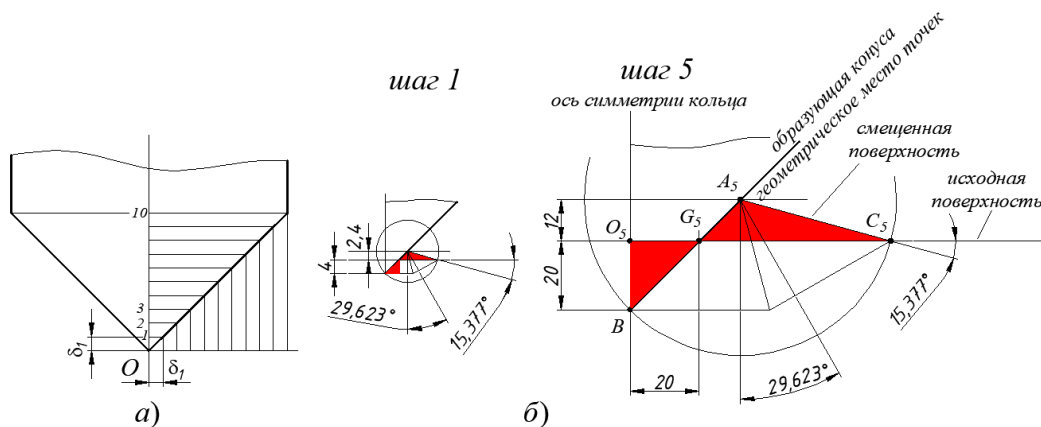


Рис. 2.3. Схема расчета: а – построение равномерной сетки; б – площади фигур OBG и ACG равных объемов, вытесненного индентором, и областью, под смещенной поверхностью, на пятом шаге вычисления

Построение проводилось в программе AutoCad, функции которой позволяли в автоматическом режиме снимать данные площади фигур OBG и ACG .

Для этих целей разобьем глубину внедрения штампа на равные участки $\delta_i, i = 1, 2, \dots, 10$. Образуется равномерная сетка с шагом $\delta_1 = 4$ мм. Поскольку длины линии контакта AB и прямой AC равны между собой, то все точки, лежащие на образующей конуса являются геометрическим местом точек окружности, которая определяет положение точки C_i , рис. 2.3.

Вычисление объемов проводилось на каждом шаге с точностью до 1×10^{-4} мм. Результаты расчетов приведены в табл. 2.1. В силу краткости изложения в табл. 2.1 значения объемов приведены только в целых числах. Точность полученных расчетов ε_i на каждом шаге вычислений определялась по формуле

$$\varepsilon_i = \frac{|V_{OBG}^{(i)} - V_{GAC}^{(i)}|}{V_{OBG}^{(i)}}. \quad (2.20)$$

Таблица 2.1

Расчетные значения параметров геометрического подобия внедрения индентора в форме клиновидного кольца

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_i, mm	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
b_i, mm	2,4	4,8	7,2	9,6	12	14,4	16,8	19,2	21,6	24
S_{OBG}, mm^3	8,0	32,0	72,0	128,0	200,0	288,0	392,0	512,0	648,0	800,0
S_{GAC}, mm^3	13,35	53,41	120,17	213,64	333,81	480,69	654,27	854,55	1081,54	1335,24
V_{OBG}, mm^3	100,53	804	2714	6433	12566	21714	34482	51471	73287	100530
V_{GAC}, mm^3	100,67	805	2718	6443	12584	21745	34531	51545	73391	100674
$\varepsilon, 1 \times 10^{-3}$	1,429	1,428	1,4276	1,42711	1,42762	1,4272	1,4274	1,42738	1,42740	1,42742
$\gamma-\phi$	15,377	15,377	15,377	15,377	15,377	15,377	15,377	15,377	15,377	15,377
ϕ	29,623	29,623	29,623	29,623	29,623	29,623	29,623	29,623	29,623	29,623

Установлено, что по мере внедрения индентора образованная пластическая область имеет геометрическое подобие, выраженное в неизменности угла ϕ при перемещении точки A по координате z на величину

$$b_i = b_i. \quad (2.21)$$

Для рассматриваемого случая получено численное значение b_i , $b_i = 2,4$ мм.

Из геометрических соотношений имеем

$$\delta + b = h \sin \gamma = \frac{\sqrt{2}h}{2}, \quad b = h \sin(\gamma - \phi). \quad (2.22)$$

Тогда

$$\delta = h \left[\frac{\sqrt{2} - 2 \sin(\gamma - \phi)}{2} \right]. \quad (2.23)$$

Или

$$\frac{\delta}{h} = \frac{\sqrt{2} - 2 \sin(\gamma - \phi)}{2} = \frac{\sqrt{2}}{2} - \sin(\gamma - \phi). \quad (2.24)$$

По результатам графоаналитического анализа с учетом формулы (2.24) отношение δ / h составило 0,4419, отношение $b_i / \delta_i = 0,6$.

Предложенный приближенный метод имеет хорошую сходимость. По мере выполнения вычислений от 5 до 10 шага погрешность вычисляемых объемов принимает постоянное значение в пределах заданной точности и равна 0,001427.

Полученные значения δ / h могут быть использованы в качестве характерного параметра в прочностных расчетах и определении ресурса работоспособности фланцевых соединений. Формулы (2.18) и (2.15) могут быть использованы в расчете угла раствора клина соответственно для призматической и цилиндрической формы индентора, обеспечивающего плотный контакт сопрягаемых поверхностей. Отсюда появляются возможности провести оценку герметичности стыка в зависимости от геометрических параметров металлического уплотнения.

Разработанный метод может быть распространен также в инструментальном производстве на штампы в виде тел вращения с профилированными сечениями любой конфигурации.

2.2. Математическая модель фланцевого соединения и моделирование осесимметричного изгиба фланца с учётом деформационного влияния болтов и присоединённых труб

Математическую модель фланцевого соединения будем строить в виде конструктивно связанного кольца с болтами и трубопроводом.

Приближённый анализ напряжённо-деформированного состояния фланцев может быть сделан на упрощённых моделях в виде колец, имеющих сложную форму поперечного сечения. Такая схематизация реальных деталей позволяет использовать апробированные уравнения осесимметричной деформации колец, связывающие перемещения точек расчётной модели с действующими усилиями [58, 59]. В этом случае минимальное значение толщины тарелки должно быть не менее $H > 0,3(R-\rho)$, при $R/\rho < 2$, где R , ρ – наружный и внутренний радиусы фланца.

Расчётная силовая схема фланца моделируется в виде кольца, сопрягаемого с длинной тонкостенной цилиндрической оболочкой и болтами и контактирующего с кромкой уплотнения. Для упрощения задачи не будем учитывать снижение жёсткости фланца от отверстий под болты, полагая, что в результате затяжки на него действует осевое сосредоточенное усилие, равномерно распределённое по окружности осей болтов r_b . Так как уплотнение полностью воспринимает усилие затяжки, то в результате контакта на фланец действует реактивное осевое сосредоточенное усилие, распределённое по кольцу, радиус которого равен радиусу соответствующей кромки. В качестве основных допущений примем, что при обжатии соединения силовой контакт между стержнем болта и отверстием отсутствует, а гайки и головки болтов плотно прилегают к опорным поверхностям фланцев. Таким образом, фланец воспринимает внешнюю осевую сосредоточенную нагрузку и систему неизвестных силовых факторов от отброшенной магистрали и резьбовых соединений. Поэтому для решения поставленной задачи необходимо вычислить снижение изгибающего

момента фланца от внешней нагрузки вследствие деформационного влияния трубы и болтов, а также геометрические характеристики его поперечного сечения.

2.2.1. Геометрические характеристики поперечного сечения фланца

Как было сказано выше, фланец моделируется как осесимметричная кольцевая деталь, которая также нагружена осесимметрично. Поэтому, для расчёта его напряжённо-деформированного состояния можно воспользоваться зависимостями теории осесимметричной деформации колец К.Б. Бицено. Согласно данной теории сечение кольца определяется тремя геометрическими характеристиками. При этом жёсткость на изгиб определяется характеристикой I_3 .

Для вычисления жёсткости на изгиб поперечного сечения, фланца расположим вспомогательную ось $O r_1$ на его внешней поверхности. Тогда профиль фланца относительно данной оси удобно разбить на три прямоугольника «П» и треугольник «Т», рис. 2.4.

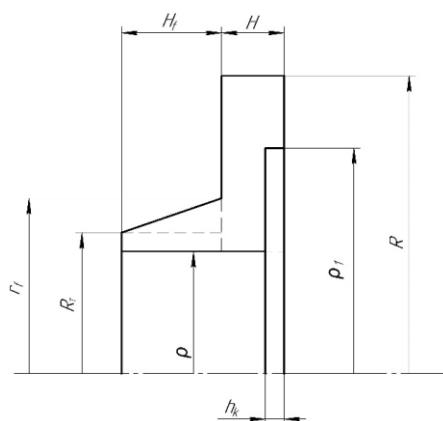


Рис. 2.4. Расчетная схема к определению геометрических характеристик фланца

В соответствии с работой [59] и схемой, рис 2.4, запишем выражения для геометрических характеристик прямоугольников виде

$$I_{1П} = \sum_{i=1}^3 H_i \times \ln\left(\frac{r_{2i}}{r_{1i}}\right), \quad I_{2П}(r_1) = \sum_{i=1}^3 H_i \times x_{0i} \times \ln\left(\frac{r_{2i}}{r_{1i}}\right),$$

$$I_{3П}(r_1) = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{1}{12}H_i^3 + H_i x_{0i}^2\right) \times \ln\left(\frac{r_{2i}}{r_{1i}}\right). \quad (2.25)$$

Здесь H_i – высота i -го прямоугольника; x_{0i} – ордината центра тяжести i -го прямоугольника относительно оси Or_1 ; r_{1i} и r_{2i} – радиусы граничных сечений i -х прямоугольников.

При выборе вспомогательной оси проходящей через левую плоскость тарелки имеем

$$I_{1П} = H \ln \frac{R}{\rho} + H_f \ln \frac{R_T}{\rho} - h_k \ln \frac{\rho_1}{\rho};$$

$$I_{2П}(r_1) = -\frac{1}{2} \left(H^2 \ln \frac{R}{\rho} - H_f^2 \ln \frac{R_T}{\rho} + h_k^2 \ln \frac{\rho_1}{\rho} \right) + H h_k \ln \frac{\rho_1}{\rho};$$

$$I_{3П}(r_1) = \frac{1}{3} \left(H^3 \ln \frac{R}{\rho} + H_f^3 \ln \frac{R_T}{\rho} - h_k^3 \ln \frac{\rho_1}{\rho} \right) - H h_k (H - h_k) \ln \frac{\rho_1}{\rho}; \quad (2.26)$$

при этом

$$R_T = \rho + h_T.$$

В общем виде для треугольного поперечного сечения геометрические характеристики определяются интегралами

$$I_{1Т} = \int_{r_1}^{r_2} \int_{x_a}^{x_b} \frac{1}{r} dr dx = \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} (x_b(r) - x_a(r)) dr;$$

$$I_{2Т}(r_1) = \int_{r_1}^{r_2} \int_{x_a}^{x_b} \frac{x}{r} dr dx = \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{2r} (x_b^2(r) - x_a^2(r)) dr;$$

$$I_{3Т}(r_1) = \int_{r_1}^{r_2} \int_{x_a}^{x_b} \frac{x^2}{r} dr dx = \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{3r} (x_b^3(r) - x_a^3(r)) dr, \quad (2.27)$$

где: x_a, x_b – осевые координаты границ треугольника.

Раскрывая эти интегралы, получаем

$$I_{1Т} = \int_{R_m}^{r_f} \frac{H_f}{b} (r_f - r) \frac{dr}{r} = H_f \left(\frac{r_f}{b} \ln \frac{r_f}{R_T} - 1 \right)$$

$$I_{2T}(r_1) = \int_{R_m}^{r_f} \left[\frac{H_f}{\dot{b}} (r_f - r) \right]^2 \frac{dr}{2r} = \frac{H_f^2}{2\dot{b}} \left(\frac{r_f^2}{R_T} \ln \frac{r_f}{R_T} - r_f - \frac{1}{2} \dot{b} \right);$$

$$I_{3T}(r_1) = \int_{R_m}^{r_f} \left[\frac{H_f}{\dot{b}} (r_f - r) \right]^3 \frac{dr}{3r} = \frac{1}{3} \left(\frac{H_f}{\dot{b}} \right)^3 \left[r_f^3 \ln \frac{r_f}{R_T} - \frac{1}{3} (r_f^3 - R_T^3) + \frac{3}{2} r_f (r_f^2 - R_T^2) - 3r_f^2 \dot{b} \right], \quad (2.28)$$

где $\dot{b} = r_f - R_T$.

Расстояние между главной и вспомогательной осями координат находят из равенства

$$a = \frac{I_{2II}(r_1) + I_{2T}(r_1)}{I_{1II} + I_{1T}}. \quad (2.29)$$

Отсюда значение интеграла I_3 относительно главной оси поперечного сечения фланца равно

$$I_3 = I_{3II}(r_1) + I_{3T}(r_1) - (I_{1II} + I_{1T})a^2. \quad (2.30)$$

2.2.2. Реактивный момент от изгиба болтов при обжатии соединения

Рассмотрим расчёт напряжений в болтах в результате их перекося из-за поворота поперечных сечений тарелок. Предположим, что резьба начинается от головки болта, то есть $l_6 = 2H + S_x$. Из-за разницы плеч крайние сечения болтов воспринимают разную величину изгибающих моментов. Однако, с достаточной точностью можно принять, что изгиб оси болта будет симметричным относительно плоскости разъёма соединения, так как жёсткость резьбовых соединений на изгиб значительно меньше жёсткости фланцев [60]. Схема нагружения и изгиба болта представлена на рис. 2.5.

Начало локальной системы координат расположено в его среднем сечении, где прогиб сечения достигает максимального значения $y_{\max} = y(0)$.

Горизонтальная составляющая усилия затяжки болтов полностью уравнивается силой трения, так как $\varphi \ll f_{\text{тр}}$. Поэтому при изгибе фланцев положение оси болта относительно отверстия в сечении $x = l_6/2$ не

меняется. Уравнение изогнутой оси стержня болта (без учёта деформации сдвига) можно записать так [61]

$$E_{\delta} I \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = M_{\delta} - P_{\delta} [y(x) - f_c] \cos \varphi, \quad (2.31)$$

где M_{δ} – неизвестный изгибающий момент; E_{δ} , I – модуль упругости материала болта и момент инерции его поперечного сечения соответственно; $y(x)$, f_c – прогиб стержня болта в точках x и $x=l_{\delta}/2$ соответственно. $f_c = (r_{\delta} - r_0)(1 - \cos \varphi)$.

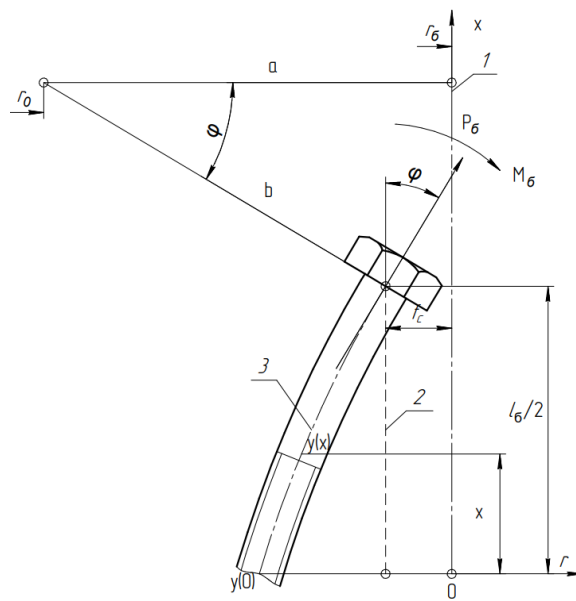


Рис. 2.5. Схема к определению изгибающего момента, действующего на болт при повороте поперечного сечения фланца на угол φ при обжатии соединения. 1 – ось отверстий под болты в исходном состоянии; 2 – линия, проведённая через центры отверстий на опорных поверхностях фланцев, после обжатия соединения; 3 – расположение изогнутой оси стержня болта

Представим дифференциальное уравнение (2.31) в более удобном для интегрирования виде. Для этого разделим обе части на произведение $P_{\delta} \cos \varphi$.

$$\frac{E_{\delta} I}{P_{\delta} \cos \varphi} \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M_{\delta}}{P_{\delta} \cos \varphi} - y(x) + f_c. \quad (2.32)$$

Получим:

$$\frac{1}{\omega^2} \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M_{\delta}}{P_{\delta} \cos \varphi} - y(x) + f_c, \quad (2.33)$$

где:

$$\omega = \sqrt{\frac{P_{\delta} \cos \varphi}{E_{\delta} I}}. \quad (2.34)$$

Отсюда $y(x)$ определится выражением

$$y(x) = -\frac{1}{\omega^2} \frac{d^2 y(x)}{dx^2} + \frac{M_{\delta}}{P_{\delta} \cos \varphi} + f_c. \quad (2.35)$$

По структуре уравнения и свойствам искомой функции получаем, что общий интеграл уравнения (2.35) определяется выражением [62]:

$$y(x) = A \sin(\omega x) + B \cos(\omega x) + \frac{M_{\delta}}{P_{\delta} \cos \varphi} + f_c, \quad (2.36)$$

где A, B – постоянные интегрирования.

Соответственно, угол поворота поперечного сечения стержня болта равен:

$$\frac{dy(x)}{dx} = A\omega \times \cos(\omega x) - B\omega \times \sin(\omega x). \quad (2.37)$$

С учётом принятых допущений для симметричного расположения болта относительно фланцев краевые условия задачи представим в следующем виде:

$$\frac{dy(0)}{dx} = 0; \quad \frac{dy\left(\frac{l_{\delta}}{2}\right)}{dx} = \varphi; \quad y\left(\frac{l_{\delta}}{2}\right) = f_c. \quad (2.38)$$

Отсюда находим постоянные интегрирования A и B и неизвестный момент M_{δ} :

$$\begin{aligned} \frac{dy(0)}{dx} &= 0; \\ 0 &= A\omega \times 1 - B\omega \times 0; \\ A &= 0. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Следовательно, выражения для $\frac{dy(x)}{dx}$ и $y(x)$ запишутся в виде

$$\begin{aligned} \frac{dy(x)}{dx} &= -B\omega \times \sin(\omega x); \\ y(x) &= B \times \cos(\omega x) + \frac{M_{\delta}}{P_{\delta} \cos \varphi} + f_c. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Далее получаем

$$\frac{dy\left(\frac{l_6}{2}\right)}{dx} = \varphi; \quad \varphi = -B\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right);$$

$$B = -\frac{\varphi}{\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)}.$$
(2.41)

Подставляем полученное выражение для B в имеющуюся формулу $y(x)$

$$y(x) = -\frac{\varphi \times \cos(\omega x)}{\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)} + \frac{M_6}{P_6 \cos \varphi} + f_c;$$

$$y\left(\frac{l_6}{2}\right) = f_c;$$

$$f_c = -\frac{\varphi \times \cos\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)}{\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)} + \frac{M_6}{P_6 \cos \varphi} + f_c;$$

$$\frac{M_6}{P_6 \cos \varphi} = \frac{\varphi}{\omega \times \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)}; \quad M_6 = \frac{P_6 \varphi \times \cos \varphi}{\omega \times \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)}.$$
(2.42)

Для практических расчётов угол φ можно считать достаточно малым, то есть $\sin \varphi = \varphi$, $\cos \varphi = 1$. Тогда

$$\omega = \sqrt{\frac{P_6}{E_6 I}} = \frac{8}{d_1^2} \sqrt{\frac{P_6}{E_6 \pi}}; \quad M_6 = \frac{P_6 \times \varphi}{\omega \times \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)},$$
(2.43)

где d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Выведем соотношение, описывающее распределение изгибающего момента по длине стержня болта

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{\varphi \times \omega^2 \times \cos(\omega x)}{\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)}.$$
(2.44)

Откуда

$$M_6(x) = E_6 I \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = E_6 I \frac{\varphi \times P_6 \times \cos(\omega x)}{E_6 I \times \omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)};$$

$$M_6(x) = \frac{P_6 \times \varphi \times \cos(\omega x)}{\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_6}{2}\right)}.$$
(2.45)

С учётом принятых допущений наибольший изгибающий момент и, как следствие, наибольшее напряжение изгиба достигается в среднем сечении стержня болта ($x=0$), которое соответствует плоскости разъёма соединения. Тогда

$$M_{\sigma}(0) = \frac{P_{\sigma} \times \varphi}{\omega \times \sin\left(\frac{\omega l_{\sigma}}{2}\right)}; \quad (2.46)$$

$$\sigma_{изг} = \frac{32M_{\sigma}(0)}{\pi d_1^3}. \quad (2.47)$$

Для расчёта максимального изгибающего момента в выражении (2.46) следует брать угол поворота правого, более нагруженного фланца.

2.2.3. Эквивалентные силовые факторы, приложенные к фланцу от отброшенной цилиндрической оболочки

Очевидно, что дополнительная жёсткость труб снижает величину изгибающих моментов и углов поворота фланцев при затяжке болтов соединения. Представим трубопровод как длинную тонкостенную цилиндрическую оболочку. Осевую координату трубы x с радиусом нейтральной поверхности r_s и толщиной стенки h_T , будем отсчитывать от сечения сопряжения с коническим хвостовиком фланца. На рис. 2.6 представлена расчетная силовая схема.

В соответствии со схемой действие трубопровода на кольцевой элемент фланца заменим эквивалентной системой силовых факторов в виде изгибающего момента m и перерезывающей силы Q , равномерно распределённых по окружности радиусом r_s – средний радиус сопряжения фланца с трубой.

Данные силовые факторы считаются положительными, если в результате нагружения радиус оболочки увеличивается [59]. Условия неразрывности фланца с оболочкой имеют следующий вид:

$$\begin{cases} W_T(0) = W_\phi(r_s) \\ \varphi_T(0) = \varphi_\phi \end{cases}, \quad (2.48)$$

где $\varphi_T(0)$, φ_ϕ – углы поворота поперечного сечения трубы и кольца; $W_T(0)$, $W_\phi(r_s)$ – радиальное смещение трубы и фланца соответственно.

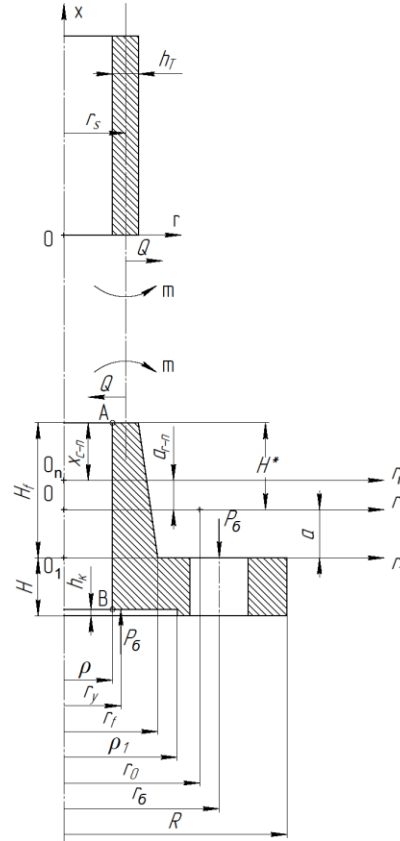


Рис. 2.6. Расчётная силовая схема сопряжения кольцевого фланца с коническим хвостовиком и тонкостенной цилиндрической оболочкой

Для длинномерной цилиндрической оболочки зависимость радиального смещения сечения от осевой координаты запишется следующим образом [59]

$$W_T(x) = e^{-\beta x} (A_1 \sin(\beta x) + A_2 \cos(\beta x)) + \bar{W} \quad (2.49)$$

где β – параметр цилиндрической оболочки, \bar{W} – частное решение дифференциального уравнения (далее – ДУ) упругой линии цилиндрической оболочки, A_1, A_2 – постоянные интегрирования, которые находятся, исходя из граничных условий (далее – ГУ).

Параметр оболочки β и частное решение ДУ упругой линии цилиндрической оболочки \bar{W} определяются по формулам [59]

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r_s^2 h_m^2}}; \bar{W} = \left(p_1 - \frac{\mu T_x}{r_s} \right) \frac{r_s^2}{E_m h_m}, \quad (2.50)$$

где μ – коэффициент Пуассона материала трубопровода, p_1 – давление на стенку оболочки в радиальном направлении, T_x – внутренняя осевая сила, E_T – модуль упругости материала трубопровода.

Поскольку рассматривается начальный этап нагружения фланца, то согласно расчётной схеме $p_1=0$, $T_x=0$, следовательно $\bar{W}=0$. Граничные условия имеют вид

$$D \frac{d^2 W_T(0)}{dx^2} = m; \quad D \frac{d^3 W_T(0)}{dx^3} = Q. \quad (2.51)$$

где D – цилиндрическая жёсткость оболочки, определяется по формуле

$$D = \frac{E_T h_T^3}{12(1-\mu^2)}. \quad (2.52)$$

Выведем выражения для A_1 и A_2 исходя из ГУ.

$$\frac{d^2 W_T(x)}{dx^2} = \beta^2 e^{-\beta x} (A_1 \sin(\beta x) + A_2 \cos(\beta x)) - 2\beta e^{-\beta x} (A_1 \beta \cos(\beta x) - A_2 \beta \sin(\beta x)) + e^{-\beta x} (-A_1 \beta^2 \sin(\beta x) - A_2 \beta^2 \cos(\beta x));$$

$$D \frac{d^2 W_T(0)}{dx^2} = m;$$

$$D(A_2 \beta^2 - 2A_1 \beta^2 - A_2 \beta^2) = m;$$

$$A_1 = -\frac{m}{2\beta^2 D};$$

$$\frac{d^3 W_T(x)}{dx^3} = -\beta^3 e^{-\beta x} (A_1 \sin(\beta x) + A_2 \cos(\beta x)) + 3\beta^2 e^{-\beta x} (A_1 \beta \cos(\beta x) - A_2 \beta \sin(\beta x)) - 3\beta e^{-\beta x} (-A_1 \beta^2 \sin(\beta x) - A_2 \beta^2 \cos(\beta x)) + e^{-\beta x} (-A_1 \beta^3 \cos(\beta x) + A_2 \beta^3 \sin(\beta x));$$

$$D(-A_2 \beta^3 + 3A_1 \beta^3 + 3A_2 \beta^3 - A_1 \beta^3) = Q;$$

$$D(2A_1 \beta^3 + 2A_2 \beta^3) = Q;$$

$$A_1 + A_2 = \frac{Q}{2\beta^3 D}; \quad A_2 = \frac{Q}{2\beta^3 D} - A_1; \quad A_2 = \frac{Q}{2\beta^3 D} + \frac{m}{2\beta^2 D}. \quad (2.53)$$

Таким образом, с учётом ГУ (2.50) выражение (2.49) преобразуется к виду:

$$W_T(x) = e^{-\beta x} \left(\frac{m}{2\beta^2 D} (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)) + \frac{Q}{2\beta^3 D} \cos(\beta x) \right). \quad (2.54)$$

Запишем зависимость угла поворота сечения от осевой координаты:

$$\varphi_T(x) = \frac{dW_T(x)}{dx} = -e^{-\beta x} \left(\frac{m}{\beta D} \cos(\beta x) + \frac{Q}{2\beta^2 D} (\sin(\beta x) + \cos(\beta x)) \right). \quad (2.55)$$

Воспользовавшись зависимостями (2.54), (2.55), найдём выражения для радиального смещения и угла поворота сечения трубопровода в месте его сопряжения с фланцем:

$$W_T(0) = \frac{m}{2\beta^2 D} + \frac{Q}{2\beta^3 D}; \quad (2.56)$$

$$\varphi_T(0) = -\frac{m}{\beta D} - \frac{Q}{2\beta^2 D}. \quad (2.57)$$

Воспользовавшись зависимостями теории осесимметричной деформации колец, получим выражения для радиального смещения точки сопряжения фланца с трубой и угла поворота фланца. Выразим их через внутренние силовые факторы: осесимметричный изгибающий момент M фланца, а также силу N , действующую перпендикулярно плоскости сечения кольца. Момент M считаем положительным. Радиальное смещение точки сопряжения фланца с трубой определяется выражением:

$$W_\phi(r_s) = \frac{Mx_{c-n}}{EI_3} + \frac{N}{EI_1}, \quad (2.58)$$

где I_1, I_3 – геометрические характеристики сечения фланца; x_{c-n} – расстояние от нейтральной линии фланца до его сечения сопряжения с трубопроводом.

Угол поворота сечения фланца определяется выражением:

$$\varphi_\phi = \frac{M}{EI_3}. \quad (2.59)$$

Знак «+» введён потому, что осесимметричный момент осуществляет поворот фланца по часовой стрелке, поскольку обе части каждого уравнения системы (2.48) должны быть записаны в одной системе координат. Сила N будет образована исключительно за счёт воздействия Q и будет определяться выражением:

$$N = -Qr_s. \quad (2.60)$$

Следовательно, с учётом выражения (2.60), равенство (2.58) примет вид:

$$W_{\phi}(r_s) = \frac{Mx_{c-n}}{EI_3} - \frac{Qr_s}{EI_1}. \quad (2.61)$$

Подставляя значения $W_T(0)$, $\phi_T(0)$, $W_{\phi}(r_s)$, ϕ_{ϕ} из выражений (2.56), (2.57), (2.59), (2.61) в систему уравнений совместности перемещений (2.48), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{m}{2\beta^2 D} + \frac{Q}{2\beta^3 D} = \frac{Mx_{c-n}}{EI_3} - \frac{Qr_s}{EI_1} \\ -\frac{m}{\beta D} - \frac{Q}{2\beta^2 D} = \frac{M}{EI_3} \end{cases}. \quad (2.62)$$

Запишем выражение для x_{c-n} . Для этого необходимо определить смещение нейтральной линии под действием силы N . Смещение нейтральной линии будет определяться выражением:

$$a_{r-n} = -\frac{NI_3}{MI_1} = \frac{Qr_s I_3}{MI_1}. \quad (2.63)$$

Получаем, что нейтральная линия сместится вверх – в сторону точки сопряжения с трубой. Исходя из выражения (2.63) и схемы, изображённой на рис. 2.6, выражение для x_{c-n} запишется следующим образом

$$x_{c-n} = H^* - \frac{Qr_s I_3}{MI_1}, \quad (2.64)$$

где H^* – расстояние между главной осью фланца и сечением сопряжения с трубопроводом. С учётом равенства (2.64) система уравнений (2.62) приводится к виду:

$$\begin{cases} \frac{m}{2\beta^2 D} + \frac{Q}{2\beta^3 D} = \frac{MH^*}{EI_3} - \frac{2Qr_s}{EI_1} \\ \frac{m}{\beta D} + \frac{Q}{2\beta^2 D} = -\frac{M}{EI_3} \end{cases}. \quad (2.65)$$

Умножим обе части первого уравнения системы (2.65) на -2β и сложим оба уравнения. В результате получим выражение для Q

$$Q = \frac{2\beta^2 \chi D}{EI_3} M, \quad (2.66)$$

где:

$$\chi = \frac{1 + 2\beta H^*}{1 + \omega_1}; \quad \omega_1 = \frac{2h_T}{\beta r_s I_1}.$$

Поскольку $M > 0$, получаем, что направление для вектора Q изначально выбрано верно. Подставив значение Q из выражения (2.66) во второе уравнение системы (2.65), получим выражение для m :

$$m = -\frac{\beta(1+\chi)D}{EI_3} M. \quad (2.67)$$

Поскольку $M > 0$, получаем, что направление для m изначально было выбрано неверно. Следовательно, его необходимо перенаправить в другую сторону по сравнению с изначально указанной на рис. 2.6. Получаем, что m и Q образуют изгибающий момент, противоположно направленные моменту M . Выражение для осесимметричного изгибающего момента, вызванного силовым влиянием трубы на фланец, принимает следующий вид

$$M_T = r_s (m + QH^*). \quad (2.68)$$

Подставляя в выражение (2.68) значения m и Q из равенств (2.66) и (2.67), получаем

$$M_T = ZM, \quad (2.69)$$

где:

$$Z = \frac{\beta r_s D}{EI_3} [1 + \chi(1 + 2\beta H^*)]. \quad (2.70)$$

2.2.4. Снижение изгибающих моментов в поперечном сечении фланцев за счёт дополнительной жёсткости магистралей и сопротивления болтов

Выражение для осесимметричного изгибающего момента, вызванного силовым влиянием болтов на фланец, с учётом выражения (2.31) принимает следующий вид

$$M_{p.б} = \frac{nP_b \times \varphi}{2\pi \times \omega \times tg\left(\frac{\omega l_b}{2}\right)}. \quad (2.71)$$

Подставляя значение φ из выражения (2.59) и сокращая запись, получаем

$$M_{p.\delta} = \vartheta_{p.\delta} M, \quad (2.72)$$

где:

$$\vartheta_{p.\delta} = \frac{nP_{\delta}}{2\pi \times \omega \times \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_{\delta}}{2}\right) EI_3}.$$

В выражениях (2.69) и (2.72) моменты M_T и $M_{p.\delta}$ выражены через результирующий изгибающий момент фланца. Поэтому, его уравнение равновесия запишется так

$$M = \frac{nP_{\delta}}{2\pi} (r_{\delta} - r_y) - ZM - \vartheta_{p.\delta} M. \quad (2.73)$$

Откуда выражение для результирующего осесимметричного изгибающего момента фланца с учётом силового влияния трубы и болтов примет следующий вид

$$M = \frac{nP_{\delta} (r_{\delta} - r_y)}{2\pi (1 + (Z + \vartheta_{p.\delta}))}. \quad (2.74)$$

Согласно теории осесимметричной деформации колец, наиболее нагруженными будут являться точки A и B (рис. 2.6). Напряжения в них будут определяться по формулам

$$\sigma_A = \frac{1}{\rho} \left(\frac{M}{I_3} H^* - \frac{Qr_s}{I_1} \right); \quad \sigma_B = \frac{1}{\rho} \left(\frac{M}{I_3} (H + H_f - h_k - H^*) + \frac{Qr_s}{I_1} \right). \quad (2.75)$$

Аналогичная задача рассматривалась А.А. Волошиным в работе [4]. При этом изгиб фланца рассматривался как изгиб тонкой осесимметричной пластины, а конический хвостовик приводился к эквивалентному по жёсткостным свойствам цилиндрическому. Согласно выводам, приведённым в работе [4] точка A также становится наиболее опасной при нагружении фланца. Однако, как будет показано далее, выражения для определения напряжённо-деформированного состояния фланца, изложенные в данной главе, более удобны для определения контактного давления на кромках Z-образного уплотнения при расчёте соединения на герметичность.

