

На правах рукописи

БОЖКО Григорий Вячеславович

**Совершенствование герметичных
разъемных соединений с уплотняющими
элементами из материалов с зависящими от
нагрузки физико-механическими свойствами**

05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (химическая промышленность)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Тамбов – 2010 год

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный университет инженерной экологии (ГОУ ВПО МГУИЭ)

Научный консультант – Заслуженный деятель науки Р.Ф., доктор технических наук, профессор
Продан Василий Дмитриевич.

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук, профессор
Першин Владимир Федорович;
- доктор технических наук, профессор
Жуков Валерий Григорьевич;
- доктор технических наук, профессор
Гриб Владимир Васильевич.

Ведущая организация: – Федеральное государственное унитарное предприятие ГосНИИОХТ.

Защита состоится «17 » декабря 2010 г. в « 14 » час. « 30 » мин. на заседании диссертационного совета по присуждению ученой степени доктора технических наук Д 212.260.02 в Тамбовском государственном техническом университете по адресу: г. Тамбов, ул. Ленинградская, 1, ауд. 60.

Эл. почта: kvidep@cen.tstu.ru; факс: (80752) 722024.

Отзыв на автореферат (в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью) просим направлять по адресу: 392620, г. Тамбов, ул. Советская, 106, ТГТУ, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.260.02.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2010г.

Ученый секретарь
диссертационного совета, доцент

В.М.Нечаев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы. В герметичных системах уплотнений, применяемых в оборудовании химической и ряда других отраслей промышленности, используются разъемные соединения, от работоспособности которых зависят предельные значения рабочих давлений и качество работы оборудования в целом. При выходе из строя узла или системы уплотнения агрегат перестает быть работоспособным, увеличивается опасность возникновения аварии, которая может привести к человеческим жертвам и к экологическим катастрофам. Нарушение герметичности ведет к нарушению технологии процесса, снижению качества получаемого продукта, к потере сырья и удорожанию выпускаемой продукции.

Однако до сих пор при расчете узлов уплотнений оборудования на герметичность не учитывается ряд важных факторов. Это относится, прежде всего, ко всем уплотнениям, выполненным из материалов, у которых модуль упругости зависит от величины и вида нагружения, а при расчетах принимается как постоянная величина. К таким материалам относятся фторопласты, терморасширенный графит и др. К ним можно отнести и металлические прокладки, работающие за пределами упругости.

Изложенное делает вопросы совершенствования конструкций и методов расчета уплотнений актуальными в практическом и в научном плане.

Совокупность излагаемых в работе научных положений, идей и практических результатов составляют новое направление в области теоретических и практических методов обеспечения герметичности разъемных соединений по совершенствованию узлов уплотнений и методики их расчета на герметичность с уплотнением из материалов с зависящими от нагрузки физико-механическими свойствами как на стадии их конструирования, так и в процессе эксплуатации.

Выполненные исследования направлены на решение общей проблемы совершенствования узлов уплотнений и методов их расчета на герметичность.

В настоящей работе изложены полученные автором в рамках этой проблемы научно обоснованные технические решения по совершенствованию узлов уплотнений и методики их расчета на герметичность с учетом указанных особенностей материалов уплотнительных элементов (прежде всего, на примере наиболее распространенного фторопласта-4).

Цель работы – обосновать теоретически и подтвердить практически полученные рекомендации по расчету и конструированию разъемных герметичных соединений оборудования с уплотнителями из материалов, деформационные характеристики которых зависят от нагрузки.

Для достижения этой цели необходимо было решить следующие задачи:

– определить группу материалов, деформационные характеристики которых зависят от величины и вида нагружения: сжатия или восстановления;

- учесть интенсивность изменения деформации этой группы материалов от нагрузки при сжатии и при восстановлении введением специальных мгновенных модуля сжатия и модуля восстановления;
- установить зависимость модулей сжатия и восстановления, а также нагрузки на прокладку и на крепежные элементы от условия размещения прокладки в соединении;
- сформулировать физическое представление о механизме ползучести указанных прокладочных материалов;
- исследовать влияние цикличности изменения нагрузки на работоспособность герметичного соединения с пластичной прокладкой;
- аналитически определить и экспериментально подтвердить условия герметичности сопрягаемых уплотняющих поверхностей (выражение для определения утечки среды) в зависимости от давления среды, удельной нагрузки на уплотняющие поверхности и ширины их зоны контакта;
- разработать математическую модель работы уплотнения и установить рациональную, исходя из герметичности и материалоемкости соединения, ширину уплотнительной прокладки и зону ее размещения между фланцами;
- установить условия деформации кольцевого уплотнительного элемента при различных способах его размещения между фланцами;
- создать экспериментальный комплекс для исследования деформационных характеристик сальниковых набивок (коэффициента бокового давления, модулей сжатия и восстановления, коэффициента трения), получить уравнения для определения этих параметров для отдельных типов набивок;
- разработать методику и создать экспериментальную установку для оценки проницаемости сальниковых набивок, и экспериментально получить значения коэффициентов проницаемости для отдельных типов набивок;
- разработать методики расчета для различных разъемных герметичных соединений на основании результатов исследований.

Научная новизна:

- впервые установлена группа материалов, для которых интенсивность изменения деформации от нагрузки зависит от величины и характера нагружения;
- впервые предложено оценивать эту интенсивность модулями (мгновенными) сжатия и восстановления. Установлено, что модули и, следовательно, нагрузка на прокладку и на крепежные элементы, зависят от условия размещения прокладки в соединении. Для фторопласта-4 получены выражения для оценки модулей сжатия и восстановления в зависимости от температуры, величины и характера нагружения. Впервые разработаны методы расчета отдельных параметров герметичных разъемных соединений с учетом модулей сжатия и восстановления;
- впервые предложена математическая модель уплотнения для определения рациональной с точки зрения герметичности и материалоемкости ширины уплотнительной прокладки и зоны ее размещения;

– впервые разработаны расчетные выражения для оценки условий деформации сальниковой набивки, нагруженной осевой силой. Установлено, что при осевом сжатии набивки радиальная деформация ее происходит в основном по наружному контуру. В замкнутом объеме значение радиальной нагрузки на внутреннем контуре элемента превышает ее значение на наружном контуре в зависимости от величины коэффициента Пуассона материала набивки;

– впервые проведено исследование условий герметичности разъемных соединений с сопрягаемыми уплотняющими поверхностями. Получено выражение для оценки герметичности разъемных соединений с пластичной прокладкой. Установлено, что дисперсность фторопласта влияет на герметизирующую способность уплотнителя;

– разработана методика расчета и конструирования фланцевого соединения с опорным элементом, установленным параллельно уплотнительной прокладке, осевая жесткость которого превышает осевую жесткость самой прокладки;

– впервые установлено, что часть толщины сопрягаемых уплотняющих элементов разъемного герметичного соединения в рабочих условиях частично нагружается и частично разгружается. Получены выражения для оценки изменения нагрузок на уплотняющих элементах.

Практическая значимость. Разработаны методы оценки деформационных характеристик, зависящих от величины и вида нагружения для материалов, обладающих такими свойствами.

Установлена зависимость модулей сжатия и восстановления, а также нагрузок на прокладку и на крепежные элементы от способа размещения прокладки в соединении.

Получены уравнения для определения влияния циклического изменения нагрузки на значение остаточной деформации и высоту прокладки.

Получено выражение для определения рациональной ширины прокладки и рекомендации по ее размещению для снижения материалоемкости и повышения эффективности (долговечности) соединения.

Разработан узел фланцевого соединения с размещенным параллельно прокладке опорным элементом, выполненным из более жесткого, чем прокладка материала, повышающий срок службы соединения. Получены уравнения для расчета соединения.

Установлено, что радиальная деформация кольцевого уплотняющего элемента, находящегося под осевой нагрузкой и без радиального ограничения происходит в основном по наружному его контуру.

Получены расчетные выражения для определения модулей сжатия и восстановления фторопласта-4 в зависимости от температуры, величины, продолжительности и вида нагружения.

Получено выражение для расчета влияния ползучести на работу разъемного соединения с пластичным уплотнительным элементом. Для фторопласта-4 определено значение параметров, входящих в это выражение.

Получено уравнение для оценки утечки уплотняемой среды в зависимости от удельной нагрузки на уплотняющих поверхностях, их ширины и давления среды. По результатам экспериментальных исследований получено выражение для определения утечки на уплотняющих фторопластовых поверхностях.

Получено уравнение для определения изменения осевой нагрузки по высоте набивки. Установлено, что значение радиальной нагрузки на внутреннем контуре сальниковой набивки превышает ее значение на наружном контуре на величину, зависящую от коэффициента Пуассона. Разработаны методики исследования для определения коэффициентов бокового давления и проницаемости набивок.

Получены выражения для расчета узлов соединения царг составного аппарата во фторопластовом исполнении.

Разработаны эффективные конструкции сальниковых уплотнений.

Разработаны методики расчета и конструирования шарового крана, бугельного соединения, разъемного штуцера для крышки фторопластового оборудования, повышающие эффективность соединений с точки зрения увеличения срока службы до ремонта.

Реализация результатов работы. В 1998 году в ЗАО «МЕТАФЛОН», занимающимся изготовлением изделий из фторопластов в г. Кирово-Чепецк, было внедрено производство центробежного консольного фторопластового насоса ФК-8/18/14П, оболочка сальниковой камеры которого выполнена двухслойной.

Конструкция герметичного фланцевого соединения с фторопластовой прокладкой и дополнительным опорным кольцом вместе с методикой его расчета и проектирования была внедрена в 2000 году в ООО «ЭНЕРГОНАЛАДКА С+», занимающимся монтажом трубопроводной арматуры и котельного оборудования.

Методика «Расчет и проектирование шарового крана, работающего под повышенным давлением» была внедрена в 2001 году в ООО «ИК Энерпред-Ярдос», занимающимся разработкой, изготовлением и поставкой шаровых кранов в широком диапазоне по диаметру условного прохода и давлению;

Конструкция разъемного штуцера для оборудования, выполненного из фторопласта-4, работающего под повышенным давлением, внедрена на «Казанском заводе малотоннажной химии» в 2004 году.

Технические условия ТУ 2248-009-22955745-2009 «Узлы трубопроводов, футерованные фторопластом» внедрены в производство в ООО ПКП "МИТО" г. Кирово-Чепецк в 2009 г., содержащие методику расчета футерованных фторопластом-4 фланцевых соединений труб на герметичность с учетом модулей сжатия и восстановления материала, зависящих от величины и вида нагружения.

Методика «Расчет силовых и геометрических параметров бугельного герметичного соединения» внедрена на предприятии ОАО ИркутскНИИхиммаш в 2010 г.

Автор защищает:

– научно обоснованные технические решения по совершенствованию узлов уплотнений и методики их расчета на герметичность с учетом переменности

физико-механических свойств материалов уплотнительных элементов (прежде всего, на примере наиболее распространенного фторопласта-4) как на стадии их конструирования, так и в процессе эксплуатации;

- методики и результаты исследований физико-механических характеристик уплотнительных элементов, выполненных из материалов, у которых эти характеристики зависят от вида и величины нагружения;

- условие деформации кольцевого уплотнительного элемента под действием осевой нагрузки;

- методику и результаты исследований условий герметичности сопрягаемых фторопластовых поверхностей;

- методику определения коэффициентов бокового давления и проницаемости сальниковых набивок;

- новые технические решения при конструировании сальниковых уплотнений и уравнения для расчета двухслойной сальниковой коробки, обеспечивающую заданное усилие нагружения набивки сальника;

- методики расчета и конструирования новых видов шарового крана, бугельного соединения и разъемного штуцера для оборудования из низкомолекулярных материалов;

- условие деформаций двух сопрягаемых уплотняющих элементов разъемного герметичного соединения и выражения для оценки их коэффициентов осевой податливости.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на Всесоюзной конференции «Повышение качества герметизирующих соединений», г. Пенза, 1989 г.; на Всесоюзном совещании «Повышение эффективности и надежности машин и аппаратов в основной химии», г. Сумы, 1989 г.; на конференции «Управление качеством уплотнений и метрологическое обеспечение процессов механообработки», г. Пенза, 1991 г.; на семинаре Международной выставки «БЕЛХИМИЯ-94» «Применение фторопластов в различных отраслях промышленности», г. Минск, 1994 г.; на X конференции по химии высокочистых веществ, г. Нижний Новгород, 1995г.; на второй Всероссийской конференции Уплотнительная Техника, г. Москва, 2007г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 24 работы; сделано 7 докладов с их изданием в трудах конференций; получено 7 патентов РФ и авторских свидетельств СССР. В изданиях, учитываемых ВАК представлено 26 публикаций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, списка литературных источников и приложения. Работа изложена на 353 страницах основного текста, содержит 115 рисунков, 38 таблиц, список литературы из 225 наименований.

