

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»

**В.Д. Продан**

**ГЕРМЕТИЧНОСТЬ РАЗЪЕМНЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ ОБОРУДОВАНИЯ,  
ЭКСПЛУАТИРУЕМОГО ПОД  
ДАВЛЕНИЕМ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ**

Учебное пособие



---

Тамбов  
Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
2012

УДК 621(075.8)  
ББК К683я73  
П787

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор  
МГОУ им. В.С. Черномырдина  
*Г.В. Божко*

Доктор технических наук, профессор  
проректор МГУИЭ  
*М.Г. Беренгартен*

**Продан, В.Д.**

П787 Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды : учебное пособие / В.Д. Продан. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 280 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-1150-3.

Представлен полный набор мероприятий, направленных на обеспечение герметичности разъемных неподвижных и подвижных соединений: от расчетов на прочность отдельных элементов и герметичность соединения до проверки герметичности соединения в рабочих условиях. Рассматриваются физико-механические свойства новых эффективных материалов (терморасширенного графита и фтороплата-4), применяемых в настоящее время для уплотнительных элементов разъемных соединений.

Предназначено для студентов машиностроительных специальностей.

УДК 621(075.8)  
ББК К683я73

**ISBN 978-5-8265-1150-3**

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО «ТГТУ»), 2012  
© В.Д. Продан, 2012

## ВВЕДЕНИЕ

---

---

Нормальная работа любой технологической линии, находящейся под давлением (или разряжением) рабочей среды, во многом определяется герметичностью разъемных соединений компонентов этой линии (аппаратов, трубопроводов, машин) и прочностью деталей, составляющих эти компоненты, в том числе и деталей этих соединений. И хотя узел уплотнения имеет небольшой удельный вес в конструкции, от него зависит работоспособность всего объекта. Нарушение герметичности снижает экономичность производства вследствие потери сырья и конечного продукта, приводит к загрязнению окружающей среды и уменьшает безопасность эксплуатации оборудования при протечках токсичных, взрыво- и пожароопасных рабочих сред. Нарушение же прочности может быть причиной аварий с серьезными последствиями.

Анализ причин аварий и загрязнения окружающей среды показывает [104], что в основном они происходят из-за неудовлетворительно технического состояния разъемных герметичных соединений (РГС) промышленного оборудования, работающего под давлением.

Герметичность разъемного соединения обеспечивается уплотнительным элементом, размещенным между уплотняемыми деталями соединения: фланцами – в неподвижных соединениях, штоком (шпинделем) или валом и корпусом – в подвижных контактных соединениях. Материал уплотнительного элемента – прокладки для неподвижного соединения или сальника для контактного подвижного – должен обладать определенными физико-механическими и физико-химическими свойствами, обеспечивающими нормальную работу узла уплотнения. Общие требования к уплотнительному материалу и для неподвижных, и для подвижных соединений: материал должен быть достаточно пластичным, чтобы при сборке соединения в процессе предварительного его нагружения он заполнял микро- и макрозазоры, обусловленные шероховатостью уплотняемых поверхностей и неточностью их выполнения и сборки. Но материал должен также обладать определенной упругостью формы, чтобы сохранять в рабочих условиях силовой контакт с уплотняемыми деталями соединения. Материал уплотнительного элемента должен быть устойчив против агрессивного воздействия уплотняемой среды. Желательно, чтобы материалы уплотняемых деталей и уплотнительного элемента имели близкие значения коэффициента температурного расширения.

Материал для уплотнения подвижных соединений должен иметь низкий коэффициент трения в зоне сопряжения его с подвижной

уплотняемой деталью, а также повышенную износостойкость. Для неподвижного соединения увеличение силы трения между прокладкой и поверхностью фланцев в ряде случаев повышает его надежность.

Для каждого типа РГС соблюдается определенная зависимость между нагрузкой на уплотняющие элементы соединения, внешней нагрузкой и длительностью эксплуатации. В качестве внешней нагрузки здесь принимается давление и температура уплотняемой среды. Эта зависимость определяется совокупностью податливостей (жесткостей) составляющих соединение элементов. В связи с этим принятие в качестве критерия нормальной работы РГС только прочности его элементов часто приводит к нарушению герметичности соединения в рабочих условиях или к неправомерному завышению нагрузки на элементы соединения и увеличению металлоемкости конструкции. Это происходит в основном потому, что нормативные материалы на расчет и конструирование РГС разрабатывают специалисты по прочности, недостаточно учитывая при этом условие их герметичности.

В предлагаемой работе ставилась цель раскрытия механизма герметизации РГС и оценки факторов, влияющих на величину протечки уплотняемой среды. Рассматриваются неподвижные разъемные соединения и уплотнения подвижных соединений сальниками с мягкой набивкой.