2.3. Математическая модель формирования уплотняемого стыка и моделирование контакта кромок с поверхностью фланца в виде внедрения жёсткого клина в пластически деформируемую среду

Обычно фланцы, выполненные из одного материала, имеют одинаковое поперечное сечение. Уплотнение при сборке узла устанавливают в специальные кольцевые расточки фланцев. Герметизация соединения при затяжке болтов достигается за счёт упругих свойств уплотнения в результате врезания его острых кромок.

Для обеспечения требуемой герметичности конструкции кромки уплотнения полируются до высокой чистоты. В этом случае и ответные поверхности выдавленных канавок при пластическом течении материала фланцев имеют достаточно малую высоту шероховатости. Эффективное врезание кромок профилированного кольца достигается вследствие более высокого предела текучести его материала по сравнению с материалом фланцев.

Основными допущениями в построении математической модели формирования уплотняемого стыка являются:

- постоянство формы кромок уплотнения при их внедрении в сопрягаемые поверхности фланцев;
- независимость местных контактных деформаций деталей от их общих деформаций.

Будем также полагать, что в результате затяжки узла и сближения фланцев происходит деформация уплотнения в виде простого поворота его поперечного сечения, но без какого-либо изменения его первоначальной формы.

Влиянием зоны пластической деформации фланца, образованной в результате внедрения в его тело клиновидной кромки уплотнения, на жёсткость фланца можно пренебречь, поскольку объём данной зоны достаточно мал относительно всего объёма деформируемого тела.

Введём систему обозначений характеристик деталей соединения, согласно которой индексом «1» обозначается левый фланец, «2» – уплотнение, «3» – правый фланец, рис. 1.3, гл.1.

2.3.1. Контактная нагрузка, длина контакта и величина внедрения кромок при обжатии соединения

В соответствии с решением задачи Хилла [63] для фланцев прямоугольной формы, изготовленных из одного материала, давление на контакте равно (гл. 2, п. 2.1).

$$q = 1,155(1 + \Psi)\sigma_T$$

где значение Ψ находят из решения тригонометрического уравнения

$$2\gamma = \Psi + \arccos\left(\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\Psi}{2}\right)\right)$$

Для фланцев тел вращения давление на контакте определяется формулами (2.15)-(2.16).

Обычно угол заострения кромок лежит в пределах $2\gamma = 60^\circ - 120^\circ$.

Длина контакта i -й грани уплотнительной кромки определяется из уравнения равновесия

$$l_j = \frac{nP_6}{4\pi r_j \times q \times \sin(\gamma)} \quad (2.76)$$

Величину врезания кромок вдоль оси x вычисляют из соотношения

$$\Delta_j = l_j (\cos(\gamma) - \sin(\gamma - \Psi)) \quad (2.77)$$

Длина контакта l_j невелика по сравнению с размерами уплотнения. Поэтому контактную нагрузку будем искать в виде сосредоточенных усилий, равномерно распределённых по окружностям радиусами r_j и приложенных в направлении нормали к верхней («в», расположена на большем радиусе) и нижней («н», расположена на меньшем радиусе) граням.

$$P_{jв} = P_{jн} = ql_j.$$

Тогда для цилиндрических фланцев результирующая составляющая осевого усилия равна

$$P_{jx} = 2ql_j \times \sin(\gamma) = \frac{nP_6}{2\pi r_1}. \quad (2.78)$$

Очевидно, что при затяжке болтов профилированное кольцо не подвергается растяжению или сжатию, поскольку радиальное усилие в его поперечном сечении равно нулю. Следовательно

$$N_2 = \sum_{j=1}^2 2\pi r_j (P_{jв} - P_{jн}) \times \cos(\gamma) = 0.$$

Таким образом, при обжатии соединения главная ось уплотнения совпадает с его нейтральной линией.

В задаче Хилла [63] направление врезания абсолютно жёсткого симметричного клина совпадает с вектором силы. Однако вследствие сцепления кромки профилированного клина ось поворачивается вместе с уплотнением. Но вместе с тем, вследствие малости деформации уплотнения можно считать, что ось клина не изменяет своего положения в пространстве и, как следствие, решения Хилла применимы.

2.3.2. Жёсткость уплотнения на изгиб в условиях упругопластической деформации

При функционировании соединения часть объёма металла уплотнения при малых углах поворота обычно деформируется упруго, а его периферийная часть испытывает пластическую деформацию. В такой постановке решение задачи нетрудно получить методом переменных параметров «упругости» [64] при использовании итерационной вычислительной схемы.

В первом приближении геометрические характеристики поперечного сечения уплотнения вычисляют по его упругой деформации относительно

вспомогательной оси, проходящей через среднюю линию спинки. Для упрощения вычислений с достаточной точностью можно считать, что профиль кольца состоит из трёх прямоугольников (рис. 2.4).

Отсюда имеем [59]:

$$\begin{aligned}
 I_{12} &= h_{22} \left(\ln \frac{r_{11}}{r_{12}} + \ln \frac{r_{21}}{r_{22}} \right) + h_{21} \ln \frac{r_{12}}{r_{21}} ; \\
 I_{22}(\dot{r}) &= \frac{1}{2} h_{22} (h_{22} - h_{21}) \left(\ln \frac{r_{21}}{r_{22}} - \ln \frac{r_{11}}{r_{12}} \right) ; \\
 I_{32}(\dot{r}) &= \left[\frac{h_{22}^3}{12} + \frac{h_{22}}{4} (h_{22} - h_{21})^2 \right] \left(\ln \frac{r_{11}}{r_{12}} + \ln \frac{r_{21}}{r_{22}} \right) + \frac{h_{21}^3}{12} \ln \frac{r_{12}}{r_{21}} . \quad (2.79)
 \end{aligned}$$

где $h_{22} - h_{21}$ – длина полки уплотнения; h_{21} – толщина спинки кольца; r_{11} , r_{22} – радиус наружной поверхности и внутренней поверхности кольца соответственно.

Интеграл I_3 относительно главной оси Or определяют из соотношения [59]:

$$I_{32} = I_{32}(\dot{r}) - a_2^2 I_{12} , \quad (2.80)$$

где расстояние между главной и вспомогательными осями равно [59]:

$$a_2 = \frac{I_2(\dot{r})}{I_1} . \quad (2.81)$$

Отметим, что при таком выборе вспомогательной оси величина $a \rightarrow 0$.

Как при упругой, так и при упругопластической деформации, жёсткость определяется соответствующей геометрической характеристикой сечения и упругими свойствами материала [65, 66]. При упругой деформации они постоянны на всём сечении. При упругопластической они разные для разных точек сечения и зависят от степени деформации. Таким образом, каждая из величин I_{12} , I_{22} , I_{32} при упругопластической деформации будет являться интегральной характеристикой, которая объединяет в себе и геометрические характеристики сечения, и упругие характеристики материала в каждой точке.

Поэтому, в данном случае геометрическими эти характеристики будут называться условно. Исходя из этого, геометрические характеристики профиля относительно вспомогательной оси определяются следующими выражениями при пластической деформации кольца:

$$I_{12} = \int_{r_{22}}^{r_{11}} \int_{x_{11}}^{x_{22}} E_2^*(\varepsilon_2) \frac{1}{r} dr dx \quad ; \quad I_{22}(\dot{r}) = \int_{r_{22}}^{r_{11}} \int_{x_{11}}^{x_{22}} E_2^*(\varepsilon_2) \frac{x}{r} dr dx \quad ;$$

$$I_{32}(\dot{r}) = \int_{r_{22}}^{r_{11}} \int_{x_{11}}^{x_{22}} E_2^*(\varepsilon_2) \frac{x^2}{r} dr dx \quad , \quad (2.82)$$

где текущее значение модуля «упругости» $E_2^*(\varepsilon_2)$ зависит от величины деформации в точке (r, x) , причём $x_{11} = -h_{22} + \frac{1}{2}h_{21}$; $x_{22} = h_{22} - \frac{1}{2}h_{21}$.

Интегралы (2.82) удобно представить в виде сумм при разбиении поперечного сечения кольца на несколько прямоугольников. Участки пластической деформации в свою очередь разбиваются на некоторое количество более мелких прямоугольников. Расчёт осуществляется по схеме последовательных приближений при вычислении на каждой итерации переменных параметров «упругости». В упругой области $E_2^*(\varepsilon_2) = E_2$.

$$I_{12} = \sum_{v=1}^m E_{v2}^*(\varepsilon_{v2})(x_{vb} - x_{va}) \ln \frac{r_{v1}}{r_{v2}} \quad ; \quad I_{22}(\dot{r}) = \frac{1}{2} \sum_{v=1}^m E_{v2}^*(\varepsilon_{v2})(x_{vb}^2 - x_{va}^2) \ln \frac{r_{v1}}{r_{v2}} \quad ;$$

$$I_{32}(\dot{r}) = \frac{1}{3} \sum_{v=1}^m E_{v2}^*(\varepsilon_{v2})(x_{vb}^3 - x_{va}^3) \ln \frac{r_{v1}}{r_{v2}} \quad , \quad (2.83)$$

где r_{v1} , r_{v2} – наружный и внутренний радиусы участка v при разбиении профиля кольца; x_{vb} , x_{va} – осевые границы этого же участка соответственно; m – число участков разбиения поперечного сечения кольца ($v = 1, 2, \dots, m$).

Таким образом, при замене сплошной области пластической деформации металла дискретно-континуальной расчётной моделью в центре каждого элементарного участка находят величину деформации в точке (r_{0v}, x_{0v}) , где $r_{0v} = \frac{1}{2}(r_{v1} + r_{v2})$, $x_{0v} = \frac{1}{2}(x_{vb} + x_{va})$.

На первой итерации:

$$\varepsilon_{v 2(1)} = \varphi_{2(1)} \frac{x_{0v}}{r_{0v}}$$

а угол поворота профиля уплотнения определяют из равенства:

$$\varphi_{2(1)} = -\frac{M_2}{E_2 I_{32}}, \quad (2.84)$$

где M_2 – изгибающий момент в сечении уплотнения. Определяется из уравнения равновесия половинки кольца.

$$\begin{aligned} 2M_2 - 2 \int_0^{\pi/2} \frac{P}{2\pi r_1} \times r_1 d\alpha_1 \times r_1 \sin \alpha_1 + 2 \int_0^{\pi/2} \frac{P}{2\pi r_2} \times r_2 d\alpha_2 \times r_2 \sin \alpha_2 &= 0 ; \\ M_2 - \frac{Pr_1}{2\pi} \int_0^{\pi/2} \sin \alpha_1 d\alpha_1 + \frac{Pr_2}{2\pi} \int_0^{\pi/2} \sin \alpha_2 d\alpha_2 &= 0 ; \\ M_2 - \frac{Pr_1}{2\pi} (0 - (-1)) + \frac{Pr_2}{2\pi} (0 - (-1)) &= 0 . \end{aligned} \quad (2.85)$$

Принимая силу сжатия уплотнения $P = nP_6$, где n – количество болтов в соединении, P_6 – сила затяжки одного болта, получаем:

$$M_2 = \frac{nP_6}{2\pi} (r_1 - r_2) . \quad (2.86)$$

Подставляя значение изгибающего момента из выражения (35) в выражение (2.84), получаем:

$$\varphi_{2(1)} = -\frac{r_1 - r_2}{2\pi E_2 I_{32}} nP_6 .$$

Текущее значение секущего модуля «упругости» находят по кривой деформирования материала уплотнения, которую удобно представить в виде схематизированной зависимости с линейным упрочнением в зоне пластической деформации:

$$\dot{\sigma}_2 = \chi_2^* \sigma_{T2} + E_{T2} \dot{\varepsilon}_2 .$$

где E_{T2} , χ_2^* – модуль и параметр упрочнения соответственно, равные

$$\chi_2^* = 1 - \frac{E_{T2}}{E_2} = 1 - \frac{\sigma_{B2} - \sigma_{T2}}{E \varepsilon_{B2} - \sigma_{T2}} ;$$

$$\varepsilon_{T2} = \frac{\sigma_{T2}}{E_2}; \quad E_{T2} = \frac{\sigma_{B2} - \sigma_{T2}}{\varepsilon_{B2} - \varepsilon_{T2}}, \quad (2.87)$$

где σ_{B2} – предел прочности материала уплотнения. ε_{B2} , ε_{T2} – величина деформации, соответствующая пределам прочности и текучести.

Запишем основные соотношения метода переменных параметров упругости.

$$\dot{E}_{v2(1)}(\dot{\varepsilon}_{v2(1)}) = E_{T2} + \frac{\chi_2^* \sigma_{T2}}{\dot{\varepsilon}_{v2(1)}},$$

где: $\dot{E}_{v2(1)}$ – секущий модуль упругости материала уплотнения; $\dot{\varepsilon}_{v2(1)}$ – интенсивность деформации на первом приближении для участка с номером v , которая определяется по формуле:

$$\dot{\varepsilon}_{v2(1)} = \frac{2}{3} (1 + \mu_2) |\varepsilon_{v2(1)}|.$$

Переменный модуль «упругости» и коэффициент Пуассона определяются соотношениями:

$$E_{v2(1)}^* = \frac{\dot{E}_{v2(1)}}{1+Y}; \quad \mu_{v2(1)}^* = \frac{1}{2} \cdot \frac{1-Y}{1+Y}; \quad Y = \frac{2}{3} \frac{\dot{E}_{v2(1)}(1-2\mu_2)}{E_2}. \quad (2.88)$$

Набор значений $E_{2v(1)}^*(\varepsilon_{v2(1)})$ позволяет вычислить интегралы (2.83) и определить во втором приближении по формулам (2.80) и (2.81) положение главной оси сечения кольца и его жёсткость на изгиб $I_{32(2)}(\varepsilon)$. Затем находим угол поворота поперечного сечения:

$$\varphi_{2(2)} = -\frac{M_2}{I_{3(2)}(\varepsilon)} = -\frac{r_1 - r_2}{2\pi I_{32(2)}(\varepsilon)} nP_6,$$

а также величину упругопластической деформации каждого дискретного участка уплотнения:

$$\varepsilon_{v2(2)} = \varphi_{2(2)} \frac{x_{0v}}{r_{0v}}; \quad \dot{\varepsilon}_{v2(2)} = \frac{2}{3} (1 + \mu_{v2(1)}^*) |\varepsilon_{v2(2)}|,$$

и значения $\dot{E}_{v2(2)}(\dot{\varepsilon}_{v2(2)})$, $E_{v2(2)}^*$, $\mu_{v2(2)}^*$.

Далее вычисления продолжаются по аналогичной схеме на каждой итерации и заканчиваются при достижении заданной точности расчёта

значений $I_{32}(\varepsilon)$. Также их можно заканчивать при достижении заданной точности расчёта в координатах $(\dot{\varepsilon}, \dot{\sigma})$.

Предложенный подход и метод исследования использован в расчетах на прочность натурной конструкции фланцевого соединения с Z-образным металлическим уплотнением и представлен в приложении А.

2.3.3. Проверочный расчёт на прочность клиновидных кромок уплотнения

Эксплуатационная безопасность соединения определяется несущей способностью уплотнительных кромок. Их разрушение в виде появления радиальных микротрещин приводит к разгерметизации уплотняемого стыка. Отсюда, прочность кромок определяет предельную величину усилия затяжки болтов. Условие прочности для плоского напряжённого состояния, возникающего на кромке имеет следующий вид:

$$\sigma_{\text{экв2}} = \sqrt{q^2 + q\sigma_{t2} + \sigma_{t2}^2} \leq 0,9\sigma_{в2}$$

где σ_{t2} – окружное напряжение в наиболее нагруженной точке кромки уплотнения, рассчитанное с помощью методики, изложенной в параграфе 2.3.

2.3.4. Уравнение контакта деталей при затяжке болтов. Кинематическое сближение фланцев

Уравнение совместности перемещений выводится по следующему принципу. Изначально точка контакта уплотнения и фланца на r_1 является общей точкой фланца 1 и уплотнения, а точка контакта на r_2 – общей точкой фланца 3 и уплотнения. При отсутствии внедрения клиновидной кромки уплотнения в тело фланца осевые перемещения вышеуказанных точек контакта, выраженные через деформацию уплотнения, были бы равны

аналогичным перемещениям, выраженным через смещение и деформацию соответствующих фланцев. Следовательно, разность между подобными выражениями равнялась бы нулю. Поскольку имеет место внедрение клиновидной кромки в тело фланца, разность между этими перемещениями равняется суммарной величине внедрения обеих кромок в соответствующие фланцы.

Обозначим суммарное кинематическое смещение фланцев через Δ_x^- . Верхний индекс «-» обозначает, что фланцы сближаются, уменьшая зазор между внутренними плоскостями тарелок. Знак «-» не имеет отношения к системе координат, в которой будет записано уравнение совместности перемещений. Осевые перемещения точек за счёт поворота деталей представим в виде произведений соответствующих углов поворота на радиальную проекцию расстояния от центра тяжести до интересующей точки. Выражения для угла поворота деталей соединения запишем аналогично выражению (2.84) для поворота фланца, т.к. все они подчиняются зависимостям теории осесимметричной деформации колец К.Б. Бицено.

Для осевых перемещений выберем систему координат, в которой перемещение к условной линии соприкосновения фланцев (на сближение) будет являться положительным, а от неё (на отдаление) – отрицательным.

Таким образом, условие совместности осевых перемещений деталей в результате обжатия соединения можно записать так

$$\Delta_x^- + \frac{M_1}{EI_{31}}(r_1 - r_{O_1}) - \frac{M_3}{EI_{33}}(r_{O_3} - r_2) - \frac{M_2}{I_{32}(\varepsilon)}(r_1 - r_2) = (1 + \frac{r_1}{r_2})\Delta_1 \quad (2.89)$$

При этом, исходя из предыдущих выводов, величины изгибающих моментов M_i запишутся в виде:

$$M_1 = \frac{nP_6(r_6 - r_1)}{2\pi(1+(Z+\vartheta_6))}; M_3 = \frac{nP_6(r_6 - r_2)}{2\pi(1+(Z+\vartheta_6))}; M_2 = \frac{nP_6}{2\pi}(r_1 - r_2).$$

Так как фланцы одинаковые, будем считать, что

$$I_{31} = I_{33} = I_3$$

Преобразуем уравнение (36) с учётом приведённых выражений

$$\Delta_x^- = \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \Delta_1 + \frac{nP_6}{2\pi \times I_{32}(\varepsilon)} (r_1 - r_2)^2 + \frac{nP_6}{2\pi(1 + (Z + \vartheta_6))EI_3} \left((r_6 - r_2)(r_{o_3} - r_2) - (r_6 - r_1)(r_1 - r_{o_1}) \right)$$

Окончательно получаем:

$$\Delta_x^- = \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \Delta_1 + \frac{nP_6}{2\pi} \left[\frac{(r_1 - r_2)^2}{I_{32}(\varepsilon)} + \frac{(r_6 - r_2)(r_{o_3} - r_2) - (r_6 - r_1)(r_1 - r_{o_1})}{EI_3(1 + (Z + \vartheta_6))} \right]$$

Выводы по главе 2

1. Проведено исследование упругопластического деформирования поверхностей фланцев при контактном взаимодействии Z-образного металлического уплотнения. В качестве расчетной модели принята модель внедрения жесткого клина в полубесконечную среду и решения Хилла задачи неустановившегося пластического течения с геометрическим подобием. На основе предложенного графоаналитического метода получены соотношения величины контактного давления, формы и длины контакта для натурной модели фланцевого соединения цилиндрической формы и индентора в виде клинообразного кольца конечных размеров. Дано обоснование применения решения Хилла в исследовании контактного взаимодействия для ряда конструктивных исполнений фланцевых соединений с профилированными металлическими уплотнениями.

2. Разработана математическая модель фланцевого соединения и проведено математическое моделирование осесимметричного изгиба фланца с учётом деформационного влияния болтов и присоединённых труб. В рамках решения осесимметричной задачи деформации колец определены силовые факторы, радиальные и угловые смещения точек в сечении сопряжения фланца с трубой. Получены выражения для напряжений в опасных сечениях фланца с учетом силового влияния трубы и болтов.

Показаны возможности снижения уровней изгибающих моментов за счёт введения дополнительной жёсткости магистралей и сопротивления болтов.

3. Разработана математическая модель формирования уплотняемого стыка и проведено моделирование контакта кромок с поверхностью фланца в виде внедрения жёсткого клина в пластически деформируемую среду. На основе применения решения Хилла задачи упругопластического деформирования при внедрении клина в жестко-пластическую среду определены значения контактной нагрузки, длины контакта и величина внедрения кромок при обжатии соединения.

4. Методом переменных параметров упругости в условиях упругопластической деформации исследована жёсткость уплотнения на изгиб. В предположении того, что часть объёма металла уплотнения при малых углах поворота деформируется упруго, а его периферийная часть испытывает пластическую деформацию, предложено сплошную область пластической деформации металла заменить дискретно-континуальной расчётной моделью. Предложены формулы определения интенсивности деформаций и упругих постоянных для каждого объёма тела, характеризующего переменными параметрами упругости.

5. Проведено кинематическое сближение фланцев и получено уравнение контакта деталей при затяжке болтов.

6. По результатам проведения математического моделирования получены основные зависимости, позволяющие рассчитать на прочность фланцевое соединение с Z-образным металлическим уплотнением, деформируемое упругопластически, в основе которых лежит представление интегральных характеристик, объединяющих в себе как геометрические, так и упругие характеристики уплотнения. Исследование показало возможность применения метода переменных параметров упругости по отношению к теории осесимметричной деформации колец, что расширяет возможности её использования в прочностных расчётах.

ГЛАВА 3. ПОСТАНОВКА И РЕШЕНИЕ КОНСТРУКЦИОННО-КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ В ОБОСНОВАНИИ ПРОЧНОСТИ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

3.1. Нагружение соединения внутренним давлением

В соединениях с неконтактирующими фланцами (рис. 1.3) усилие затяжки болтов полностью «воспринимается» уплотнением. Поэтому такие конструкции узлов довольно чувствительны к растяжению. В результате упругой разгрузки фланцевые болты дополнительно подвергаются нагружению за счёт усилия N_6 . При приложении внутреннего давления податливость болтов λ_6 служит причиной кинематического расхождения фланцев Δ_x^+ , профили которых также получают приращения углов поворота $\delta\varphi_i$.

Однако кромки уплотнения не выходят из зацепления с продавленными канавками на поверхностях фланцев, образованными при затяжке болтов. Силовой контакт сохраняется за счёт приспособляемости уплотнения при приложении внешней нагрузки. Хотя внешняя нагрузка и передаётся на правый фланец через кольцо, самоуплотнения (дополнительного врезания нижней кромки) не происходит ввиду податливости деталей соединения. Поэтому будем считать, что при разгрузке длина контакта кромок в уплотняемых стыках соединения не меняется – $l_j = \text{const}$.

Решение задачи будем искать в приращениях контактных усилий, используя принцип суперпозиции. Применительно к локальным площадкам контакта при выводе основных уравнений принимаем, что силовым влиянием падения рабочей среды под кромками уплотнения можно пренебречь. Так как рабочее давление полностью уравнивается приращениями радиальных компонент контактных усилий, считаем, что при разгрузке соединения имеет место обратный разворот уплотнения вокруг центра тяжести.

Запишем уравнения равновесия фланцев в осевом направлении, а также уравнение равновесия уплотнения, исходя из высказанного предположения о том, что радиальная составляющая приращения контактного давления полностью уравнивается внутренним давлением. Расчётная силовая схема соединения на этапе нагружения внутренним давлением приведена на рис. 3.1

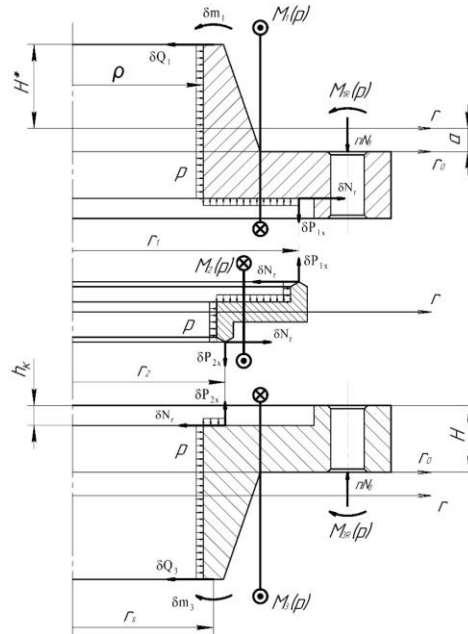


Рис. 3.1. Силовые факторы, действующие на детали соединения при его нагружении внутренним давлением

Таким образом,

$$\begin{cases} 2\pi r_1 \times \delta P_{1x} + nN_6 = 2\pi\rho \times S_{1p}; \\ 2\pi r_2 \times \delta P_{2x} + nN_6 = 2\pi\rho \times S_{3p}; \\ \delta N_{1r} \times r_1 - \delta N_{2r} \times r_2 - \rho \times S_{2p} = 0, \end{cases} \quad (3.1)$$

при этом

$$S_{1p} = \frac{1}{2}(r_1^2 - \rho^2); \quad S_{3p} = \frac{1}{2}(r_2^2 - \rho^2); \quad S_{2p} = (h_{22} - h_{21})r_{12} + h_{22}r_{22},$$

где $\delta P_{ix}, \delta N_{ir}$ – компоненты приращений контактных усилий на кромках Z-образного уплотнения, равномерно распределённых по окружностям с радиусами r_i в осевом и радиальном направлении соответственно.

Очевидно, что при разгрузке Z-образного уплотнения радиальные перемещения точек описываются следующим равенством:

$$W_2(r_2, x_2) = -W_2(r_1, x_1),$$

поэтому мы вправе предположить, что

$$\delta N_{1r} = \delta N_{2r} = \delta N_r.$$

Исходя из этого третье уравнение системы (3.1) преобразуется к виду

$$\delta N_r = \frac{p \times S_{2p}}{r_1 - r_2}.$$

Однако всё ещё наблюдается ситуация, при которой неизвестных величин больше, чем уравнений: 3 уравнения системы (3.1) и 4 неизвестных – δP_{1x} , δP_{2x} , N_b , δN_r . Следовательно, необходимо ещё одно уравнение – уравнение совместности осевых перемещений точек контакта уплотнения с фланцами и крайних точек болтов.

Примем систему координат, в которой *положительным* будем считать перемещение *от* гипотетически возможной линии соприкосновения фланцев, *отрицательным* – к этой линии. *Положительным* направлением приращения поворота фланцев будем считать такой поворот, при котором смещение точки фланца с радиальной координатой r_b является *отрицательным*. *Положительным* направлением поворота уплотнения будем считать направление поворота при упругой разгрузке (в обратную сторону по сравнению с поворотом при затяжке). Расчётная схема для вывода уравнения совместности перемещений точек деталей соединения приведена на рис. 3.2.

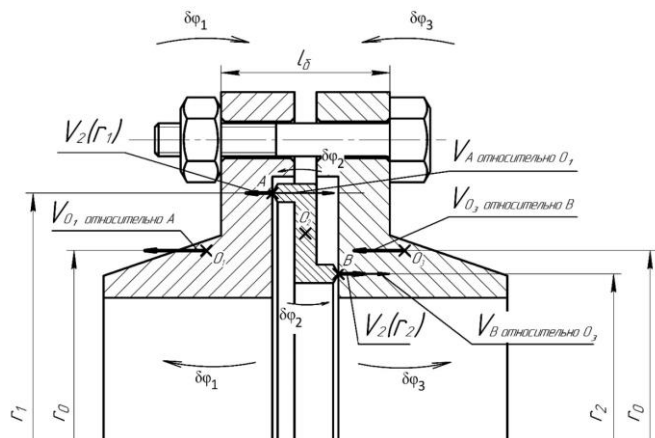


Рис. 3.2. Расчётная схема для вывода уравнения совместности осевых перемещений точек деталей соединения при его нагружении внутренним давлением

Условие совместности осевых перемещений фланцев в точке r_6 определяется выражением

$$\delta l_6 = \Delta_x^+ - [V_3(r_6) + V_1(r_6)], \quad (3.2)$$

где $V_1(r_6)$, $V_3(r_6)$ – осевое смещение точки с радиальной координатой r_6 левого и правого фланцев соответственно. Кинематическое расхождение центров тяжести фланцев находим следующим образом:

$$\Delta_x^+ = V_{abc O_1} + V_{abc O_3}, \quad (3.3)$$

где $V_{abc O_1}$, $V_{abc O_3}$ – абсолютные перемещения центров тяжести левого и правого фланцев соответственно. Точку соприкосновения уплотнения с левым фланцем обозначим A , точку соприкосновения уплотнения с правым фланцем – B . Поскольку они принадлежат также и уплотнению, их радиальные перемещения будут равны $V_2(r_1)$ и $V_2(r_2)$ соответственно. Следовательно, выражения $V_{abc O_1}$ и $V_{abc O_3}$ исходя из схемы на рис. 3.2 можно записать так:

$$V_{abc O_1} = V_2(r_1) + V_{O_1 \text{ относительно } A}; \quad (3.4)$$

$$V_{abc O_3} = V_2(r_2) - V_{O_3 \text{ относительно } B}. \quad (3.5)$$

Так как центр поворота уплотнения O_2 в радиальном направлении расположен ровно посередине между r_1 и r_2 ,

$$V_2(r_1) = V_2(r_2). \quad (3.6)$$

Применительно к перемещениям точек фланцев, исходя из рис. 3.2, используем следующие равенства:

$$|V_{O_1 \text{ относительно } A}| = |V_{A \text{ относительно } O_1}| = |V_1(r_1)|; \quad (3.7)$$

$$|V_{O_3 \text{ относительно } B}| = |V_{B \text{ относительно } O_3}| = |V_3(r_2)|. \quad (3.8)$$

С учётом зависимостей (3.4) – (3.8) выражение (3.3) запишется так:

$$\Delta_x^+ = 2V_2(r_1) - [V_3(r_2) - V_1(r_1)].$$

Выразим осевые перемещения точек через приращения углов поворота деталей соединения и их геометрические характеристики. Применительно к фланцам

$$V_i(r_j) = \delta\varphi_i(|r_0 - r_j|); \quad V_i(r_6) = \delta\varphi_i(r_6 - r_0); \quad (3.9)$$

применительно к уплотнению

$$V_2(r_j) = \frac{1}{2} \delta\varphi_2(r_1 - r_2), \quad (3.10)$$

где $\delta\varphi_i$ – приращение угла поворота соответствующей детали; r_0 – радиальная координата центра поворота фланца.

С учётом равенств (3.9) и (3.10) выражения для определения Δ_x^+ и δl_6 запишутся так:

$$\Delta_x^+ = \delta\varphi_2(r_1 - r_2) - [\delta\varphi_3(r_0 - r_2) - \delta\varphi_1(r_1 - r_0)]; \quad \delta l_6 = \Delta_x^+ - (\delta\varphi_3 + \delta\varphi_1)(r_6 - r_0).$$

Подставив выражение Δ_x^+ в выражение δl_6 , получим

$$\delta l_6 = \delta\varphi_2(r_1 - r_2) - [\delta\varphi_3(r_6 - r_2) + \delta\varphi_1(r_6 - r_1)]; \quad (3.11)$$

при этом

$$\delta l_6 = \lambda_6 N_6,$$

где λ_6 – осевая податливость болтов, которая определяется выражением [60]:

$$\lambda_6 = \frac{4}{\pi E_6} \left(\frac{l_6 - l_p}{d^2} + \frac{l_p}{d_1^2} \right) + \lambda_p + \lambda_{г.б.},$$

где E_6, l_p – модуль упругости материала болта и длина его резьбы от опорной поверхности гайки; d, d_1 – наружный диаметр болта и внутренний диаметр резьбы; $\lambda_p, \lambda_{г.б.}$ – податливость резьбы и головки болта.

Величину податливости резьбы приближённо можно определить по формуле Старостина И.Г. [60]:

$$\lambda_p = \frac{0,49}{d_2 E_6} \sqrt{1,44 + \frac{s_m}{d}}.$$

где s_m, d_2 – шаг и средний диаметр резьбы соответственно..

Коэффициент податливости головки болта определяется выражением:

$$\lambda_{г.б.} = \frac{0,15}{h_{г.б.} E_6},$$

где $h_{г.б.}$ – высота головки болта.

Если модули упругости материала гайки и болта различные, то в формуле для λ_p следует принять $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_g} + \frac{1}{E_r} \right)$.