Содержание работы.

Во введении обоснована актуальность работы, дано краткое ее содержание

и перечислены полученные автором новые научные и практические результаты.

В первой главе анализируются две концепции механизма герметизации разъемных неподвижных соединений. По первой концепции принимают, что при определенных условиях можно обеспечить абсолютную герметичность соединения. По второй концепции полная герметичность отсутствует. Рассмотрены типовые конструкции разъемных герметичных соединений (РГС). Автором предложена классификация существующих неподвижных РГС (рис. 1). По механическим свойствам материала уплотнителя все неподвижные РГС относятся к РГС с пластичным или с упругим уплотнителем. По конструкции – к фланцевым, муфтовым и сальниковым. По способу нагружения – к разъемным соединениям принудительного типа или самоуплотняющимся.

Классы РГС зависят друг от друга (рис.1), например, фланцевые и муфтовые соединения могут быть и принудительного типа, и самоуплотняющиеся. Одновременно эти соединения могут быть с пластичной прокладкой или с упругим взаимодействием уплотняющих поверхностей.

Приводятся методы расчета и обеспечения герметичности подвижных и неподвижных разъемных

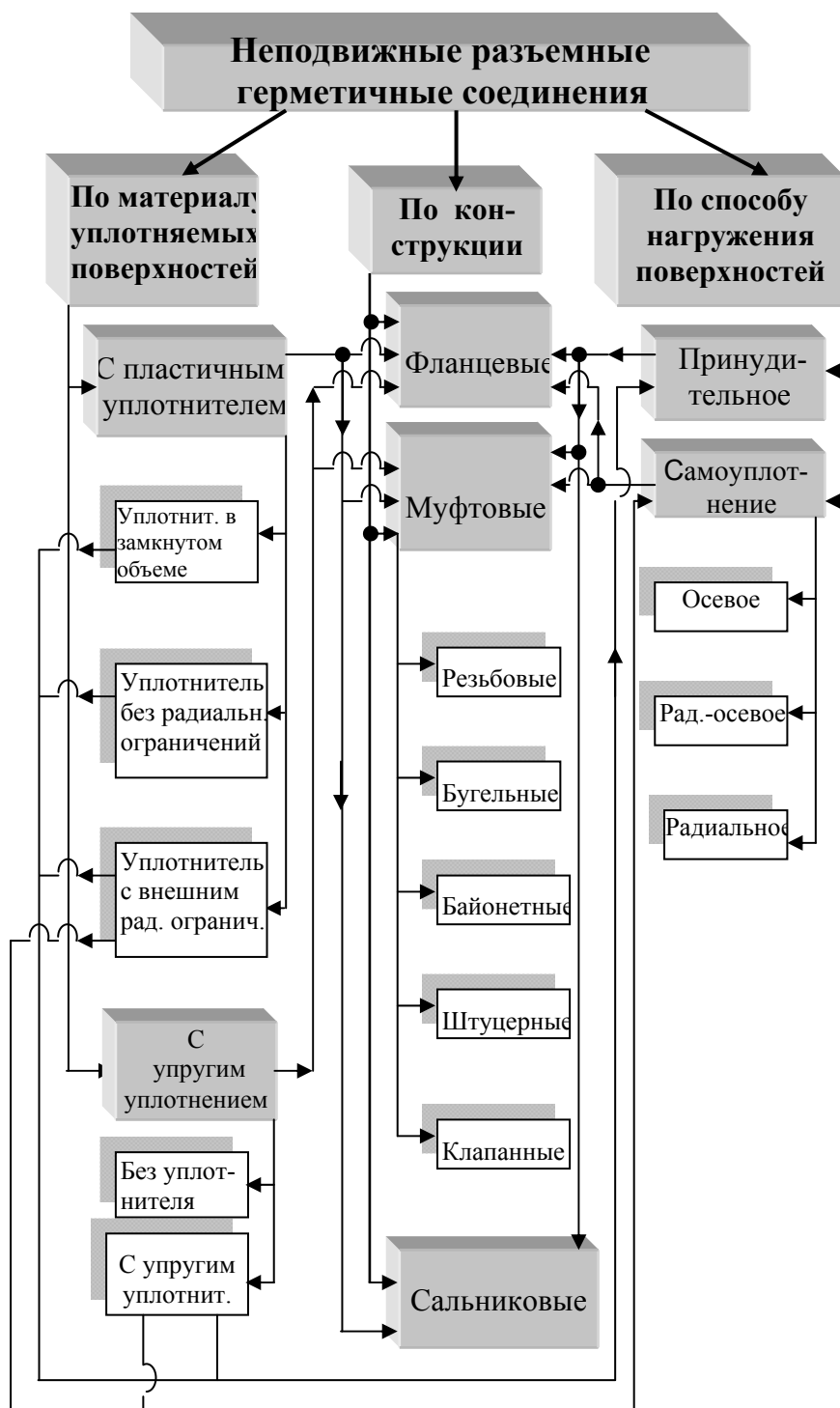


Рис. 1. Схема классификации неподвижных РГС.

соединений, большой вклад в который внесли ученые МИХМ и Московского НИИХИММАШ: Л.П.Карасев, О.В.Румянцев, А.Д.Домашнев, В.Д.Продан и др. Ими был разработан и совершенствовался метод расчета с учетом податливости отдельных элементов соединения, используемый в мировой практике.

Расчет сводится к решению уравнения (1)

$$[Q] \leq Q_n = Q_3 + \xi p + \Delta Q_t - \int v(\tau) d\tau, \quad (1)$$

где $[Q]$, Q_n , Q_3 – усилия герметизации, на прокладку в рабочих условиях и затяжки соответственно. Второй член уравнения (1) характеризует конструкцию и условия работы соединения, ξ – степень самоуплотнения (для соединений принудительного типа принимает знак минус, для самоуплотняющихся соединений – плюс); p – давление уплотняемой среды. Третий член уравнения (1) – ΔQ_t – характеризует изменение нагрузки на элементы соединения, вызванное изменением температуры элементов соединения. Четвертый член уравнения (1) учитывает ползучесть материала прокладки в рабочих условиях, где v – скорость падения нагрузки на детали соединения ΔQ вследствие релаксации напряжения в его отдельных элементах и τ – время эксплуатации

$$\xi = \pi D_{cp}^2 \Sigma \lambda_b / 4 (\Sigma \lambda_b + \Sigma \lambda_n) = \alpha \pi D_{cp}^2 / 4, \quad (2)$$

$$\text{где} \quad \lambda_b = l_b / E_b f_b Z_{ш}; \quad \lambda_n = h_n / E_n f_n, \quad (3)$$

l_b , h_n , f_b , f_n – соответственно осевые размеры и площади поперечного сечения деталей системы «болта» (индекс б) и системы «прокладки» (индекс п). В соединениях с принудительного типа к системе «болта» относятся детали, нагрузка на которые растет в рабочих условиях, к системе «прокладки» – падает. $Z_{ш}$ – число болтов; D_{cp} – средний диаметр прокладки, α – коэффициент жесткости соединения.

Следовательно, для решения уравнения (1) и определения геометрических параметров соединения, необходимо знать модуль упругости E материалов составляющих его элементов. В настоящее время коэффициент податливости прокладки и модуль упругости ее материала принимаются постоянными. Для оценки падения нагрузки на элементы соединения во времени необходимо иметь характер ползучести. Однако для целой группы материалов модуль упругости и коэффициент осевой податливости зависят от величины и вида нагружения и не имеют постоянного значения. Характер ползучести для них также не определен.

Во второй главе проводится анализ влияния условий эксплуатации (нагрузка, температура, и др.) на элементы, выполненные из материалов, деформационные характеристики которых зависят от величины и вида нагружения. Результаты анализа – изменение отдельных физико-механических показателей этих материалов в зависимости от условий эксплуатации изделия.

Из анализа литературных источников было установлено, что группа материалов, таких как резина, графит, терморасширенный графит (ТРГ), фторопласт-4, композиции на его основе и другие, имеют нелинейную зависимость удельной нагрузки от относительной деформации. На рис. 2, 3, 4 и 5 представлены указанные зависимости для этих материалов. Следовательно их модули упругости также нелинейны и зависят от величины нагрузки.

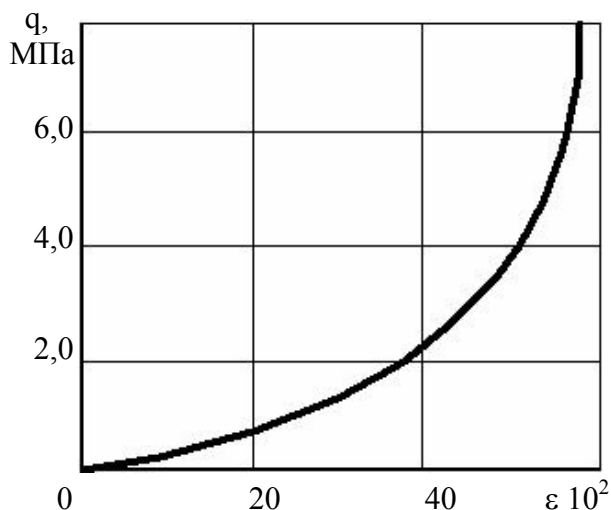


Рис. 2. Зависимость удельной нагрузки на резиновое кольцо круглого сечения от относительной его деформации.

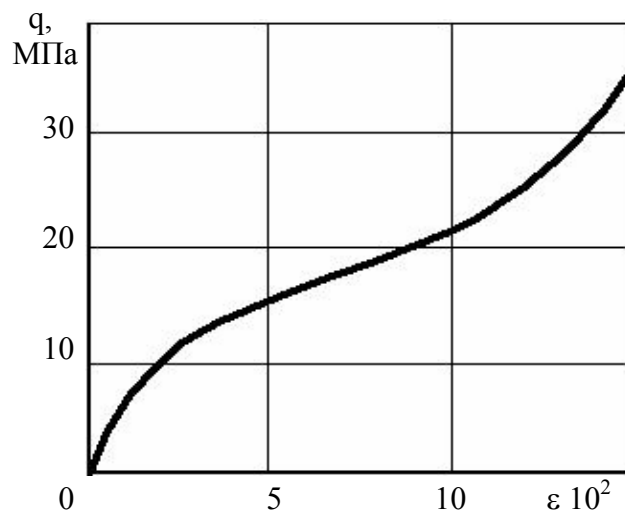


Рис. 3. Зависимость удельной нагрузки на образец, выполненный из графита ГЛ-2, от относительной его деформации.