Понятие «герметичность» связывают с именем древнеегипетского мудреца Гермеса Трисмегиста, которому приписывают умение плотной закупорки глиняных сосудов (кувшинов и амфор) с вином, маслом и другими жидкостями. В известных источниках информации по развитию техники до начала XX в. практически нет сведений по вопросам герметизации разъемных соединений. Принимали, что если обеспечен контакт двух уплотняющих поверхностей, то соединение будет герметичным. Однако в начале XX в. в связи с развитием технологии получения синтетического аммиака остро встала проблема обеспечения герметичности разъемных соединений применяемых аппаратов.

Синтетический аммиак получают из газовой смеси, состоящей из трех объемных долей водорода и одной доли азота, находящейся под давлением. В первых системах синтеза аммиака давление было свыше 100 МПа (1000 бар). Естественно, что работа на такой взрыво- и пожароопасной среде при таком давлении требовала повышенной герметичности оборудования. Так, американской фирмой Nitrogen и немецкой фирмой Ude-Bredshneider были созданы принципиально новые конструкции уплотнений разъемов крышек сосудов – самоуплотняющихся разъемных соединений, в которых основная доля нагрузки на уплотняющие элементы обеспечивалась давлением уплотняемой среды.

Долгое время разработка уплотнений была основана лишь на опыте и интуиции конструктора, применяющего при конструировании уплотнений общие методы проектирования деталей машин. Появление принципиально нового оборудования потребовало создания новых конструкций уплотнительных узлов. Так, создание поршневых двигателей внутреннего сгорания и компрессоров привело к разработке уплотнений поршневыми кольцами. Развитие энергетического машиностроения (турбин) потребовало создания динамических бесконтактных уплотнений. Увеличение скоростей движения уплотняемых деталей, повышение давления, температуры и агрессивности уплотняемых сред – все это потребовало всестороннего изучения факторов, влияющих на работоспособность уплотнений. В результате в шестидесятых годах двадцатого века сформировалась самостоятельная область знаний – новое научное направление – герметология, изучающая закономерности механизма герметизации, особенности конструирования РГС и другие проблемы, связанные с обеспечением герметичности оборудования.

Проблемам совершенствования уплотнительной техники в мировой практике уделяется много внимания. Постоянно в научно-технических журналах публикуются статьи по исследованию новых уплотнительных материалов и конструкций уплотнительных узлов. Изданы монографии, в которых представлены конструкции и методики расчета различных типов уплотнений. По отдельным вопросам уплотнительной техники защищаются диссертации на соискание ученых степеней. Координацию исследований в этой области осуществляют научно-технические общества: ASME, SAE, ASIE (в США), BHRA (в Великобритании), Некоммерческое Партнерство «Уплотнительная техника» (в России) и др. Ежегодно проводятся международные конференции, на которых специалисты из разных стран докладывают о последних достижениях в отдельных вопросах, связанных с герметизацией оборудования.

Интенсивность проводимых в области уплотнительной техники исследований можно охарактеризовать следующими данными [79]. Если в 1963 – 1965 гг. было опубликовано приблизительно 150 работ (из них около 50 на русском языке), то в 1968 г. их было уже более 600 (в том числе около 200 работ на русском языке). Проектирование уплотнительных узлов связано с широким кругом вопросов и требует комплексного решения задач, находящихся на стыке отдельных научных дисциплин. Поэтому публикуемые работы были посвящены различным вопросам, связанным с разработкой уплотнений (процессы трения и изнашивания, гидродинамика движения газовых и жидких сред в каналах малого сечения, механика полимеров и др.).

Большой вклад в создание теории расчета РГС внесли работы советских ученых Л.П. Карасева и О.В. Румянцева. Они разработали принципиально новый подход к силовому расчету РГС, основанному на учете податливости (жесткости) его отдельных элементов [69, 70, 71]. Этот метод расчета РГС в настоящее время принят в мировой практике.

Полной стандартизованной классификации уплотнительных узлов, устанавливающей их иерархическую зависимость, систему индексации и кодирования, пока не создано. Отдельные авторы публикаций используют собственную классификацию, основанную или на субъективном восприятии механизма герметизации каждого вида уплотнительного узла, или на часто используемой классификации, отраженной в публикациях. Основное, общепринятое деление уплотнений – это деление на уплотнение неподвижных и подвижных разъемных соединений. В последующем изложении нами будет использована классификация уплотнительных узлов, наиболее часто применяемая в источниках информации.

Основой для написания книги послужили материалы разработок и исследований, выполненных сотрудниками, аспирантами и студентами Московского государственного университета инженерной экологии (раньше он назывался МИХМ) при непосредственном участии автора.

Представленный в книге материал послужит пособием для студентов, аспирантов, инженерно-технических и научных работников, связанных с вопросами уплотнительной техники.