Приращения углов поворота деталей выразим через изгибающие моменты согласно теории осесимметричной деформации колец большой кривизны К.Б. Бицено [59]

$$\delta\varphi_2 = \frac{M_2(p)}{I_{32}(\varepsilon)}; \quad \delta\varphi_1 = \frac{M_1(p)}{EI_{31}}; \quad \delta\varphi_3 = \frac{M_3(p)}{EI_{33}},$$

где $M_i(p)$ – приращение изгибающего момента, обусловленного действием внутреннего давления; E – модуль упругости материала фланца (аналогичен материалу трубы); I_{3i} – 3-я геометрическая характеристика жёсткости детали на изгиб. Величина $I_{32}(\varepsilon)$ в рамках данного расчёта не является функциональной зависимостью и определяется исходя из последней итерации расчётов, приведённых в главе 2, поскольку уплотнение деформируется упругопластически. Это обозначение введено, чтобы подчеркнуть иную физическую природу данной величины, нежели I_{31} и I_{33} . Как и ранее при выводе уравнения совместности перемещений на этапе затяжки соединения будем считать, что $I_{31} = I_{33} = I_3$, поскольку фланцы одинаковые. Таким образом, выражение (3.11) преобразуется к виду

$$\frac{M_2(p)}{I_{32}(\varepsilon)}(r_1 - r_2) - \frac{1}{EI_3} [M_3(p)(r_6 - r_2) + M_1(p)(r_6 - r_1)] = \lambda_6 N_6. \quad (3.12)$$

В результате имеем 4 уравнения и 4 неизвестные величины. Теперь необходимо выразить изгибающие моменты, действующие на детали соединения, через силовые факторы, применённые для записи системы уравнений (3.11), и найти неизвестные величины.

Выведем выражения для осесимметричных изгибающих моментов, действующих на детали соединения, исходя из соответствующих уравнений равновесия половинки кольца.

Запишем уравнение для фланца 1 согласно расчётной схеме (рис. 3.2):

$$\begin{aligned}
2M_1(p) - 2 \int_0^{90^\circ} \frac{nN_6}{2\pi r_6} r_6 \times d\alpha \times r_6 \times \sin(\alpha) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta P_{1x} \times r_1 \times d\alpha \times r_1 \times \sin(\alpha) \\
+ 2 \int_0^{90^\circ} \delta N_r \times r_1 \times d\alpha \times \sin(\alpha) \times (H - h_k + a) + 2 \int_0^{90^\circ} \delta m_1 \times r_s \times d\alpha \times \sin(\alpha) \\
+ 2 \int_0^{90^\circ} \delta Q_1 \times r_s \times d\alpha \times \sin(\alpha) \times H^* + 2M_{1R}(p) \\
- 2 \int_0^{H^*} \int_0^{90^\circ} p \times dx \times \rho d\alpha \times \sin(\alpha) \times x + 2 \int_0^{H-h_k+a} \int_0^{90^\circ} p \times dx \times \rho d\alpha \times \sin(\alpha) \times x \\
+ 2 \int_\rho^r \int_0^{90^\circ} p \times dr \times r d\alpha \times r \times \sin(\alpha) = 0
\end{aligned}$$

после преобразований уравнения получаем:

$$M_1(p) = \frac{nN_6}{2\pi} (r_6 - r_1) + p(S_{1p}r_1 + S_{1M}) - \delta N_r r_1 (H - h_k + a) - \delta m_1 r_s - \delta Q_1 r_s H^* - M_{1R}(p);$$

при этом:

$$S_{1M} = \frac{\rho}{2} (H^{*2} - (H - h_k + a)^2) - \frac{1}{3} (r_1^3 - \rho^3);$$

Для фланца 3 уравнение равновесия половинки кольца запишется в виде:

$$\begin{aligned}
2M_3(p) - 2 \int_0^{90^\circ} \frac{nN_6}{2\pi r_6} r_6 \times d\alpha \times r_6 \times \sin(\alpha) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta P_{2x} \times r_2 \times d\alpha \times r_2 \times \sin(\alpha) \\
- 2 \int_0^{90^\circ} \delta N_r \times r_2 \times d\alpha \times \sin(\alpha) \times (H - h_k + a) + 2 \int_0^{90^\circ} \delta m_3 \times r_s \times d\alpha \times \sin(\alpha) \\
+ 2 \int_0^{90^\circ} \delta Q_3 \times r_s \times d\alpha \times \sin(\alpha) \times H^* + 2M_{3R}(p) \\
- 2 \int_0^{H^*} \int_0^{90^\circ} p \times dx \times \rho d\alpha \times \sin(\alpha) \times x + 2 \int_0^{H-h_k+a} \int_0^{90^\circ} p \times dx \times \rho d\alpha \times \sin(\alpha) \times x \\
+ 2 \int_\rho^r \int_0^{90^\circ} p \times dr \times r d\alpha \times r \times \sin(\alpha) = 0
\end{aligned}$$

После преобразований получаем:

$$M_3(p) = \frac{nN_6}{2\pi} (r_6 - r_2) + p(S_{3p}r_2 + S_{3M}) + \delta N_r r_2 (H - h_k + a) - \delta m_3 r_s - \delta Q_3 r_s H^* - M_{3R}(p)$$

при этом:

$$S_{3M} = \frac{\rho}{2} (H^{*2} - (H - h_k + a)^2) - \frac{1}{3} (r_2^3 - \rho^3),$$

Для уплотнения уравнение равновесия половинки кольца запишется в виде:

$$\begin{aligned}
 2M_2(p) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta P_{1x} \times r_1 \times d\alpha \times r_1 \times \sin(\alpha) + 2 \int_0^{90^\circ} \delta P_{2x} \times r_2 \times d\alpha \times r_2 \times \sin(\alpha) \\
 - 2 \int_0^{90^\circ} \delta N_r \times r_1 d\alpha \sin(\alpha) \left(h_{22} - \frac{1}{2} h_{21} \right) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta N_r \times r_2 d\alpha \sin(\alpha) \left(h_{22} - \frac{1}{2} h_{21} \right) \\
 + 2 \int_{\frac{h_{21}}{2}}^{h_{22} - \left(\frac{h_{21}}{2}\right)} \int_0^{90^\circ} p \times dx \times r_{12} d\alpha \sin(\alpha) x - 2 \int_{\frac{h_{21}}{2}}^{h_{22} - \left(\frac{h_{21}}{2}\right)} \int_0^{90^\circ} p \times dx \times r_{22} d\alpha \sin(\alpha) x \\
 + 2 \int_{r_{22}}^{r_{12}} \int_0^{90^\circ} p \times dr \times r d\alpha \times r \sin(\alpha) = 0
 \end{aligned}$$

После преобразований получаем:

$$M_2(p) = -\frac{nN_6}{2\pi}(r_1 - r_2) + p(S_{1p}r_1 - S_{3p}r_2 - S_{2M}) + \delta N_r \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) (r_1 + r_2).$$

При этом

$$S_{2M} = \frac{1}{3}(r_{12}^3 - r_{22}^3) - \frac{1}{2}h_{22}(r_{22} - r_{12})(h_{22} - h_{21}).$$

Выведем выражение для определения δm и δQ по методике, описанной в главе 2. Расчётная схема представлена на рис. 3.3.

Запишем систему уравнений совместности перемещений сечения сопряжения трубы и фланца

$$\begin{cases} W_{m_p}(0) = W_{\phi_p}(H^*) \\ \varphi_{m_p}(0) = \varphi_{\phi_p} \end{cases} \quad (3.13)$$

Как видно из рисунка 3.3, данную часть задачи нельзя решать в приращениях, иначе картина напряжённо-деформированного состояния будет некорректна. Поэтому введём следующие величины:

$$M_p = M + M(p); m_p = m + \delta m; Q_p = Q + \delta Q,$$

где M , m , Q – величины соответственно суммарного изгибающего момента, реактивного распределённого момента со стороны трубы и перерезывающей реактивной силы со стороны трубы до нагружения соединения внутренним давлением; M_p , m_p , Q_p – те же величины после подачи внутреннего давления. Выразим перемещения сечения трубы через уравнения моментной теории

оболочек [59]. Радиальное перемещение сечения сопряжения запишется в виде

$$W_{m_p}(x) = e^{-\beta x} (A_1 \times \sin(\beta x) + A_2 \times \cos(\beta x)) + \bar{W},$$

В противоположность выводам Главы 2 величина \bar{W} будет отлична от нуля и определится выражением

$$\bar{W} = \frac{pr_s^2}{Eh_m}$$

Так как данная величина не зависит от x , вторая и третья производные радиального перемещения по x равны тем же производным при отсутствии давления [67 – 71]. Следовательно, вывод выражений, соответствующих A_1 и A_2 , будет идентичен выкладкам Главы 2. Выражения радиального перемещения и поворота сечения сопряжения трубы с фланцем примут следующий вид:

$$W_{m_p}(0) = -\frac{m_p}{2\beta^2 D} + \frac{Q_p}{2\beta^3 D} + \frac{pr_s^2}{E_m h_m}; \quad (3.14)$$

$$\varphi_{m_p}(0) = \frac{m_p}{\beta D} - \frac{Q_p}{2\beta^2 D}. \quad (3.15)$$

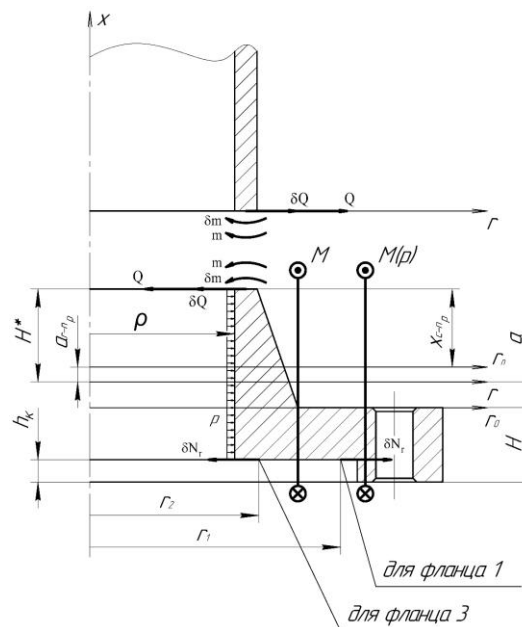


Рис. 3.3. Расчётная схема для определения приращений силовых факторов, действующих со стороны трубы на фланец на этапе нагружения соединения внутренним давлением

Перемещения фланца выразим, воспользовавшись зависимостями теории осесимметричной деформации колец большой кривизны К.Б. Бицено,

$$W_{\Phi_p}(H^*) = \frac{N_p}{EI_1} + \frac{M_p x_{c-n_p}}{EI_3}; \quad (3.16)$$

$$\varphi_{\Phi_p} = \frac{M_p}{EI_3}, \quad (3.17)$$

где N_p – сила, действующая по нормали относительно сечения кольца; x_{c-n_p} – расстояние между точкой сопряжения фланца с трубой и нейтральной линией фланца при подаче давления в систему. Согласно схеме, представленной на Рисунке 12, x_{c-n_p} вычисляется по формуле

$$x_{c-n_p} = H^* - a_{r-n_p}, \quad (3.18)$$

где a_{r-n_p} – смещение нейтральной линии фланца относительно главной оси при подаче давления в систему. Сила N_p у каждого фланца примет своё значение, так как силы δN_r со стороны уплотнения в каждом фланце располагаются на разных радиусах и направлены в разные стороны. Исходя из уравнения равновесия половинки кольца N_{pi} будут определяться выражениями

$$N_{p1} = p \left(\rho H_{\Phi} + \frac{S_{2p} r_1}{r_1 - r_2} \right) - Q_{p1} r_s; \quad N_{p3} = p \left(\rho H_{\Phi} - \frac{S_{2p} r_2}{r_1 - r_2} \right) - Q_{p3} r_s, \quad (3.19)$$

где $H_{\Phi} = H_f + H - h_k$.

Смещение нейтральной линии относительно главной оси фланца, исходя из выражения (3.19),

$$a_{r-n_p} = -\frac{N_p I_3}{M_p I_1}. \quad (3.20)$$

Таким образом, с учётом выражений (3.17) – (3.19) выражение (3.20) преобразуется применительно к первому и третьему фланцам соответственно в виде

$$\begin{cases} W_{\phi 1_p}(H^*) = \frac{M_{p1}H^*}{EI_3} + \frac{2p\left(\rho H_\phi + \frac{S_{2p}r_1}{r_1 - r_2}\right)}{EI_1} - \frac{2Q_{p1}r_s}{EI_1}; \\ W_{\phi 3_p}(H^*) = \frac{M_{p3}H^*}{EI_3} + \frac{2p\left(\rho H_\phi - \frac{S_{2p}r_2}{r_1 - r_2}\right)}{EI_1} - \frac{2Q_{p3}r_s}{EI_1}. \end{cases} \quad (3.21)$$

В системе координат, в которой записана система уравнений (3.13), принимаем: в отношении радиальных перемещений – если радиус увеличивается, то перемещение положительно, в противном случае – отрицательно; в отношении углов поворота – если при расположении сечения справа от оси вращения поворот осуществляется по часовой стрелке, то он считается положительным, в противном случае – отрицательным. Удобство данного выбора обосновывается тем, что в теории осесимметричной деформации колец большой кривизны К.Б. Бицено положительным считается такой момент, который обуславливает растяжение со стороны положительного направления оси x [59]. С учётом принятой системы координат и выражений (3.14), (3.15), (3.18), (3.21) система уравнений (3.13) приводится к следующему виду применительно к 1-му фланцу:

$$\begin{cases} -\frac{m_{p1}}{2\beta^2 D} + \frac{Q_{p1}}{2\beta^3 D} + \frac{pr_s^2}{Eh_m} = \frac{M_{p1}H^*}{EI_3} + \frac{2p\left(\rho H_\phi + \frac{S_{2p}r_1}{r_1 - r_2}\right)}{EI_1} - \frac{2Q_{p1}r_s}{EI_1}; \\ \frac{m_{p1}}{\beta D} - \frac{Q_{p1}}{2\beta^2 D} = \frac{M_{p1}}{EI_3}, \end{cases} \quad (3.22)$$

применительно к 3-му:

$$\begin{cases} -\frac{m_{p3}}{2\beta^2 D} + \frac{Q_{p3}}{2\beta^3 D} + \frac{pr_s^2}{Eh_m} = \frac{M_{p3}H^*}{EI_3} + \frac{2p\left(\rho H_\phi - \frac{S_{2p}r_2}{r_1 - r_2}\right)}{EI_1} - \frac{2Q_{p3}r_s}{EI_1}; \\ \frac{m_{p3}}{\beta D} - \frac{Q_{p3}}{2\beta^2 D} = \frac{M_{p3}}{EI_3}. \end{cases} \quad (3.23)$$

Решив системы уравнений (3.22) и (3.23) и сократив Q и m , получим приращения распределённой перерезывающей силы δQ и осесимметричного изгибающего момента δm , выраженные через приращение изгибающего момента, действующего на фланец,

$$\delta Q_i = \Phi M(p) + A_i; \quad (3.24)$$

$$\delta m_i = X M(p) + \Gamma_i, \quad (3.25)$$

где

$$\Phi = \frac{2\beta^2 \chi D}{EI_3}; \quad X = \frac{\beta(1+\chi)D}{EI_3};$$

$$A_1 = \frac{p}{\beta(1+\omega_1)} \left(\frac{2h_m \left(\rho H_\phi + \frac{S_{2p} r_1}{r_1 - r_2} \right)}{I_1 r_s^2} - 1 \right); \quad A_3 = \frac{p}{\beta(1+\omega_1)} \left(\frac{2h_m \left(\rho H_\phi - \frac{S_{2p} r_2}{r_1 - r_2} \right)}{I_1 r_s^2} - 1 \right);$$

$$\Gamma_1 = \frac{p}{2\beta^2(1+\omega_1)} \left(\frac{2h_m \left(\rho H_\phi + \frac{S_{2p} r_1}{r_1 - r_2} \right)}{I_1 r_s^2} - 1 \right); \quad \Gamma_3 = \frac{p}{2\beta^2(1+\omega_1)} \left(\frac{2h_m \left(\rho H_\phi - \frac{S_{2p} r_2}{r_1 - r_2} \right)}{I_1 r_s^2} - 1 \right).$$

Поскольку, как показывает практика, реактивный момент, обусловленный изгибом болтов, значительно меньше момента, обусловленного реакцией со стороны трубы (разница – 2 порядка), можно принять, что на этапе нагружения внутренним давлением величина, описывающая отношение реактивного изгибающего момента со стороны болтов к изгибающему моменту фланца, равна аналогичной величине, полученной на этапе затяжки соединения [60, 66],

$$\mathfrak{P}_{p,\phi_p} = \mathfrak{P}_{p,\phi} = \frac{nP_\phi}{2\pi \times \omega \times \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_\phi}{2}\right) EI_3}.$$

Если требуется повышенная точность расчёта, можно провести его в несколько итераций, с уточнением значения \mathfrak{P}_{p,ϕ_p} в ходе каждой итерации с корректировкой угла поворота фланца, воспользовавшись методикой, приведённой в главе 2. Поэтому, перед тем как рассчитывать соединение, нагруженное внутренним давлением, необходимо решить задачу на этапе затяжки соединения. Таким образом, можно записать

$$M_R(p) = \mathfrak{P}_{p,\phi_p} \times M(p). \quad (3.26)$$

С учётом соотношений (3.24) – (3.26) выражения изгибающих моментов деталей соединения преобразуются к виду

$$M_1(p) = \Theta_1 N_6 + \Omega_1; \quad M_2(p) = \Theta_2 N_6 + \Omega_2; \quad M_3(p) = \Theta_3 N_6 + \Omega_3, \quad (3.27)$$

где

$$\Theta_1 = \frac{n(r_6 - r_1)}{2\pi(1 + Xr_s + \Phi H^* r_s + \mathcal{G}_{p,6_p})};$$

$$\Omega_1 = \frac{p \left(S_{1p} r_1 + S_{1M} - \frac{S_{2p} r_1}{r_1 - r_2} (H - h_k + a) \right) - \Gamma_1 r_s - A_1 r_s H^*}{1 + Xr_s + \Phi H^* r_s + \mathcal{G}_{p,6_p}};$$

$$\Theta_2 = -\frac{n(r_1 - r_2)}{2\pi};$$

$$\Omega_2 = p \left(S_{1p} r_1 - S_{3p} r_2 - S_{2M} + \frac{S_{2p} \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) (r_1 + r_2)}{r_1 - r_2} \right);$$

$$\Theta_3 = \frac{n(r_6 - r_2)}{2\pi(1 + Xr_s + \Phi H^* r_s + \mathcal{G}_{p,6_p})};$$

$$\Omega_3 = \frac{p \left(S_{3p} r_2 + S_{3M} + \frac{S_{2p} r_2}{r_1 - r_2} (H - h_k + a) \right) - \Gamma_3 r_s - A_3 r_s H^*}{1 + Xr_s + \Phi H^* r_s + \mathcal{G}_{p,6_p}}.$$

Подставив выражения (3.27) в уравнения совместности перемещений (3.12), получим выражение

$$N_6 = \frac{\frac{\Omega_1}{EI_3} (r_6 - r_1) + \frac{\Omega_3}{EI_3} (r_6 - r_2) - \frac{\Omega_2}{I_{32}(\varepsilon)} (r_1 - r_2)}{\frac{\Theta_2}{I_{32}(\varepsilon)} (r_1 - r_2) - \frac{\Theta_3}{EI_3} (r_6 - r_2) - \frac{\Theta_1}{EI_3} (r_6 - r_1) - \lambda_6}.$$

Подставив полученное значение N_6 в уравнения равновесия фланцев (3.1), получим значения δP_{1x} и δP_{2x} . Используя полученное значение N_6 в выражениях (3.27), находим изгибающие моменты, действующие на детали соединения, как следствие, их поворот и кинематическое расхождение центров тяжести фланцев по приведённым формулам. После этого становится возможным нахождение результирующего давления в месте контакта уплотнения и фланца, необходимого для расчёта соединения на герметичность. Исходя из рис. 3.3. оно определяется по следующим формулам:

$$q_{jn} = q - \frac{1}{2l_j} \left(\delta P_{jx} \sin(\gamma) - (-1)^j \delta N_r \cos(\gamma) \right);$$

$$q_{jв} = q - \frac{1}{2l_j} \left(\delta P_{jx} \sin(\gamma) + (-1)^j \delta N_r \cos(\gamma) \right),$$

где индекс «н» означает «нижняя» грань кромки расположенная ближе к оси вращения, соответственно «в» – «верхняя», расположенная дальше от оси вращения (рис. 1.3).

3.2. Давление разгерметизации соединения

При проектировании соединения может оказаться, что под действием внутреннего давления в магистрали или внешней осевой силы происходит отрыв кромки уплотнения от поверхности фланца. Это означает, что соединение не способно выполнять герметизирующие функции при заданных нагрузках, и утечка герметизируемой среды гарантированно превысит предельно допустимое значение. Необходимо получить зависимости, позволяющие оценить значение нагрузок, вызывающих разгерметизацию соединения за счёт отрыва кромок уплотнения от поверхности фланцев. Это позволит на начальном этапе проектирования соединения быстро исключить заведомо неработоспособные варианты конструкции, что сэкономит время выполнения инженерной задачи и повысит надёжность спроектированных узлов и агрегатов.

При решении задачи воспользуемся уже имеющейся расчётной моделью, введённой в предыдущем параграфе.

Целесообразным является подход, согласно которому отдельно рассматриваются два возможных сценария разгерметизации соединения. Согласно первому разгерметизация происходит за счёт отрыва верхней кромки уплотнения (расположена на окружности r_1), согласно второму – за счёт отрыва нижней кромки (расположена на окружности r_2).

Рассмотрим случай разгерметизации соединения при котором происходит отрыв верхней кромки уплотнения. Силовые факторы, действующие на детали соединения при отрыве верхней кромки уплотнения, изображены на рис. 3.4.

Краевые условия задачи в данном случае можно записать так:

$$\delta P_{1x} = P_{1x}, \delta N_{1r} = 0.$$

При этом:

$$P_{1x} = \frac{nP_6}{2\pi r_1}.$$

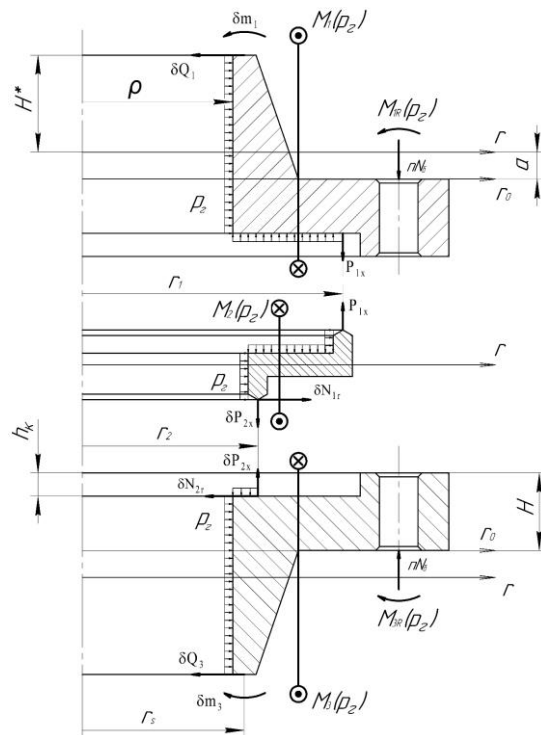


Рис. 3.4. Силовые факторы, действующие на детали соединения, при отрыве верхней кромки уплотнения под действием внутреннего давления

Данные выражения записаны по модулю, направления векторов уже учтены в приведённых соотношениях.

Таким образом, уравнение равновесия 1-го фланца вдоль оси запишется следующим образом:

$$2\pi r_1 \times \delta P_{1x} + nN_6 = 2\pi r_r \times S_{1p}$$

$$2\pi r_1 \times \frac{nP_6}{2\pi r_1} + nN_6 = 2\pi r_r \times S_{1p},$$

где: p_r – давление разгерметизации соединения за счёт отрыва верхней кромки уплотнения от поверхности фланца.

Уравнение равновесия 3-го фланца вдоль продольной оси останется неизменным по сравнению с расчётной моделью, использованной в гл. 2, в итоге имеем:

$$\begin{cases} nP_6 + nN_6 = 2\pi p_r \times S_{1p} \\ 2\pi r_2 \times \delta P_{2x} + nN_6 = 2\pi p_r \times S_{3p} \end{cases} \quad (3.28)$$

Вычитая из первого выражения системы (3.28) второе, получаем:

$$\begin{aligned} nP_6 + nN_6 - 2\pi r_2 \times \delta P_{2x} - nN_6 &= 2\pi p_r (S_{1p} - S_{3p}) \\ -2\pi r_2 \times \delta P_{2x} &= 2\pi p_r (S_{1p} - S_{3p}) - nP_6 \\ 2\pi r_2 \times \delta P_{2x} &= nP_6 - 2\pi p_r (S_{1p} - S_{3p}). \end{aligned}$$

Для последующих преобразований запишем выражения:

$$\begin{aligned} r_2 \times \delta P_{2x} &= \frac{nP_6}{2\pi} - p_r (S_{1p} - S_{3p}), \\ r_1 \times \delta P_{1x} = r_1 \times P_{1x} &= r_1 \times \frac{nP_6}{2\pi r_1} = \frac{nP_6}{2\pi}. \end{aligned}$$

Как и в Параграфе 3.1, после записи системы уравнений равновесия фланцев в осевом направлении, имеем количество неизвестных на 1 больше, чем уравнений. Замыкаем систему при помощи уравнения совместности перемещений точек контакта уплотнения и фланцев [72 – 74]. Поскольку схема деформирования соединения остаётся неизменной по сравнению с той, что рассмотрена в Параграфе 3.1, уравнение совместности перемещений будет выглядеть аналогично:

$$\frac{M_2(p_r)}{I_{32}(\varepsilon)} (r_1 - r_2) - \frac{1}{EI_3} (M_3(p_r)(r_6 - r_2) + M_1(p_r)(r_6 - r_1)) = \lambda_6 N_6 \quad (3.29)$$

где: $M_1(p_r)$, $M_2(p_r)$, $M_3(p_r)$ – приращение осесимметричного изгибающего момента при приложении давления разгерметизации p_r , действующего на левый фланец, уплотнение и правый фланец соответственно.

Аналогично выкладкам Параграфа 3.1 теперь необходимо выразить изгибающие моменты через силовые факторы, использованные при записи системы уравнений равновесия (3.24).

Выражение для изгибающего момента, действующего на уплотнение, при условии, что $\delta N_{1r} \neq \delta N_{2r}$:

$$M_2(p) = \delta P_{1x} r_1^2 - \delta P_{2x} r_2^2 + \delta N_{1r} \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) r_1 + \delta N_{2r} \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) r_2 - p S_{2M},$$

при $\delta N_{1r} = 0$; $\delta P_{1x} = P_{1x}$ получим выражение для $M_2(p_r)$, которое будет выглядеть так:

$$M_2(p_r) = \frac{n P_6}{2\pi} \times r_1 - \frac{n P_6}{2\pi} \times r_2 + p_r r_2 (S_{1p} - S_{3p}) + \delta N_{2r} \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) r_2 - p_r S_{2M}.$$

Запишем приведённые выражения для изгибающих моментов, действующих на фланцы, с учётом того, что для 1-го фланца: $\delta P_{1x} = P_{1x}$, $\delta N_r = 0$; для 3-го: $\delta N_r = \delta N_{2r}$. Таким образом, получим выражения для изгибающих моментов $M_1(p_r)$ и $M_3(p_r)$:

$$M_1(p_r) = \frac{n}{2\pi} (N_6 r_6 + P_6 r_1) - \delta m_1 r_s - \delta Q_1 r_s H^* - M_{1R}(p_r) + p_r S_{1M},$$

$$M_3(p_r) = \delta P_{2x} r_2^2 + \frac{n N_6}{2\pi} r_6 + \delta N_{2r} r_2 (H - h_k + a) - \delta m_3 r_s - \delta Q_3 r_s H^* - M_{3R}(p_r) + p_r S_{3M},$$

где: $M_{iR}(p_r)$ – приращение момента, действующего на i -й фланец со стороны болтов в результате их изгиба, возникающее вследствие воздействия внутреннего давления p_r .

Вычисляется $M_{iR}(p_r)$ аналогично величине $M_{1R}(p)$:

$$M_{iR}(p_r) = \vartheta_{p, \delta p} \times M_i(p_r).$$

Выведем выражения для δm_i и δQ_i при отрыве кромки уплотнения, контактирующей с 1-м фланцем. Воспользуемся результатами, полученными в предыдущем параграфе. Выражения для δm_i и δQ_i имеют вид:

$$\delta Q_i = \Phi M(p) + \Lambda_i;$$

$$\delta m_i = X M(p) + \Gamma_i,$$

Для случая с нагружением соединения давлением p_r изменения коснутся только той части выражений, которые определяются δN_r . Поскольку $\delta N_{1r} = 0$, для первого фланца вместо слагаемого « $+\frac{S_{2p}r_1}{r_1-r_2}$ » будем иметь «0». Поэтому, выражения для коэффициентов Φ и X для 1-го фланца останутся неизменными, а Λ и Γ примут вид:

$$\Lambda_1 = \Lambda_{r1}p_r, \Gamma_1 = \Gamma_{r1}p_r.$$

При этом:

$$\Lambda_{r1} = \frac{1}{\beta(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_r \rho H_\Phi}{I_1 r_s^2} - 1 \right);$$

$$\Gamma_{r1} = \frac{1}{2\beta^2(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_r \rho H_\Phi}{I_1 r_s^2} - 1 \right) = \frac{\Lambda_{r1}}{2\beta}.$$

Вывод выражений для Λ_3 и Γ_3 в случае с отрывом верхней кромки также будет идентичен предыдущим выводам выражений для данных величин. Отличие будет заключаться только в том, что, вместо слагаемого « $-\frac{S_{2p}r_2}{r_1-r_2}$ » будем иметь « $+S_{2p}$ ». Таким образом, выражения для Φ и X также останутся неизменными, а Λ_3 и Γ_3 примет вид:

$$\Lambda_3 = \Lambda_{r3}p_r, \Gamma_3 = \Gamma_{r3}p_r.$$

При этом:

$$\Lambda_{r3} = \frac{1}{\beta(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_r(\rho H_\Phi + S_{2p})}{I_1 r_s^2} - 1 \right);$$

$$\Gamma_{r3} = \frac{1}{2\beta^2(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_r(\rho H_\Phi + S_{2p})}{I_1 r_s^2} - 1 \right) = \frac{\Lambda_{r3}}{2\beta}.$$

Исходя из вышесказанного, выражения для силовых факторов, действующих со стороны трубы на фланец, запишутся в виде:

$$\delta Q_i = \Phi M_i(p_r) + \Lambda_{ri}p_r,$$

$$\delta m_i = X M_i(p_r) + \Gamma_{ri}p_r.$$

Подставим выражения для δQ_i и δm_i в выражения для $M_1(p_r)$ и $M_3(p_r)$.

$$M_1(p_r) = \frac{nN_6}{2\pi}r_6 + \frac{nP_6}{2\pi}r_1 - (X M_1(p_r) + \Gamma_{r1}p_r)r_s - (\Phi M_1(p_r) + \Lambda_{r1}p_r)r_s H^* - \vartheta_{p,6p} M_1(p_r) + p_r S_{1M},$$

$$M_1(p_r) \left(1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p} \right) = \frac{nr_6}{2\pi} N_6 + \frac{nr_1}{2\pi} P_6 - \Gamma_{r1} r_s p_r - \Lambda_{r1} r_s H^* p_r + S_{1M} p_r,$$

$$M_1(p_r) = \frac{nr_6}{2\pi \left(1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p} \right)} N_6 + \frac{S_{1M} - \Lambda_{r1} r_s H^* - \Gamma_{r1} r_s}{1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p}} p_r + \frac{nP_6 r_1}{2\pi \left(1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p} \right)}.$$

Сократим запись для удобства последующих выводов:

$$M_1(p_r) = \Theta_r N_6 + \Omega_{1r} p_r + \Omega_{P1},$$

где:

$$\Theta_r = \frac{nr_6}{2\pi \left(1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p} \right)},$$

$$\Omega_{1r} = \frac{S_{1M} - \Lambda_{r1} r_s H^* - \Gamma_{r1} r_s}{1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p}},$$

$$\Omega_{P1} = \frac{nP_6 r_1}{2\pi \left(1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p} \right)}.$$

Произведём аналогичные преобразования с выражением для $M_3(p_r)$ с учётом выражения для δN_{2r} при отрыве верхней кромки. Получим:

$$M_3(p_r) = \Theta_r N_6 + \Omega_{3r} p_r + \Omega_{P3},$$

где:

$$\Omega_{3r} = \frac{r_2 (S_{3p} - S_{1p}) - S_{2p} (H - h_k + a) - \Gamma_{r3} r_s - \Lambda_{r3} r_s H^* + S_{3M}}{1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p}};$$

$$\Omega_{P3} = \frac{nP_6 r_2}{2\pi \left(1 + Xr_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p,6p} \right)}.$$

Таким же образом преобразуем выражение для $M_2(p_r)$

$$M_2(p_r) = \Omega_{2r} p_r + \Omega_{P2},$$

где:

$$\Omega_{2r} = r_2 (S_{1p} - S_{3p}) - S_{2p} \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) - S_{2M};$$

$$\Omega_{P2} = \frac{nP_6}{2\pi} (r_1 - r_2).$$

Подставляем выражения для $M_1(p_r)$, $M_2(p_r)$, $M_3(p_r)$ в уравнение совместности перемещений и выразим N_6 . Получим:

$$N_6 = Yp_r + Y_p,$$

где:

$$Y = \frac{\frac{EI_3}{I_{32}(\varepsilon)} \Omega_{2r}(r_1 - r_2) - \Omega_{3r}(r_6 - r_2) - \Omega_{1r}(r_6 - r_1)}{\lambda_6 EI_3 + \Theta_r(2r_6 - r_1 - r_2)} ;$$

$$Y_p = \frac{\frac{EI_3}{I_{32}(\varepsilon)} \Omega_{p2}(r_1 - r_2) - \Omega_{p3}(r_6 - r_2) - \Omega_{p1}(r_6 - r_1)}{\lambda_6 EI_3 + \Theta_r(2r_6 - r_1 - r_2)} .$$

Подставляем полученное выражение для N_6 в уравнение равновесия 1-го фланца. Окончательно получаем выражение для давления разгерметизации p_r , вызывающего отрыв верхней кромки:

$$p_r = \frac{n(P_6 + Y_p)}{2\pi S_{1p} - nY} .$$

Рассмотрим второй возможный случай – отрыв нижней кромки уплотнения. Силовые факторы, действующие на детали соединения при отрыве нижней кромки уплотнения, изображены на рис. 3.5.