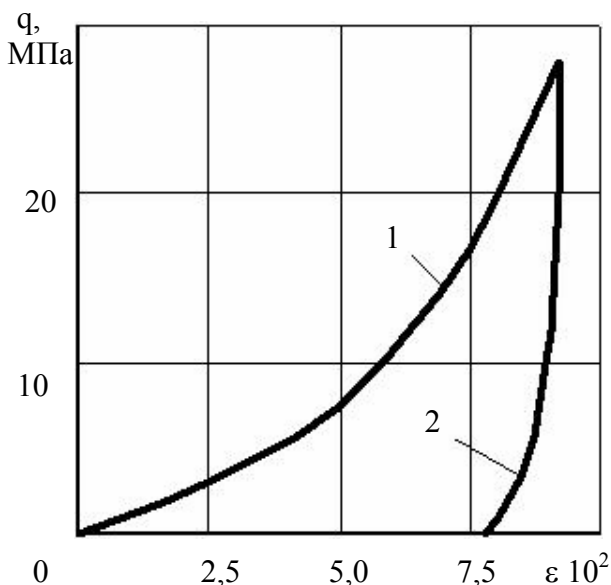


Рис. 4. Зависимость удельной нагрузки на образец, выполненный из ТРГ, от относительной его деформации. 1 – нагрузка, 2 – разгрузка.

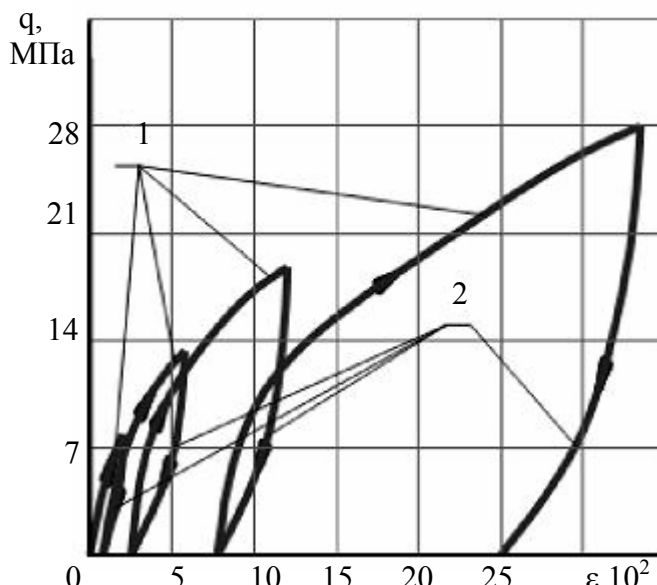


Рис. 5. Зависимость напряжения в образце, выполненном из фторопласта-4, от относительной его деформации. 1 – нагрузка, 2 – разгрузка.

В качестве деформационных характеристик изделий из представленных материалов нами были приняты модуль сжатия $E_{сж}$ и модуль восстановления $E_{вс}$, то есть интенсивность изменения удельной нагрузки на изделие при его сжатии и восстановлении в зависимости от его деформации соответственно:

$$E_{сж} = dq / d \epsilon_{сж} \quad \text{и} \quad E_{вс} = - dq / - d \epsilon_{вс}$$

С целью более детального исследования этого явления нами был выбран фторопласт-4. Для определения его $E_{сж}$ и $E_{вс}$ использовали данные наших исследований и фирмы Du Pont Company. В качестве примера на рис. 5 представлены экспериментальные зависимости удельной нагрузки q от относительной деформации ϵ при нагружении (кривые 1) и разгрузке

(кривые 2), полученные при температуре 20⁰С для фторопласта-4. Были использованы подобные зависимости, полученные при 100 и 200⁰С. После их дифференцирования получены выражения для определения $E_{сж}$ и $E_{вс}$ в зависимости от нагрузки q и от температуры t . В общем виде эти выражения для фторопласта-4 в интервале температур 20 – 200 ⁰С имеют вид:

$$E_{сж} = 11,03 \cdot 10^5 t^{-1,87} q^{\lg(t/430)} \quad \text{и} \quad E_{вс} = (155 - 0,63 t) q^{(0,67 + 0,0011 t)} \quad (4)$$

При полном снятии нагрузки остаточная относительная деформация $\varepsilon_{ост}$, величина которой зависит от конечной нагрузки q_k перед полным ее снятием, при температуре 20⁰С $\varepsilon_{ост} = 1,35 \cdot 10^{-5} q_k^{2,83}$.

Сравнение зависимостей $q = f(\varepsilon)$, полученных фирмой Du Pont Company и нами, показывает незначительное их расхождение (менее 10%), что можно объяснить различием высот опытного образца.

Проведенный нами анализ условий деформации фторопласта-4 показал, что характер деформации зависит от вида нагружения (нагрузка – разгрузка – так работает прокладка в разъемном соединении) и его величины. Следовательно, принятые нами модули фторопласта-4 ($E_{сж}$, $E_{вс}$) и коэффициент осевой податливости фторопластовой прокладки не являются постоянными величинами, а зависят от значения и вида нагружения.

Экспериментальные исследования соединений с кольцевыми прокладками при одноосном нагружении, но при ограничениях их радиальной деформации показали различия в характере изменения нагрузки в зависимости от относительной их деформации (рис. 6). При осевом сжатии кольцевой прокладки по ее наружному диаметру возникают растягивающие напряжения, по внутреннему – сжимающие. Радиус прокладки, на котором кольцевые напряжения меняют знак (нейтральный радиус)

$$r_0 = [3,56 f r_2^2 / (\beta^2 - 1) h_0] \{ [1 + (\beta + 1)(\beta^2 - 1) h_0 / 3,56 f r_2 \beta]^{0,5} - 1 \}, \quad (5)$$

где β – отношение исходного наружного r_2 и внутреннего r_1 радиусов прокладки, h_0 – ее исходная толщина, f – коэффициент трения между поверхностями прокладки и замыкающими ее фланцами.

Для нормализованных прокладок из фторопласта-4 при изменении внутреннего радиуса от 3 до 230 мм величина нейтрального радиуса больше внутреннего всего на 5,3 – 2,6 %. Поэтому радиальная деформация кольцевой прокладки при ее осевом нагружении происходит в основном по наружному контуру.

Используя эти экспериментальные

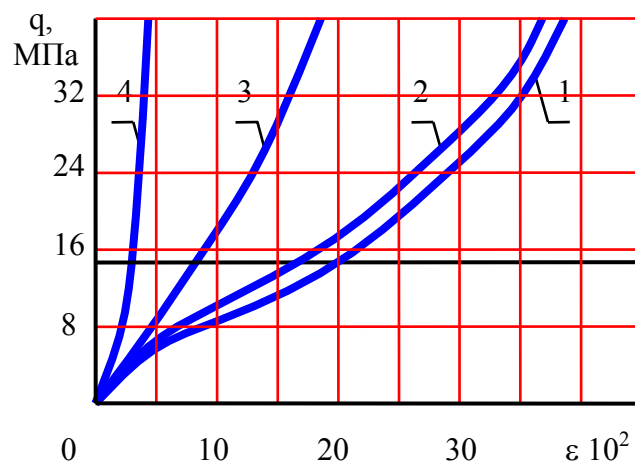


Рис. 6. Зависимость удельной нагрузки от относительной осевой деформации кольцевой прокладки из фторопласта-4. 1 – без ограничений, 2 – с внутренним ограничением, 3 – с внешним ограничением, 4 – в замкнутом объеме.

данные, мы получили связь между числовыми значениями относительной деформации и нагрузки, а также между модулями $E_{сж}$ и $E_{вс}$ при различных условиях размещения прокладки.

Анализ экспериментальных данных (рис. 6 при 15 МПа) показал, что модули сжатия и восстановления, а следовательно, и коэффициенты осевой податливости прокладки (выражение 3), а также нагрузки на прокладку (условие герметичности соединения) и крепежные элементы (условие прочности) зависят от способа размещения прокладки в соединении.

Как показали исследования, учет переменного характера зависимости деформация – нагрузка и учет способа размещения прокладки в соединении отражает истинный характер деформации. Эффективность применения этих параметров для различных этапов расчета отражена в соответствующих разделах диссертации.

Действие нагрузки во времени на элементы разъемного соединения является причиной релаксации напряжения, связанной с ползучестью рассматриваемой группы материалов.

При анализе существующих теорий ползучести, было определено, что для описания ползучести материала прокладки в соединении при сжатии наиболее рациональной является теория течения в формулировке Л.М.Качанова.

Скорость пластической деформации в j -том элементе соединения

$$d\varepsilon_{ij} / d\tau = B_j(\tau) q_{ij}^{m_j},$$

где $B_j(\tau)$, m_j – соответственно коэффициент и показатель ползучести, характерные для данного материала и данной температуре (определяются экспериментально); q_{ij} – текущее значение интенсивности напряжений в j -той детали соединения; ε_{ij} – интенсивность деформаций j -той детали соединения; τ – время нагружения.

В результате анализа напряженно-деформированного состояния прокладки при трех способах ее размещения, получены выражения для определения главных напряжений и деформаций, а также их интенсивностей, входящих в уравнение скорости пластической деформации в элементах соединения.

Используя эту теорию, нами получено выражение (6) для определения скорости падения нагрузки в соединении с течением времени в результате релаксации напряжения в j -той детали, входящее в основное выражение (1)

$$v(\tau) = \Delta Q / \tau = \sum_{j=1}^k B_j(\tau) q_j^{m_j} / \sum_{z=1}^n \lambda_z / \sum_{z=1}^n h_z, \quad (6)$$

где k , n – количество релаксируемых и общее количество деталей в соединении.

Для стальных деталей явление ползучести практически заметно при температурах более 300⁰С, при которых уплотнения из рассматриваемых материалов не работают. Поэтому учитываем только релаксацию прокладок. По экспериментальным данным, используя теорию течения, нами были получены выражения для определения коэффициента и показателя ползучести B_j и m_j для фторопласта-4 в интервале температур 20 – 100⁰С:

$$\begin{aligned} \text{– при сжатии:} \quad & B(\tau) = 0,72 \cdot 10^{-6} t^{1,57} \tau^{-0,94}, \quad m = 9,39 t^{-0,555} \\ \text{– при растяжении:} \quad & B(\tau) = 10^{-9} t^{2,65} \tau^{-1,1}, \quad m = 13,5 t^{-0,32} \end{aligned} \quad (7)$$

Различие в характере зависимостей модулей деформации элементов, выполненных из материалов рассматриваемой группы, при их сжатии и восстановлении (рис.5) является основной причиной увеличения их остаточной деформации при N циклах нагрузки – разгрузки. В этом случае меняется толщина прокладки, что отражается на значении ее коэффициента осевой податливости.

Для определения влияния цикличности нагружения на прокладку нами была создана экспериментальная установка.

В случае циклического изменения нагрузки на уплотнительный элемент, когда каждому циклу нагружения N соответствует своя увеличенная нагрузка.

$$\varepsilon_{\text{ост}} = 1 - \prod_{j=1}^{j=N} (1 + q_j / E_{\text{вс}}) (1 - q_j / E_{\text{сж}})$$

Нами исследовалась и многоцикловая нагрузка – разгрузка элемента из фторопласта-4 с постоянными конечными значениями напряжения сжатия σ ($\sigma = 0$ и $\sigma = \sigma$). По полученным экспериментальным данным определена зависимость $\varepsilon = f(\sigma, N)$

$$\varepsilon = 0,000145 \sigma^{2,7} N^{-0,46},$$

из которой получили уравнение для определения текущей толщины прокладки при N одинаковых нагружений

$$h_N = h (1 - 0,000145 q^{2,7} \sum N_i^{-0,46}). \quad (8)$$

Фторполимеры применяются и как материал футеровки, которая также должна обеспечить определенную степень герметичности. Нами были проведены исследования условий проницаемости электролитов через фторполимерные пленки на разработанной установке. Результаты проведенных исследований позволяют выбрать необходимую толщину δ фторполимерной футеровки по допускаемой протечке (концентрации [C]) вещества в защищаемой зоне.

$$\delta = P_i \tau F / ([C] V \Pi),$$

где Π – критерий подобия (1–0,1), P_i – коэффициент проницаемости, τ – время контакта, V , δ , F – объем аппарата, толщина и площадь футеровки соответственно.