## **Глава 1**

# **ТЕЧЕНИЕ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ В ЗОНЕ КОНТАКТА УПЛОТНЯЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ**

---

---

Возможность достижения заданной степени герметичности разъемного соединения зависит в основном от исходного состояния его уплотняющих поверхностей.

Заданная степень герметичности – это допускаемая в данных условиях величина протечки уплотняемой среды. Установлено, что абсолютной герметичности большинства разъемных соединений практически достичь невозможно, в связи с чем следует принимать определенную (заданную) степень герметичности.

Поверхности реальных твердых тел всегда имеют неровности, поэтому контакт их дискретен. Характер неровностей зависит от материала контактирующих поверхностей и метода их обработки.

Поверхности твердых тел находятся во взаимодействии с окружающей средой. Характер их взаимодействия зависит от физико-химических свойств материала твердого тела и среды. Образующиеся на поверхности оксиды и мультимолекулярные адсорбированные слои толщиной 0,01...0,10 мкм [5] приобретают свойства, отличные от тех, которые они имели в неограниченном объеме. Чем тоньше слой, тем выше его упругость. Прочность таких слоев на разрыв весьма велика, их модуль упругости превышает модуль упругости материала-адсорбента, и они способны выдерживать, не разрушаясь, значительные давления [10]. При контакте уплотняющих поверхностей между ними возникают силы взаимодействия – адгезия или когезия, что зависит от материалов контактирующих деталей.

### **1.1. ТЕЧЕНИЕ ГАЗОВЫХ СРЕД В МАЛЫХ ЗАЗОРАХ**

Газообразные и жидкие уплотняемые среды различаются и структурой, и характером их движения в малых зазорах, что вносит свои особенности в условия их герметизации.

В газах среднее расстояние между молекулами значительно превышает размеры самих молекул. Поэтому межмолекулярное взаимодействие между ними проявляется слабо, и молекулы движутся хаотично, заполняя весь объем канала и меняя направление движения только при их столкновении друг с другом или со стенками канала, ограничивающими объем, заполненный газом.

Характер движения газа в зазоре определяется числом Кнудсена

$$\text{Kn} = \lambda / L, \quad (1.1)$$

где  $\lambda$  – здесь длина свободного пробега молекулы газа;  $L$  – характерный размер щели [128].

При  $\text{Kn} < 0,01$  газ ведет себя как сплошная среда, при  $\text{Kn} > 3$  – молекулярное течение газа. При  $3 > \text{Kn} > 0,01$  движение газа смешанное.

Число Кнудсена для определенных условий течения газа в зазоре может быть рассчитано по выражению [154]

$$\text{Kn} = 10^5 \mu (2\pi RT / M)^{0,5} / L (p_1 - p_2), \quad (1.2)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость газа;  $R$  – газовая постоянная;  $T$  – абсолютная температура газа;  $M$  – молекулярная масса газа;  $p$  – давление газа.

Специально проведенные исследования [150] показали, что при молекулярном истечении газа (течение газа через малые зазоры) в зоне движения газа практически отсутствует его давление, хотя газ движется под действием определенного его перепада в начале и в конце канала.

Согласно молекулярно-кинетической теории [1] давление газа зависит от квадрата средней скорости  $u$ , массы молекулы  $m$  и числа молекул в единице объема (плотности газа)  $n$ , т.е.

$$p = mnu^2 / 3.$$

При столкновении с твердым телом молекулы газа на некоторое время адсорбируются на его поверхности и часть кинетической энергии движущейся молекулы теряется (уменьшается скорость  $u$ ).

На основании анализа результатов ряда исследований можно сделать определенные выводы о характере течения газа в зоне контакта уплотняющих поверхностей разъемного соединения. Так, в сопряжении этих поверхностей не образуется замкнутой полосы контакта, что согласуется с результатами оценки фактической площади контакта, которая слабо зависит от нагрузки (4...10% от номинальной) [52].

Характерный размер условного зазора  $L$  (см. (1.1)) зависит от удельной нагрузки на уплотняющие поверхности и исходного значения высоты микровыступов  $Rz$  этих поверхностей. При относительно малых удельных нагрузках (при относительно больших зазорах и малых значениях числа  $\text{Kn}$ ) движение газа в зоне сопряжения уплотняющих поверхностей имеет ламинарный характер, и величина протечки зависит от вязкости уплотняемого газа. Так, протечка гелия в этих условиях меньше, чем воздуха, а отношение протечек гелия и аргона обратно пропорционально их коэффициентам динамической вязкости [111, 139]. При увеличении удельной нагрузки (уменьшении характерного



размера  $L$ ) режим течения газа становится переходным ( $Kn > 0,01$ ), при котором на протечку газа наряду с вязкостью все больше влияет эффективный диаметр его молекулы. При значениях  $Kn \sim 3,0$  протечка газа имеет чисто диффузионный характер. Результаты исследований [111] показали, что при этом отношения протечек гелия и азота, водорода и азота при одинаковых условиях (давлении газа и удельной нагрузке на уплотняющих поверхностях) равны отношению величин, обратных их эффективным диаметрам молекул, т.е. соответственно 1,6 и 1,36 [153].