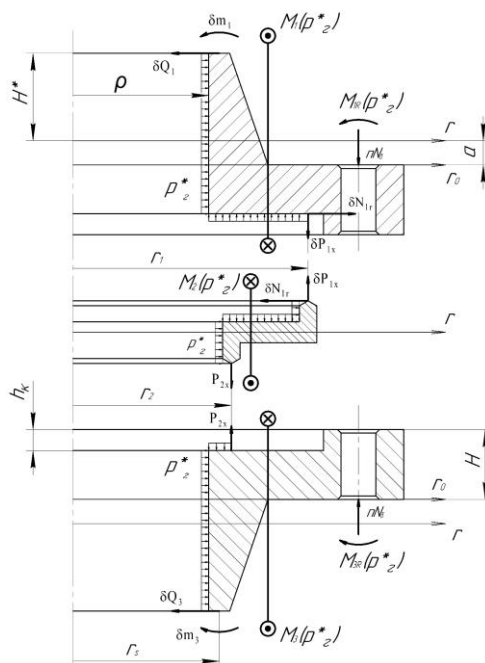


Рис. 3.5. Силовые факторы, действующие на детали соединения при отрыве нижней кромки уплотнения под действием внутреннего давления

В случае потери контакта между нижней кромкой и 3-м фланцем в точке r_2 краевые условия задачи имеют вид:

$$\delta P_{2x} = P_{2x}; \delta N_{2r} = 0.$$

При этом:

$$P_{2x} = \frac{nP_6}{2\pi r_2}.$$

Преобразуем уравнение равновесия 3-го фланца вдоль продольной оси соединения с учётом приведённых краевых условий:

$$2\pi r_2 \times \delta P_{2x} + nN_6 = 2\pi p_r^* \times S_{3p};$$

$$2\pi r_2 \times \frac{nP_6}{2\pi r_2} + nN_6 = 2\pi p_r^* \times S_{3p}.$$

В итоге, система уравнений равновесия фланцев примет вид:

$$\begin{cases} 2\pi r_1 \times \delta P_{1x} + nN_6 = 2\pi p_r^* \times S_{1p} \\ nP_6 + nN_6 = 2\pi p_r^* \times S_{3p} \end{cases} \quad (3.30)$$

В системе (3.30) вычтем из 1-го уравнения 2-е и преобразуем аналогично случаю с отрывом верхней кромки:

$$2\pi r_1 \times \delta P_{1x} + nN_6 - nP_6 - nN_6 = 2\pi p_r^* (S_{1p} - S_{3p});$$

$$2\pi r_1 \times \delta P_{1x} = 2\pi p_r^* (S_{1p} - S_{3p}) + nP_6.$$

Для удобства последующих преобразований запишем выражения:

$$r_1 \times \delta P_{1x} = \frac{nP_6}{2\pi} + p_r^* (S_{1p} - S_{3p});$$

$$r_2 \times \delta P_{2x} = r_2 \times P_{2x} = r_2 \times \frac{nP_6}{2\pi r_2} = \frac{nP_6}{2\pi}.$$

Преобразуем уравнение равновесия уплотнения:

$$\delta N_{1r} \times r_1 - \delta N_{2r} \times r_2 = p_r^* S_{2p}.$$

С учётом краевого условия $\delta N_{1r} = 0$:

$$\delta N_{1r} \times r_1 = p_r^* S_{2p};$$

$$\delta N_{1r} = \frac{S_{2p}}{r_1} p_r^*.$$

Как и в случае с отрывом верхней кромки, пользуемся уже выведенным в Параграфе 3.1 уравнением совместности осевых перемещений, после чего

выражаем изгибающие моменты, действующие на детали соединения, через силовые факторы, записанные в системе уравнений равновесия фланцев.

Преобразуем выражение для изгибающего момента, действующего на уплотнение, с учётом имеющихся краевых условий аналогично предыдущим выводам. Получаем:

$$M_2(p_r^*) = \Omega_{2r}^* p_r^* + \Omega_{p2},$$

где:

$$\Omega_{2r}^* = r_1 (S_{1p} - S_{3p}) + S_{2p} \left(h_{22} - \frac{h_{21}}{2} \right) - S_{2M}.$$

Необходимо получить выражения для приращений силовых факторов, действующих со стороны трубы на фланец, при отрыве нижней кромки. Аналогично случаю с отрывом верхней кромки, воспользуемся уже имеющимся выводом выражений для данных величин. Как и в случае с отрывом верхней кромки, изменения коснутся только той части выражений, которые определяются δN_r .

Поэтому, для первого фланца вместо слагаемого « $+\frac{S_{2p}r_1}{r_1-r_2}$ » будем иметь « $+S_{2p}$ », а для 3-го фланца вместо « $-\frac{S_{2p}r_1}{r_1-r_2}$ » будем иметь «0». Коэффициенты

Λ и Γ для разных фланцев преобразуются следующим образом.

Для 1-го фланца:

$$\Lambda_1 = \Lambda_{r1}^* p_r^*; \Gamma_1 = \Gamma_{r1}^* p_r^*.$$

При этом:

$$\Lambda_{r1}^* = \frac{1}{\beta(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_r(\rho H_\phi + S_{2p})}{I_1 r_s^2} - 1 \right);$$

$$\Gamma_{r1}^* = \frac{1}{2\beta^2(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_r(\rho H_\phi + S_{2p})}{I_1 r_s^2} - 1 \right) = \frac{\Lambda_{r1}^*}{2\beta}.$$

Для 3-го фланца:

$$\Lambda_3 = \Lambda_{r3}^* p_r^*; \Gamma_3 = \Gamma_{r3}^* p_r^*.$$

При этом:

$$\Lambda_{r3}^* = \frac{1}{\beta(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_{\tau}\rho H_{\Phi}}{I_1 r_s^2} - 1 \right),$$

$$\Gamma_{r3}^* = \frac{1}{2\beta^2(1 + \omega_1)} \left(\frac{2h_{\tau}\rho H_{\Phi}}{I_1 r_s^2} - 1 \right) = \frac{\Lambda_{r3}^*}{2\beta}.$$

Исходя из данных соотношений, выражения для δQ_i и δm_i запишутся в виде:

$$\delta Q_i = \Phi M_i(p_r^*) + \Lambda_{ri}^* p_r^*;$$

$$\delta m_i = X M_i(p_r^*) + \Gamma_{ri}^* p_r^*.$$

Преобразуем выражения для изгибающих моментов, действующих на фланцы, с учётом записанных соотношений. Получаем:

$$M_1(p_r^*) = \Theta_r N_6 + \Omega_{1r}^* p_r^* + \Omega_{p1};$$

$$M_3(p_r^*) = \Theta_r N_6 + \Omega_{3r}^* p_r^* + \Omega_{p3},$$

где:

$$\Omega_{1r}^* = \frac{r_1(S_{1p} - S_{3p}) - S_{2p}(H - h_k + a) - \Gamma_{r1}^* r_s - \Lambda_{r1}^* r_s H^* + S_{1M}}{1 + X r_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p.6p}};$$

$$\Omega_{3r}^* = \frac{S_{3M} - \Lambda_{r3}^* r_s H^* - \Gamma_{r3}^* r_s}{1 + X r_s + \Phi r_s H^* + \vartheta_{p.6p}}.$$

Аналогично случаю с отрывом верхней кромки уплотнения подставляем полученные выражения для изгибающих моментов в уравнение совместности перемещений и выражаем N_6 . Получаем:

$$N_6 = Y^* p_r^* + Y_p,$$

где:

$$Y^* = \frac{\frac{EI_3}{I_{32}(\varepsilon)} \Omega_{2r}^* (r_1 - r_2) - \Omega_{3r}^* (r_6 - r_2) - \Omega_{1r}^* (r_6 - r_1)}{\lambda_6 EI_3 + \Theta_r (2r_6 - r_1 - r_2)}.$$

Подставляем выражение для N_6 в уравнение равновесия 3-го фланца и выражаем p_r^* . Получаем:

$$p_r^* = \frac{n(P_6 + Y_p)}{2\pi S_{3p} - nY^*}.$$

Из двух полученных значений давлением разгерметизации соединения следует считать наименьшее из двух полученных значений:

$$p_{\text{разгерметизации}} = \min(p_r, p_r^*) .$$

3.3. Нагружение соединения внешней осевой силой

Рассмотрим решение задачи при нагружении соединения растягивающей силой T_x . Будем полагать, что при растяжении узла внешнее усилие T_x передаётся к фланцам как равномерно распределённая кольцевая нагрузка на радиусе r_s . Разгрузка соединения является упругой. Поэтому, как и в случае с нагружением соединения внутренним давлением, будем использовать метод суперпозиции и записывать уравнения, описывающие поведение соединения, в приращениях. При приложении внешней осевой силы болты дополнительно нагружаются усилием \dot{N}_b , их податливость λ_b служит причиной кинематического расхождения фланцев $\dot{\Delta}_x^+$, профили которых также получают приращения углов поворота $\delta\varphi_i$. Как и в случае нагружения внутренним давлением, будем считать, что благодаря приспособляемости уплотнения его кромки не выходят из зацепления с продавленными канавками на поверхностях фланцев. Длину контакта кромок в уплотняемых стыках соединения также будем полагать неизменной $l_j = \text{const}$. Решение задачи также будем искать в приращениях контактных усилий, используя принцип суперпозиции.

Запишем уравнения равновесия деталей соединения вдоль оси вращения исходя из силовой схемы, приведённой на рис. 3.6.

$$\begin{cases} r_1 \delta \dot{P}_{1x} = r_s t_x - \frac{n}{2\pi} \dot{N}_b \\ r_2 \delta \dot{P}_{2x} = r_s t_x - \frac{n}{2\pi} \dot{N}_b \end{cases} \quad (3.31)$$

При этом:

$$t_x = \frac{T_x}{2\pi r_s},$$

где: $\delta\dot{P}_{1x}$, $\delta\dot{P}_{2x}$ – приращение осевой составляющей контактного усилия на первой и второй кромке уплотнения соответственно.

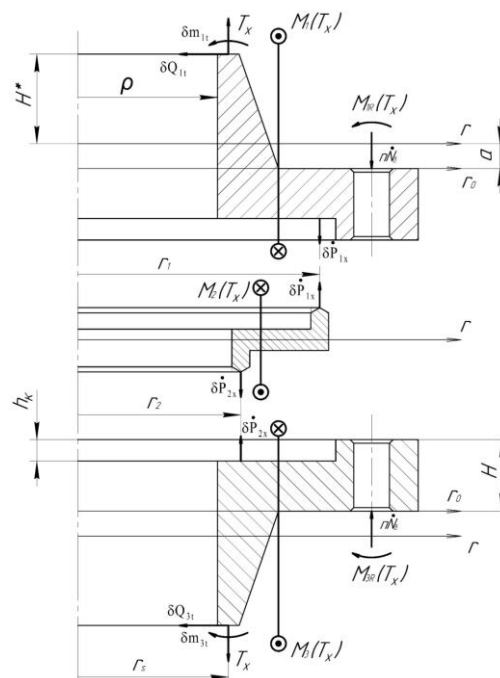


Рис. 3.6. Силовые факторы, действующие на детали соединения при его нагружении внешней осевой силой

Имеем ситуацию, при которой неизвестных на 1 больше, чем количество уравнений. Необходимо воспользоваться уравнением совместности осевых перемещений точек деталей соединения [66, 72 – 74]. Как в случае нагружения соединения внутренним давлением, так и в случае нагружения его осевой силой, происходит процесс упругой разгрузки соединения, приводящий к обратному развороту уплотнения, кинематическому расхождению фланцев и их дополнительному повороту. Общая принципиальная схема смещений и соотношения между ними при нагружении соединения продольной силой T_x аналогичны тем, что имеют место при воздействии на него внутреннего давления p [66].

Следовательно, условие совместности осевых перемещений точек деталей соединения при приложении к нему осевого усилия T_x определяется выражением, аналогичным тому, что имело место на этапе нагружения соединения внутренним давлением p . Таким образом, условие совместности перемещений точек деталей соединения запишется следующим образом:

$$\frac{M_2(T_x)}{I_{32}(\varepsilon)}(r_1 - r_2) - \frac{1}{EI_3}(M_3(T_x)(r_6 - r_2) + M_1(T_x)(r_6 - r_1)) = \lambda_6 \dot{N}_6 \quad (3.32)$$

где: $M_1(T_x)$, $M_2(T_x)$, $M_3(T_x)$ – приращение осесимметричного изгибающего момента при приложении осевой силы T_x , действующего на левый фланец, уплотнение и правый фланец соответственно.

Чтобы пользоваться данным уравнением, введём систему координат, аналогичную той, что была в Параграфе 3.1. Поэтому выберем положительные направления изгибающих моментов деталей так, чтобы они совпадали с положительными направлениями углов поворота деталей при выводе уравнения совместности перемещений в Параграфе 3.1 (рис. 3.2). В итоге имеем 3 уравнения и 3 неизвестных. Теперь необходимо выразить изгибающие моменты, действующие на детали соединения, через силовые факторы, применённые для записи системы уравнений (3.31), подставить их в уравнение совместности перемещений (3.32) и найти неизвестные величины.

Выведем выражения для изгибающих моментов, действующих на детали соединения, исходя из уравнений равновесия половинок колец согласно расчётной схеме, приведённой на рис. 3.6.

Для фланца 1 уравнение запишется в виде:

$$\begin{aligned} 2M_1(T_x) - 2 \int_0^{90^\circ} \frac{n\dot{N}_6}{2\pi r_6} r_6 \times d\alpha \times r_6 \sin(\alpha) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta \dot{P}_{1x} \times r_1 d\alpha \times r_1 \sin(\alpha) \\ + 2 \int_0^{90^\circ} t_x \times r_s d\alpha \times r_s \sin(\alpha) + 2 \int_0^{90^\circ} \delta Q_{1t} \times r_s d\alpha \times H^* \times \sin(\alpha) \\ + 2 \int_0^{90^\circ} \delta m_{1t} \times r_s d\alpha \times \sin(\alpha) + 2M_{1R}(T_x) = 0 \end{aligned}$$

После преобразований получаем:

$$M_1(T_x) = \frac{n\dot{N}_6}{2\pi} r_6 + \delta \dot{P}_{1x} r_1^2 - t_x r_s^2 - \delta Q_{1t} r_s H^* - \delta m_{1t} r_s - M_{1R}(T_x)$$

Для фланца 3 уравнение запишется в виде:

$$\begin{aligned}
2M_3(T_x) - 2 \int_0^{90^\circ} \frac{n\dot{N}_6}{2\pi r_6} r_6 \times d\alpha \times r_6 \sin(\alpha) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta\dot{P}_{2x} \times r_2 d\alpha \times r_2 \sin(\alpha) \\
+ 2 \int_0^{90^\circ} t_x \times r_s d\alpha \times r_s \sin(\alpha) + 2 \int_0^{90^\circ} \delta Q_{3t} \times r_s d\alpha \times H^* \times \sin(\alpha) \\
+ 2 \int_0^{90^\circ} \delta m_{3t} \times r_s d\alpha \times \sin(\alpha) + 2M_{3R}(T_x) = 0
\end{aligned}$$

После преобразований получаем:

$$M_3(T_x) = \frac{n\dot{N}_6}{2\pi} r_6 + \delta\dot{P}_{2x} r_2^2 - t_x r_s^2 - \delta Q_{3t} r_s H^* - \delta m_{3t} r_s - M_{3R}(T_x)$$

Для уплотнения уравнение запишется в виде:

$$2M_2(T_x) - 2 \int_0^{90^\circ} \delta\dot{P}_{1x} \times r_1 d\alpha \times r_1 \sin(\alpha) + 2 \int_0^{90^\circ} \delta\dot{P}_{2x} \times r_2 d\alpha \times r_2 \sin(\alpha) = 0$$

После преобразований получаем:

$$M_2(T_x) = \delta\dot{P}_{1x} r_1^2 - \delta\dot{P}_{2x} r_2^2,$$

где: δQ_{it} , δm_{it} , $M_{iR}(T_x)$ – приращения реактивной перерезывающей силы и распределённого осесимметричного момента, действующих со стороны трубы, и момента, действующего вследствие изгиба болтов, соответственно.

Выведем выражения для силовых факторов δQ_{it} и δm_{it} , действующих со стороны трубы на фланец по методике, применённой в Главе 2, исходя из системы уравнений совместности перемещений сечения сопряжения трубы и фланца (рис. 3.7). Данную часть задачи нельзя решать исключительно в приращениях, иначе картина напряжённо-деформированного состояния будет некорректной. Поэтому будем записывать систему уравнений в суммарных перемещениях с последующим их раскрытием через суммарные силовые факторы:

$$\begin{cases} W_{T_t}(0) = W_{\Phi_t}(H^*) \\ \varphi_{T_t}(0) = \varphi_{\Phi_t} \end{cases} \quad (3.33)$$

где: $W_{T_t}(0)$ – радиальное перемещение сечения трубы в месте сопряжения с фланцем на этапе нагружения осевой силой; $W_{\Phi_t}(H^*)$ – радиальное

перемещение точки фланца в месте сопряжения с трубой на этапе нагружения осевой силой; $\varphi_{T_t}(0)$ – угол поворота сечения трубы в месте сопряжения с фланцем на этапе нагружения осевой силой; φ_{Φ_t} – угол поворота фланца на этапе нагружения осевой силой.

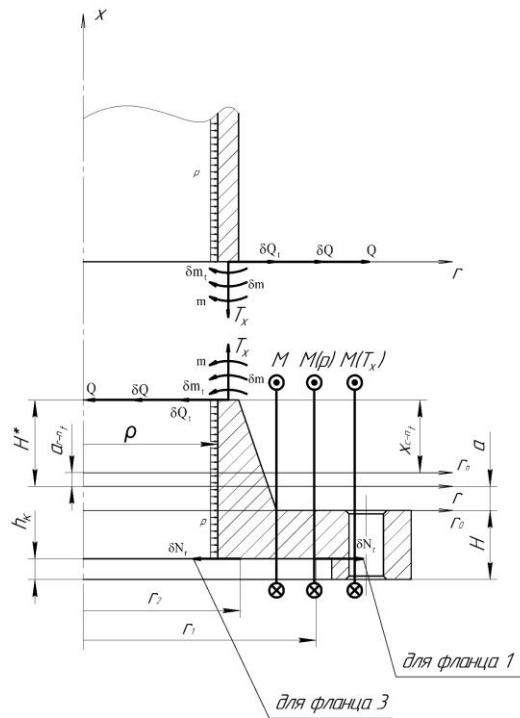


Рис. 3.7. Расчётная схема для определения приращений силовых факторов, действующих со стороны трубы на фланец на этапе нагружения соединения внешней осевой силой

Введём следующие величины:

$$M_t = M + M(p) + M(T_x), \quad m_t = m + \delta m + \delta m_t, \quad Q_t = Q + \delta Q + \delta Q_t,$$

где: M , m , Q – изгибающий момент фланца и распределённые реактивные момент и перерезывающая сила, действующие со стороны трубы на фланец соответственно на этапе затяжки соединения; $M(p)$, δm , δQ – приращения этих величин при подаче внутреннего давления; $M(T_x)$, δm_t , δQ_t – приращения тех же величин при нагружении соединения осевой силой.

Выразим перемещения сечения трубы через уравнения моментной теории оболочек [59]. Радиальное перемещение сечения сопряжения запишется в виде:

$$W_{T_t}(x) = e^{-\beta x} (A_1 \times \sin(\beta x) + A_2 \times \cos(\beta x)) + \bar{W}$$

Величина \bar{W} будет определяться выражением:

$$\bar{W} = \left(p - \frac{\mu t_x}{r_s}\right) \frac{r_s^2}{E_\tau h_\tau}$$

Так как данная величина не зависит от x , вторая и третья производные радиального перемещения по x равны тем же производным при отсутствии давления и осевой силы [67 – 71]. Следовательно, вывод выражений для A_1 и A_2 будет идентичен выкладкам Главы 2. Выражения для радиального перемещения и поворота сечения сопряжения трубы с фланцем примут следующий вид:

$$W_{\tau_t}(0) = -\frac{m_t}{2\beta^2 D} + \frac{Q_t}{2\beta^3 D} + \frac{pr_s^2}{E_\tau h_\tau} - \frac{\mu t_x r_s}{E_\tau h_\tau}, \quad (3.34)$$

$$\varphi_{\tau_t}(0) = \frac{m_t}{\beta D} - \frac{Q_t}{2\beta^2 D}. \quad (3.35)$$

Выразим перемещения фланца через зависимости теории осесимметричной деформации колец К.Б. Бицено [59]:

$$W_{\Phi_t}(H^*) = \frac{N_t}{EI_1} + \frac{M_t x_{c-n_t}}{EI_3}; \quad (3.36)$$

$$\varphi_{\Phi_t} = \frac{M_t}{EI_3}. \quad (3.37)$$

С учётом того, что x_{c-n_t} , исходя из рис. 3.7, определяется выражением

$$x_{c-n_t} = H^* - a_{r-n_t},$$

и при этом a_{r-n_t} определяется выражением

$$a_{r-n_t} = -\frac{N_t I_3}{M_t I_1},$$

получим, что

$$W_{\Phi_t}(H^*) = \frac{M_t H^*}{EI_3} + \frac{2N_t}{EI_1}.$$

Так как осевая сила T_x не добавит принципиально новых силовых факторов, влияющих на образование нормальной силы N_t , по сравнению с этапом нагружения соединения внутренним давлением, уравнение равновесия половинки кольца вдоль оси, перпендикулярной плоскости сечения, будет выглядеть аналогично тому, что имело место при нагружении

внутренним давлением. Следовательно, выражения для N_t будут аналогичны выражениям для N_p , приведённым в Параграфе 3.1:

$$\begin{cases} N_{t_1} = p \left(\rho H_\Phi + \frac{S_2 p r_1}{r_1 - r_2} \right) - Q_{t_1} r_s \\ N_{t_3} = p \left(\rho H_\Phi - \frac{S_2 p r_2}{r_1 - r_2} \right) - Q_{t_3} r_s \end{cases} \quad (3.38)$$

Таким образом, выражение (3.36) принимает вид для 1-го и 3-го фланцев соответственно:

$$\begin{cases} W_{\Phi t_1}(H^*) = \frac{M_{t_1} H^*}{E I_3} + \frac{2p \left(\rho H_\Phi + \frac{S_2 p r_1}{r_1 - r_2} \right)}{E I_1} - \frac{2Q_{t_1} r_s}{E I_1} \\ W_{\Phi t_3}(H^*) = \frac{M_{t_3} H^*}{E I_3} + \frac{2p \left(\rho H_\Phi - \frac{S_2 p r_2}{r_1 - r_2} \right)}{E I_1} - \frac{2Q_{t_3} r_s}{E I_1} \end{cases} \quad (3.39)$$

С учётом выражений (3.34), (3.35), (3.36), система уравнений (3.39) приводится к следующему виду:

Для 1-го фланца:

$$\begin{cases} -\frac{m_{t_1}}{2\beta^2 D} + \frac{Q_{t_1}}{2\beta^3 D} + \frac{p r_s^2}{E_\tau h_\tau} - \frac{\mu t_x r_s}{E_\tau h_\tau} = \frac{M_{t_1} H^*}{E I_3} + \frac{2p \left(\rho H_\Phi + \frac{S_2 p r_1}{r_1 - r_2} \right)}{E I_1} - \frac{2Q_{t_1} r_s}{E I_1} \\ \frac{m_{t_1}}{\beta D} - \frac{Q_{t_1}}{2\beta^2 D} = \frac{M_{t_1}}{E I_3} \end{cases} \quad (3.40)$$

Для 3-го фланца:

$$\begin{cases} -\frac{m_{t_3}}{2\beta^2 D} + \frac{Q_{t_3}}{2\beta^3 D} + \frac{p r_s^2}{E_\tau h_\tau} - \frac{\mu t_x r_s}{E_\tau h_\tau} = \frac{M_{t_3} H^*}{E I_3} + \frac{2p \left(\rho H_\Phi - \frac{S_2 p r_2}{r_1 - r_2} \right)}{E I_1} - \frac{2Q_{t_3} r_s}{E I_1} \\ \frac{m_{t_3}}{\beta D} - \frac{Q_{t_3}}{2\beta^2 D} = \frac{M_{t_3}}{E I_3} \end{cases} \quad (3.41)$$

Решая системы уравнений (3.40) и (3.41), получаем выражения для δQ_t , δm_t :

$$\delta Q_t = \Phi M(T_x) + \Lambda_t t_x; \quad (3.42)$$

$$\delta m_t = \chi M(T_x) + \Gamma_t t_x, \quad (3.43)$$

где:

$$\Lambda_t = \frac{\mu}{\beta r_s (1 + \omega_1)}; \quad \Gamma_t = \frac{\Lambda_t}{2\beta}.$$

Следует отметить, что, по сравнению с выкладками Параграфа 3.1, выражения для δQ_t и δm_t оказались независимыми от номера фланца. Это произошло потому, что слагаемые, связанные с влиянием внутреннего давления, сократились при выводе выражений.

Реактивный момент от изгиба болтов определяется выражением:

$$M_{iR}(T_x) = \vartheta_{\delta_t} \times M_i(T_x). \quad (3.44)$$

Поскольку, как показывает практика, реактивный момент от изгиба болтов значительно меньше суммарного реактивного момента, действующего со стороны трубы (разница – 2 порядка), будем считать, что величина ϑ_{δ_t} на этапе нагружения соединения осевой силой равна аналогичной величине на этапе нагружения внутренним давлением и на этапе затяжки соединения:

$$\vartheta_{\delta_t} = \vartheta_{\delta_p} = \vartheta_{\delta}$$

Если требуется повышенная точность расчёта, то его можно производить в несколько итераций как на этапе нагружения соединения внутренним давлением, так и осевой силой. Вывод выражения для ϑ_{δ} приведён в Главе 2.

Подставим выражения (3.42)-(3.44) в формулы изгибающих моментов. В результате получим:

$$M_i(T_x) = \Theta_{i_t} \dot{N}_{\delta} + \Omega_{i_t} t_x.$$

При этом:

$$\begin{aligned} \Theta_{2_t} &= -\frac{n}{2\pi} (r_1 - r_2); \quad \Omega_{2_t} = r_s (r_1 - r_2); \\ \Theta_{1_t} &= \frac{\frac{n}{2\pi} (r_{\delta} - r_1)}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{\delta_t}}; \quad \Omega_{1_t} = \frac{r_s r_1 - r_s^2 - \Lambda_t r_s H^* - \Gamma_t r_s}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{\delta_t}}; \\ \Theta_{3_t} &= \frac{\frac{n}{2\pi} (r_{\delta} - r_2)}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{\delta_t}}; \quad \Omega_{3_t} = \frac{r_s r_2 - r_s^2 - \Lambda_t r_s H^* - \Gamma_t r_s}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{\delta_t}}; \end{aligned}$$

Подставляем выражения для изгибающих моментов в уравнение совместности перемещений (3.32). В результате получаем выражение для \dot{N}_{δ} :

$$\dot{N}_{\delta} = \frac{\Omega_{1_t} (r_{\delta} - r_1) + \Omega_{3_t} (r_{\delta} - r_2) - \frac{EI_3}{I_{32}(\varepsilon)} \Omega_{2_t} (r_1 - r_2)}{EI_3 \left(\frac{\Theta_{2_t}}{I_{32}(\varepsilon)} (r_1 - r_2) - \lambda_{\delta} \right) - \Theta_{1_t} (r_{\delta} - r_1) - \Theta_{3_t} (r_{\delta} - r_2)} \times t_x.$$

Подставляя полученное значение \dot{N}_{δ} в уравнения равновесия фланцев вдоль оси x (67), получаем значения $\delta \dot{P}_{1x}$, $\delta \dot{P}_{2x}$. Таким образом, становится

возможным получить изгибающие моменты, действующие на детали соединения, и, как следствие, рассчитать их на прочность.

Суммарное контактное давление можно рассчитать таким же образом, как и на этапе нагружения соединения внутренним давлением:

$$q_{\Sigma j} = q_p - \frac{\delta \dot{P}_{ix} \sin \gamma}{2l_j},$$

где: $q_{\Sigma j}$ – суммарное контактное давление на соответствующей кромке уплотнения; q_p – суммарное контактное давление, полученное на этапе нагружения соединения внутренним давлением.

3.4. Осевая нагрузка разгерметизации соединения

Разгерметизация соединения вследствие отрыва одной из кромок уплотнения может быть вызвана не только воздействием внутреннего давления в магистрали, но и осевой силой, действующей на соединение [60]. Из предыдущих этапов решения задачи (на этапе затяжки соединения и подачи давления в магистраль) известны приращения осевых составляющих контактных усилий, вызванных действием внутреннего давления: δP_{1x} и δP_{2x} . Найдём значение осевого усилия t_x , при котором наступает разгерметизация соединения. Отрыв одной из кромок уплотнения от поверхности фланца математически будет выражаться следующим образом:

$$P_{ix} - \delta P_{ix} - \delta \dot{P}_{ix} = 0$$

или:

$$\delta \dot{P}_{ix} = P_{ix} - \delta P_{ix}.$$

Поскольку, как было сказано выше, величины в правой части уравнения известны, очевидно, что известна и их разность. Поэтому, для сокращения записи при последующих выводах принимаем:

в случае отрыва верхней кромки уплотнения: $\delta \dot{P}_{1x} = P_{1x} - \delta P_{1x} = G_1$;

в случае отрыва нижней кромки уплотнения: $\delta \dot{P}_{2x} = P_{2x} - \delta P_{2x} = G_2$.

Как следует из преобразований выражений для изгибающих моментов, действующих на детали соединения, приведённых в Параграфе 3.3, вне зависимости от значения $\delta\dot{P}_{ix}$ вместо произведения $\delta\dot{P}_{ix}r_i$ подставляется выражение $(r_s t_x - \frac{n}{2\pi} \dot{N}_6)$. Также вследствие идентичности расчётных схем вывода выражений для δQ_{it} и δm_{it} , выражения для данных силовых факторов будут иметь такой же вид, что и в преобразованиях, приведённых в Параграфе 3.3.

Это происходит потому, что, в отличие от этапа нагружения соединения внутренним давлением, в расчётной схеме фланцевого соединения на этапе нагружения осевой силой отсутствует радиальная составляющая приращения нагрузки на контакте уплотнения и фланца δN_{ir} , наличие которой и вызывало различия в выводах выражений для δQ_{it} и δm_{it} при разных исходных данных в случае с нагружением соединения внутренним давлением.

Вследствие всего вышперечисленного выражения для изгибающих моментов после преобразований примут тот же вид, что и в выкладках, приведённых в Параграфе 3.3, и подставляться они будут в то же уравнение совместности перемещений. Поэтому, соотношение между приращением силы, действующей на болты, и распределённой осевой силой, действующей на окружности r_s , останется неизменным по сравнению с предыдущими выкладками. Единственное различие: в выражении для отрыва верхней кромки вместо t_x будет иметь место $t_{xг}$ – осевая сила, вызывающая отрыв верхней кромки; в выражении для отрыва нижней кромки будет иметь место $t_{xг}^*$ – осевая сила, вызывающая отрыв нижней кромки.