Третья глава посвящена условиям герметичности разъемных неподвижных соединений. Решение этой проблемы можно разделить на две группы задач: 1 – определение структуры стыка, т.е. условных зазоров, образованных сопрягаемыми контактирующими поверхностями; 2 – определение параметров течения жидкости в этих зазорах.

Исследованием сближения контактирующих поверхностей занимались Н.Б.Демкин, П.Е.Дьяченко, В.В.Александров и др. В основном исследовали условия контакта стальных поверхностей. Данные по исследованию сближения поверхностей с разной жесткостью отсутствуют. Нами были проведены исследования по оценке сближения двух фторопластовых контактирующих поверхностей и двух поверхностей, выполненных из фторопласта-4 и стали. В

основу действия прибора замера сближения заложен принцип гидравлической мультипликации. Коэффициент усиления прибора равен 18100.

Чистота обработки поверхности фторопластового образца $Rz_{\phi} = 10$ мкм, стального образца (12Х18Н10Т) менялась ($Rz=1,8-1,7$ мкм). Исследовали также образцы, с сопрягаемыми фторопластовыми поверхностями. Шероховатость поверхностей $Rz_{\phi} = 19,7 - 44,2$ мкм. Площадь контакта поверхностей $38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Так как эксперимент идет во времени, то получаемые результаты включают деформацию и от ползучести микровыступов. Нами была определена эта деформация– выражение (9).

$$\Delta \epsilon = 0,00158 q_d^{1,5} \quad (9)$$

Результаты проведенных экспериментальных исследований сближения (а) поверхностей могут быть представлены выражениями (10) для стальной и фторопластовой поверхности

$$a = 0,08 Rz^{1,6} q^{0,32} \quad (10)$$

и выражением (11) двух фторопластовых поверхностей

$$a = 0,19 Rz^{1,11} q^{0,5} \quad (11)$$

Интенсивность сближения в зависимости от нагрузки.

$$\lambda_{\text{мф}} = da / F dq, \quad (12)$$

где F – площадь контакта сопрягаемых поверхностей, м^2 .

Для оценки величины утечки уплотняемой среды рассмотрена модель, основанная на фильтрационной теории движения жидкости в пористой среде. Используя закон Дарси для канала длиной L и сечения $A \times h$ и метод конформного отображения в комплексной плоскости, получили выражение для определения величины утечки уплотняемого газа:

$$W = 0,0156 \pi (2 Rz - a)^3 \Delta p \xi / \mu k \ln(r_2 / r_1) \quad (13)$$

Здесь ξ – коэффициент, учитывающий извилистость траектории движения среды, r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиус кольца пористого слоя, μ – коэффициент динамической вязкости рабочей среды, k – постоянная Козени.

Исследованием герметичности соединений с фторопластовыми прокладками занимались И.И.Карпук, Ю.И.Павлов, В.В.Александров, В.Д.Продан и др. Мы исследовали условия герметичности двух фторопластовых поверхностей на разработанном экспериментальном комплексе (рис. 7). Модель 9 содержит нижний и верхний фторопластовые элементы, устанавливаемые в силовую раму мембранного пресса. Сопрягаемые поверхности имели чистоту обработки $Rz = 15$ мкм. Выбор значения шероховатости обусловлен опытом механической обработки фторопластовых поверхностей.

Исследование условий герметичности заключалось в определении величины утечки воздуха в зависимости от его давления p и удельной нагрузки q на уплотняющих поверхностях (рис. 5). Воздух утечки собирался в полости, образованной бандажом, охватывающим опытную модель, и подавался на расходомер, нижний предел показаний которого – $5,7 \cdot 10^{-4}$ мл/с. Давление уплотняемого воздуха и удельная нагрузка на уплотняющих

поверхностях менялись: $p=0,25-2,5$ МПа, q до $8,0$ МПа при ширине контакта $b=0,5 \cdot 10^{-2}-2,5 \cdot 10^{-2}$ м. Величина утечки на единицу длины периметра контакта Π по наружному диаметру в зависимости от удельной нагрузки на уплотняющих поверхностях, их ширины и давления среды (рис. 8) определяется по полученному нами выражению:

$$W / \Pi = 1700 e^{(bp - 4,4b - 1,7q)} \quad (15)$$

Анализ кривых, полученных теоретически по фильтрационной модели (выражение 13) и экспериментально (выражение 15), показывает, что характер зависимостей одинаков.

При утечках, величины которых можно принять за условную герметичность, значения удельной нагрузки различается на 8–15%.

Следовательно, выражение (13), может быть использовано для оценки утечки уплотняемой среды из разъемного герметичного соединения с фторопластовыми контактирующими поверхностями.

В наших экспериментах за условие герметичности принималась величина утечки на единицу длины периметра по внешнему диаметру уплотнения $W/\Pi = 0,5 \cdot 10^{-8}$ м³/с м. Абсциссы точек пересечения прямой A и кривых $W/\Pi = f(q)$ (рис. 8) принимались как минимальная удельная нагрузка герметизации $[q]$. С учетом ширины контакта опытных образцов

$$[q] = 6,57 b^{-0,77} p^{0,28}. \quad (16)$$

При уплотнении другого газа выбор величины удельной нагрузки герметизации (16) зависит от режима его течения в зоне контакта уплотняющих поверхностей. При ламинарном течении определяющим величины утечки является вязкость уплотняемого газа, а при молекулярном течении (при равных условиях) – эффективный диаметр его молекулы. При использовании уплотняющих поверхностей с отличающимся значением шероховатости величина утечки изменяется пропорционально кубу высоты шероховатости Rz .

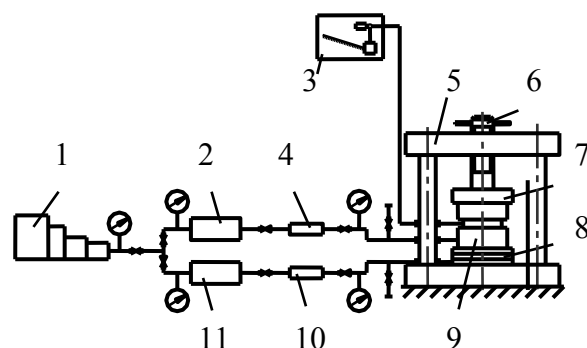


Рис. 7. Схема опытной установки.

1 – компрессор, 2,11 – промежуточная емкость, 3 – манометр, 4,10 – буферная емкость, 5 – силовая рама, 6 – регулировочный винт, 7 – упорная плита, 8 – мембранный пресс, 9 – модель.

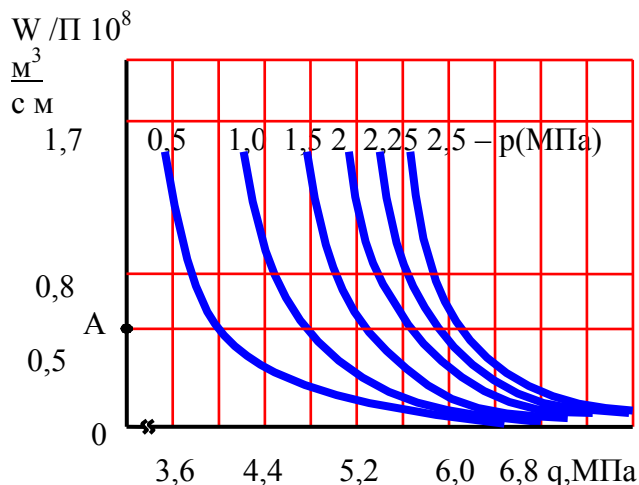


Рис. 8. Зависимость величины утечки уплотняемого воздуха от его давления и удельной нагрузки на уплотняющие поверхности.

Теоретические и экспериментальные данные свидетельствуют о том, что при значении числа Кнудсена $K_n > 3$ – движение газа молекулярное. Нами было определено число Кнудсена для рассматриваемой модели для принятой условной герметичности. При $\Delta p = 0,5$ МПа, исходной высоте микровыступа $R_z = 15$ мкм, при $T = 293$ К и при $q = 5,2$ МПа $K_n = 4,1$ (больше трех), что говорит о молекулярном режиме течения газа в зоне уплотнения двух фторопластовых поверхностей. Проведенные исследования показали эффективность лабиринтных уплотнений для уменьшения утечки уплотняемой среды. Наличие лабиринтов на пути движения уплотняемого газа при прочих равных условиях приводит к снижению требуемой величины удельной нагрузки в 1,5 раза.

Исследования влияния структуры материала прокладки на герметичность соединения показали ее существенное воздействие на стабильность получаемых результатов. Так, разброс данных для прокладок из фторопласта, изготовленного из молотого порошка, но неоднородной структуры (ФМН), составил более 40%, для прокладок из стандартного Ф-4 по ГОСТ 10007 – 20%, а для прокладок из фторопласта, изготовленного из мелкодисперсного порошка специального помола (ФМ), – менее 5%. Герметизирующая способность прокладок, выполненных из ФМ на 30% выше, чем прокладок из Ф-4, а прокладок из ФМН почти такая же, как и из Ф-4.

В четвертой главе изложены особенности расчета и конструирования разъемных соединений с уплотнительными элементами из материалов, деформационные свойства которых зависят от нагрузки, и влияние условий эксплуатации на их работу.

Основным критерием герметичности разъемного соединения является нагрузка $[Q]$, которой уплотняющие поверхности должны быть прижаты друг к другу в рабочих условиях для обеспечения заданных условий герметичности. Выбор величины усилия $[Q]$ зависит от конструкции соединения, материала прокладки, условий его сборки, внешней нагрузки на соединение в процессе его эксплуатации и времени эксплуатации соединения. Выполнение этого условия в общем виде может быть представлено выражением (1), где $[Q] = [q] F$; $[q]$ – минимальная удельная нагрузка герметизации выражение (16).

Решением уравнения (1) является определение усилия предварительного нагружения крепёжных элементов разъёмного соединения при его сборке – Q_3 . Его определяют с учетом модулей сжатия и восстановления, которые входят в значения коэффициентов осевой податливости элементов соединения (3), самоуплотнения и жесткости (2). Необходимо учитывать ползучесть материала прокладки, а также цикличность ее нагружения.

Одним из важных конструктивных параметров соединения является ширина уплотнительной прокладки. В литературе приводятся различные рекомендации по выбору ширины прокладки b . Анализ работы соединения показал, что прокладка испытывает два предельных значения нагрузки: максимальное от усилия Q_3 при сборке соединения

$$Q_3 = \pi D_{cp} b \sigma = [Q] + 0,25\pi \alpha D_{cp}^2 p, \quad (17)$$

где σ – напряжение сжатия прокладки, и минимальное $[Q]$ в рабочих условиях

$$[Q] = \pi D_{cp} b [q]. \quad (18)$$

Если ширина прокладки будет больше, чем требуется для данных условий, то согласно выражению (17) для обеспечения требуемой нагрузки $[q]$ в рабочих условиях необходимо увеличить усилие предварительной затяжки крепежных элементов Q_3 , что может отразиться на металлоемкости крепежных болтов и фланцев. Если же ширина прокладки будет меньше, то возможна перегрузка прокладки при сборке соединения, что отразится на его герметичности. Из выражений (17) и (18):

$$b = \alpha D_{cp} p / 4 (\sigma - n [q]). \quad (19)$$

Здесь $n = 1,2 - 1,5$ – коэффициент запаса по герметичности, который зависит от принятого метода контроля силы затяжки крепежных элементов соединения.

Болтовая нагрузка, а также изгибающий момент, действующий на фланцы, зависят от места размещения прокладки между фланцами (ее среднего диаметра).

Согласно результатам исследований с увеличением среднего диаметра металлоемкость фланцев падает, а болтов растет, причем отношение массы болтов к массе фланца увеличивается. Полученные данные позволяют снизить металлоемкость фланцевого соединения без ущерба для герметичности и прочности его составляющих элементов.

Учет переменного значения модуля упругости прокладки (выражения 2, 3, 4) при расчете силовых (1) и геометрических (19) параметров разъемных соединений также ведет к снижению их материалоемкости.

Для фланцевого соединения с фторопластовым уплотнителем был разработан и исследован уплотнительный узел с опорным кольцевым элементом, размещенным параллельно уплотнительной прокладке. В исходном состоянии толщина прокладки превышает толщину опорного кольца на величину Δh . В процессе предварительной затяжки крепежных элементов прокладка деформируется на величину Δh и только после этого опорный элемент начинает воспринимать болтовую нагрузку до завершения затяжки болтов. С увеличением давления среды начнется разгрузка уплотнительного узла (до достижения рабочего давления разгружается только опорное кольцо) согласно выражению

$$Q_{\pi} = Q_3 - \alpha^* Q_{\Gamma}, \text{ где } \alpha^* = \lambda_6 / (\lambda_6 + \lambda_{\pi}^*)$$

При параллельном размещении прокладки и опорного кольца податливость уплотнительного узла

$$\lambda_{\pi}^* = \lambda_1 \lambda_2 / (\lambda_1 + \lambda_2),$$

где λ_1 и λ_2 – коэффициенты осевой податливости соответственно фторопластовой прокладки и опорного кольца.

Учитывая, что интенсивность восстановления прокладки и опорного элемента при увеличении давления уплотняемой среды одинакова, то $\Delta Q_1 = \Delta Q_2 \lambda_2 / \lambda_1$. Осевая податливость фторопластовой прокладки значительно больше осевой

податливости стального опорного кольца вследствие превышения значения модуля упругости стали над значением модуля восстановления фторопласта (глава II). Поэтому нагрузка на прокладку при повышении давления среды практически остается постоянной и равной удельной нагрузке $[q]$, созданной при сборке соединения. В результате проведенного анализа работы такого уплотнительного узла было получено выражение для определения необходимых геометрических параметров, в частности, разности исходной толщины прокладки и опорного элемента:

$$\Delta h = k p \lambda_1 F_1$$

Экспериментальные исследования, проведенные на модели (рис. 9) и стандартных фланцевых соединениях, показали хорошее совпадение результатов расчета и эксперимента.

На рис. 10, в качестве примера, представлены характерные результаты экспериментов, из которых следует, что при равных удельных нагрузках на уплотняющие фторопластовые поверхности герметизирующая способность уплотнительного узла с параллельно установленным опорным элементом в 1,5 – 2,0 раза выше, чем без него. При наличии опорного элемента нагрузка на крепежные шпильки практически не зависит от давления уплотняемой среды и времени. Это объясняется тем, что основную нагрузку несет опорное кольцо, материал которого не подвержен ползучести при нормальной температуре.

Особенностью соединения с параллельно установленным прокладке опорным элементом является перемещение опорной линии уплотнительного узла в процессе затяжки соединения и при повышении давления среды в рабочих

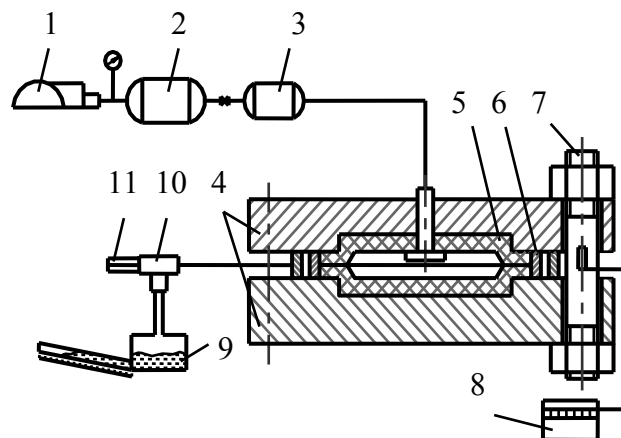


Рис. 9. Стенд для исследования соединений с опорным элементом.

1,2,3 – система подачи воздуха под давлением, 4 – фланцы, 5 – фторопластовые фланцы, 6 – стальное опорное кольцо, 7 – шпильки, 8 – тензостанция, 9 – микроманометр, 10 – тройник, 11 – капилляр.

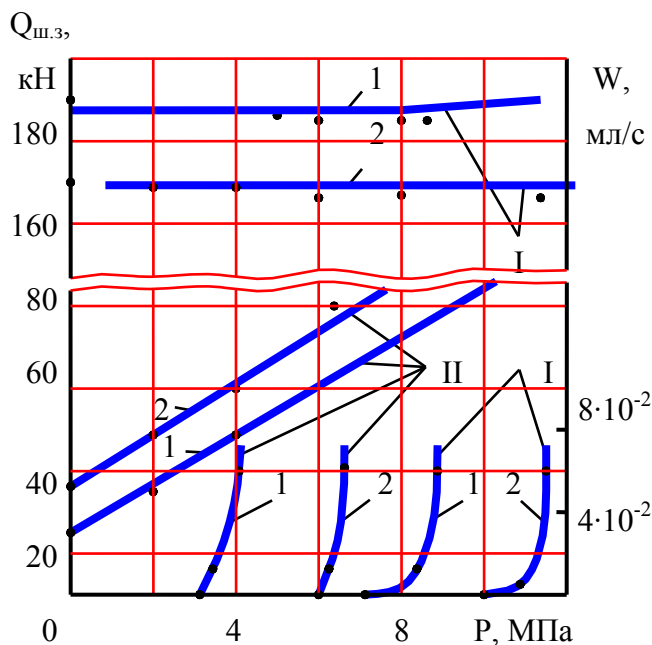


Рис. 10. Зависимость нагрузки на крепежные элементы и утечки уплотняемой среды от ее давления.

1 и 2 – при удельных нагрузках 13 и 18 МПа; I и II – с опорным элементом и без него.

условиях. Это необходимо учитывать при определении угловой деформации фланцев при их расчете на прочность.

Для рассматриваемого опытного соединения (рис. 9), но без опорного кольца 6 была построена зависимость изменения нагрузки на прокладку и на крепежные болты от давления среды, которая представлена на рис. 11. Здесь линии 1 и 2 соответствуют нагрузке на болты и прокладку при переменном значении модулей прокладки (индекс «а») и постоянном их значении (индекс «б»). Из зависимостей (рис. 11) следует, что $Q_6, Q_n, \text{ кН}$ при одной и той же конечной удельной нагрузке $[q]$ на прокладку, обеспечивающую герметичность соединения, требуемая сила затяжки крепежных болтов с учетом переменного характера деформационных модулей прокладки почти на 20% меньше, чем без их учета.

Для обеспечения требуемой величины затяжки крепежных элементов применяют определенный режим затяжки, при расчете которого используют податливости элементов соединения. В принятой расчетной практике используют постоянные значения податливости

прокладки, что неприемлемо для соединений с уплотнителями из материалов, деформационные характеристики которых зависят от нагрузки. Нами получены расчетные выражения для определения силы нагружения очередной группы крепежных элементов для наиболее широко применяемого на практике однообходного режима. Согласно этому режиму требуемая суммарная сила затяжки при равномерном ее распределении по всем крепежным деталям соединения обеспечивается за один обход при однократном приложении нагрузки на каждый болт. $Q_z = q_z F_n$, где q_z и F_n – удельная нагрузка на прокладку и ее площадь.

$$q_z = q_n \left\{ \sum_{i=1}^{i=n} \{ nh \Pi(1 - q_i / E_{сж\ i}) + \lambda_6 F E_{сж\ n} \} E_{сж\ z} / \{ zh \Pi(1 - q_i / E_{сж\ i}) + \lambda_6 F_n E_{сж\ z} \} E_{сж\ n}, \right.$$

где q_n – удельная нагрузка на прокладку (конечная) при затяжке последней n-ой группы крепежных деталей.

Проведенный анализ показал, что без учета переменного значения модуля сжатия прокладки не обеспечивается заданная конечная сила сжатия прокладки и равномерное ее распределение между крепежными болтами соединения. Экспериментальная оценка этого режима подтвердила правильность полученных аналитических зависимостей.

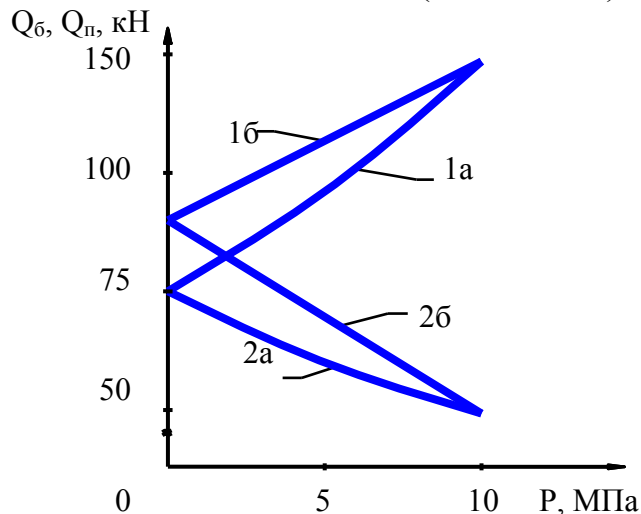


Рис. 11. Сравнение силовых диаграмм, построенных при постоянном и переменном значениях коэффициента осевой податливости прокладки из фторопласта-4.

Для рассмотренного выше опытного фланцевого соединения (рис. 9), но без опорного кольца 6, были выполнены расчеты величины падения нагрузки Δq за время τ при постоянном значении податливости прокладки ($E_p = 700$ МПа), и при переменном ее значении ($E_p = 140q^{0,69}$). В расчете использовали коэффициент и показатель ползучести (выражение 7). Результаты расчетов представлены на рис. 12 в виде зависимостей $\Delta q = f(q_3)$, из которых следует, что интенсивность релаксации напряжения ($d\Delta q / dq$) в зависимости от нагрузки с учетом переменного значения податливости (кривая 2) существенно ниже, чем ее значение, полученное по существующим расчетам (кривая 1), особенно при нагрузках, применяемых для герметичности разъемных соединений (до $q = 10$ МПа). Таким образом, учет переменной податливости прокладки при определении интенсивности релаксации напряжений во фланцевом соединении дает истинное определение ресурса его работы до возможного нарушения герметичности.

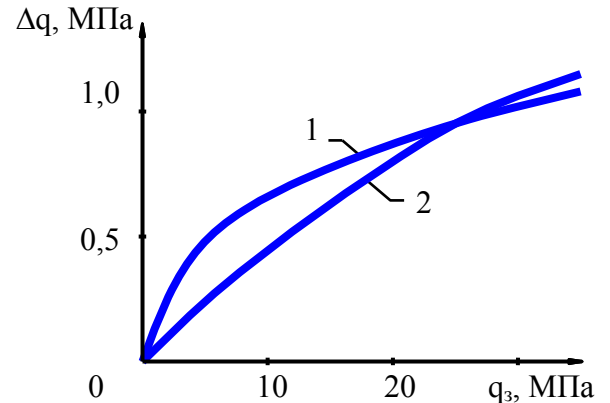


Рис. 12. Зависимости релаксации напряжения в элементах соединения с фторопластовой прокладкой от нагрузки. 1 – при постоянном значении податливости прокладки, 2 – при переменном значении податливости прокладки.

Представленные на рис. 12 зависимости получены для фторопласта-4. Изложенная методика может быть использована для прокладочных материалов, деформационные характеристики которых, зависят от нагрузки.