Таким образом, для будущих выводов можно записать соотношения:

При отрыве верхней кромки:

$$\dot{N}_6 = Y_t t_{xг}$$

При этом:

$$Y_t = \frac{\Omega_{1t}(r_6 - r_1) + \Omega_{3t}(r_6 - r_2) - \frac{EI_3}{I_{32}(\varepsilon)}\Omega_{2t}(r_1 - r_2)}{EI_3 \left(\frac{\Theta_{2t}}{I_{32}(\varepsilon)}(r_1 - r_2) - \lambda_6 \right) - \Theta_{1t}(r_6 - r_1) - \Theta_{3t}(r_6 - r_2)}$$

Аналогично при отрыве нижней кромки:

$$\dot{N}_6 = Y_t t_{x\Gamma}^*$$

Запишем систему уравнений равновесия фланцев при отрыве верхней кромки уплотнения с учётом вышеуказанных преобразований:

$$\begin{cases} r_1 G_1 = r_s t_{x\Gamma} - \frac{n}{2\pi} Y_t t_{x\Gamma} \\ r_2 \delta \dot{P}_{2x} = r_s t_{x\Gamma} - \frac{n}{2\pi} Y_t t_{x\Gamma} \end{cases}$$

Имеем 2 уравнения и 2 неизвестных: $t_{x\Gamma}$, $\delta \dot{P}_{2x}$. Выражаем из первого уравнения $t_{x\Gamma}$. Получаем:

$$t_{x\Gamma} = \frac{r_1 G_1}{r_s - n Y_t / 2\pi}$$

Пользуясь тем, что правые части обоих уравнений одинаковы, можно легко выразить $\delta \dot{P}_{2x}$:

$$\delta \dot{P}_{2x} = \frac{r_1}{r_2} G_1$$

Аналогично запишем систему уравнений равновесия фланцев при отрыве нижней кромки уплотнения:

$$\begin{cases} r_1 \delta \dot{P}_{1x} = r_s t_{x\Gamma}^* - \frac{n}{2\pi} Y_t t_{x\Gamma}^* \\ r_2 G_2 = r_s t_{x\Gamma}^* - \frac{n}{2\pi} Y_t t_{x\Gamma}^* \end{cases}$$

Выражаем $t_{x\Gamma}^*$ из первого уравнения системы:

$$t_{x\Gamma}^* = \frac{r_2 G_2}{r_s - n Y_t / 2\pi}$$

Пользуясь одинаковостью правых частей уравнений, выражаем $\delta \dot{P}_{1x}$:

$$\delta \dot{P}_{1x} = \frac{r_2}{r_1} G_2$$

Как и в случае с давлением разгерметизации, осевой силой, приводящей к разгерметизации соединения, будем считать наименьшую из двух полученных сил:

$$t_{\text{разгерметизации}} = \min(t_{xг}, t_{xг}^*) .$$

Выводы по главе 3

1. Рассмотрены и получены решения конструкционно-контактных задач в обосновании прочности и герметичности фланцевых соединений.

2. На основе теории Бицено – осесимметричной деформации колец большой кривизны из условий равновесия уплотняемого узла с учетом его затяжки болтами при нагружении соединения внутренним давлением и упругой разгрузки получены соотношения силовых факторов и результирующего давления в месте контакта уплотнения и фланца, используемые в дальнейшем для оценки степени герметичности узлового стыка.

3. На основе изложенной методики при нагружении соединения внутренним давлением и упругой разгрузки получены соотношения силовых факторов и контактного давления на кромке уплотнения для случая нагружения фланцевого соединения внешней осевой силой и упругой разгрузке

4. Рассмотрены случаи разгерметизации соединения при отрыве кромки уплотнения. Получены формулы для расчета давления разгерметизации от действия осевой силы, приводящей к разгерметизации соединения.

ГЛАВА 4. МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЁТА НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ УПЛОТНЕНИЕМ С ВРЕЗАЮЩИМИСЯ ЭЛЕМЕНТАМИ

4.1. Моделирование массопереноса рабочей среды при представлении шероховатого межповерхностного пространства эквивалентным пористым слоем

Расчёты доказывают, что даже при небольших усилиях поджатия отношение средней длины свободного пробега молекул среды к характерному размеру микроканалов стыка соответствует ламинарному режиму течения жидкости или газа при давлении не ниже 0,1 МПа и температуре от – 60 до +300 °С [75], то есть для обычных условий работы фланцевых соединений с металлическими деформируемыми уплотнениями.

В качестве расчётной модели представим шероховатое межповерхностное пространство уплотняемого стыка в виде эквивалентного пористого слоя, характеристики которого изменяются по мере сближения контактных поверхностей.

В соответствии с уравнением фильтрационного потока в условиях стационарного изотермического ламинарного течения, объёмный расход жидкости в мм³/с через кольцевой контакт в радиальном направлении определяется следующим выражением [57, 75 – 79]:

$$Q_V^{(ж)} = \frac{2\pi h_{сл} K}{\mu_t \ln(r_b / r_a)} (p - p_0), \quad (4.1)$$

где: $h_{сл}$ – толщина эквивалентного пористого слоя в мм под нагрузкой; μ_t – коэффициент вязкости среды при температуре t в МПа × с; r_a , r_b – внутренний и наружный радиус фактического контакта в мм; p , p_0 – давление жидкости перед уплотнением и на выходе из него в МПа; K – коэффициент проницаемости пористого слоя, характеризующий его

способность пропускать через себя уплотняемую среду под действием перепада давления, в мм² [57, 75, 78, 80].

Коэффициент проницаемости слоя [57, 75] согласно теории гидравлического радиуса определяется известным уравнением Козени:

$$K = U \frac{m_{\text{сл}}^2}{B_{\text{сл}}^2} \quad (4.2)$$

где: $B_{\text{сл}}$ – удельная поверхность соприкосновения материала с уплотняемой средой в 1/мм; $m_{\text{сл}}$, U – соответственно пористость и постоянная Кармана.

$$U = 0,2 \div 0,22.$$

Основные свойства газов в зависимости от давления существенно различаются из-за характерных особенностей межмолекулярного взаимодействия, что влечёт за собой изменение форм движения, т.е. величины массопереноса. Однако, при нормальном и повышенном давлении отмечается сходство свойств жидкостей и газов, характеризующих их сопротивляемость течению, хотя проникающая способность газов по сравнению с жидкостями значительно выше.

В соответствии с работой [57] для ламинарного потока при давлении свыше 1 атм. объёмный расход газовой среды, отнесённый к атмосферному давлению $p_{\text{атм}}$, в результате проникновения через уплотнение равен:

$$Q_V^{(r)} = 1,36 \frac{Kh_{\text{сл}}(p^2 - p_0^2)}{\mu_t p_{\text{атм}} \times \ln(r_b/r_a)}. \quad (4.3)$$

При малой протяжённости контакта $l_{\text{к}}$ для деформируемых металлических уплотнений с врезающимися элементами формулы (4.1), (4.3) преобразуются так:

$$l_{\text{к}} = r_b - r_a; r_b = r_a + l_{\text{к}}.$$

Следовательно:

$$\frac{r_b}{r_a} = \frac{r_a + l_{\text{к}}}{r_a} = 1 + \frac{l_{\text{к}}}{r_a}.$$

Поскольку длина контакта l_k значительно меньше радиуса контакта r_a (разница – как минимум 1 порядок), величину $\frac{l_k}{r_a}$ можно считать малой. Следовательно $\ln(r_b/r_a)$ можно разложить в ряд:

$$\ln(r_b/r_a) = \ln\left(1 + \frac{l_k}{r_a}\right) = \frac{l_k}{r_a} - \frac{1}{2}\left(\frac{l_k}{r_a}\right)^2 + \frac{1}{3}\left(\frac{l_k}{r_a}\right)^3 - \frac{1}{4}\left(\frac{l_k}{r_a}\right)^4 + \dots$$

Таким образом, ограничившись первым членом, получаем

$$Q_V^{(ж)} = \frac{2\pi K h_{сл} \rho_k}{\mu_t \times l_k} (p - p_0); \quad (4.4)$$

$$Q_V^{(г)} = \frac{1,36 K h_{сл} \rho_k (p^2 - p_0^2)}{\mu_t \times l_k \quad p_{атм}},$$

где ρ_k – радиус точки контакта. $\rho_k \approx r_a$.

Величина утечки уплотняемой среды из соединения за время τ равна $L_V = Q_V \tau$. Перевод объёмных утечек L_V в массовые L_M осуществляется из соотношения $L_M = L_V \times \gamma$, где γ – плотность рабочего тела. Для большинства жидкостей $\gamma_{ж} = 0,7 \div 1,2 \text{ г/см}^3$.

Эффективность герметизации уплотнения при учёте размеров можно оценить значением проницаемости контакта в мм^3 .

$$\Pi = \frac{2\pi h_{сл} \rho_k}{l_k}. \quad (4.5)$$

$$\rho_k = \frac{r_a + r_b}{2}.$$

При уплотнении фланцев металлическими деформируемыми уплотнениями обычно принимают, что оба стыка имеют одинаковые параметры шероховатости контактных поверхностей. В этом случае расход жидкости и газа, вычисляемый по формулам (4.1) или (4.3), удваивается.

Взаимосвязь коэффициента проницаемости пористого слоя с величиной контактного сближения и параметрами микрорельефа уплотняемых поверхностей определяется в соответствии с принятой математической моделью формирования уплотняемого стыка.

4.2. Коэффициент проницаемости металл-металлического контакта

Будем полагать, что при внедрении твёрдых кромок в уплотняемые поверхности фланцев в результате пластического течения металла вновь образующиеся поверхности являются практически гладкими. Поэтому контактное сближение шероховатого межповерхностного пространства деталей реализуется только за счёт деформации неровностей врезающихся элементов уплотнения.

Наиболее достоверным способом описания реального распределения материала по высоте микрорельефа является построение кривой опорной поверхности [81] в результате статистической обработки профилограммы. В нашем случае опорную кривую целесообразно представить в виде двух участков. Начальный участок задают зависимостью типа

$$\eta(\varepsilon) = b_n \varepsilon^v \text{ при } 0 \leq \varepsilon \leq 0,35, \quad (4.6)$$

где: ε – величина относительного контактного сближения поверхностей; $\eta(\varepsilon)$ – относительная площадь контакта на базовой длине; b_n , v – коэффициенты начального участка кривой опорной поверхности.

Соответственно, ниже точки перегиба $\varepsilon \geq \varepsilon_n$ имеем

$$\eta(\varepsilon) = b_n \varepsilon_n^v + b_0 (\varepsilon - \varepsilon_n)^{v_0} \text{ при } \varepsilon_n \leq \varepsilon \leq 1 \quad (4.7)$$

где: b_0 , v_0 – коэффициенты нижнего участка опорной кривой, также определяемые при обработке профилограмм. Если приближённо нижнюю часть выступов представить в виде конической поверхности ($v_0 = 1$), то из уравнения (4.7) при граничных условиях $\varepsilon = 1$; $\eta(\varepsilon) = 1$ получаем [29, 80]:

$$b_0 = \frac{1 - b_n \varepsilon_n^v}{1 - \varepsilon_n} = 1,54(1 - 0,35^v b_n) \quad (4.8)$$

Отметим, что это равенство справедливо только при $b_n < 0,35^{-v}$; причём наибольшая величина b_0 не превышает значения 1,54.

Приведённые соотношения выведены исходя из предположения об одинаковой обработке контактирующих поверхностей.

Для контакта шероховатой поверхности с гладкой параметры эквивалентной шероховатости определяются равенствами:

$$Rz = \frac{1}{2}Rz_2; \nu = \nu_2; b_n = b_{n2}; b_0 = b_{02} \quad (4.9)$$

Для металл-металлического контакта с соизмеримыми значениями твёрдости уплотняемых поверхностей деталей для вероятностного распределения неровностей по радиусу стыка в работе [57], исходя из геометрических построений, получаем следующие формулы для вычисления проницаемости эквивалентного пористого слоя (уравнение Козени):

$$m_{сл} = 1 - \frac{2}{2-\varepsilon} \dot{Y}(\varepsilon_n) \quad (4.10)$$

$$B_{сл} = \frac{2[1 - \frac{b_n \varepsilon^{v+\frac{2}{3}}}{(v+2)^{2/3}}]}{Rz_2 \times \sin(\beta_{пр}/2) \times \sin(\beta_{поп}/2) \times \dot{Y}(\varepsilon_n)}, \quad (4.11)$$

где $\beta_{пр}$, $\beta_{поп}$ – средние значения углов при вершинах профиля продольной и поперечной шероховатости.

В соотношениях (4.10), (4.11) введено обозначение

$$\dot{Y}(\varepsilon_n) = \frac{b_n}{v+1} \varepsilon_n^{v+1} + b_n (1 - \varepsilon_n) \varepsilon_n^v + \frac{b_0}{v_0+1} (1 - \varepsilon_n)^{v_0+1}, \quad (4.12)$$

где $\varepsilon_n = 0,35$.

Отметим, что при учёте уменьшения объёма металла в пористом слое за счёт контактного сближения сопрягаемых поверхностей уточнённое выражение (4.12) запишется так:

$$\dot{Y}_{\text{точ.}}(\varepsilon_n) = \dot{Y}(\varepsilon_n) - \frac{b_n \varepsilon_n^{v+2}}{2(v+1)(v+2)}. \quad (4.13)$$

С точностью, достаточной для решения технических задач, можно принять, что $\nu = 1,5$; $b_n = 1,5$; $b_0 = 1,062$. Отсюда $\dot{Y}(\varepsilon_n) = 0,4697$.

4.3. Контактное сближение в стыке в результате деформации шероховатости, толщина пористого слоя под нагрузкой и технология доводки кромок до высокой чистоты поверхности

Контактное сближение поверхностей δ_k определяется их прочностными свойствами и топографией микрорельефа кромок уплотнения.

При малой протяжённости уплотняемого стыка можно считать, что волнистость сопрягаемых поверхностей деталей отсутствует. В случае контакта шероховатой поверхности с гладкой для вычисления значения δ_k можно использовать приближённую формулу Карагельского И.В. [81], которая удовлетворительно коррелирует с результатами эксперимента при испытании стандартных образцов с плоскими поясками.

$$\delta_k = 4,1Ra_2 \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}, \quad (4.14)$$

где H_μ – микротвёрдость более мягкой поверхности фланца Ra_2 – параметр шероховатости поверхности кромок уплотнения; q – контактное давление в стыке.

Однако расчётное значение контактного сближения будет несколько завышенным т.к. формула (4.14) не учитывает реальное упрочнение металла в локальной зоне фланца при выдавливании канавки. В технических расчётах обычно принимают $H_\mu = HB$, где HB – твёрдость по Бринелю. Уравнение (4.14) справедливо, если местная деформативность шероховатости в уплотняемом стыке не зависит от общих деформаций деталей узла.

Отметим, что в работах [82, 83] получены иные выражения для определения δ_k в зависимости от модели формы выступов и распределения микронеровностей. Тем не менее, все расчётные значения контактного сближения достаточно близки друг к другу.

Врезание кромок уплотнения сопровождается значительным трением в результате относительного перемещения поверхностей при пластическом течении металла фланцев и выдавливании его в наплывы. Поэтому, в соответствии с теорией контактирования шероховатых поверхностей [81]:

$$\delta_{k(тр)} = \delta_k (2 \sqrt{1 + f_{тр}^2})^{1/\nu}, \quad (4.15)$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения, который для насыщенного пластического контакта составляет $0,25 \div 0,3$.

Таким образом, наибольшее значение $\delta_{к(тр)} = 1,63\delta_к$ при $\nu = 1,5$ и $f_{тр} = 0,3$.

Зависимость контактного сближения от величины давления в уплотняемом стыке при обжатии соединения описывается кривой «1» на рис. 4.1. При ослаблении узла в эксплуатации значение $\delta_к$ определяется по кривой разгрузки «2».

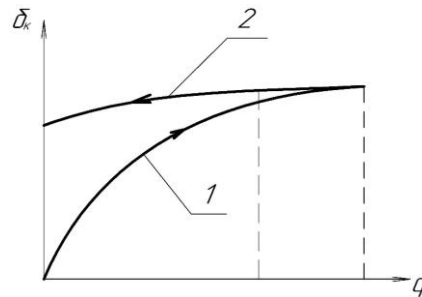


Рис. 4.1. Зависимости контактного сближения в уплотняемом стыке от давления на комках при нагружении и разгрузке

Из-за незначительной разницы между этими кривыми при высоком уровне давления величину $\delta_к$ удобно вычислять по кривой нагружения «1», что увеличивает надёжность расчёта.

При отсутствии волнистости контактное сближение поверхностей в уплотняемом стыке при деформации шероховатости связано с его относительной величиной равенством

$$\varepsilon = \frac{\delta_к}{Rz_2}. \quad (4.16)$$

Отсюда в качестве эквивалентной толщины пористого слоя под нагрузкой берут значение

$$h_{сл} = Rz_2(1 - \varepsilon). \quad (4.17)$$

При высокой чистоте обработки кромок уплотнения $1,6 \leq Rz \leq 6,3$ мкм. $Rz = 5Ra$ [82].

Для принятой модели шероховатого межповерхностного пространства доминирующим фактором являются высотные характеристики микровыступов. Так из анализа выражений (4.10), (4.11) следует, что коэффициент проницаемости контакта пропорционален высоте неровностей

в кубе Rz_2^3 . То есть за счёт увеличения чистоты обработки кромок уплотнения можно добиться снижения величины утечки рабочей среды на два порядка [57, 78, 80, 83, 84].

Механической или химической полировкой можно довести чистоты поверхности кромок до $Rz_2 = 0,40$ мкм. На производстве качество поверхности оценивают визуально по специальным, стеклянным эталонам, так как малые размеры кромки не позволяют использовать профилометр для проведения измерений шероховатости по Ra или Rz.

Из соотношения (4.10) для пористости следует, что $m_{сл} = 0$ при сближении

$$\varepsilon = 2[1 - \dot{Y}(\varepsilon_n)] \quad (4.18)$$

Таким образом, для реальных значений коэффициента опорной кривой микропрофиля кромки ε близко к 1. То есть для металл-металлического контакта уплотнения с фланцем полное закрытие пор и механическое перекрытие микрокапилляров уплотняемого стыка маловероятно, но возможно. Тем не менее, полная герметичность стыка не достигается, так как приведённые выражения отражают чисто механическую картину формирования контакта и не учитывает молекулярных явлений [57].

4.4. Вывод и анализ функции проницаемости контакта клиновидной кромки металлического уплотнения с фланцем

При проектировании уплотнения с одной или несколькими клиновидными кромками требуется решить задачу выбора угла клина. Это необходимо сделать таким образом, чтобы была обеспечена минимально возможная утечка герметизируемой среды через уплотняемый стык. Имеет место задача оптимизации параметра, которую удобно решать через поиск экстремума функции. Для этого необходимо вывести и исследовать функцию одной переменной, описывающую зависимость утечки герметизируемой

среды через уплотняемый стык от угла клиновидной кромки уплотнения, которую в дальнейшем будем называть *функцией проницаемости контакта*.

Рассмотрим клиновидную кромку металлического уплотнения с радиальной координатой острия клина ρ_{κ} и углом клина γ , внедряющуюся в тело фланца под действием осевой силы P_x , возникающей вследствие затяжки соединения (рис. 4.2).

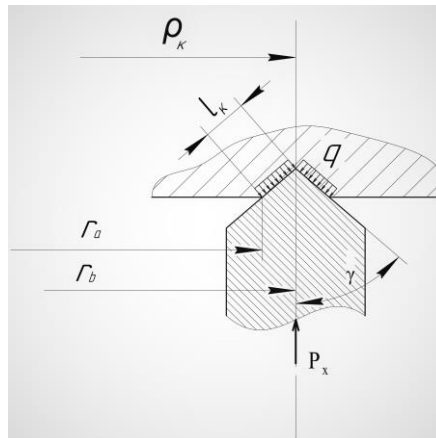


Рис. 4.2. Расчётная модель внедрения клиновидной кромки уплотнения в тело фланца

Величина ρ_{κ} также является средним радиусом пятна контакта. Кромка находится в равновесии в осевом направлении под действием контактного давления q , действующего со стороны фланца и осевой силы P_x . Длина пятна контакта одной грани клина с металлом фланца равна l_{κ} . Через стык уплотнения и фланца под действием давления герметизируемой среды p_{cp} происходит утечка жидкой или газообразной герметизируемой среды величиной $Q_V^{(ж)}$ или $Q_V^{(г)}$ соответственно. Давление p_{cp} задаём как избыточное по отношению к давлению внешней среды.

Основные допущения расчётной модели:

1) Общая длина пятна контакта $2l_{\kappa}$, как минимум, на 1 порядок меньше среднего радиуса контакта ρ_{κ} . Это допущение наложит лишь незначительные ограничения на практическое применение функции проницаемости контакта, вывод которой будет представлен далее, поскольку в большинстве соединений с металлическими уплотнениями, имеющими клиновидные

кромки, приведённое соотношение выполняется. Более того, чаще всего разница между $2l_k$ и ρ_k составляет 2 порядка.

2) Изменение контактного давления под действием внешних сил пренебрежимо мало по сравнению со значением контактного давления q , образовавшегося при затяжке соединения. Данная особенность также является широко распространённой во фланцевых соединениях, что делает допущение правомерным.

Необходимо получить функцию проницаемости контакта, показывающую зависимость утечки герметизируемой среды от γ , при этом она будет выражена в условных единицах измерения, которые будут показывать соотношение её величин при различных значениях угла γ . Для этого единственной переменной функции должен стать угол γ , а множители, не зависящие от γ , необходимо исключить. Поэтому, сразу исключим из выражений для утечек коэффициенты 2π ; 1,36. Также исключим μ_t , так как кинематическая вязкость жидкости или газа не может зависеть от угла кромки клина. По той же причине исключим $p_{атм}$. Поскольку, как было сказано выше, функция проницаемости контакта выражается в относительных величинах расхода, она не может быть записана как утечка герметизируемой среды. Поэтому, обозначим её через $\dot{\Gamma}$. Запишем функцию проницаемости контакта для жидкой и газообразной сред в текущем виде:

$$\dot{\Gamma}_ж = \frac{Kh_{сл}\rho_k}{l_k} (p - p_0); \quad (4.19)$$

$$\dot{\Gamma}_г = \frac{Kh_{сл}\rho_k}{l_k} (p^2 - p_0^2). \quad (4.20)$$

В качестве области определения функции $\dot{\Gamma}$ выберем значения углов γ , наиболее часто применяемые в клиновидных кромках металлических уплотнений а также те, которые гипотетически могут быть применены в будущем: $\gamma \in [22,5^\circ; 60^\circ]$.

Длина контакта одной грани клиновидной кромки уплотнения с фланцем l_k определяется исходя из уравнения равновесия клиновидной кромки под действием силы P_x и давления q :

$$l_k = \frac{P_x}{4\pi\rho_k \times q \times \sin(\gamma)}.$$

Запишем текущий вид функции проницаемости контакта для жидкой герметизируемой среды с учётом проведённых преобразований. Выражение (4.19) преобразуется к виду:

$$\begin{aligned} \dot{\Gamma}_ж &= \frac{K \left(Rz_y \left(1 - \frac{1,63 \times 4,1Ra_y \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}}{Rz_y} \right) \right) \rho_k \times 4\pi\rho_k \times q \times \sin(\gamma)}{P_x} (p - p_0) \\ &= \frac{4\pi\rho_k^2}{P_x} (K(Rz_y - 6,683Ra_y \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}) \times q \times \sin(\gamma)) (p - p_0) \end{aligned}$$

Исключим множитель $\frac{4\pi\rho_k^2}{P_x}$ как не зависящий от γ . Получим:

$$\dot{\Gamma}_ж = K(Rz_y - 6,683Ra_y \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}) \times q \times \sin(\gamma) \times (p - p_0). \quad (4.21)$$

Функция проницаемости контакта для газообразной среды (100) преобразуется аналогично вследствие схожести выражений:

$$\dot{\Gamma}_г = K(Rz_y - 6,683Ra_y \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}) \times q \times \sin(\gamma) \times (p^2 - p_0^2). \quad (4.22)$$

Исходя из структуры выражений для $\dot{\Gamma}_ж$, $\dot{\Gamma}_г$ и K , множитель, не зависящий от γ , исключённый из выражения для K , также исключается и в выражениях для $\dot{\Gamma}_ж$ и $\dot{\Gamma}_г$, поскольку в них K является отдельно вынесенным множителем. Поэтому, вместо величины K в уравнения (4.21) и (4.22) целесообразно подставить функцию \dot{K} , показывающую зависимость коэффициента проницаемости пористого слоя от угла γ и выраженную в условных единицах измерения. Сразу исключим из выражения для \dot{K} постоянную Кармана U как величину, не зависящую от γ .

Получим:

$$\dot{K} = \frac{m_{сл}^3}{B_{сл}^2} = \frac{(1 - \frac{2}{2-\varepsilon} \dot{Y}(\varepsilon_n))^3}{(2[1 - \frac{b_n \varepsilon^{v+\frac{2}{3}}}{(v+2)^{2/3}}])^2} \times (Rz_2 \times \sin(\beta_{пр}/2) \times \sin(\beta_{ноп}/2) \times \dot{Y}(\varepsilon_n))^2$$

Исключим множитель $\frac{(Rz_2 \times \sin(\beta_{пр}/2) \times \sin(\beta_{ноп}/2) \times \dot{Y}(\varepsilon_n))^2}{2}$ как не зависящий от γ .

С учётом значений коэффициентов кривой опорной поверхности и выражений для ε , $\delta_{к(тр)}$, δ_k получим:

$$\dot{K} = \frac{\left(1 - \frac{0,9394}{2-6,683} \frac{Ra_y}{Rz_y \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}}\right)^3}{\left(1 - 0,65 \left(6,683 \frac{Ra_y}{Rz_y \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}}\right)^{2,166}\right)^2} \quad (4.23)$$

Если принять $\sigma_{т.ф.} = const$, $H_\mu = const$, $Ra_y = const$, $Rz_y = const$, то получена функция одной переменной γ . При дальнейшей записи функции проницаемости контакта не будем раскрывать величину \dot{K} для удобства записи.

Рассмотрим множитель $(p - p_0)$ в выражении для $\dot{\Gamma}_{ж.}$. Как было сказано ранее, при расчёте утечки герметизируемой среды пользуемся тем, что её поток постоянен в любой точке контакта. Этим же законом воспользуемся при определении функции падения давления герметизируемой среды по длине контакта. Расчётная схема приведена на рис. 4.3.

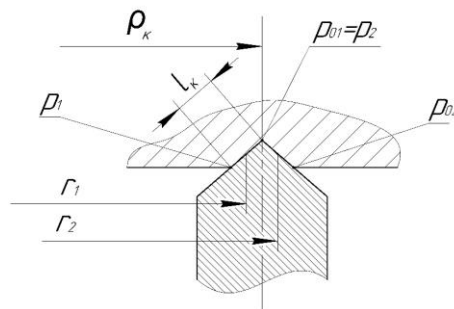


Рис. 4.3. Расчётная схема к определению функции падения давления герметизируемой среды по длине контакта

Закон постоянства расхода запишется следующим образом:

$$r_1 h_{сл1} K_1 (p_1 - p_{01}) = r_2 h_{сл2} K_2 (p_2 - p_{02}). \quad (4.24)$$

Поскольку давление герметизируемой среды внутри магистрали p_{cp} в данной расчётной схеме, как и в большинстве случаев, задано как избыточное, при решении уравнений, подобных выражению (4.24), принимается $p_1 = p_{cp}$; $p_{02} = 0$.

Так как длина контакта пренебрежимо мала по сравнению с радиусом контакта ρ_k , то можно принять $r_1 = r_2$. K и $h_{сл}$ зависят от параметров шероховатости, материала фланца и контактной нагрузки, которые постоянны по длине контакта. Следовательно $K_1 = K_2$; $h_{сл1} = h_{сл2}$. Поэтому будет справедливо равенство:

$$r_1 h_{сл1} K_1 = r_2 h_{сл2} K_2. \quad (4.25)$$

Разделим обе части выражения (4.24) на произведение $r_1 h_{сл1} K_1$.

Получим:

$$p_1 - p_{01} = p_2 - p_{02}. \quad (4.26)$$

Выражение (4.26) не зависит от γ , следовательно, в рассматриваемой расчётной модели угол γ и величины, являющиеся функцией γ , не влияют на функцию падения давления герметизируемой среды по длине контакта, а значит и на множитель $(p - p_0)$ в выражении для утечки герметизируемой среды. Это значит, что множитель $(p - p_0)$ не зависит от γ и может быть исключён из выражения для функции проницаемости контакта в случае с жидкой герметизируемой средой.

Аналогично для газообразной герметизируемой среды:

$$r_1 h_{сл1} K_1 (p_1^2 - p_{01}^2) = r_2 h_{сл2} K_2 (p_2^2 - p_{02}^2) . \quad (4.27)$$

Воспользуемся равенством (4.25) и разделим обе части выражения (4.27) на произведение $r_1 h_{сл1} K_1$. Получим:

$$p_1^2 - p_{01}^2 = p_2^2 - p_{02}^2 . \quad (4.28)$$

Как и в случае с жидкой герметизируемой средой, получаем, что выражение (4.28), определяющее функцию падения давления герметизируемой среды по длине контакта, не зависит от γ . Следовательно,

множитель $(p^2 - p_0^2)$ не зависит от γ , и его можно исключить из выражения для функции проницаемости контакта с газообразной герметизируемой средой.

С учётом проведённых преобразований выражения (4.21) и (4.22) принимают вид:

$$\begin{aligned} \dot{\Gamma}_{\text{ж}} &= \dot{K} (Rz_{\gamma} - 6,683Ra_{\gamma} \sqrt{\frac{q}{H_{\mu}}}) \times q \times \sin(\gamma) ; \\ \dot{\Gamma}_{\text{г}} &= \dot{K} (Rz_{\gamma} - 6,683Ra_{\gamma} \sqrt{\frac{q}{H_{\mu}}}) \times q \times \sin(\gamma) . \end{aligned}$$

Получены идентичные выражения для $\dot{\Gamma}_{\text{ж}}$ и $\dot{\Gamma}_{\text{г}}$.

Отсюда следует, что в рассматриваемой расчётной модели функция проницаемости контакта не зависит от агрегатного состояния герметизируемой среды и будет одинакова для жидкости и газа. Это означает, что угол кромки, обеспечивающий минимальную утечку жидкой герметизируемой среды, будет также обеспечивать минимальную утечку газообразной герметизируемой среды.

Исходя из вышесказанного, вернёмся к единому обозначению функции проницаемости контакта и запишем её текущий вид:

$$\dot{\Gamma} = \dot{K} (Rz_{\gamma} - 6,683Ra_{\gamma} \sqrt{\frac{q}{H_{\mu}}}) \times q \times \sin(\gamma). \quad (4.29)$$

Вспользуемся тем, что значения параметров шероховатости контактирующих поверхностей уплотняемых стыков в большинстве случаев подчиняются соотношению:

$$\frac{Rz}{Ra} = 5. \quad (4.30)$$

С учётом соотношения (4.30) выражения (4.23) и (4.29) преобразуются к виду:

$$\dot{K} = \frac{\left(1 - \frac{0,9394}{2 - 1,3366 \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}}\right)^3}{\left(1 - 0,65 \left(1,3366 \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}\right)^{2,166}\right)^2}. \quad (4.31)$$

$$\dot{\Gamma} = 5Ra_y \times \dot{K} \left(1 - 1,3366 \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}\right) \times q \times \sin(\gamma)$$

Из выражения для $\dot{\Gamma}$ исключаем множитель $5Ra_y$ как не зависящий от γ . Получаем:

$$\dot{\Gamma} = \dot{K} \left(1 - 1,3366 \sqrt{\frac{q}{H_\mu}}\right) \times q \times \sin(\gamma). \quad (4.32)$$

В случае, если соотношение (4.30) не выполняется, при поиске оптимального угла кромки следует воспользоваться выражениями (4.23) и (4.29).

Окончательный вид выражений для $\dot{\Gamma}$ и \dot{K} является достаточно удобным для оценки влияния угла кромки γ на величину утечки герметизируемой среды. Функция $\Psi(\gamma)$ задана в неявном виде и представить её в явном виде не представляется возможным. Поэтому, произведём исследование функции $\dot{\Gamma}(\gamma)$ путём построения её возможных графиков и их анализа, пользуясь выражениями (4.31) и (4.32). Оценим, как изменяется график функции при различных значениях $\sigma_{т.ф.}$ и H_μ .

В таблицах 4.1 – 4.4 описано построение графиков функции $\dot{\Gamma}(\gamma)$ по точкам при разных значениях $\sigma_{т.ф.}$ и при фиксированном значении $H_\mu = 1900$ МПа. На рис. 4.4 – 4.7 изображены графики этих функций.

Таблица 4.1

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при

$$H_{\mu} = 1900 \text{ МПа}, \sigma_{\text{т.ф.}} = 225 \text{ МПа.}$$

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$ (МПа)
22,50	45	0,3925	0,189	308,9914	0,066121	3,60254
23,00	46	0,401222222	0,196	310,8105	0,065907	3,675283
23,50	47	0,409944444	0,203	312,6296	0,065693	3,747481
24,00	48	0,418666667	0,21	314,4488	0,065479	3,819121
24,50	49	0,427388889	0,217	316,2679	0,065267	3,890192
25,00	50	0,436111111	0,225	318,3469	0,065024	3,960119
25,50	51	0,444833333	0,232	320,166	0,064812	4,029984
26,00	52	0,453555556	0,24	322,245	0,064571	4,098615
26,50	53	0,462277778	0,247	324,0641	0,06436	4,167227
27,00	54	0,471	0,255	326,1431	0,06412	4,234514
27,50	55	0,479722222	0,263	328,2221	0,06388	4,301092
28,00	56	0,488444444	0,271	330,3011	0,063641	4,366949
28,50	57	0,497166667	0,278	332,1203	0,063433	4,432883
29,00	58	0,505888889	0,286	334,1993	0,063195	4,497303
29,50	59	0,514611111	0,295	336,5381	0,062928	4,560081
30,00	60	0,523333333	0,303	338,6171	0,062692	4,622941
30,50	61	0,532055556	0,311	340,6961	0,062456	4,685023
31,00	62	0,540777778	0,319	342,7751	0,062221	4,746318
31,50	63	0,5495	0,327	344,8541	0,061986	4,806816
32,00	64	0,558222222	0,336	347,193	0,061723	4,865417
32,50	65	0,566944444	0,344	349,272	0,061489	4,924249
33,00	66	0,575666667	0,353	351,6109	0,061227	4,98108
33,50	67	0,584388889	0,361	353,6899	0,060995	5,038206
34,00	68	0,593111111	0,37	356,0288	0,060734	5,093226
34,50	69	0,601833333	0,379	358,3676	0,060474	5,147305
35,00	70	0,610555556	0,388	360,7065	0,060214	5,200433
35,50	71	0,619277778	0,396	362,7855	0,059984	5,253998
36,00	72	0,628	0,405	365,1244	0,059726	5,305243
36,50	73	0,636722222	0,414	367,4633	0,059468	5,355512
37,00	74	0,645444444	0,423	369,8021	0,059211	5,404797
37,50	75	0,654166667	0,432	372,141	0,058955	5,45309

38,00	76	0,662888889	0,442	374,7398	0,05867	5,498754
38,50	77	0,671611111	0,451	377,0786	0,058415	5,544995
39,00	78	0,680333333	0,46	379,4175	0,058161	5,590223
39,50	79	0,689055556	0,469	381,7564	0,057907	5,634432
40,00	80	0,697777778	0,479	384,3551	0,057625	5,675793
40,50	81	0,7065	0,488	386,694	0,057372	5,717899
41,00	82	0,715222222	0,497	389,0329	0,05712	5,758968
41,50	83	0,723944444	0,507	391,6316	0,05684	5,797028
42,00	84	0,732666667	0,517	394,2304	0,056561	5,833944
42,50	85	0,741388889	0,526	396,5693	0,056311	5,871781
43,00	86	0,750111111	0,536	399,168	0,056033	5,906447
43,50	87	0,758833333	0,545	401,5069	0,055784	5,942125
44,00	88	0,767555556	0,555	404,1056	0,055507	5,974525
44,50	89	0,776277778	0,565	406,7044	0,055231	6,005763
45,00	90	0,785	0,575	409,3031	0,054956	6,035836
45,50	91	0,793722222	0,585	411,9019	0,054681	6,064742
46,00	92	0,802444444	0,595	414,5006	0,054407	6,09248
46,50	93	0,811166667	0,605	417,0994	0,054133	6,119047
47,00	94	0,819888889	0,615	419,6981	0,05386	6,144443
47,50	95	0,828611111	0,625	422,2969	0,053588	6,168667
48,00	96	0,837333333	0,635	424,8956	0,053316	6,191718
48,50	97	0,846055556	0,645	427,4944	0,053045	6,213598
49,00	98	0,854777778	0,655	430,0931	0,052774	6,234306
49,50	99	0,8635	0,665	432,6919	0,052504	6,253842
50,00	100	0,872222222	0,675	435,2906	0,052234	6,272209
50,50	101	0,880944444	0,686	438,1493	0,051938	6,28654
51,00	102	0,889666667	0,696	440,748	0,051669	6,302524
51,50	103	0,898388889	0,706	443,3468	0,051401	6,317342
52,00	104	0,907111111	0,717	446,2054	0,051106	6,327987
52,50	105	0,915833333	0,727	448,8041	0,050839	6,340437
53,00	106	0,924555556	0,738	451,6628	0,050546	6,348623
53,50	107	0,933277778	0,748	454,2615	0,05028	6,358719
54,00	108	0,942	0,759	457,1201	0,049988	6,364464
54,50	109	0,950722222	0,769	459,7189	0,049723	6,372222
55,00	110	0,959444444	0,78	462,5775	0,049431	6,375545
55,50	111	0,968166667	0,79	465,1763	0,049167	6,380985

56,00	112	0,976888889	0,801	468,0349	0,048877	6,381909
56,50	113	0,985611111	0,812	470,8935	0,048588	6,381619
57,00	114	0,994333333	0,822	473,4923	0,048325	6,383601
57,50	115	1,003055556	0,833	476,3509	0,048036	6,380952
58,00	116	1,011777778	0,844	479,2095	0,047748	6,37711
58,50	117	1,0205	0,855	482,0681	0,047461	6,372086
59,00	118	1,029222222	0,866	484,9268	0,047174	6,365887
59,50	119	1,037944444	0,876	487,5255	0,046913	6,362217
60,00	120	1,046666667	0,887	490,3841	0,046627	6,353737

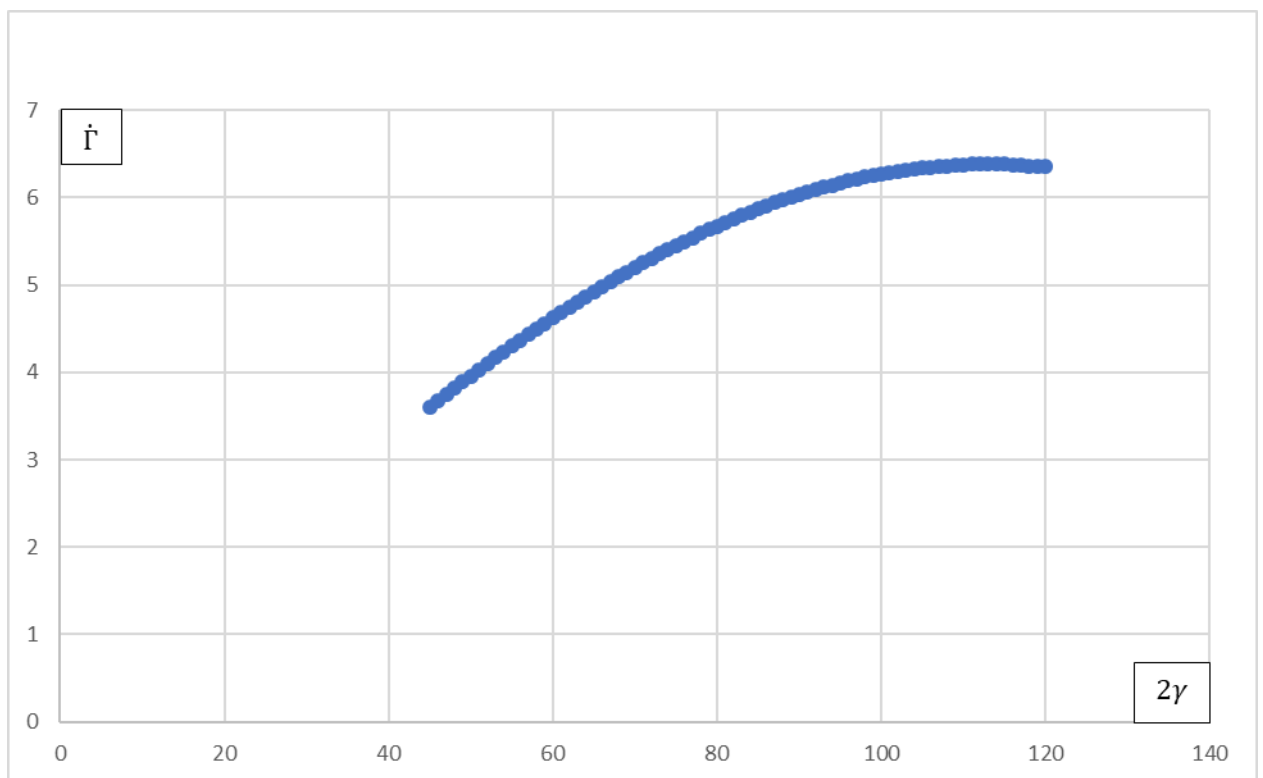


Рис. 4.4. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $H_{\mu} = 1900$ МПа, $\sigma_{т.ф.} = 225$ МПа.

Таблица 4.2

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $H_{\mu} = 1900$ МПа, $\sigma_{т.ф.} = 300$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	411,9885	0,054672	3,253243
23,00	46	0,401222222	0,196	414,414	0,054416	3,309467

23,50	47	0,409944444	0,203	416,8395	0,054161	3,364793
24,00	48	0,418666667	0,21	419,265	0,053906	3,419213
24,50	49	0,427388889	0,217	421,6905	0,053651	3,472719
25,00	50	0,436111111	0,225	424,4625	0,053361	3,523319
25,50	51	0,444833333	0,232	426,888	0,053108	3,574913
26,00	52	0,453555556	0,24	429,66	0,052819	3,623467
26,50	53	0,462277778	0,247	432,0855	0,052567	3,673117
27,00	54	0,471	0,255	434,8575	0,052279	3,719594
27,50	55	0,479722222	0,263	437,6295	0,051991	3,76499
28,00	56	0,488444444	0,271	440,4015	0,051705	3,8093
28,50	57	0,497166667	0,278	442,827	0,051454	3,854921
29,00	58	0,505888889	0,286	445,599	0,051169	3,8971
29,50	59	0,514611111	0,295	448,7175	0,050848	3,935643
30,00	60	0,523333333	0,303	451,4895	0,050564	3,975544
30,50	61	0,532055556	0,311	454,2615	0,05028	4,014329
31,00	62	0,540777778	0,319	457,0335	0,049997	4,051995
31,50	63	0,5495	0,327	459,8055	0,049714	4,088538
32,00	64	0,558222222	0,336	462,924	0,049396	4,121108
32,50	65	0,566944444	0,344	465,696	0,049114	4,155331
33,00	66	0,575666667	0,353	468,8145	0,048798	4,185449
33,50	67	0,584388889	0,361	471,5865	0,048518	4,217341
34,00	68	0,593111111	0,37	474,705	0,048202	4,244998
34,50	69	0,601833333	0,379	477,8235	0,047888	4,271389
35,00	70	0,610555556	0,388	480,942	0,047574	4,296515
35,50	71	0,619277778	0,396	483,714	0,047295	4,323668
36,00	72	0,628	0,405	486,8325	0,046983	4,346327
36,50	73	0,636722222	0,414	489,951	0,046671	4,367722
37,00	74	0,645444444	0,423	493,0695	0,046359	4,387853
37,50	75	0,654166667	0,432	496,188	0,046048	4,406724
38,00	76	0,662888889	0,442	499,653	0,045703	4,42073
38,50	77	0,671611111	0,451	502,7715	0,045393	4,437024
39,00	78	0,680333333	0,46	505,89	0,045084	4,452066
39,50	79	0,689055556	0,469	509,0085	0,044775	4,465859
40,00	80	0,697777778	0,479	512,4735	0,044433	4,474556
40,50	81	0,7065	0,488	515,592	0,044125	4,485805

41,00	82	0,715222222	0,497	518,7105	0,043818	4,495821
41,50	83	0,723944444	0,507	522,1755	0,043477	4,500577
42,00	84	0,732666667	0,517	525,6405	0,043137	4,503992
42,50	85	0,741388889	0,526	528,759	0,042832	4,510226
43,00	86	0,750111111	0,536	532,224	0,042493	4,511046
43,50	87	0,758833333	0,545	535,3425	0,042189	4,514815
44,00	88	0,767555556	0,555	538,8075	0,041851	4,513075
44,50	89	0,776277778	0,565	542,2725	0,041514	4,51004
45,00	90	0,785	0,575	545,7375	0,041178	4,505722
45,50	91	0,793722222	0,585	549,2025	0,040842	4,500133
46,00	92	0,802444444	0,595	552,6675	0,040507	4,493284
46,50	93	0,811166667	0,605	556,1325	0,040172	4,485188
47,00	94	0,819888889	0,615	559,5975	0,039838	4,475858
47,50	95	0,828611111	0,625	563,0625	0,039505	4,465307
48,00	96	0,837333333	0,635	566,5275	0,039172	4,453549
48,50	97	0,846055556	0,645	569,9925	0,03884	4,440599
49,00	98	0,854777778	0,655	573,4575	0,038508	4,426471
49,50	99	0,8635	0,665	576,9225	0,038177	4,411179
50,00	100	0,872222222	0,675	580,3875	0,037847	4,394741
50,50	101	0,880944444	0,686	584,199	0,037484	4,372207
51,00	102	0,889666667	0,696	587,664	0,037154	4,35348
51,50	103	0,898388889	0,706	591,129	0,036826	4,333655
52,00	104	0,907111111	0,717	594,9405	0,036465	4,307665
52,50	105	0,915833333	0,727	598,4055	0,036137	4,28566
53,00	106	0,924555556	0,738	602,217	0,035778	4,257451
53,50	107	0,933277778	0,748	605,682	0,035451	4,233341
54,00	108	0,942	0,759	609,4935	0,035093	4,202996
54,50	109	0,950722222	0,769	612,9585	0,034768	4,176862
55,00	110	0,959444444	0,78	616,77	0,034411	4,144467
55,50	111	0,968166667	0,79	620,235	0,034087	4,116391
56,00	112	0,976888889	0,801	624,0465	0,033731	4,082036
56,50	113	0,985611111	0,812	627,858	0,033376	4,046723
57,00	114	0,994333333	0,822	631,323	0,033054	4,01588
57,50	115	1,003055556	0,833	635,1345	0,0327	3,978748
58,00	116	1,011777778	0,844	638,946	0,032347	3,94073

58,50	117	1,0205	0,855	642,7575	0,031995	3,901854
59,00	118	1,029222222	0,866	646,569	0,031644	3,862145
59,50	119	1,037944444	0,876	650,034	0,031325	3,827136
60,00	120	1,046666667	0,887	653,8455	0,030975	3,785856

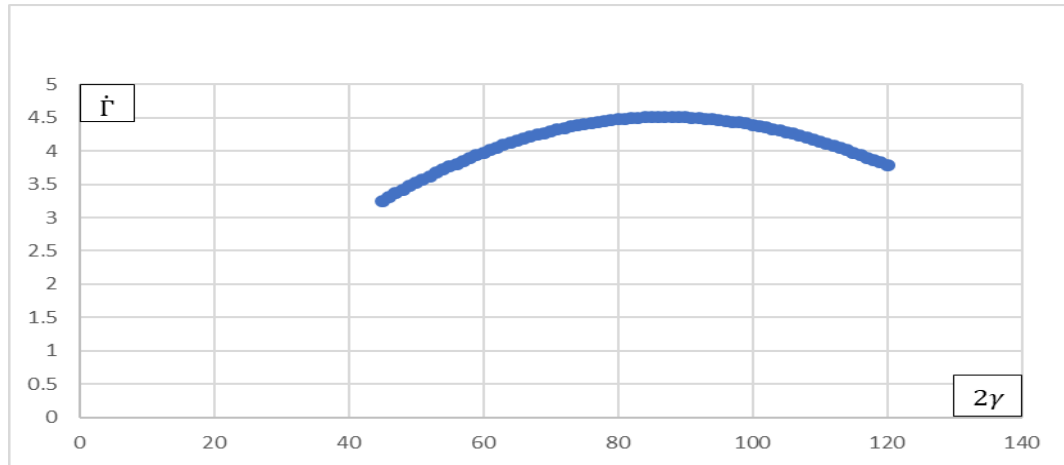


Рис. 4.5. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $H_{\mu} = 1900$ МПа,
 $\sigma_{т.ф.} = 300$ МПа.

Таблица 4.3

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при
 $H_{\mu} = 1900$ МПа, $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	521,8521	0,043509	2,601223
23,00	46	0,401222222	0,196	524,9244	0,043208	2,634814
23,50	47	0,409944444	0,203	527,9967	0,042907	2,667243
24,00	48	0,418666667	0,21	531,069	0,042606	2,698511
24,50	49	0,427388889	0,217	534,1413	0,042306	2,728615
25,00	50	0,436111111	0,225	537,6525	0,041964	2,754233
25,50	51	0,444833333	0,232	540,7248	0,041665	2,781936
26,00	52	0,453555556	0,24	544,236	0,041324	2,805006
26,50	53	0,462277778	0,247	547,3083	0,041026	2,830313
27,00	54	0,471	0,255	550,8195	0,040686	2,850843
27,50	55	0,479722222	0,263	554,3307	0,040346	2,870069
28,00	56	0,488444444	0,271	557,8419	0,040007	2,887997
28,50	57	0,497166667	0,278	560,9142	0,039712	2,908467

29,00	58	0,505888889	0,286	564,4254	0,039374	2,923884
29,50	59	0,514611111	0,295	568,3755	0,038995	2,934037
30,00	60	0,523333333	0,303	571,8867	0,038659	2,946822
30,50	61	0,532055556	0,311	575,3979	0,038323	2,958338
31,00	62	0,540777778	0,319	578,9091	0,037988	2,968591
31,50	63	0,5495	0,327	582,4203	0,037653	2,977591
32,00	64	0,558222222	0,336	586,3704	0,037277	2,981024
32,50	65	0,566944444	0,344	589,8816	0,036944	2,987475
33,00	66	0,575666667	0,353	593,8317	0,03657	2,98825
33,50	67	0,584388889	0,361	597,3429	0,036238	2,992197
34,00	68	0,593111111	0,37	601,293	0,035865	2,990364
34,50	69	0,601833333	0,379	605,2431	0,035492	2,987216
35,00	70	0,610555556	0,388	609,1932	0,035121	2,982768
35,50	71	0,619277778	0,396	612,7044	0,034791	2,981792
36,00	72	0,628	0,405	616,6545	0,034421	2,974852
36,50	73	0,636722222	0,414	620,6046	0,034052	2,966661
37,00	74	0,645444444	0,423	624,5547	0,033684	2,957237
37,50	75	0,654166667	0,432	628,5048	0,033316	2,946599
38,00	76	0,662888889	0,442	632,8938	0,032908	2,929743
38,50	77	0,671611111	0,451	636,8439	0,032542	2,916684
39,00	78	0,680333333	0,46	640,794	0,032176	2,902472
39,50	79	0,689055556	0,469	644,7441	0,031812	2,887127
40,00	80	0,697777778	0,479	649,1331	0,031408	2,865463
40,50	81	0,7065	0,488	653,0832	0,031045	2,847873
41,00	82	0,715222222	0,497	657,0333	0,030682	2,829217
41,50	83	0,723944444	0,507	661,4223	0,030281	2,804192
42,00	84	0,732666667	0,517	665,8113	0,02988	2,778077
42,50	85	0,741388889	0,526	669,7614	0,029521	2,756291
43,00	86	0,750111111	0,536	674,1504	0,029122	2,728114
43,50	87	0,758833333	0,545	678,1005	0,028764	2,704385
44,00	88	0,767555556	0,555	682,4895	0,028367	2,674259
44,50	89	0,776277778	0,565	686,8785	0,027972	2,643192
45,00	90	0,785	0,575	691,2675	0,027577	2,611216
45,50	91	0,793722222	0,585	695,6565	0,027184	2,578364
46,00	92	0,802444444	0,595	700,0455	0,026791	2,544669

46,50	93	0,811166667	0,605	704,4345	0,0264	2,510163
47,00	94	0,819888889	0,615	708,8235	0,02601	2,474882
47,50	95	0,828611111	0,625	713,2125	0,025621	2,43886
48,00	96	0,837333333	0,635	717,6015	0,025234	2,40213
48,50	97	0,846055556	0,645	721,9905	0,024847	2,364729
49,00	98	0,854777778	0,655	726,3795	0,024462	2,326691
49,50	99	0,8635	0,665	730,7685	0,024078	2,288051
50,00	100	0,872222222	0,675	735,1575	0,023695	2,248846
50,50	101	0,880944444	0,686	739,9854	0,023275	2,203526
51,00	102	0,889666667	0,696	744,3744	0,022895	2,163307
51,50	103	0,898388889	0,706	748,7634	0,022516	2,122633
52,00	104	0,907111111	0,717	753,5913	0,022101	2,075996
52,50	105	0,915833333	0,727	757,9803	0,021726	2,034539
53,00	106	0,924555556	0,738	762,8082	0,021314	1,987237
53,50	107	0,933277778	0,748	767,1972	0,020941	1,945154
54,00	108	0,942	0,759	772,0251	0,020533	1,897354
54,50	109	0,950722222	0,769	776,4141	0,020163	1,854803
55,00	110	0,959444444	0,78	781,242	0,019759	1,806674
55,50	111	0,968166667	0,79	785,631	0,019393	1,763811
56,00	112	0,976888889	0,801	790,4589	0,018992	1,71552
56,50	113	0,985611111	0,812	795,2868	0,018593	1,667234
57,00	114	0,994333333	0,822	799,6758	0,018232	1,624215
57,50	115	1,003055556	0,833	804,5037	0,017837	1,576018
58,00	116	1,011777778	0,844	809,3316	0,017445	1,527954
58,50	117	1,0205	0,855	814,1595	0,017054	1,480066
59,00	118	1,029222222	0,866	818,9874	0,016666	1,432396
59,50	119	1,037944444	0,876	823,3764	0,016315	1,389936
60,00	120	1,046666667	0,887	828,2043	0,015932	1,342768

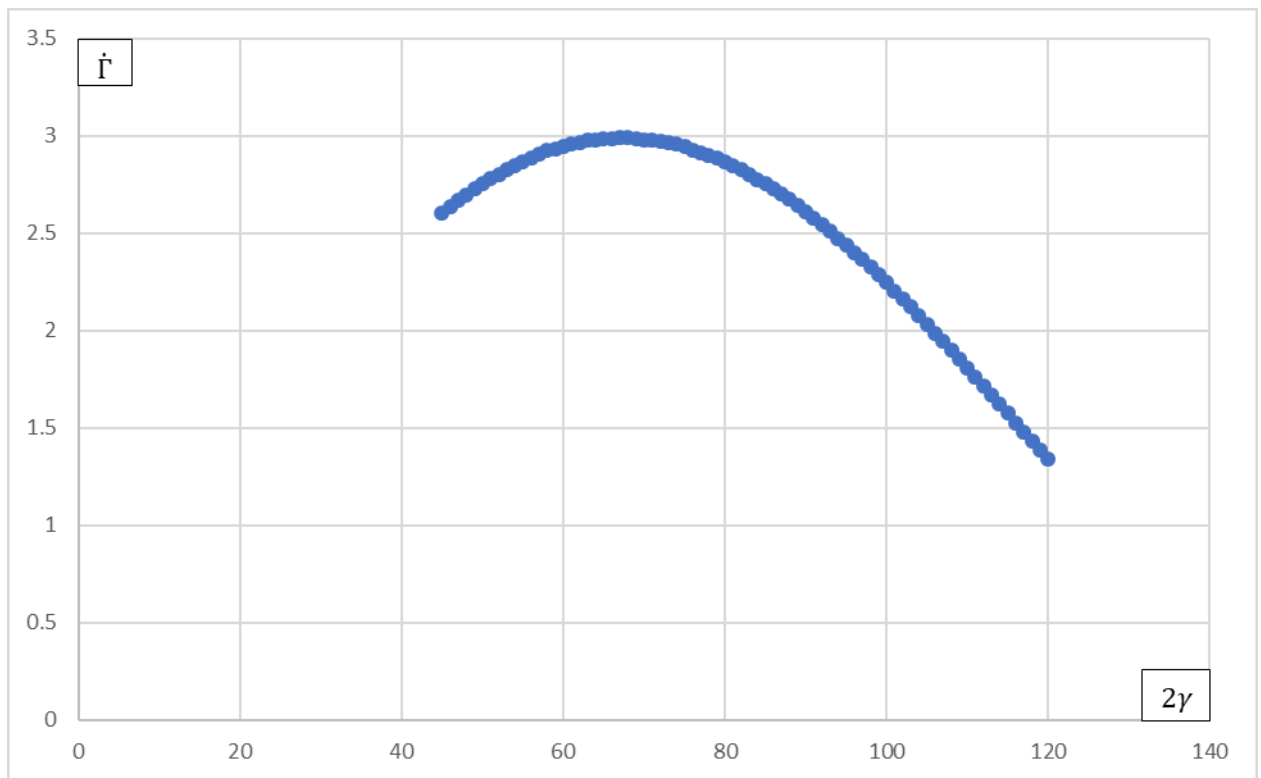


Рис. 4.6. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $H_\mu = 1900$ МПа,
 $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа.

Таблица 4.4

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при
 $H_\mu = 1900$ МПа, $\sigma_{т.ф.} = 450$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	617,9828	0,034297	1,927246
23,00	46	0,401222222	0,196	621,621	0,033957	1,941273
23,50	47	0,409944444	0,203	625,2593	0,033618	1,95408
24,00	48	0,418666667	0,21	628,8975	0,033279	1,965675
24,50	49	0,427388889	0,217	632,5358	0,032941	1,976067
25,00	50	0,436111111	0,225	636,6938	0,032556	1,981191
25,50	51	0,444833333	0,232	640,332	0,032219	1,989142
26,00	52	0,453555556	0,24	644,49	0,031835	1,99171
26,50	53	0,462277778	0,247	648,1283	0,0315	1,997271
27,00	54	0,471	0,255	652,2863	0,031118	1,997343
27,50	55	0,479722222	0,263	656,4443	0,030736	1,99616
28,00	56	0,488444444	0,271	660,6023	0,030356	1,993741

28,50	57	0,497166667	0,278	664,2405	0,030023	1,994634
29,00	58	0,505888889	0,286	668,3985	0,029645	1,989858
29,50	59	0,514611111	0,295	673,0763	0,029219	1,979261
30,00	60	0,523333333	0,303	677,2343	0,028842	1,972096
30,50	61	0,532055556	0,311	681,3923	0,028466	1,963797
31,00	62	0,540777778	0,319	685,5503	0,028091	1,954387
31,50	63	0,5495	0,327	689,7083	0,027717	1,943889
32,00	64	0,558222222	0,336	694,386	0,027298	1,927444
32,50	65	0,566944444	0,344	698,544	0,026926	1,914799
33,00	66	0,575666667	0,353	703,2218	0,026508	1,896179
33,50	67	0,584388889	0,361	707,3798	0,026138	1,881496
34,00	68	0,593111111	0,37	712,0575	0,025724	1,860821
34,50	69	0,601833333	0,379	716,7353	0,02531	1,839152
35,00	70	0,610555556	0,388	721,413	0,024898	1,816523
35,50	71	0,619277778	0,396	725,571	0,024533	1,798075
36,00	72	0,628	0,405	730,2488	0,024123	1,773651
36,50	73	0,636722222	0,414	734,9265	0,023715	1,748371
37,00	74	0,645444444	0,423	739,6043	0,023308	1,722271
37,50	75	0,654166667	0,432	744,282	0,022903	1,695388
38,00	76	0,662888889	0,442	749,4795	0,022455	1,662584
38,50	77	0,671611111	0,451	754,1573	0,022053	1,634244
39,00	78	0,680333333	0,46	758,835	0,021653	1,60524
39,50	79	0,689055556	0,469	763,5128	0,021254	1,575608
40,00	80	0,697777778	0,479	768,7103	0,020813	1,540217
40,50	81	0,7065	0,488	773,388	0,020418	1,509458
41,00	82	0,715222222	0,497	778,0658	0,020025	1,478192
41,50	83	0,723944444	0,507	783,2633	0,01959	1,441328
42,00	84	0,732666667	0,517	788,4608	0,019157	1,404081
42,50	85	0,741388889	0,526	793,1385	0,01877	1,371578
43,00	86	0,750111111	0,536	798,336	0,018342	1,333682
43,50	87	0,758833333	0,545	803,0138	0,017959	1,300567
44,00	88	0,767555556	0,555	808,2113	0,017536	1,262209
44,50	89	0,776277778	0,565	813,4088	0,017115	1,22371
45,00	90	0,785	0,575	818,6063	0,016697	1,185121
45,50	91	0,793722222	0,585	823,8038	0,016281	1,146493

46,00	92	0,802444444	0,595	829,0013	0,015869	1,107874
46,50	93	0,811166667	0,605	834,1988	0,015459	1,069315
47,00	94	0,819888889	0,615	839,3963	0,015052	1,030864
47,50	95	0,828611111	0,625	844,5938	0,014649	0,992569
48,00	96	0,837333333	0,635	849,7913	0,014248	0,954479
48,50	97	0,846055556	0,645	854,9888	0,013851	0,916641
49,00	98	0,854777778	0,655	860,1863	0,013457	0,879102
49,50	99	0,8635	0,665	865,3838	0,013066	0,841907
50,00	100	0,872222222	0,675	870,5813	0,012679	0,805102
50,50	101	0,880944444	0,686	876,2985	0,012257	0,76457
51,00	102	0,889666667	0,696	881,496	0,011878	0,728763
51,50	103	0,898388889	0,706	886,6935	0,011502	0,693478
52,00	104	0,907111111	0,717	892,4108	0,011093	0,654871
52,50	105	0,915833333	0,727	897,6083	0,010726	0,620848
53,00	106	0,924555556	0,738	903,3255	0,010326	0,583786
53,50	107	0,933277778	0,748	908,523	0,009968	0,55119
54,00	108	0,942	0,759	914,2403	0,009578	0,51584
54,50	109	0,950722222	0,769	919,4378	0,009229	0,484823
55,00	110	0,959444444	0,78	925,155	0,00885	0,451341
55,50	111	0,968166667	0,79	930,3525	0,00851	0,42204
56,00	112	0,976888889	0,801	936,0698	0,008142	0,390564
56,50	113	0,985611111	0,812	941,787	0,00778	0,360198
57,00	114	0,994333333	0,822	946,9845	0,007456	0,333752
57,50	115	1,003055556	0,833	952,7018	0,007106	0,305566
58,00	116	1,011777778	0,844	958,419	0,006762	0,278569
58,50	117	1,0205	0,855	964,1363	0,006425	0,252779
59,00	118	1,029222222	0,866	969,8535	0,006095	0,228215
59,50	119	1,037944444	0,876	975,051	0,005801	0,207057
60,00	120	1,046666667	0,887	980,7683	0,005484	0,184856

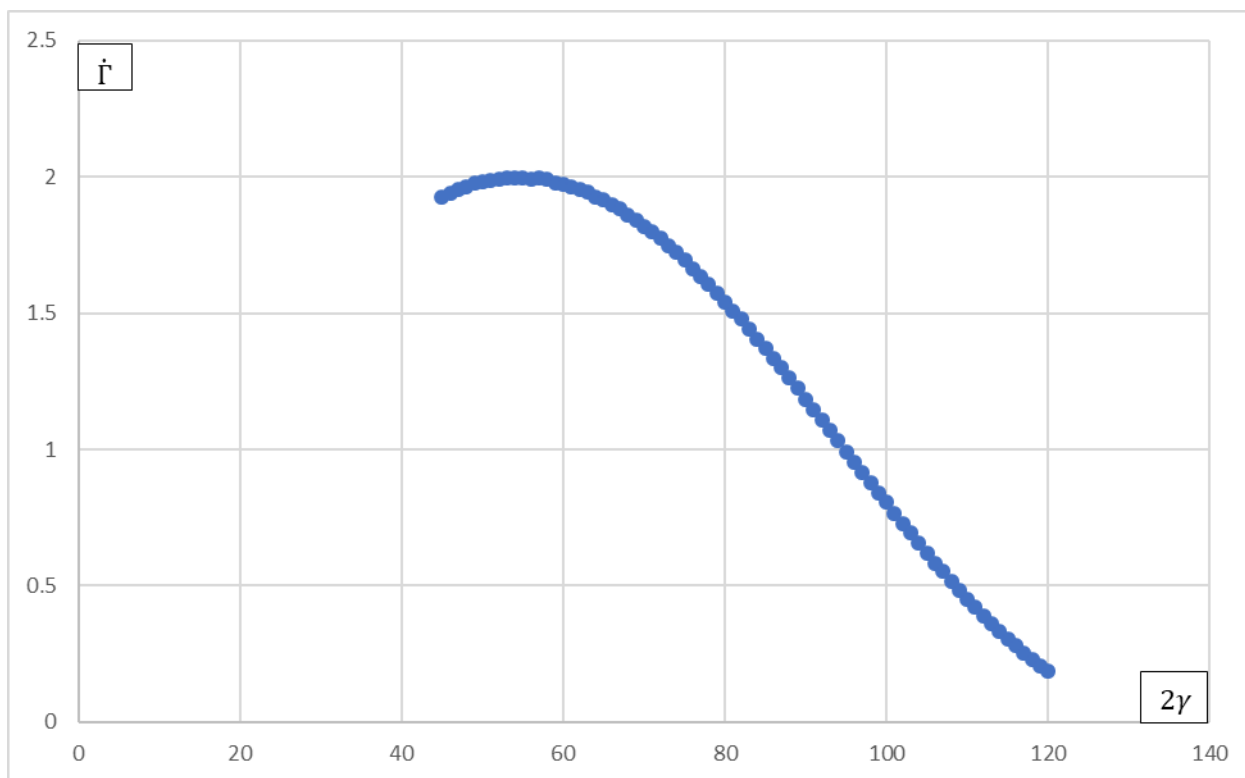


Рис. 4.7. График функции проникаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $H_\mu = 1900$ МПа, $\sigma_{т.ф.} = 450$ МПа.

Из анализа графиков функции, представленных на Рисунках 4.4 – 4.7, следует, что при увеличении $\sigma_{т.ф.}$ экстремум функции смещается влево.

В таблицах 4.5 – 4.8 описано построение графиков функции $\dot{\Gamma}(\gamma)$ по точкам при разных значениях H_μ при фиксированном значении $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа. На Рисунках 4.8 – 4.11 изображены графики этих функций.