В результате ползучести материала прокладки со временем изменяется ее толщина h и, следовательно, изменяется коэффициент жесткости соединения α , в который входит податливость прокладки. Для фторопластового уплотнителя

$$\lambda_p = \{h (E_{сж} - q_3) [E_{вс} + (q_3 - q)] [1 + 8 \cdot 10^{-5} t q^{(1,53 - 0,004 t)} \tau_k^{0,08}]\} / \pi D_{ср} b E_{вс}^2 E_{сж} \quad (20)$$

Полученное значение коэффициента жесткости $\alpha = \lambda_6 / (\lambda_6 + \lambda_p)$ с учетом выражения (20) отражает действительное изменение нагрузки на элементы соединения в зависимости от ее величины и времени эксплуатации. Теоретические исследования были подтверждены при изучении работы опытной модели фланцевого соединения.

Изменение температуры рабочей среды приводит к изменению нагрузки на элементы разъемного соединения. Учитывая переменную податливость прокладки,

$$\Delta Q_t = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i l_i \Delta t_i + \alpha_p h (1 - q_3 / E_{сж}) [1 + (q_3 - q) / E_{вс}] \Delta t_p - \sum_{j=1}^k \alpha_j l_j \Delta t_j}{\sum_{i=1}^{n-1} \lambda_i + \sum_{j=1}^k \lambda_j + \frac{h (E_{сж} - q_3) [E_{вс} + (q_3 - q)] [1 + 8 \cdot 10^{-5} t q^{(1,53 - 0,004 t)} \tau_k^{0,08}]}{\pi D_{ср} b E_{вс}^2 E_{сж}}}$$

Анализ, выполненный для экспериментальной модели соединения, показал, что значение температурной нагрузки ΔQ_t при введении в расчет реальной переменной податливости прокладки ниже, чем при расчете по принятой на практике методике.

Изменение нагрузки на элементы соединения могут быть следствием колебания давления или температуры уплотняемой среды. Как показано в главе II, повторные изменения сжимающей нагрузки сопровождаются появлением остаточной деформации. Причем, чем больше циклов нагружений, тем большее значение этих деформаций. При колебании давления рабочей среды происходит изменение (уменьшение) значения коэффициента осевой податливости фторопластовой прокладки. Коэффициент жесткости соединения α_c при циклическом нагружении:

$$\alpha_c = \Sigma \lambda_b / [\Sigma \lambda_b + h (1 - 0,000145 q^{2,7} \sum_{i=1}^N N_i^{-0,46}) / \pi D_{cp} b E_{вс}]$$

В качестве примера было выполнено исследование разъемного соединения, давление уплотняемой среды в котором периодически изменяется в течение 10 циклов с амплитудой $\Delta p = \pm 0,2$ МПа при исходном давлении $p = 10$ МПа. При этом увеличение коэффициента жесткости α за счет циклического изменения нагрузки составило 15%. С увеличением числа циклов суммарное снижение нагрузки на прокладку будет увеличиваться, что и может стать причиной нарушения герметичности соединения.

Цикличность изменения температуры уплотняемой среды практически не приводит к заметному изменению нагрузки на прокладку. Это можно объяснить тем, что уменьшение толщины прокладки приводит не только к увеличению ее осевой жесткости, но и к уменьшению температурной деформации, т.к. толщина прокладки входит и в числитель, и в знаменатель расчетного выражения.

Пятая глава посвящена узлам герметизации сальниковыми уплотнениями, в основном, с мягкой набивкой.

Основным параметром, которым определяется качество набивки сальника является коэффициент бокового давления (к.б.д.), т.е. отношение радиальной нагрузки на замыкающие набивку поверхности сальниковой камеры к осевой нагрузке, вызывающей эту радиальную нагрузку.

В настоящее время определение к.б.д. набивки основано на условии равенства ее радиальной деформации как по наружному, так и по внутреннему контуру. Поэтому к.б.д. также считается одинаковым по наружному и внутреннему диаметру набивки. Однако Д.Ф.Гуревичем было отмечено, что радиальная нагрузка на внутреннем контуре сальниковой набивки превышает ее значение на наружном, что объясняли различием значений коэффициентов трения даже при одинаковой чистоте обработки сопрягаемых поверхностей.

Нами установлено, что основная доля радиальной деформации при осевом сжатии кольцевой прокладки происходит по ее наружному контуру (глава II). Из

выражения (5) следует, что с увеличением толщины прокладки нейтральный радиус смещается к центру.

Для проверки этой гипотезы нами были проведены экспериментальные исследования по определению зависимости напряжения от относительной деформации втулок диаметром 48 х 7 и высотой 100 мм, выполненных из фторопласта-4. Втулки устанавливали без ограничения радиальной деформации, при внешнем ее ограничении и в замкнутом объеме, и нагружали осевой силой, создающей сжимающие напряжения до 10 МПа.

Результаты, полученные для втулки (рис. 13) и прокладки, (рис. 6) подобны. Из них следует, что радиальная деформация исследуемых втулок от осевой нагрузки по внутреннему контуру практически отсутствует и втулка деформируется только по наружному контуру.

Рассмотрим сальниковую набивку, размещенную в камере сальника с наружным и внутренним диаметром соответственно D и d . Исходная толщина набивки h_0 . Примем ряд допущений: радиальная деформация замыкающих набивку поверхностей в виду относительно высокой их жесткости отсутствует, 3 – в замкнутом объеме.

не учитываем влияния сил трения на замыкающих набивку поверхностях, значение нейтрального радиуса набивки совпадает с внутренним ее контуром. Последнее допущение вполне оправдано, т.к. действительное значение нейтрального радиуса согласно выражению (5) уменьшается с увеличением толщины h_0 и становится меньше внутреннего радиуса втулки.

Под действием осевой нагрузки q_z набивка сожмется, а ее наружный диаметр увеличится. Если втулка находится в замкнутом объеме, то возникают радиальные нагрузки как по наружному q_R , так и по внутреннему q_r ее контуру. Соотношение этих нагрузок определяется полученным нами выражением (21)

$$q_r / q_R = 2 D^2 / [D^2 + d^2 + \mu (D^2 - d^2)] \quad (21)$$

Из выражения (21) следует, что это отношение не равно единице, т.е. значения q_r и q_R не равны. Если принять, что $\mu = k / (1 + k)$, где k – коэффициент бокового давления, то при $D = 48$ мм, $d = 34$ мм и $k = 0,924$ это отношение будет равно 1.15; при $k = 0,510$ – $q_r / q_R = 1,2$; а при $k = 0,072$ – $q_r / q_R = 1,3$ (значения k для различных материалов набивки определялись нами экспериментально). Следовательно, отношение нагрузок на боковые поверхности сальниковой набивки зависит от значения коэффициента

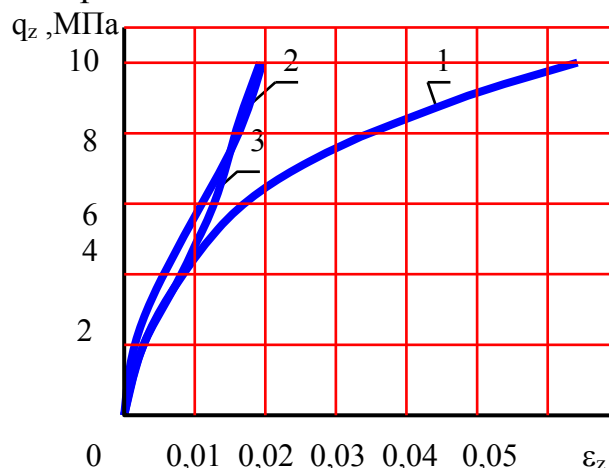


Рис. 13. Зависимость напряжения от относительной деформации втулок диаметром 48 х 7 и высотой 100 мм, выполненных из фторопласта-4.

1 – без ограничения деформации, 2 – ограничение деформации по внешнему контуру, 3 – в замкнутом объеме.

Пуассона материала набивки, и в данном случае коэффициент бокового давления на внутренней поверхности набивки на 15 – 30% выше, чем на наружной.

Разработанная нами методика оценки нагрузки на боковые поверхности кольцевого элемента от действия осевой нагрузки может быть использована в его различных конструктивных вариантах.

В узлах герметизации соединений применяют уплотнители в виде манжетных колец или колец треугольного сечения. Манжетное уплотнение по своей сути ни чем не отличается от варианта с набором плоских уплотнительных колец, т. к. все манжеты в совокупности представляют собой монолитную конструкцию. Проведенный анализ показал, что в силу равенства внутреннего и внешнего угла каждой манжеты (90^0) под действием осевой силы радиальной деформации манжеты не происходит за исключением поперечной деформации, обусловленной коэффициентом Пуассона. Более целесообразным было бы выполнение опорных колец с углом большим, чем угол конуса манжеты. При таком исполнении первоначальный зазор между сопрягаемыми манжетами и опорным кольцом обеспечил бы требуемый радиальный натяг δ . Требуемое значение угла опорного элемента

$$\beta = \{180 - 2 \arccos [0,707 b / (b - 1,414 \delta)]\}, \text{ град.}$$

Достоинство уплотнения с мягкой сальниковой набивкой – относительная простота конструкции и возможность быстрой и легкой замены исчерпавшей свой ресурс набивки.

При затяжке крепежных элементов происходит сжатие набивки и ее осевое смещение. Сжатию набивки препятствует внутреннее трение ее материала, и трение набивки о замыкающие ее поверхности. На компенсацию влияния суммарной силы трения затрачивается часть приложенной осевой силы, удельная нагрузка от которой распределяется по длине набивки z согласно известному уравнению

$$q_z = q_0 \exp (-2f k z / b), \quad (22)$$

где f – коэффициент трения набивки о замыкающие ее поверхности; q_0 – удельная нагрузка на верхний слой набивки, соприкасающийся с нажимной втулкой; b – ширина набивки.

При выводе уравнения (22) не учитывалось разность удельных радиальных нагрузок на набивку на внутреннем и наружном ее контуре. С учетом этого обстоятельства нами было получено новое уравнение распределения осевой силы по длине набивки:

$$q_z = q_0 \exp [-4 f z (k_R D + k_r d) / (D^2 - d^2)],$$

Для увеличения радиальной нагрузки на набивку дно сальниковой коробки и торцевую поверхность нажимной втулки часто выполняют коническими с углом конуса $\alpha = 30 - 60^0$ и его вершиной, расположенной вне размещения набивки. Однако согласно проведенному нами анализу такое конструктивное решение не

способствует улучшению работы сальника. Более целесообразным представляется выполнение обратного угла конуса, величина которого α

$$\alpha = 0,5 \arcsin \{ 2 k_R (2 \beta^2 / [\beta^2 + 1 + \mu (\beta^2 - 1)] - 1 \},$$

где $\beta = D / d$.

Правильный выбор угла скоса замыкающих торцевых поверхностей сальниковой набивки не только повышает герметичность самого соединения, но и снижает износ сальниковой набивки за счет снижения удельной нагрузки на уплотняемый подвижный элемент.

В рабочих условиях набивка является промежуточным звеном, передающим силу давления уплотняемой среды на нажимную втулку. В этом случае осевая нагрузка Q_v на нажимную втулку увеличивается, а на набивку Q_n в среднем снижается.

$$Q_v = Q_3 + (1 - \alpha) Q_r, \quad Q_n = Q_3 - \alpha Q_r$$

Здесь $Q_r = \pi D_{cp} b p - k_{cp} f q_{cp} h \pi (D + d)$ – осевая сила давления рабочей среды, $\alpha = \lambda_b / (\lambda_b + \lambda_n)$ – коэффициент жесткости соединения; λ_b и λ_n – коэффициенты осевой податливости соответственно крепежного узла и сальниковой набивки высотой h ; q_{cp} – среднее значение осевой удельной нагрузки в набивке.