Таблица 4.5

Построение графика функции проникаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при

$\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа, $H_\mu = 1700$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	521,8521	0,037574	1,94596
23,00	46	0,401222222	0,196	524,9244	0,037248	1,964595
23,50	47	0,409944444	0,203	527,9967	0,036922	1,982136
24,00	48	0,418666667	0,21	531,069	0,036597	1,998588
24,50	49	0,427388889	0,217	534,1413	0,036272	2,013957

25,00	50	0,436111111	0,225	537,6525	0,035901	2,024788
25,50	51	0,444833333	0,232	540,7248	0,035578	2,03794
26,00	52	0,453555556	0,24	544,236	0,035208	2,046437
26,50	53	0,462277778	0,247	547,3083	0,034886	2,057402
27,00	54	0,471	0,255	550,8195	0,034518	2,063599
27,50	55	0,479722222	0,263	554,3307	0,034151	2,06863
28,00	56	0,488444444	0,271	557,8419	0,033785	2,072507
28,50	57	0,497166667	0,278	560,9142	0,033465	2,07914
29,00	58	0,505888889	0,286	564,4254	0,0331	2,080802
29,50	59	0,514611111	0,295	568,3755	0,03269	2,077332
30,00	60	0,523333333	0,303	571,8867	0,032327	2,076716
30,50	61	0,532055556	0,311	575,3979	0,031964	2,075011
31,00	62	0,540777778	0,319	578,9091	0,031602	2,072233
31,50	63	0,5495	0,327	582,4203	0,031241	2,068396
32,00	64	0,558222222	0,336	586,3704	0,030836	2,059241
32,50	65	0,566944444	0,344	589,8816	0,030477	2,053287
33,00	66	0,575666667	0,353	593,8317	0,030073	2,041957
33,50	67	0,584388889	0,361	597,3429	0,029716	2,033961
34,00	68	0,593111111	0,37	601,293	0,029314	2,020539
34,50	69	0,601833333	0,379	605,2431	0,028914	2,006084
35,00	70	0,610555556	0,388	609,1932	0,028514	1,990621
35,50	71	0,619277778	0,396	612,7044	0,028116	1,978742
36,00	72	0,628	0,405	616,6545	0,027763	1,961371
36,50	73	0,636722222	0,414	620,6046	0,027367	1,943066
37,00	74	0,645444444	0,423	624,5547	0,026971	1,923854
37,50	75	0,654166667	0,432	628,5048	0,026577	1,903761
38,00	76	0,662888889	0,442	632,8938	0,026141	1,878107
38,50	77	0,671611111	0,451	636,8439	0,025749	1,856316
39,00	78	0,680333333	0,46	640,794	0,025359	1,83373
39,50	79	0,689055556	0,469	644,7441	0,02497	1,810379
40,00	80	0,697777778	0,479	649,1331	0,024539	1,781514
40,50	81	0,7065	0,488	653,0832	0,024152	1,756709
41,00	82	0,715222222	0,497	657,0333	0,023767	1,73123
41,50	83	0,723944444	0,507	661,4223	0,02334	1,700303
42,00	84	0,732666667	0,517	665,8113	0,022915	1,668758

42,50	85	0,741388889	0,526	669,7614	0,022534	1,641436
43,00	86	0,750111111	0,536	674,1504	0,022113	1,608766
43,50	87	0,758833333	0,545	678,1005	0,021735	1,580386
44,00	88	0,767555556	0,555	682,4895	0,021316	1,546738
44,50	89	0,776277778	0,565	686,8785	0,0209	1,512663
45,00	90	0,785	0,575	691,2675	0,020485	1,478201
45,50	91	0,793722222	0,585	695,6565	0,020072	1,443392
46,00	92	0,802444444	0,595	700,0455	0,019662	1,408277
46,50	93	0,811166667	0,605	704,4345	0,019253	1,372896
47,00	94	0,819888889	0,615	708,8235	0,018846	1,33729
47,50	95	0,828611111	0,625	713,2125	0,018442	1,301498
48,00	96	0,837333333	0,635	717,6015	0,01804	1,265562
48,50	97	0,846055556	0,645	721,9905	0,01764	1,229521
49,00	98	0,854777778	0,655	726,3795	0,017242	1,193416
49,50	99	0,8635	0,665	730,7685	0,016846	1,157287
50,00	100	0,872222222	0,675	735,1575	0,016453	1,121173
50,50	101	0,880944444	0,686	739,9854	0,016024	1,080735
51,00	102	0,889666667	0,696	744,3744	0,015636	1,044821
51,50	103	0,898388889	0,706	748,7634	0,015251	1,009042
52,00	104	0,907111111	0,717	753,5913	0,014831	0,969228
52,50	105	0,915833333	0,727	757,9803	0,014451	0,933894
53,00	106	0,924555556	0,738	762,8082	0,014037	0,894732
53,50	107	0,933277778	0,748	767,1972	0,013664	0,860003
54,00	108	0,942	0,759	772,0251	0,013256	0,821661
54,50	109	0,950722222	0,769	776,4141	0,012889	0,787693
55,00	110	0,959444444	0,78	781,242	0,012489	0,750333
55,50	111	0,968166667	0,79	785,631	0,012129	0,717274
56,00	112	0,976888889	0,801	790,4589	0,011736	0,681052
56,50	113	0,985611111	0,812	795,2868	0,011347	0,645499
57,00	114	0,994333333	0,822	799,6758	0,010998	0,614106
57,50	115	1,003055556	0,833	804,5037	0,010618	0,579909
58,00	116	1,011777778	0,844	809,3316	0,010242	0,546488
58,50	117	1,0205	0,855	814,1595	0,00987	0,513876
59,00	118	1,029222222	0,866	818,9874	0,009504	0,482105
59,50	119	1,037944444	0,876	823,3764	0,009175	0,454191

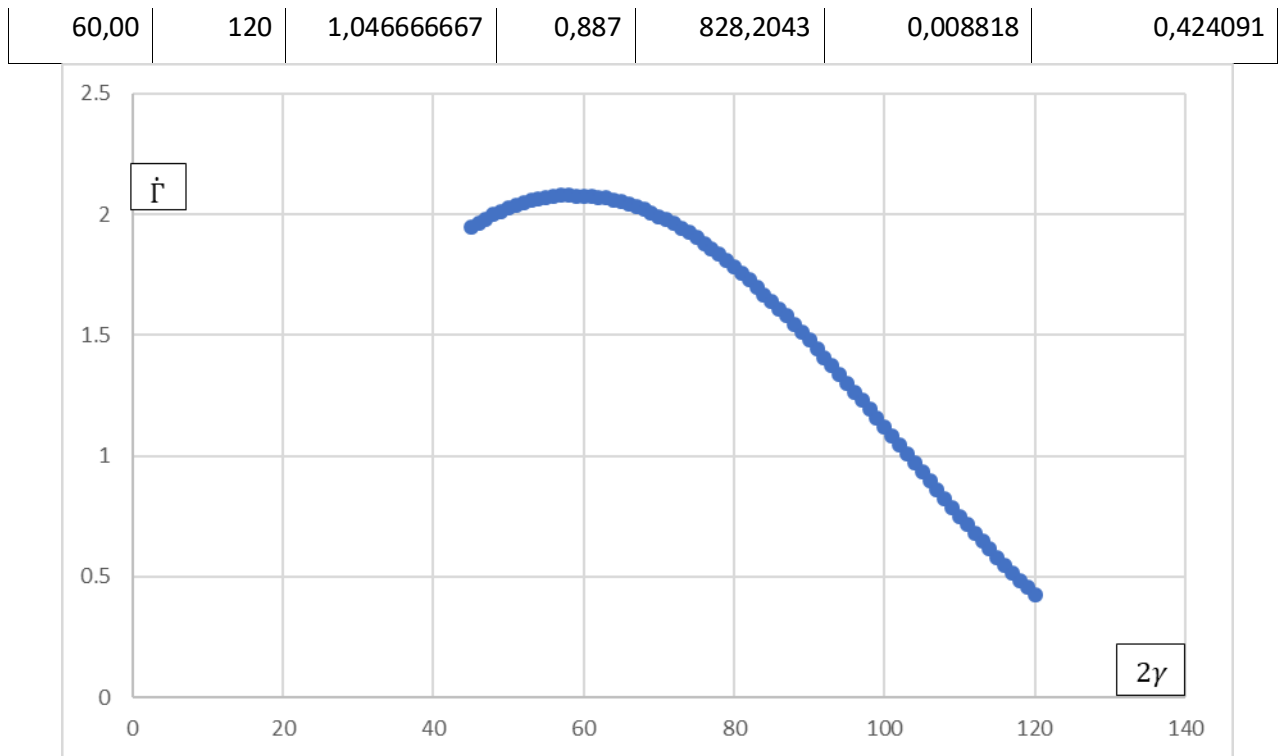


Рис.4.8. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа,
 $H_{\mu} = 1700$ МПа.

Таблица 4.6

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при
 $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа, $H_{\mu} = 2100$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	521,8521	0,04846	3,227971
23,00	46	0,401222222	0,196	524,9244	0,04818	3,276706
23,50	47	0,409944444	0,203	527,9967	0,047899	3,324267
24,00	48	0,418666667	0,21	531,069	0,047619	3,370648
24,50	49	0,427388889	0,217	534,1413	0,04734	3,415844
25,00	50	0,436111111	0,225	537,6525	0,047021	3,456799
25,50	51	0,444833333	0,232	540,7248	0,046743	3,499534
26,00	52	0,453555556	0,24	544,236	0,046425	3,537865
26,50	53	0,462277778	0,247	547,3083	0,046148	3,578123
27,00	54	0,471	0,255	550,8195	0,045832	3,613816
27,50	55	0,479722222	0,263	554,3307	0,045516	3,648147
28,00	56	0,488444444	0,271	557,8419	0,0452	3,681114
28,50	57	0,497166667	0,278	560,9142	0,044925	3,71631
29,00	58	0,505888889	0,286	564,4254	0,044611	3,746624

29,50	59	0,514611111	0,295	568,3755	0,044258	3,771824
30,00	60	0,523333333	0,303	571,8867	0,043945	3,79933
30,50	61	0,532055556	0,311	575,3979	0,043632	3,825471
31,00	62	0,540777778	0,319	578,9091	0,04332	3,85025
31,50	63	0,5495	0,327	582,4203	0,043009	3,873669
32,00	64	0,558222222	0,336	586,3704	0,042659	3,891599
32,50	65	0,566944444	0,344	589,8816	0,042349	3,91223
33,00	66	0,575666667	0,353	593,8317	0,042	3,927231
33,50	67	0,584388889	0,361	597,3429	0,041691	3,945092
34,00	68	0,593111111	0,37	601,293	0,041344	3,957184
34,50	69	0,601833333	0,379	605,2431	0,040997	3,967796
35,00	70	0,610555556	0,388	609,1932	0,040651	3,976934
35,50	71	0,619277778	0,396	612,7044	0,040344	3,989253
36,00	72	0,628	0,405	616,6545	0,039999	3,995543
36,50	73	0,636722222	0,414	620,6046	0,039655	4,000388
37,00	74	0,645444444	0,423	624,5547	0,039312	4,003797
37,50	75	0,654166667	0,432	628,5048	0,038969	4,005782
38,00	76	0,662888889	0,442	632,8938	0,038589	4,001367
38,50	77	0,671611111	0,451	636,8439	0,038247	4,000474
39,00	78	0,680333333	0,46	640,794	0,037906	3,998195
39,50	79	0,689055556	0,469	644,7441	0,037565	3,994544
40,00	80	0,697777778	0,479	649,1331	0,037188	3,984292
40,50	81	0,7065	0,488	653,0832	0,036849	3,977879
41,00	82	0,715222222	0,497	657,0333	0,03651	3,970139
41,50	83	0,723944444	0,507	661,4223	0,036135	3,955666
42,00	84	0,732666667	0,517	665,8113	0,03576	3,939786
42,50	85	0,741388889	0,526	669,7614	0,035424	3,928051
43,00	86	0,750111111	0,536	674,1504	0,03505	3,909472
43,50	87	0,758833333	0,545	678,1005	0,034715	3,895187
44,00	88	0,767555556	0,555	682,4895	0,034343	3,873994
44,50	89	0,776277778	0,565	686,8785	0,033972	3,851502
45,00	90	0,785	0,575	691,2675	0,033602	3,827736
45,50	91	0,793722222	0,585	695,6565	0,033232	3,802721
46,00	92	0,802444444	0,595	700,0455	0,032863	3,776481
46,50	93	0,811166667	0,605	704,4345	0,032495	3,749043

47,00	94	0,819888889	0,615	708,8235	0,032128	3,720433
47,50	95	0,828611111	0,625	713,2125	0,031762	3,690678
48,00	96	0,837333333	0,635	717,6015	0,031396	3,659806
48,50	97	0,846055556	0,645	721,9905	0,031031	3,627843
49,00	98	0,854777778	0,655	726,3795	0,030667	3,59482
49,50	99	0,8635	0,665	730,7685	0,030304	3,560764
50,00	100	0,872222222	0,675	735,1575	0,029941	3,525705
50,50	101	0,880944444	0,686	739,9854	0,029543	3,48351
51,00	102	0,889666667	0,696	744,3744	0,029183	3,44651
51,50	103	0,898388889	0,706	748,7634	0,028823	3,408599
52,00	104	0,907111111	0,717	753,5913	0,028428	3,363588
52,50	105	0,915833333	0,727	757,9803	0,02807	3,323931
53,00	106	0,924555556	0,738	762,8082	0,027677	3,277212
53,50	107	0,933277778	0,748	767,1972	0,02732	3,235944
54,00	108	0,942	0,759	772,0251	0,02693	3,187662
54,50	109	0,950722222	0,769	776,4141	0,026575	3,144918
55,00	110	0,959444444	0,78	781,242	0,026187	3,09522
55,50	111	0,968166667	0,79	785,631	0,025834	3,05114
56,00	112	0,976888889	0,801	790,4589	0,025448	3,000176
56,50	113	0,985611111	0,812	795,2868	0,025062	2,948639
57,00	114	0,994333333	0,822	799,6758	0,024713	2,902821
57,50	115	1,003055556	0,833	804,5037	0,02433	2,850247
58,00	116	1,011777778	0,844	809,3316	0,023948	2,797219
58,50	117	1,0205	0,855	814,1595	0,023567	2,743779
59,00	118	1,029222222	0,866	818,9874	0,023188	2,689966
59,50	119	1,037944444	0,876	823,3764	0,022845	2,641994
60,00	120	1,046666667	0,887	828,2043	0,022468	2,587535

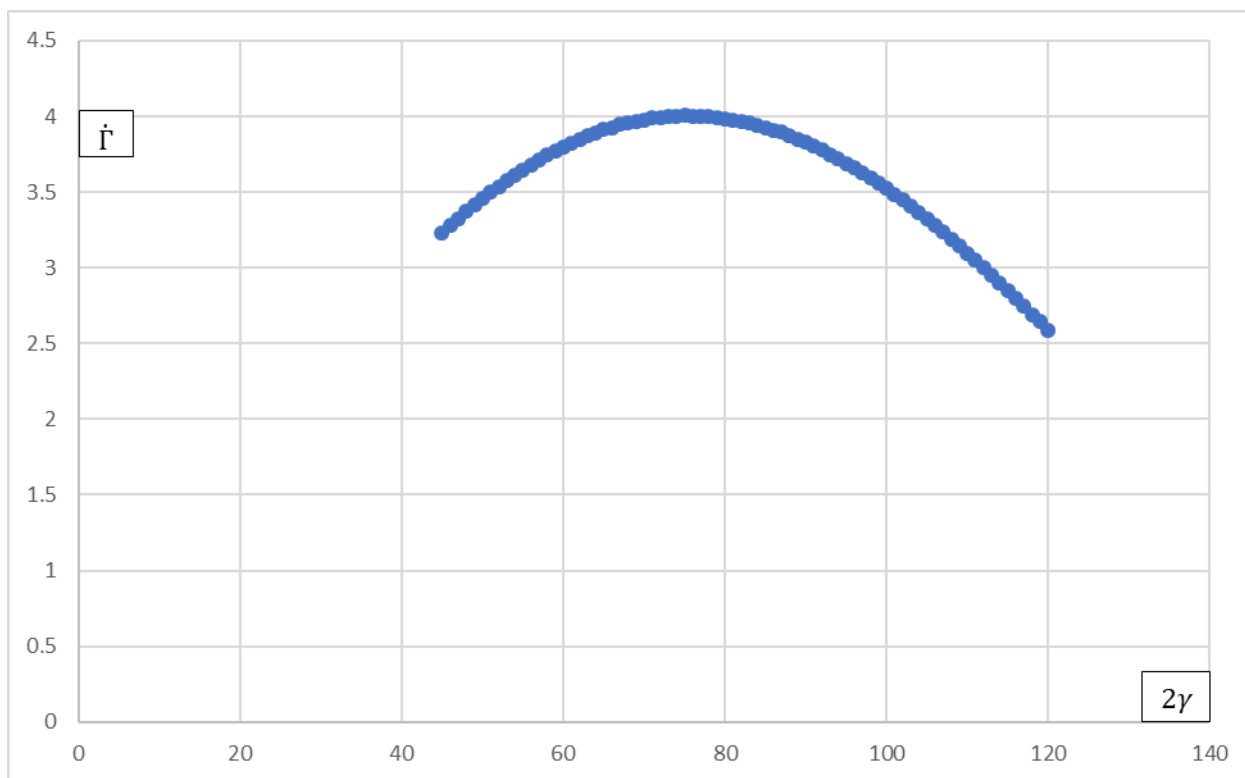


Рис. 4.9. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа,
 $H_{\mu} = 2100$ МПа.

Таблица 4.7

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при
 $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа, $H_{\mu} = 2700$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	521,8521	0,059494	4,897254
23,00	46	0,401222222	0,196	524,9244	0,059256	4,988611
23,50	47	0,409944444	0,203	527,9967	0,059019	5,0789
24,00	48	0,418666667	0,21	531,069	0,058782	5,168105
24,50	49	0,427388889	0,217	534,1413	0,058546	5,256212
25,00	50	0,436111111	0,225	537,6525	0,058277	5,341266
25,50	51	0,444833333	0,232	540,7248	0,058042	5,427066
26,00	52	0,453555556	0,24	544,236	0,057774	5,509645
26,50	53	0,462277778	0,247	547,3083	0,05754	5,593081
27,00	54	0,471	0,255	550,8195	0,057273	5,673128
27,50	55	0,479722222	0,263	554,3307	0,057007	5,751851
28,00	56	0,488444444	0,271	557,8419	0,056741	5,829236
28,50	57	0,497166667	0,278	560,9142	0,056509	5,907714

29,00	58	0,505888889	0,286	564,4254	0,056245	5,98246
29,50	59	0,514611111	0,295	568,3755	0,055948	6,053236
30,00	60	0,523333333	0,303	571,8867	0,055684	6,125143
30,50	61	0,532055556	0,311	575,3979	0,055422	6,195652
31,00	62	0,540777778	0,319	578,9091	0,05516	6,264751
31,50	63	0,5495	0,327	582,4203	0,054898	6,33243
32,00	64	0,558222222	0,336	586,3704	0,054604	6,395697
32,50	65	0,566944444	0,344	589,8816	0,054344	6,46043
33,00	66	0,575666667	0,353	593,8317	0,054051	6,520572
33,50	67	0,584388889	0,361	597,3429	0,053792	6,582322
34,00	68	0,593111111	0,37	601,293	0,0535	6,639306
34,50	69	0,601833333	0,379	605,2431	0,05321	6,694657
35,00	70	0,610555556	0,388	609,1932	0,05292	6,748368
35,50	71	0,619277778	0,396	612,7044	0,052663	6,803983
36,00	72	0,628	0,405	616,6545	0,052374	6,854478
36,50	73	0,636722222	0,414	620,6046	0,052085	6,903316
37,00	74	0,645444444	0,423	624,5547	0,051798	6,950492
37,50	75	0,654166667	0,432	628,5048	0,051511	6,996002
38,00	76	0,662888889	0,442	632,8938	0,051192	7,035879
38,50	77	0,671611111	0,451	636,8439	0,050907	7,077964
39,00	78	0,680333333	0,46	640,794	0,050621	7,118373
39,50	79	0,689055556	0,469	644,7441	0,050336	7,157105
40,00	80	0,697777778	0,479	649,1331	0,050021	7,189866
40,50	81	0,7065	0,488	653,0832	0,049737	7,22516
41,00	82	0,715222222	0,497	657,0333	0,049454	7,258775
41,50	83	0,723944444	0,507	661,4223	0,04914	7,286172
42,00	84	0,732666667	0,517	665,8113	0,048827	7,311729
42,50	85	0,741388889	0,526	669,7614	0,048545	7,340153
43,00	86	0,750111111	0,536	674,1504	0,048233	7,36212
43,50	87	0,758833333	0,545	678,1005	0,047953	7,387122
44,00	88	0,767555556	0,555	682,4895	0,047642	7,405513
44,50	89	0,776277778	0,565	686,8785	0,047331	7,422084
45,00	90	0,785	0,575	691,2675	0,047021	7,436839
45,50	91	0,793722222	0,585	695,6565	0,046712	7,449787
46,00	92	0,802444444	0,595	700,0455	0,046403	7,460933

46,50	93	0,811166667	0,605	704,4345	0,046095	7,470287
47,00	94	0,819888889	0,615	708,8235	0,045788	7,477857
47,50	95	0,828611111	0,625	713,2125	0,045481	7,483652
48,00	96	0,837333333	0,635	717,6015	0,045174	7,487682
48,50	97	0,846055556	0,645	721,9905	0,044868	7,489957
49,00	98	0,854777778	0,655	726,3795	0,044563	7,490488
49,50	99	0,8635	0,665	730,7685	0,044258	7,489287
50,00	100	0,872222222	0,675	735,1575	0,043953	7,486366
50,50	101	0,880944444	0,686	739,9854	0,043619	7,475803
51,00	102	0,889666667	0,696	744,3744	0,043316	7,469411
51,50	103	0,898388889	0,706	748,7634	0,043013	7,46134
52,00	104	0,907111111	0,717	753,5913	0,042681	7,445462
52,50	105	0,915833333	0,727	757,9803	0,042379	7,434009
53,00	106	0,924555556	0,738	762,8082	0,042048	7,414649
53,50	107	0,933277778	0,748	767,1972	0,041747	7,399881
54,00	108	0,942	0,759	772,0251	0,041417	7,377111
54,50	109	0,950722222	0,769	776,4141	0,041117	7,359097
55,00	110	0,959444444	0,78	781,242	0,040788	7,332995
55,50	111	0,968166667	0,79	785,631	0,040489	7,311811
56,00	112	0,976888889	0,801	790,4589	0,040161	7,282459
56,50	113	0,985611111	0,812	795,2868	0,039834	7,251485
57,00	114	0,994333333	0,822	799,6758	0,039536	7,225666
57,50	115	1,003055556	0,833	804,5037	0,03921	7,191574
58,00	116	1,011777778	0,844	809,3316	0,038884	7,15593
58,50	117	1,0205	0,855	814,1595	0,038559	7,11876
59,00	118	1,029222222	0,866	818,9874	0,038234	7,08009
59,50	119	1,037944444	0,876	823,3764	0,03794	7,046951
60,00	120	1,046666667	0,887	828,2043	0,037616	7,005403

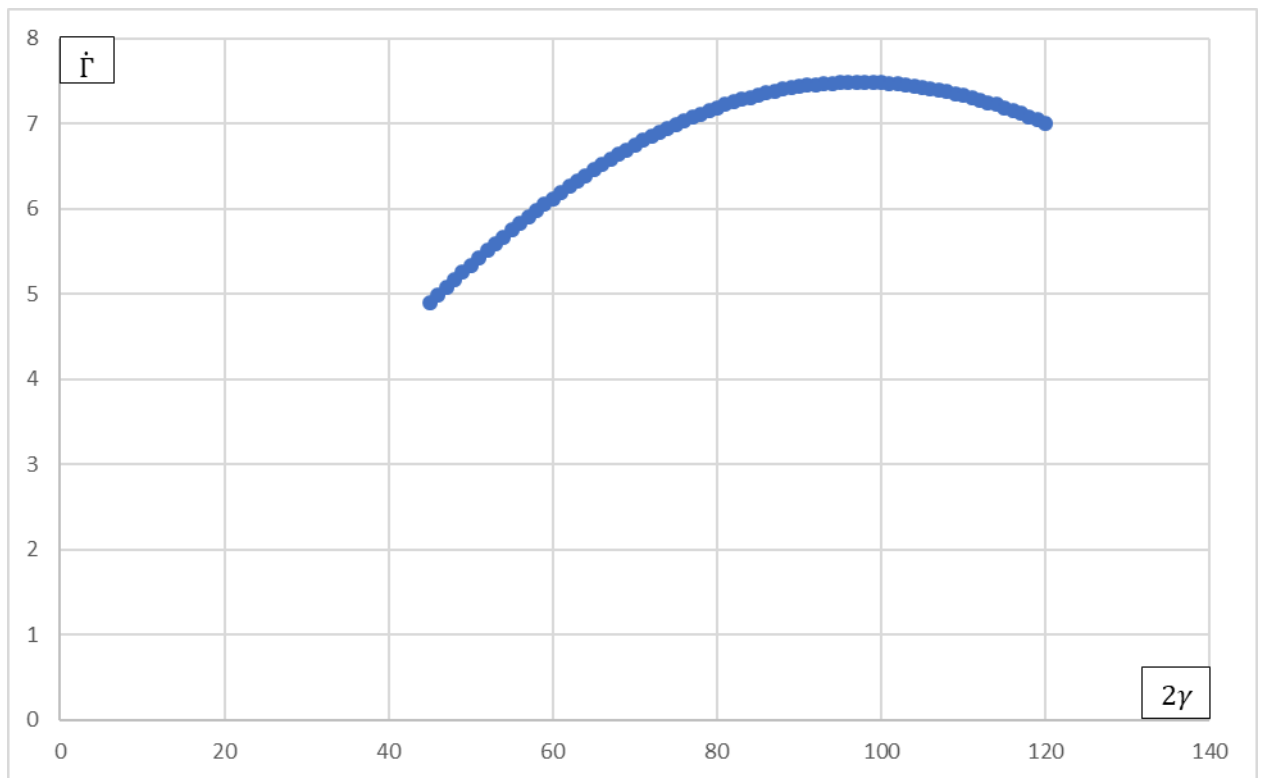


Рис. 4.10. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа,
 $H_{\mu} = 2700$ МПа.

Таблица 4.8

Построение графика функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при
 $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа, $H_{\mu} = 3500$ МПа.

γ (град)	2γ	γ (рад)	Ψ (рад)	q (МПа)	\dot{K}	$\dot{\Gamma}$
22,50	45	0,3925	0,189	521,8521	0,069214	6,685262
23,00	46	0,401222222	0,196	524,9244	0,069009	6,824304
23,50	47	0,409944444	0,203	527,9967	0,068805	6,962513
24,00	48	0,418666667	0,21	531,069	0,068602	7,099868
24,50	49	0,427388889	0,217	534,1413	0,068399	7,236346
25,00	50	0,436111111	0,225	537,6525	0,068168	7,371513
25,50	51	0,444833333	0,232	540,7248	0,067966	7,506124
26,00	52	0,453555556	0,24	544,236	0,067737	7,639284
26,50	53	0,462277778	0,247	547,3083	0,067536	7,771936
27,00	54	0,471	0,255	550,8195	0,067307	7,902994
27,50	55	0,479722222	0,263	554,3307	0,067079	8,032939
28,00	56	0,488444444	0,271	557,8419	0,066852	8,161749
28,50	57	0,497166667	0,278	560,9142	0,066654	8,290169

29,00	58	0,505888889	0,286	564,4254	0,066428	8,416695
29,50	59	0,514611111	0,295	568,3755	0,066174	8,541134
30,00	60	0,523333333	0,303	571,8867	0,065949	8,665174
30,50	61	0,532055556	0,311	575,3979	0,065725	8,787967
31,00	62	0,540777778	0,319	578,9091	0,065501	8,909493
31,50	63	0,5495	0,327	582,4203	0,065278	9,02973
32,00	64	0,558222222	0,336	586,3704	0,065028	9,147467
32,50	65	0,566944444	0,344	589,8816	0,064806	9,265005
33,00	66	0,575666667	0,353	593,8317	0,064557	9,379871
33,50	67	0,584388889	0,361	597,3429	0,064336	9,494631
34,00	68	0,593111111	0,37	601,293	0,064088	9,606545
34,50	69	0,601833333	0,379	605,2431	0,063841	9,71692
35,00	70	0,610555556	0,388	609,1932	0,063595	9,825734
35,50	71	0,619277778	0,396	612,7044	0,063377	9,934645
36,00	72	0,628	0,405	616,6545	0,063132	10,04036
36,50	73	0,636722222	0,414	620,6046	0,062887	10,14446
37,00	74	0,645444444	0,423	624,5547	0,062643	10,24692
37,50	75	0,654166667	0,432	628,5048	0,0624	10,34774
38,00	76	0,662888889	0,442	632,8938	0,062131	10,44485
38,50	77	0,671611111	0,451	636,8439	0,061889	10,54225
39,00	78	0,680333333	0,46	640,794	0,061648	10,63795
39,50	79	0,689055556	0,469	644,7441	0,061407	10,73194
40,00	80	0,697777778	0,479	649,1331	0,06114	10,82185
40,50	81	0,7065	0,488	653,0832	0,060901	10,91231
41,00	82	0,715222222	0,497	657,0333	0,060662	11,00101
41,50	83	0,723944444	0,507	661,4223	0,060397	11,08536
42,00	84	0,732666667	0,517	665,8113	0,060133	11,16776
42,50	85	0,741388889	0,526	669,7614	0,059896	11,25098
43,00	86	0,750111111	0,536	674,1504	0,059633	11,32957
43,50	87	0,758833333	0,545	678,1005	0,059397	11,4091
44,00	88	0,767555556	0,555	682,4895	0,059135	11,48382
44,50	89	0,776277778	0,565	686,8785	0,058874	11,55654
45,00	90	0,785	0,575	691,2675	0,058614	11,62726
45,50	91	0,793722222	0,585	695,6565	0,058354	11,69598
46,00	92	0,802444444	0,595	700,0455	0,058095	11,76267

46,50	93	0,811166667	0,605	704,4345	0,057836	11,82735
47,00	94	0,819888889	0,615	708,8235	0,057578	11,89
47,50	95	0,828611111	0,625	713,2125	0,057321	11,95061
48,00	96	0,837333333	0,635	717,6015	0,057064	12,00918
48,50	97	0,846055556	0,645	721,9905	0,056808	12,06571
49,00	98	0,854777778	0,655	726,3795	0,056552	12,12018
49,50	99	0,8635	0,665	730,7685	0,056297	12,1726
50,00	100	0,872222222	0,675	735,1575	0,056042	12,22297
50,50	101	0,880944444	0,686	739,9854	0,055762	12,26717
51,00	102	0,889666667	0,696	744,3744	0,055509	12,31334
51,50	103	0,898388889	0,706	748,7634	0,055256	12,35745
52,00	104	0,907111111	0,717	753,5913	0,054978	12,39513
52,50	105	0,915833333	0,727	757,9803	0,054726	12,43503
53,00	106	0,924555556	0,738	762,8082	0,054445	12,46834
53,50	107	0,933277778	0,748	767,1972	0,054199	12,50404
54,00	108	0,942	0,759	772,0251	0,053923	12,53299
54,50	109	0,950722222	0,769	776,4141	0,053673	12,56449
55,00	110	0,959444444	0,78	781,242	0,053399	12,58909
55,50	111	0,968166667	0,79	785,631	0,05315	12,61641
56,00	112	0,976888889	0,801	790,4589	0,052877	12,63667
56,50	113	0,985611111	0,812	795,2868	0,052604	12,65473
57,00	114	0,994333333	0,822	799,6758	0,052356	12,67578
57,50	115	1,003055556	0,833	804,5037	0,052085	12,68954
58,00	116	1,011777778	0,844	809,3316	0,051813	12,70112
58,50	117	1,0205	0,855	814,1595	0,051543	12,71052
59,00	118	1,029222222	0,866	818,9874	0,051272	12,71777
59,50	119	1,037944444	0,876	823,3764	0,051027	12,72845
60,00	120	1,046666667	0,887	828,2043	0,050758	12,73148

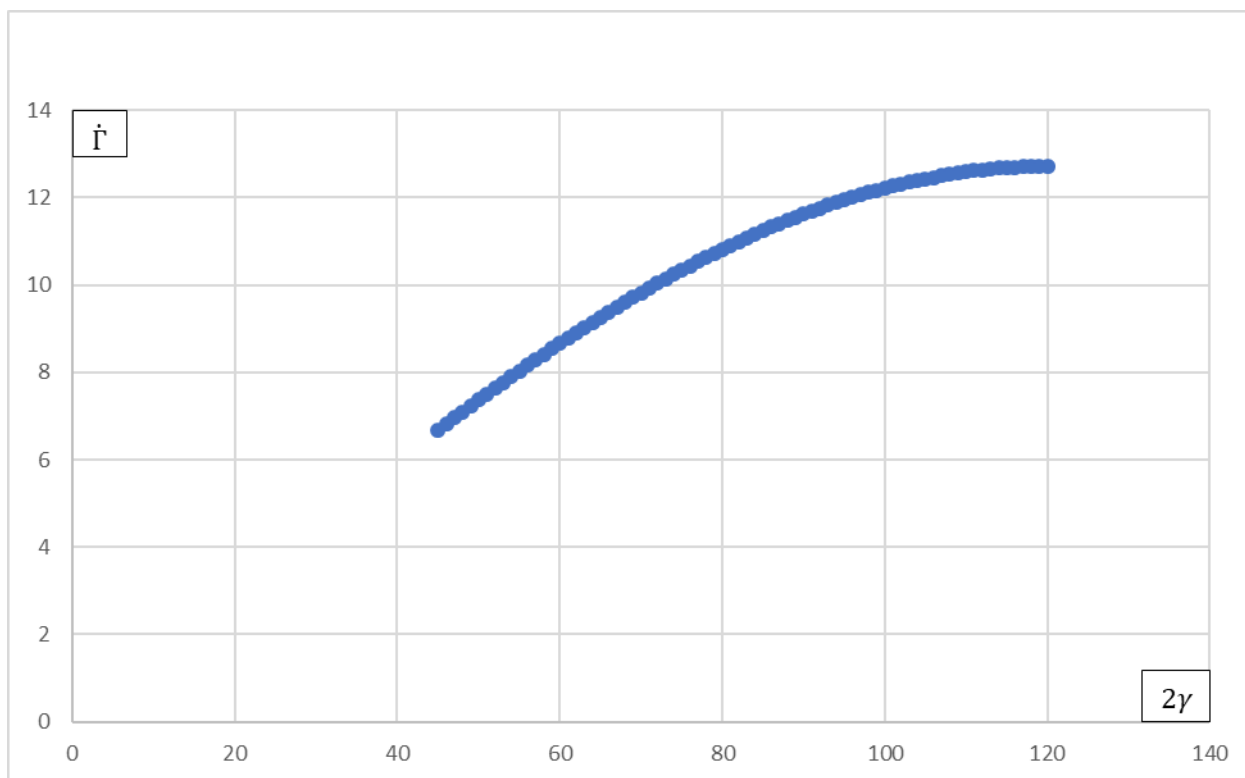


Рис. 4.11. График функции проницаемости контакта $\dot{\Gamma}(\gamma)$ при $\sigma_{т.ф.} = 380$ МПа,
 $H_{\mu} = 3500$ МПа.