Экспериментальной оценке коэффициента бокового давления $k = q_r / q_z$ посвящено много работ. Она заключается в определении деформации стенки камеры (наружной или внутренней), в которой размещена сжимаемая осевой силой набивка, с помощью тензорезисторов. Некорректность практически всех методов определения коэффициента бокового давления заключается в том, что его значение принимали одинаковыми как для наружного контура набивки, так и для внутреннего. Для оценки коэффициента бокового давления сальниковых набивок нами была разработана и использована на практике экспериментальная установка рис. 14, принцип работы которой заключается в оценке потерь осевой нагрузки на трение сальниковой набивки о замыкающие ее поверхности камеры сальника и уплотняемого штока. Требуемая осевая сила на набивку создавалась гидродомкратом, а остаточная после набивки фиксировалась тензорезисторами, наклеенными на упругих балочках равного сопротивления. Разность между значениями этих сил – потери на трение набивки о замыкающие ее поверхности камеры и штока. По

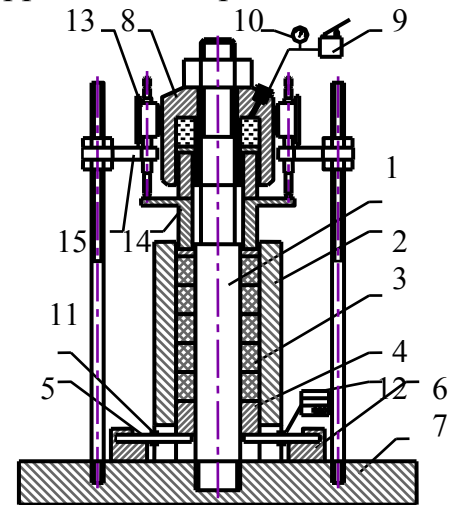


Рис.14. Конструктивная схема экспериментальной установки для исследования деформационных характеристик сальниковых набивок. 1-шток, 2-камера, 3-набивка, 4-нижнее кольцо, 5- балочки, 6-упор, 7-плита, 8- гидродомкрат, 9-плунжерный насос, 10- манометр, 11-тензорезистер, 12-тензостанция, 13-индикатор, 14-нажимная втулка, 15-кронштейн.

данным эксперимента определялся усредненный безразмерный комплекс kf , который входит в расчетные зависимости. Это повышает точность полученных результатов. Для определения истинного значения k на другой созданной установке определяли коэффициенты трения f для исследуемого вида набивки. Получены расчетные выражения вида $f = F(q)$.

Преимущество представленного метода оценки коэффициента бокового давления заключается в том, что результаты экспериментов получены для реальной камеры сальника. На установке (рис 14) были получены значения kf для отдельных видов сальниковых набивок и их зависимости от нагрузки в диапазоне 2,0 – 27 МПа, которые могут быть выражены уравнением вида $kf = a + bq + cq^2$. Величины коэффициентов для исследованных видов набивок представлены в диссертации.

Одновременно с коэффициентом бокового давления определяли осевую деформацию набивки при ее нагружении и разгрузке, а также остаточную деформацию в зависимости от удельного давления. Были получены уравнения, связывающие удельную нагрузку q и относительную деформацию ε . Так, при сжатии набивки и ее восстановлении соответственно

$$q = A_i + B_i \varepsilon + C_i \varepsilon^2 \text{ и } q_x = A_i^* \varepsilon^{B_i^*}, \quad (23)$$

где q_x – значение уменьшения удельной нагрузки.

Интенсивность изменения удельной нагрузки при сжатии и восстановлении набивки в зависимости от относительной деформации: $E_{сж} = dq / d\varepsilon$ и $E_{вс} = -dq_x / -d\varepsilon$. Продифференцировав уравнения (23), получили соответственно:

$$E_{сж} = B_i + 2C_i \varepsilon \text{ и } E_{вс} = A_i^* B_i^* \varepsilon^{B_i^*-1}. \quad (24)$$

Значения коэффициентов для выражений (23) и (24) представлены в диссертации.

На рис. 15, в качестве примера, приведены зависимости, рассчитанные по выражениям (24).

Сальниковые набивки в основном пористые материалы, для которых неизбежны утечки уплотняемой среды. Одной из определяющих характеристик герметизирующей способности набивки является ее проницаемость.

Утечка W уплотняемой среды с коэффициентом динамической вязкости μ и коэффициентом проницаемости K под давлением p через набивку сечением F и длиной h носит фильтрационный характер и для ее оценки может быть использован закон фильтрации Дарси $W = K F dp / \mu dh$.

Для определения коэффициента проницаемости сальниковой набивки в реальных условиях ее работы была разработана экспериментальная установка, содержащая модель сальникового уплотнения, обеспечивающая создание

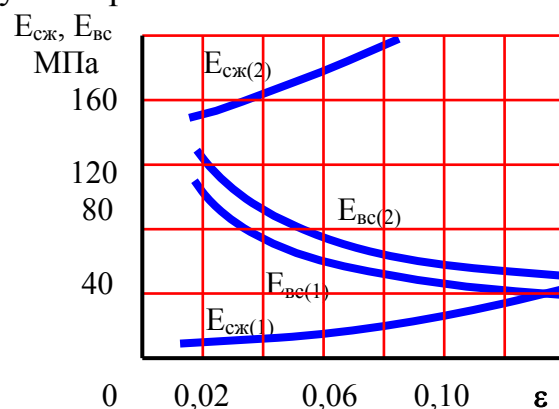


Рис. 15. Зависимость модулей сжатия ($E_{сж}$) и восстановления ($E_{вс}$) от относительной деформации набивки НГФ–С, состоящей из трех колец, при первом (1) и втором (2) нагружениях.

требуемой осевой нагрузки на набивку, заданного давления уплотняемого воздуха и оценку величины утечки уплотняемой среды. При проведении исследований изменяли значения удельной осевой нагрузки q_z до 45 МПа, давления воздуха p до 25 МПа и высоты набивки h в интервале 12 – 36 мм (2, 3 и 4 кольца набивки) и определяли влияние этих параметров на величину утечки W .

Исследовали сальниковые набивки на основе фторопласта с добавлением других материалов квадратного сечения 6 x 6 мм с внутренним диаметром $d = 56$ мм. Были получены уравнения, связывающие коэффициент проницаемости K и удельную нагрузку q_0 (выражение 25)

$$K = \exp [-(a + b q_0)]. \quad (25)$$

Значения коэффициентов a и b для каждого вида исследованных набивок представлены в диссертации.

В шестой главе рассмотрены конструктивные решения узлов уплотнений.

При разработке уплотнительного узла шарового крана особое внимание было уделено подбору материала для его составных элементов. Для уплотнительного элемента, сопрягаемого с шаровой пробкой в силу его специфических особенностей (низкий коэффициент трения, относительно невысокая твердость) был использован фторопласт-4. В качестве буферного элемента, для которого необходима определенная несжимаемость – резина.

В результате выполнения силового анализа работы крана с учетом обеспечения условий герметичности фторопластовыми и резиновыми элементами узлов уплотнения при соблюдении допускаемой их деформации были получены выражения для определения геометрических параметров основных конструктивных элементов шарового крана.

При эксплуатации первых партий шаровых кранов наблюдалось заедание шаровой пробки, для поворота которой требовалось приложить дополнительный крутящий момент. В результате проведенных аналитических и экспериментальных исследований были выявлены причины этого явления.

После сборки шарового крана силы трения в сопряжении пробка – фторопластовый уплотнитель симметрично направлены по радиусу окружности их сопряжения. При повороте пробки силовая симметрия нарушается, что выражается дополнительным сопротивлением повороту пробки (ее заеданием), на преодоление которого требуется дополнительная нагрузка. Для исключения этого явления было предложено уменьшить осевую жесткость резинового уплотнительного элемента в зоне максимального значения сил трения, например, за счет выдавливания резины в кольцевую канавку, выполненную в корпусе крана.

В процессе работы из-за трения вала о набивку сальникового уплотнения повышается температура как набивки, так и камеры сальника. В результате нагрева камеры ее диаметр увеличивается, что приводит к уменьшению нагрузки на набивку и, как следствие, к увеличению утечки уплотняемой среды.

Учитывая, что коэффициент термического расширения фторопласта-4 на порядок выше, чем стали, оболочку камеры сальника выполнили двухслойной; внешний слой – стальной, внутренний – выполненный из фторопласта-4. Конструкция защищена Патентом РФ.

При повышении температуры происходит увеличение диаметра как наружного, так и внутреннего слоев. Но вследствие различия коэффициентов температурного расширения материалов этих слоев в зоне их сопряжения в набивке сальника возникает дополнительная радиальная нагрузка, способствующая поддержанию герметичности уплотнения на заданном уровне. Значение этой дополнительной нагрузки зависит от геометрических параметров фторопластовой втулки, для определения которых нами получено выражение, представленное в диссертации.

Фторопласты используют и для создания оборудования. В этом случае герметичность разъемных соединений обеспечивается за счет силового контакта сопрягаемых фторопластовых поверхностей.

Оболочки аппаратов выполняют из отдельных царг двухслойными: наружная – стальная, внутренняя – фторопластовая с отбортовками, силовое сопряжение которых обеспечивает герметичность разъемных соединений. Силовой контакт уплотняющих поверхностей обеспечивается или сквозными стяжками, или индивидуальными крепежными элементами для каждого разъемного узла.

Особенностью силового расчета этих конструкций является то, что сопрягаемые фторопластовые крышка аппарата или отбортовка внутреннего слоя одновременно относится как к системе «болта», так и к системе «прокладки», т.к. определенная доля ее толщины с увеличением давления рабочей среды нагружается, а остальная часть – разгружается.

В результате анализа напряженно-деформированного состояния уплотняющего узла крышка (отбортовка) – отбортовка установлено, что более 80% толщины h крышки от зоны контакта относится к системе «прокладки» и остальное – к системе «болта». Коэффициенты осевой податливости верхней и нижней части крышки соответственно: $\lambda_{кб} = 0,14 h / F E_{сж}$, $\lambda_{кп} = 0,86 h / F E_{вс}$.

На основании полученных результатов исследований разъемных соединений с фторопластовыми элементами, были разработаны методы расчета разъемного штуцера для аппаратов во фторопластовом исполнении и бугельного соединения. Для штуцера проведена экспериментальная проверка полученных зависимостей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Основным результатом работы являются научно обоснованные технические решения по совершенствованию узлов уплотнений и методики их расчета на герметичность с материалами уплотнительных элементов, обладающих переменным от нагрузки и ее вида значением деформационных характеристик (прежде всего, на примере наиболее распространенного фторопласта-4) как на стадии их конструирования, так и в процессе эксплуатации.

1. Установлена группа материалов, для которых интенсивность изменения деформации от нагрузки зависит от величины и характера нагружения (сжатие или восстановление). Для оценки напряженно деформированного состояния элемента выполненного из таких материалов введены условные модули. При сжатии – модуль сжатия $E_{сж}$ и при восстановлении сжатого элемента – модуль восстановления $E_{вс}$.

Установлено, что модули сжатия и восстановления зависят от удельной нагрузки, температуры и вида деформации: растяжения или сжатия, нагружения или восстановления.

Анализ экспериментальных данных, полученных в настоящей работе позволяет сделать вывод о том, что модули сжатия и восстановления, коэффициенты осевой податливости прокладки, а также герметичность соединения и прочность крепежных элементов зависят от условия размещения прокладки в соединении.

Использование переменного значения модулей сжатия и восстановления в расчетных выражениях ведет к снижению величины усилия затяжки соединения и к определению реальной величины падения нагрузки в нем из-за релаксации.

Для оценки этих модулей предложена методика их определения по опытным данным. Для фторопласта-4 получены расчетные зависимости.

2. Установлено, что при осевом сжатии кольцевого элемента радиальная деформация его происходит в основном по наружному контуру.

3. Сформулировано физическое представление о механизме ползучести указанных прокладочных материалов. Получено выражение для расчета влияния ползучести на работу разъемного соединения с пластичным уплотнительным элементом.

По данным исследования ползучести фторопласта-4 в зависимости от величины нагружения (до 12,0 МПа) и его характера (сжатие или растяжение), времени нагружения (до 10000 часов) и температуры (20 – 100 °С) получены выражения для определения коэффициентов и показателей ползучести.

4. Получены выражения для оценки влияния числа циклов многоциклового и малоциклового нагружения на величину остаточной деформации. Результаты проведенных исследований показали, что при применении элементов из прокладочных материалов, подверженных переменным нагрузкам, необходимо ограничивать до определенного значения как число циклов изменения нагрузки, так и ее величину.

5. Установлено, что для оценки утечки уплотняемой среды в зоне контакта уплотняющих поверхностей, выполненных из материалов, деформационные характеристики которых зависят от вида и величины нагружения, может быть использована фильтрационная модель.

Создан экспериментальный комплекс для исследования условий герметизации. Проведена оценка и получена зависимость для определения

величины утечки уплотняемого воздуха в зависимости от удельной нагрузки на уплотняющих поверхностях, их ширины и давления рабочей среды.

Для фторопластовых уплотняющих поверхностей была использована оценка герметичности – по величине утечки. Полученные данные позволяют выбрать критерий герметичности в зависимости от рабочего давления и величины допускаемой в данных условиях утечки уплотняемой среды.

6. Разработана математическая модель уплотнения для расчета необходимого значения ширины прокладки. Определение этой ширины и зоны размещения прокладки между фланцами позволяет уменьшить металлоемкость фланцевого соединения без ущерба для прочности его составляющих элементов. Так, масса стандартного фланца D_y 100 мм и p_y 1,6 МПа на 30 % превышает массу фланца, рассчитанного с учетом переменных значений модулей сжатия и восстановления, необходимых значений ширины и среднего диаметра прокладки.

7. Для увеличения срока службы до ремонта разъемных соединений с прокладками из материалов, обладающих переменным от нагрузки и ее вида значением деформационных характеристик, разработан узел фланцевого соединения с опорным элементом, выполненным из более жесткого, чем прокладка материала, и размещенного параллельно прокладке. Получены уравнения для определения необходимых геометрических параметров прокладки и опорного элемента. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность работы такого соединения и правомерность применения полученных расчетных зависимостей.

8. Получены расчетные выражения для оценки условий деформации сальниковой набивки, нагруженной осевой силой. Установлено, что при размещении набивки в замкнутом объеме радиальная нагрузка на внутреннем контуре превышает ее значение на наружном контуре. Величина превышения определяется физико-механическими свойствами материала набивки (модулем сжатия и коэффициентом Пуассона).

Разработана методика и экспериментальная установка для определения коэффициента бокового давления сальниковой набивки, в основу которой заложен новый подход – оценка потерь на трение приложенной к набивке осевой силы. В этом случае определяется необходимый расчетный комплекс k_f как усредненная величина по двум контурам набивки: внутреннему и наружному.

Для удобства практического использования полученных результатов по деформации сальниковых набивок введены условные модули сжатия и восстановления, характеризующие интенсивность изменения нагрузки от относительной деформации сжатия или восстановления. Получены уравнения для их определения.

Разработана методика и экспериментальная установка для оценки проницаемости сальниковых набивок и получены значения коэффициентов проницаемости для отдельных видов набивок.

9. Использование в расчетной практике переменных значений модулей сжатия и восстановления прокладочных материалов, математической модели уплотнения для определения ширины прокладки и зоны ее расположения, представленных в работе новых конструкций узлов уплотнений и методов их расчета даёт существенное повышение герметизирующей способности соединения (вплоть до молекулярного истечения среды), увеличивает его срок службы (до 25–30%), уменьшает его материалоемкость (на 10–30%), снижает себестоимость узлов уплотнений (на 5–15%) и даёт в целом значительный технико-экономический эффект.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ

1. Продан В.Д., Божко Г.В., Калабеков И.Г. и др. Устройство для затяжки крупных резьбовых соединений. Экспресс-информация «Высокоэффективные соединения», выпуск № 11, 1982.
2. Калабеков И.Г., Божко Г.В., Продан В.Д. Герметичное фланцевое соединение с параллельным включением уплотнительного элемента. Химическое и нефтяное машиностроение, №6, 1991, с. 22–23.
3. Божко Г.В., Калабеков И.Г., Виноградов Г.Г., Денисов С.М. Исследование условий герметизации фторопластовых уплотняющих поверхностей. Химическое и нефтяное машиностроение, № 8, 1991, с. 10–12.
4. Рябенко Е.А., Божко Г.В. и др. Фторопласт как уплотнительный конструкционный материал в производстве особо чистых веществ. Обз. Инф. Серия «Актуальные вопросы химической науки и технологии, экологии в химической промышленности». М. НИИТЭХИМ, 1992, Вып. 5, 40 с.
5. Продан В.Д., Божко Г.В., Калабеков И.Г. Определение коэффициента бокового давления фторопластовой набивки сальника. Химическое и нефтяное машиностроение, №3, 1994, с. 9–11.
6. Продан В.Д., Божко Г.В., Калабеков И.Г. Расчет разъемных герметичных соединений с фторопластовыми элементами. Химическое и нефтяное машиностроение, №5, 1994, с. 8–10.
7. Ярошенко А.М., Блюм Г.З., Коваль Т.А., Божко Г.В. и др. Исследование диффузионной проницаемости фторопластовых пленок. Журнал прикладной химии. Т. 67, вып. 11, 1994, с. 1859–1862.
8. Божко Г.В., Степанов Ю.Г. и др. Применение фторполимеров для изготовления изделий. Химическое и нефтяное машиностроение, № 3, 1995, с. 36–38.
9. Продан В.Д., Калабеков И.Г., Божко Г.В. и др. Разъемные соединения с фторопластовыми уплотнениями. Справочник. М., Тривола, 1995, 180 с.

10. Божко Г.В. Силовой анализ шарового крана с фторопластовым уплотнением. Химическое и нефтегазовое машиностроение, №12, 2000, с. 32–35.
11. Божко Г.В. Применение фторопластов в уплотнительных узлах гидроагрегатов. Химическое и нефтегазовое машиностроение, №10, 2001, с. 27–29.
12. Божко Г.В. Влияние дисперсности порошка фторопласта-4 на эксплуатационные свойства прокладки. Химическое и нефтегазовое машиностроение, №2, 2002, с. 45–47.
13. Божко Г.В., Продан В.Д. и др. Выбор ширины прокладки фланцевого соединения. Химическое и нефтегазовое машиностроение, №5, 2003, с. 8–9.
14. Авдеев В.В., Ильин Е.Т., Ионов С.Г., Божко Г.В. и др. Деформационные характеристики сальниковых набивок из терморасширенного графита. Химическое и нефтегазовое машиностроение, № 9, 2005, с.28 – 31.
15. Авдеев В.В., Ильин Е.Т., Ионов С.Г., Божко Г.В. и др. Исследование проницаемости сальниковых набивок, выполненных на основе терморасширенного графита (ТРГ). Химическое и нефтегазовое машиностроение, № 3, 2006, с. 26 – 28.
16. Божко Г.В. Влияние вида нагружения на деформационные характеристики прокладки из фторопласта-4. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 12, 2007, с. 32–34.
17. Божко Г.В. Осевая податливость фторопластовой крышки аппарата, работающего под давлением. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 1, 2008, с. 13–14.
18. Божко Г.В. Влияние ползучести (крипа) фторопласта-4 на герметичность разъемных соединений. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 3, 2008, с. 13 –14.
19. Божко Г.В., Продан В.Д., Кобяков М.А. Влияние цикличности нагружения на деформацию элемента из фторопласта-4. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 12, 2008, с. 41–43.
20. Лозовский И.Н., Соболев Г.П., Божко Г.В. Узлы трубопроводов, футерованные фторопластом. Технические условия. ТУ 2248-009-22955745-2009, Кирово-Чепецк, ООО ПКП "МИТО" 2009, 29 с.
21. Продан В.Д., Божко Г.В., Погодин В.К. Конструирование бугельного герметичного соединения. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 11, 2009, с. 23–26.
22. Продан В.Д., Божко Г.В. Влияние условий размещения прокладки между фланцами на ее осевую податливость. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 12, 2009, с. 27–28.
23. Продан В.Д., Божко Г.В., Васильев А.В., Исакова М.А. Значение радиальных нагрузок при оценке коэффициента бокового давления сальниковых набивок. Химическое и нефтегазовое машиностроение. № 4, 2010, с. 35 – 36.

24. Божко Г.В. Разъемные герметичные соединения. Вестник ТГТУ. Том 16, № 2, 2010, с. 404 – 420.
25. Божко Г.В., Денисов С. М. и др. Герметизация разъемных соединений фторопластовыми прокладками. Тезисы докладов Всесоюзной конференции «Повышение качества герметизирующих соединений». Пенза, 1989, стр. 6–8.
26. Божко Г.В., Калабеков И. Г., Продан В.Д. Герметизация узлов уплотнения фторопластовой аппаратуры. Тезисы докладов Всесоюзного совещания «Повышение эффективности и надежности машин и аппаратов в основной химии». Сумы, 1989, стр. 149–150.
27. Божко Г.В., В Калабеков И. Г. И др. Сближение фторопластовых поверхностей под действием нагрузки. Тезисы докладов Всесоюзной конференции «Управление качеством уплотнений и метрологическое обеспечение процессов механообработки». Пенза, 1991, с. 41–43.
28. Божко Г.В., Продан В.Д. Уточнение деформационных характеристик фланцевого соединения с фторопластовыми элементами. Тезисы докладов XLIV Научно-технической конференции. Москва, МИХМ. 1991, стр. 17.
29. Божко Г.В., Виноградов Г. Г., Блюм Г. З., Степанов Ю.Г., Мартюшов Г.Г. Аппаратура из фторполимеров для производства высокоагрессивных химических веществ. Тезисы докладов Международной выставки «БЕЛХИМИЯ 94». Минск, 1994, стр. 45.
30. Божко Г.В., Виноградов Г. Г., Блюм Г. З. Аппаратура из фторполимеров для производства высокочистых веществ. Тезисы докладов X конференции по химии высокочистых веществ. Нижний Новгород. 1995, стр. 70–71.
31. Божко Г.В. Влияние характера нагружения на интенсивность деформации уплотнительного элемента, выполненного из фторопласта-4. Тезисы докладов. Конференция «УПЛОТНИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА – 2007» г. Москва, КВЦ «Сокольники» 15 октября 2007 г.
32. Продан В. Д., Калабеков И. Г., Божко Г.В. и др. Устройство для затяжки крупных резьбовых соединений. А. С. 969509 (СССР), 1982, Б. И. № 40 1982 г.
33. Божко Г.В., Продан В. Д., Калабеков И. Г., и др. Фланцевое соединение для сосудов. А. С. 1689713 (СССР), 1988.
34. Чехов О. С., Продан В. Д., Калабеков И. Г., Божко Г.В. и др. Разъемное соединение деталей. А. С. № 1732037, 1992.
35. Продан В. Д., Калабеков И. Г., Божко Г.В. Разъемное герметичное фланцевое соединение. А. С. № 1754961, 1992, Б. И. № 30 от 15.08.1992.
36. Божко Г.В., Продан В. Д., Чехов О. С. и др. Мембранный элемент. Патент РФ № 1738314, 1993, Б.И. № 21 от 07.06.1992.
37. Божко Г.В., Продан В. Д., Чехов О. С. и др. Мембранный элемент. Патент РФ № 1738315, 1993, Б.И. № 21 от 07.06.1992.
38. Продан В. Д., Божко Г.В., Степанов Ю. Г. и др. Центробежный насос. Патент РФ № 2097603, 1995, Б.И. №33 от 27.11.1997.