Из анализа графиков функции, представленных на Рисунках 4.8 – 4.11, следует, что при увеличении H_{μ} экстремум функции $\dot{\Gamma}(\gamma)$ смещается вправо.

Из анализа возможных графиков функции проницаемости контакта можно сделать вывод, что окончательный вид данной функции для каждого конкретного случая будет определяться исключительно материалом фланца, а именно, такими его характеристиками как $\sigma_{т.ф.}$ и H_{μ} .

Следовательно, для разных соединений с разными силами затяжки, разными радиусами контакта, разными параметрами герметизируемой среды и шероховатости на кромках уплотнения, но при этом подчиняющихся допущениям, оговоренным в начале данного параграфа, функции проницаемости контакта будут одинаковыми, если материалы фланцев в соединениях применены одни и те же. Исходя из этого, можно сказать, что оптимальный угол кромки для разных соединений будет одинаковым, если для изготовления их фланцев применены одни и те же материалы.

Выводы по главе 4

1. Проведено математическое моделирование массопереноса рабочей среды при представлении шероховатого межповерхностного пространства эквивалентным пористым слоем, характеристики которого изменяются по мере сближения контактных поверхностей.

2. В предположении, что при внедрении твёрдых кромок Z-образного металлического уплотнения в поверхности фланцев в результате пластического течения металла вновь образующиеся поверхности являются гладкими, контактное сближение шероховатого межповерхностного пространства деталей реализуется только за счёт деформации неровностей врезающихся элементов уплотнения. Вследствие этого используется способ описания реального распределения материала по высоте микрорельефа в виде построения кривой опорной поверхности по результатам статистической обработки профилограммы.

3. Для металл-металлического контакта с соизмеримыми значениями твёрдости уплотняемых поверхностей деталей для вероятностного распределения неровностей по радиусу стыка на основе уравнения Козени по геометрическим соотношениям получены формулы для вычисления проницаемости эквивалентного пористого слоя.

4. С учетом трения при врезании кромок уплотнения в результате относительного перемещения поверхностей при пластическом течении металла фланцев и выдавливании его в наплывы установлена зависимость контактного сближения фланцев от контактного давления в стыке, а также состояния поверхностного слоя, характеризующего микротвёрдостью и параметром шероховатости.

5. На основе решения оптимизационной задачи проведена оценка герметичности уплотняемого стыка, где в качестве критерия выбрана функция проницаемости контакта, характеризующая зависимость утечки

герметизируемой среды через уплотняемый стык от угла клиновидной кромки уплотнения.

6. Приведены расчетные значения функция проницаемости контакта для ряда значений углов клиновидной кромки уплотнения и графики ее изменения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан метод исследования контактного взаимодействия металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов, учитывающий особенности формирования уплотняемого стыка на этапах сборки и силового нагружения, позволяющий существенно снизить металлоемкость конструкции фланцевых соединений и повысить эксплуатационную надежность.

2. Проведено исследование упругопластического деформирования поверхностей фланца, обусловленного контактной нагрузкой при внедрении металлического Z-образного уплотнения, и дано теоретическое обоснование применения решений Хилла в рассмотрении конструкционно-контактных задач по определению предельных контактных нагрузок и деформаций, а также ряда геометрических параметров сопрягаемых деталей фланцевого соединения с учетом полученных соотношений для уплотнений разнообразной формы.

3. Разработаны математические модели фланцевого соединения и формирования уплотняемого стыка. Получены соотношения для напряжений в опасных сечениях фланца с учетом силового нагружения и влияния элементов уплотняемого стыка, определены значения контактной нагрузки, длины контакта и величина внедрения кромок при обжатии соединения.

4. Даны решения конструкционно-контактных задач и получены аналитические зависимости, позволяющие рассчитать напряжённо-деформированное состояние и изгибную жёсткость металлического Z-образного уплотнения в условиях упругопластической деформации при его дискретно-континуальном моделировании в виде профилированного кольца при обжатии соединения.

5. Проведено математическое моделирование массопереноса герметизируемой среды и дана оценка степени герметичности уплотняемого стыка в виде функции проницаемости контакта для клиновидной кромки

металлического уплотнения при контактном взаимодействии с сопрягаемой поверхностью фланца в соединении трубопроводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Киселёв П.И. Основы уплотнений в арматуре высоких давлений. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 124 с.
2. Арматура ядерных энергетических установок/ Д.Ф. Гуревич, В.В. Ширяев, И.Х. Пайкин, И.М. Гельдштейн. – М.: Атомиздат, 1978. – 352 с.
3. Аронович В.Б. Арматура регулирующая и запорная. – М.: Машгиз, 1953. – 284 с.
4. Волошин А.А., Григорьев Г.Г. Расчёт и конструирование фланцевых соединений: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1979. – 125 с.
5. Гуревич Д.Ф. Расчёт и конструирование трубопроводной арматуры.
6. Ананьевский В.А. Исследование влияния микрорельефа прецизионных поверхностей на работоспособность и надёжность клапанных уплотнений: Автореферат диссертации к.т.н. – Киев, 1976. – 27 с.
7. Завагура Ф.Я., Уваров Б.М., Коденаций А.А. Утечка газовой среды через торцовые уплотнения// Технология и организация производства. 1971. №6. С. 73 – 75.
8. Горшко А.И. Исследование и расчёт точности шаровых кранов, исходя из обеспечения качества агрегатов химического производств: Автореферат диссертации к.т.н. – М., 1973. – 16 с.
9. Rathbun F.O. Fundamental Seal Inderface Studies and Design and Testing of Tube and Duct Separable Connectors/ Design Criteria for Zera Leakage Connectors for Lanch Vehicles, !!64-27-305, NASA-GR-56571, June 1, 1964, v. 111.
10. Михайлов Ю.Б., Ланков А.А. Определение расхода газа через контакт, образованный шлифованными и полированными поверхностями// Авиационная техника 1976. №1. С. 71-76.
- 11.Алексеев В.М. Основы расчёта неподвижных соединений на герметичность// Контактное взаимодействие твердых тел. – Калинин: КГУ, 1984. С. 17 – 24.

12. Стратиневский Г.Г. Исследование вопросов герметичности высоковакуумных соединений: Автореф. дис. к.т.н. – Львов, 1971. – 24 с.
13. Юровский В.С., Бартенев Г.М. Особенности деформирования резины в резино-металлических клапанах// Каучук и резина. 1965. №5. С. 31-34.
14. Туник Я.А. К вопросу о расчёте плоских металлических уплотнителей периодического действия// Арматуростроение. – Л.: ЦКБА, 1972. Вып. 1. С. 47 – 53.
15. Экслер Э.И. О работе контактного металлического уплотнения// Химическое и нефтяное машиностроение. 1966. №2. С. 5—8.
16. Алексеев В.М., Покусаев В.С. Расчёт металлических уплотнений на герметичность при высоких контактных давлениях// Фрикционный контакт деталей машин. – Калинин: КТУ, 1984. С. 17 – 29.
17. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1972. – 240 с.
18. Молданов О.И., Молдаванов И.И. Количественная оценка качества уплотнений трубопроводной арматуры. – М.: ВНИИЭпром, 1973. – 30 с.
19. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Л.А.Кондаков и др. – М.: Машиностроение, 1968. – 464 с.
20. Тихомиров В.П., Вольтер Л.В., Горленко О.А. Имитационное моделирование герметичности плоских стыков// Машиноведение, 1986. №2. С. 91-94.
21. Тихомиров В.П., Горленко О.А. Критерий герметичности плоских сопряжений// Трение и износ. 1989. Т. 10. №2. С. 214 – 218.
22. Макушкин А.П. Карагельский И.В., Михин Н.М. Исследование герметичности разъёмных соединений при криогенных температурах// Трение и износ. 1988. Т. 9. №2 С. 197 – 206.
23. Соединения трубопроводов. Справочник в 2 т. Л.П. Колесникова, В.Ф. Курочкин, Б.В. Максимовский и др. – М.: Издательство стандартов. 1988. – Т.2: В 2 ч. – 160 с.: 319 ил.

24. Фланцевые соединения: конструкции, размеры, расчёт на прочность: методические указания/ сост.: В.Б. Коптева, А.А. Коптев. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 24 с.
25. Прочностные расчёты отдельных элементов технологического оборудования: учебное пособие/ А.П. Леонтьев, А.Г. Мозырев, А.Н. Гребнев, С.Г. Головченко. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2012. 144 с.
26. Безопасность систем, работающих под давлением: метод. указ./ Сост. А.П. Овчинников. – Самара; Самар. гос. техн. ун-т, 2009. – 60 с.: 9 ил.
27. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник. И.А. Биргер, Б.В. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е издание, переработанное и дополненное. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
28. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 221 с.
29. Шишкин С.В., Шишкин С.С. Расчёт на герметичность фланцевых соединений. Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2010, №3. – С. 75 – 82.
30. Шишкин С.В. О распределении контактного давления в кольцевой модели фланцевого соединения. Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2004. № 2—С. 38 – 42.
31. Шишкин С.В., Махутов Н.А., Шишкин С.С. Распределение контактной нагрузки в кольцевой модели фланцевого соединения с отклонениями формы герметизируемых поверхностей. Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2006. №4. – С. 62-67.
32. Шишкин С.В., Махутов Н.А. Расчёт и проектирование силовых конструкций на сплавах с эффектом памяти формы. М.: НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, 2007. – 410 с.
33. Шишкин С.В. К расчёту контактной нагрузки в уплотняемом стыке термомеханических соединений трубопроводов. Вестник машиностроения. 2018. №12. – С. 7-12.

34. Шишкин С.В. Методика определения термомеханической диаграммы для напряжённых соединений цилиндров при их плоской деформации. *Материаловедение*. 2020. №1. –С. 42 – 48.
35. S.V. Shishkin. Method of Determining a Thermomechanical Diagram for stressed cylinder connection upon their plain deformation. *Inorganic materials; Applied Research*. 2020. vol 11. №4. – pp 965-971.
- 36 Шишкин С.В. Проектный расчёт соединений трубопроводов муфтами с эффектом памяти формы с промежуточной втулкой. *Известия вузов. Сер.: Авиационная техника*. 1989. №4. – С.59 – 64.
37. Шишкин С.В., Хасьянов У., Шишкин С.С. Расчёт термомеханических соединений трубопроводов с тонкостенными сильфонами. *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. 2004. №6. – С. 105-110.
38. Билле А.В. Уплотнительная техника в условиях космоса. – В сб.: *Проблемы современной уплотнительной техники*. – М.: Мир. 1967. С.32 – 48
39. Борисов В.А., Пичугин Д.Ф. Влияние самоуплотнения и упругости прокладок на герметичность неподвижных соединений. – *Труды КуАИ*. 1972. вып. 51. –С. 149 – 160.
40. Буренин В.В., Дронов В.П. Основные тенденции развития конструкций уплотнений для неподвижных соединений. – М.:ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, сер. ХМ-4. 1976. – 49 с.
41. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение. 1974. – 232 с.
42. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. – Л.:Машиностроение. 1974. – 232 с.
43. Металлические уплотнения для гидравлических систем. Макаров Н.Г. и др. *Вестник машиностроения*. 1975. №4. –С. 88 – 95.
44. Протопопов В.Б. Уплотнения судовых фланцевых соединений. – Л.: Судостроение. 1966. – 160 с.
45. Протопопов В.Б. Конструкция разъёмных соединений судовых трубопроводов и их уплотнения. – Л.:Судостроение. 1972. – 96 с.

46. Уплотнения. Сборник статей под редакцией Житомирского В.К. – М.: Машиностроение. 1964. – 294 с.
47. Уплотнения для высоких температур. Вопросы ракетной техники. – Сборник переводов и обзор иностранной передовой литературы. 1963. №11. – С. 60 – 70.
48. S.K. Chan, I.S. Tuba. A finite element method for contact problem of solid bodies. – part 1,2. Int. J. Meth. sci. 1971, vol 13. №7. –pp 615 – 640.
49. Иосилевич Г.Б., Осипова Г.В. Решение конструкционно-контактных задач численными методами. Машиностроение. 1976. №4. – С.69 – 73.
50. Хворостухин Л.А., Шишкин С.В. К расчёту контактных напряжений в соединениях трубопроводов, получаемых радиальным обжатием муфты. Проблемы прочности. 1989. №8. – С 8 – 15.
51. O.C. Zenkewicz, I.C. Corneau. Visco-plasticity, plasticity and creep in elastic solids – a unified solution. Int. J. Num. Meth in Eng. 1974. vol 8. №10. – pp 821-845.
52. Шишкин С.В., Шмелёв Д.Н., Каширин Б.А. К расчёту контактных напряжений во фланцевом соединении с С-образным металлическим уплотнением. Известия вузов. Сер.: Машиностроение. 1989. №6. – С. 8 – 15.
53. Партон В.З., Перлин П.И. Методы математической теории упругости. – М.: Физматгиз. 1981. – 688 с.
54. Рубин А.М. Расчёт взаимодействия цилиндрических оболочек, сопряжённых путём посадки. Машиноведение. 1978. №3. – С. 88 – 89.
55. Хворостухин Л.А., Шишкин С.В. К расчёту контактных напряжений в соединении трубопроводов, полученном механической запрессовкой. Гидроаэромеханика и теория упругости. 1984. Вып. 31. – С. 69–79.
56. Шишкин С.В. К расчёту на герметичность ниппельных соединений трубопроводов. Техника воздушного флота. 2018. №3. – С. 15-20.
57. Бабкин В.Т., Зайченко А.А., Александров В.В. Герметичность неподвижных соединений гидравлических систем. – М.: Машиностроение. 1977. – 173 с.

58. Бицено К.Б., Граммель Р. Техническая динамика. – М. – Л.:ГИТТЛ, 1950, т.1. – 900 с.
59. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
60. Биргер И.А. Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
61. Русланцев А.Н., Думанский А.М., Алимов М.А. Модель напряженно-деформированного состояния криволинейной слоистой композитной балки // Труды МАИ. 2017. № 96. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=85659>
62. Гнездилов В.А., Гришанина Т.В., Нагорнов А.Ю. Деформация плоской статически неопределимой стержневой системы при потере устойчивости стержней // Труды МАИ. 2017. № 95. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=84435>
63. Хилл Э. Математическая теория пластичности. – М.: Гостехиздат. 1956. – 356 с.
64. Биргер И.А. Общие алгоритмы решения задач теории упругости, пластичности и ползучести. – В кн.: Механика деформируемых сред. – М.: Наука. 1976. С. 51 – 73.
65. Аносов Ю.В., Данилин А.Н., Курдюмов Н.Н. О жесткостях проволочных конструкций спирального типа // Труды МАИ. 2015. № 80. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=56958>.
66. Martin H. Sadd. Elasticity. Theory, applications and numerics, Burlington, USA, 2009, Elsevier Inc, 536 p.
67. Коровайцева Е.А. О некоторых особенностях решения задач статики мягких оболочек вращения при больших деформациях. Труды МАИ. 2020. № 114.
URL:
http://trudymai.ru/upload/iblock/265/Korovaytseva_rus.pdf?lang=ru&issue=114.
68. Аунг Ч.Т., Бабайцев А.В. Исследование влияния геометрических параметров цилиндрической оболочки под давлением зажатой между

абсолютно жесткими пластинами на ширину зоны контакта. Труды МАИ. 2020. № 113. URL: http://trudymai.ru/upload/iblock/d1c/3-Aung-CHzho-Tkhu_Babaytsev_rus.pdf?lang=ru&issue=113.

69. Chuiko S. M., Nesselova O.V. Nonlinear boundary-value problems for degenerate differential-algebraic systems // Journal of Mathematical Sciences, 2021, vol. 252, pp. 463 – 471. DOI: 10.1007/s10958-020-05174-5

70. Bagderina Yu. Yu. Eigenfunctions of Ordinary Differential Euler Operators // Journal of Mathematical Sciences, 2021, vol. 252, pp. 125 – 134. DOI: 10.1007/s10958-020-05147-8

71. Zhiber A.V., Yur'eva A.M. On a Certain Class of Hyperbolic Equations with Second-Order Integrals // Journal of Mathematical Sciences, 2021, vol. 252, pp. 168 – 174. DOI: 10.1007/s10958-020-05151-y

72. Panovcv, A.V. Optimal System of Subalgebras of the Direct Sum of Two Ideals. // Journal of Mathematical Sciences, 2015, vol. 215, pp. 537–542. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10958-016-2858-2>

73. Hudramovych, V.S., Dzyuba, A.P. Contact interactions and optimization of locally loaded shell structures. // Journal of Mathematical Sciences, 2009, vol. 162, pp 231–245. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10958-009-9634-5>.

74. Gerasimenko, P.V., Khodakovskiy, V.A. Numerical Algorithm for Investigating the Stress-Strain State of Cylindrical Shells of Railway Tanks. Vestnik St.Petersb. Univ.Math. 52, 207–213 (2019). <https://doi.org/10.1134/S1063454119020067>

75. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – 3-е издание переработанное и дополненное. – М.: Наука, 1970. – 940 с.

76. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмо-гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1983. – 151 с.

77. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1982. – 215 с.

78. Основы теории проектирования уплотнений пневмогироаппаратуры летательных аппаратов: Учебное пособие. Под ред. А.М. Долотова, П.М. Огара, Д.И. Чегодаева. – М.: МАИ, 2000. – 296 с.
79. Рид Р., Праусниц Д., Шервуд Т. Свойства жидкостей и газов. 3-е издание переработанное и дополненное. – Л.: Химия, 1982. – 591 с.
80. Шишкин С.В. Механика герметичных заклёпочных соединений. – М.: Книжный дом «Либроком», 2012. – 251 с.
81. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн. Под ред. И.В. Карагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. Кн.1. – 400 с.
82. Дёмкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 226 с.
83. Ерёменкова И.В. Технологическое обеспечение герметичности неподвижных разъёмных металлических уплотнений. Дисс. к.т.н. – Брянск: БГТУ. 2005. – 150 с.
84. Пинчук Л.С. Герметология. – Минск: Наука и техника, 1992. 216 с.
85. Prandtl L. Anwendungsbeispiele zu einem Henckyschen Satz ueber das plastische Gleichgewicht, Zeits. f. Angew. Math. u. Mech. 3, 401 (1923).
86. Hencky H. Ueber einige statisch bestimmte Faelle des Gleichgewichts in plastischen Koerpern, Zeits. f. Angew. Math. u. Mech. 3, 241 (1923).
87. Смирнов-Аляев Г.А. Сопротивление материалов пластическому деформированию. – Л.: Машиностроение, 1978, 368 с.
88. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, ФМЛ, 1963. – 531с.
- Feodos'ev V.I. Soprotivlenie materialov [Strength of materials]. Moscow, Nauka, FML, 1963.
89. Ильюшин А.А. Пластичность, Ч. 1. Уругоупластические деформации. – М.: ГТТЛ, 1948, 376 с.
90. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. – М.: ГИТТЛ, 1956. – 324 с.

Практический пример расчёта утечки керосина ТС-1 из соединения трубопроводов с Z-образным металлическим уплотнением

Вычислить объёмный расход и часовую утечку керосина ТС-1 через уплотнение при нормальной температуре 20 °С и нагружении соединения рабочим давлением $p=7$ МПа, а затем растягивающим усилием $T_x = 20$ кН.

Динамическая вязкость керосина ТС-1 равна $\mu_{20} = 10^{-9}$ МПа × с. Соединение затянуто болтами по ГОСТ 7798-70 М8×40 усилием $P_6=6$ кН.

Фланцы изготовлены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т с $HB_\phi = 1900$ МПа, болты выполнены из титанового сплава ОТ-4. Профилированное кольцо из стали ЭП-678 имеет угол заострения кромок $2\gamma = 90^\circ$.

Исходные данные

Физико-механические характеристики стали ЭП-678.

Модуль упругости $E_2 = 1,96 \times 10^5$ МПа;

Коэффициент Пуассона $\mu_2 = 0,3$;

Предел текучести $\sigma_{2T} = 1000$ МПа;

Предел прочности $\sigma_{2B} = 1800$ МПа;

Деформация на пределе текучести $\varepsilon_{2T} = 0,0051$;

Деформация на пределе прочности $\varepsilon_{2B} = 0,165$.

Физико-механические характеристики стали 12Х18Н10Т.

Модуль упругости материала фланца $E_1 = E_3 = 1,98 \times 10^5$ МПа;

Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$;

Предел текучести $\sigma_T = 380$ МПа;

Твёрдость по Бринеллю $HB_\phi = 1900$ МПа;

Предел длительной прочности $\sigma_B = 640$ МПа;

Физико-механические характеристики титанового сплава ОТ-4.

Модуль упругости материала болтов $E_6 = 1,2 \times 10^5$ МПа;

Предел текучести $\sigma_{T(6)} = 610$ МПа;

Основные размеры деталей соединения.

$R = 60; r_6 = 52; r_s = 27; \rho = 25; \rho_1 = 45; r_{11} = 44; r_1 = 43; r_{12} = 42;$
 $r_{21} = 30; r_2 = 29; r_{22} = 28; H = 12; h_k = 3; H_f = 20; r_f = 35; h_T = 4;$
 $h_{21} = 4; h_{22} = 7; l_6 = 28; l_p = 10; h_{г.б.} = 5,5.$

Внутренний диаметр резьбы болта $d_1 = 6,647;$

Средний диаметр резьбы $d_2 = 7,188;$

Шаг резьбы $S_m = 1,25;$

Параметры шероховатости кромки уплотнения.

$Ra_2 = 0,08; Rz_2 = 0,4;$

Средний угол при вершинах продольных неровностей $\beta_{пр} = 120^\circ;$

Средний угол при вершинах поперечных неровностей $\beta_{поп} = 72^\circ;$

Коэффициенты кривой опорной поверхности $b_H = \nu = 1,5;$

Коэффициент трения при врезании кромок $f_{тр} = 0,3.$

Результаты расчёта

1. Контактное давление на кромках, длина контакта глубина внедрения кромок:

$$q = 690,3 \text{ МПа}; l_1 = 0,1821 \text{ мм}, l_2 = 0,27 \text{ мм}, \Delta_1 = 0,0904 \text{ мм},$$
$$\Delta_2 = 0,134 \text{ мм}.$$

2. Геометрические характеристики поперечных сечений фланцев:

$$I_1 = 13,65 \text{ мм}, I_3 = 836,7 \text{ мм}^3$$

3. Изгибная жёсткость уплотнения с учётом упруго-пластического деформирования:

$$I_{32}(\varepsilon) = 5,71 \times 10^5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

4. Радиус центра тяжести уплотнения

$$r_{02} = 36,29 \text{ мм}$$

5. Параметры оболочки

$$\beta = 0,1237 \text{ мм}^{-1}; D = 11,6 \times 10^5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

6. Учёт сопротивления болтов и трубы при изгибе фланца

$$Z = 0,7345; v_{p.б.} = 0,0052$$

7. Уменьшение зазора между фланцами на радиусе R (край фланца) при обжатии соединения:

$$\Delta_R = -2,6474 \text{ мм}$$

8. Расчёт соединения на этапе подачи рабочего давления:

$$\Phi = 0,0011 \text{ мм}^{-2}; X = 0,005272 \text{ мм}^{-1};$$

$$S_{1p} = 612 \text{ мм}^2; S_{3p} = 108 \text{ мм}^2; S_{2p} = 238 \text{ мм}^2;$$

$$S_{1M} = -17216 \text{ мм}^3; S_{3M} = 1156,8 \text{ мм}^3; S_{2M} = 17232 \text{ мм}^3;$$

$$\Lambda_1 = 8,21 \text{ Н/мм}; \Lambda_3 = -39,16 \text{ Н/мм}; \Gamma_1 = 33,18 \text{ Н}; \Gamma_3 = -158,3 \text{ Н};$$

$$\Theta_1 = 6,57 \text{ мм}; \Omega_1 = 7409 \text{ Н} \times \text{мм};$$

$$\Theta_2 = -17,83 \text{ мм}; \Omega_2 = 84504 \text{ Н} \times \text{мм};$$

$$\Theta_3 = 16,788 \text{ мм}; \Omega_3 = 49392 \text{ Н} \times \text{мм};$$

$$\lambda_6 = 0,6333 \times 10^{-5} \text{ мм/Н}$$

$$N_6 = 4627 \text{ Н}$$

Увеличение зазора между фланцами на радиусе R на этапе подачи давления:

$$\Delta_{Rp} = 0,0215 \text{ мм}$$

Приращения контактных усилий на этапе подачи рабочего давления:

$$\delta P_{1x} = -37,45 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}; \delta P_{2x} = -177,2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}; \delta N_r = 119 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Знак «−» в значении осевого приращения свидетельствует о самоуплотнении соединения.

Результирующее контактное давление на кромках уплотнения на этапе подачи давления:

$$q_{1н} = 531,9 \text{ МПа}; q_{1в} = 999,5 \text{ МПа}; q_{2н} = 1078,17 \text{ МПа}; q_{2в} = 614,09 \text{ МПа};$$

Расчёт давления разгерметизации соединения:

$$\Lambda_{r1} = -2,869 \text{ мм}; \Gamma_{r1} = -11,6 \text{ мм}^2; \Lambda_{r3} = -1,553 \text{ мм}; \Gamma_{r3} = -6,277 \text{ мм}^2;$$

$$\Theta_r = 45,6 \text{ мм}; \Omega_{1r} = -8792 \text{ мм}^3; \Omega_{p1} = 188318 \text{ Н} \times \text{мм}; \Omega_{3r} = -8341 \text{ мм}^3;$$

$$\Omega_{p3} = 127005 \text{ Н} \times \text{мм}; \Omega_{2r} = -3806 \text{ мм}^3; \Omega_{p2} = 107006 \text{ Н} \times \text{мм};$$

$$\begin{aligned}
Y &= -6056 \text{ мм}^2; Y_p = 171461 \text{ Н}; p_r = 27,15 \text{ МПа}; \\
\Lambda_{r1}^* &= -1,553 \text{ мм}; \Gamma_{r1}^* = -6,277 \text{ мм}^2; \Lambda_{r3}^* = -2,869 \text{ мм}; \Gamma_{r3}^* = 11,6 \text{ мм}^2; \\
\Omega_{2r}^* &= 5630 \text{ мм}^3; \Omega_{1r}^* = 1924 \text{ мм}^3; \Omega_{3r}^* = 1736 \text{ мм}^3; Y^* = 9095 \text{ мм}^2; \\
p_r^* &= -19,7 \text{ МПа}.
\end{aligned}$$

Знак «-» в значении p_r^* говорит о том, что отрыв нижней кромки произойдёт в том случае, если к соединению вместо внутреннего давления приложить распределённую нагрузку, действующую в обратном направлении и равную 19,7 МПа. Это коррелирует с расчётами соединения на этапе нагружения внутренним давлением, так как было получено значительное самоуплотнение на нижней кромке. Поскольку во время эксплуатации соединения имеет место именно нагружение внутренним давлением, то в качестве давления разгерметизации принимаем:

$$p_{\text{разгерметизации}} = p_r = 27,15 \text{ МПа}.$$

9. Расчёт соединения на этапе нагружения внешней осевой силой:

$$\begin{aligned}
t_x &= 188 \text{ Н/мм}; \Lambda_t = 0,07641; \Gamma_t = 0,31 \text{ мм}; \\
\Theta_{2t} &= -17,83 \text{ мм}; \Omega_{2t} = 378 \text{ мм}^2; \\
\Theta_{1t} &= 6,57 \text{ мм}; \Omega_{1t} = 219 \text{ мм}^2; \\
\Theta_{3t} &= 16,79 \text{ мм}; \Omega_{3t} = 2,355 \text{ мм}^2; \\
\dot{N}_6 &= 2448 \text{ Н}
\end{aligned}$$

$$\delta \dot{P}_{1x} = 1,57 \text{ Н/мм}; \delta \dot{P}_{2x} = 2,33 \text{ Н/мм};$$

Результирующее давление на кромках:

$$q_{1н\Sigma} = 528,85 \text{ МПа}; q_{1в\Sigma} = 996,45 \text{ МПа};$$

$$q_{2н\Sigma} = 1075,12 \text{ МПа}; q_{2в\Sigma} = 611,04 \text{ МПа};$$

Осевая сила разгерметизации соединения:

$$T_{x_{\text{разгерметизации}}} = 4,352 \text{ МН}$$

Такое значение осевой силы разгерметизации соединения говорит о том, что разрыв болтов вследствие действия осевой силы произойдёт прежде,

чем наступит разгерметизация соединения вследствие отрыва кромки уплотнения от поверхности фланца под действием осевой силы.

Увеличение зазора между фланцами на радиусе R на этапе нагружения осевой силой:

$$\Delta_{R_T} = 0,01139 \text{ мм}$$

Суммарное уменьшение зазора:

$$\Delta_{R_\Sigma} = -2,61451$$

Данное значение необходимо использовать для контроля нагрузок, действующих на соединение и, как следствие, утечки, которая будет вычислена ниже. Поскольку составляющие Δ_{R_p} и Δ_{R_T} исчисляются сотыми долями миллиметра необходимо произвести замеры фактического зазора между фланцами до и после нагружения с точностью ± 1 мкм.

При вычислении расчётного значения зазора после нагружения в качестве исходного значения зазора до нагружения необходимо также брать фактическое значение зазора, а не номинальное. Если фактическое значение зазора после нагружения превышает аналогичное расчётное значение, то нагрузка на соединение превышает расчётную, а, значит, утечка также может оказаться больше расчётной.

Такой метод контроля удобен в практическом применении и требует лишь наличия средства измерения с точностью ± 1 мкм (например, электронный микрометр), что при современном уровне развития техники не является сложной проблемой как на этапе производства, так и эксплуатации летательного аппарата

10. Расчёт утечки керосина ТС-1. Данные расчета приведены в табл. 1.

Давление герметизируемой среды в точках r_1 и r_2 соответственно:

$$p_1 = 6,918 \text{ МПа}; p_2 = 0,00137 \text{ МПа};$$

Объёмный расход керосина ТС-1 через каждую кромку уплотнения:

$$Q_{V1}^{(ж)} = 294904 \text{ мкм}^3/\text{с}; Q_{V2}^{(ж)} = 1246 \text{ мкм}^3/\text{с};$$

Суммарный объёмный расход:

$$Q_{\Sigma} = 296150 \text{ мкм}^3/\text{с}$$

Часовая утечка:

$$L_V^{(ж)} = 1,06614 \text{ мм}^3$$

Таблица 1

Расчёт параметров контакта кромки уплотнения с фланцем

кромка	q (МПа)	δ_k мкм	$\delta_{k(тр)}$ мкм	ε	$h_{сл}$ мкм	$m_{сл}$	$B_{сл}$ мкм ⁻¹	K мкм ²
1н	528.85	0.173047	0.282066	0.7052	0.11793389	0.274502	14.532279	2.05678×10^{-5}
1в	996.45	0.237533	0.38718	0.9679	0.01282046	0.089774	8.2444599	2.23534×10^{-6}
2н	1075.12	0.246732	0.399706	0.9993	0.00029413	0.06129	7.340138	8.97398×10^{-7}
2в	611.04	0.186008	0.303193	0.758	0.09680679	0.24365	13.452216	1.67853×10^{-5}

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«ИНСТРУМЕНТ»

141105, Московская область, Подольск, ул.Б.Серпуховская, д.43;
тел. 8(499)941-08-82, тел/факс: 8(4967)69-99-17, www.ooo-instrument.ru
E-mail: ooo-instrument@bk.ru

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
научно-технического мероприятия

Внедрение результатов диссертационной работы соискание ученой степени
кандидата технических наук Бойкова Андрея Александровича
(наименование мероприятия)

«Контактное взаимодействие металлических профилированных уплотнений с
сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов»
по специальности 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»

Настоящим актом подтверждается применение результатов исследования диссертационной работы Бойкова Андрея Александровича на тему «Контактное взаимодействие металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры».

Полученные результаты проведенных исследований контактного взаимодействия элементов фланцевых соединений и определение степени плотности контакта при внедрении металлических профилированных уплотнений дают возможность учитывать влияние контактных напряжений на прочность и герметичность стыковых узлов в сложных конструкциях нестандартного оборудования, применяемого в технологиях сборки крупногабаритных изделий энергетического машиностроения.

Предложенные математические модели и методы моделирования внедрения инденторов различной конфигурации в жестко-пластические цилиндрические тела были применены в расчетной практике при проектировании изделий инструментального производства: штампов и пресс-форм заготовительного производства.

Применение предложенных расчетных методик в инженерной практике организации позволило оценить точность сборки некоторых ответственных конструкций, качество сопряжений, их герметичность, жесткость стыков, уточнить моменты затяжки резьбовых соединений и другие сведения.

Генеральный директор ООО «Инструмент»



Н.С. Гладун
14.03.2022