## 1.2. ТЕЧЕНИЕ КАПЕЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ В МАЛЫХ ЗАЗОРАХ

Особенность межмолекулярного взаимодействия в капельной жидкости определяет и характер ее течения в малых зазорах.

Теория движения идеальной жидкости обычно дает реальную картину течения, за исключением областей, расположенных в непосредственной близости от поверхности канала движения жидкости (граничный слой). В этих областях существенное значение приобретает влияние твердой фазы (стенки канала) на вязкость жидкости.

Толщина пограничного слоя  $\delta$  (ориентировочно) [142]

$$\delta = l / \sqrt{Re}, \quad (1.3)$$

где  $l$  – характерная длина омываемого тела (канала);  $Re$  – число Рейнольдса.

Поскольку в зоне контакта уплотняющих поверхностей отношение величины условного зазора к длине канала, образованного микронеровностями, мало, то на протечку жидкости основное влияние оказывают ее физические свойства именно в граничном слое.

При малых числах Рейнольдса, что характерно для течения жидкости в зоне контакта уплотняющих поверхностей (при нарушении герметичности соединения), толщина пограничного слоя равна условному зазору, образованному микронеровностями сопрягаемых поверхностей.

Следует отметить, что механические характеристики жидкостей в граничном слое, находящемся под односторонним воздействием твердой фазы, существенно отличаются от механических характеристик жидкостей в граничном слое, заключенном в щелевом капиллярном пространстве и находящемся под двухсторонним воздействием твердой фазы. В этих условиях вязкость жидкости приобретает аномальные свойства, существенно отличающихся от ее вязкости в большом объеме.

Особенностью движения жидкостей, их смесей и растворов через капилляры и узкие щели является уменьшение и даже полное прекра-

щение их расхода с течением времени вследствие облитерации этих каналов [10, 75, 97, 98].

Причины, способствующие облитерации узких щелей и капилляров, – это образование адсорбированных на их поверхности молекул жидкости; а также засорение каналов твердыми и смолообразными частицами, которые образуют у твердых стенок рыхлые структуры, способные выдерживать большие гидростатические давления, но легко разрушаемые вибрацией [75, 97] или пульсирующим давлением жидкости [111]. Интенсивность облитерации каналов возрастает при увеличении расхода жидкости и повышении ее давления и температуры.

На процесс облитерации влияют свойства материала стенок канала. Так, каналы, выполненные из органического стекла, зарастали медленнее, чем такие же каналы, выполненные из латуни или стали [97].

На протечку жидкости через малые зазоры (капилляры) может влиять форма границы раздела твердой и жидкой, жидкой и газообразной фаз (гидрофобные или гидрофильные поверхности). Однако в известных литературных источниках [12, 18, 45, 87] нет достаточно обоснованного подтверждения влияния смачиваемости на герметичность разъемных соединений.

Учитывая различия в структурном состоянии газовых и жидких сред, нецелесообразно при испытаниях объекта на герметичность заменять одну среду другой – газ жидкостью или жидкость газом. Однако такая замена на практике часто осуществляется. В основном при работе объекта на жидкой среде герметичность оценивают воздухом, правда, при давлении меньшем, чем рабочее. Считают, что если для воздуха соединение герметичное, то оно тем более будет герметичным и для жидкой среды. При этом повышается культура испытания, так как сброшенный после испытания воздух не загрязняет объект испытания.

Испытания жидкостью вместо газовой среды проводят при определенном давлении только при оценке объекта на прочность. Проверить на герметичность объект, работающий под давлением газовой среды, жидкостью практически невозможно.

## Глава 2

# РАЗЪЕМНЫЕ ГЕРМЕТИЧНЫЕ НЕПОДВИЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 2.1. ОСНОВЫ КЛАССИФИКАЦИИ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Разъемные герметичные неподвижные соединения (РГНС) являются узлами, обеспечивающими герметичность соединения отдельных участков трубопроводов и аппаратов (крышек, днищ, патрубков). Основные детали этих соединений: уплотнительный элемент (прокладка), замыкающие прокладку 1, фланцы 2 и крепежные элементы 3, обеспечивающие прочность соединения при рабочем давлении уплотняемой среды и требуемое усилие нагружения уплотнительного элемента (рис. 2.1).

Разъемные герметичные соединения классифицируем по двум признакам: по материалу уплотнительного элемента на пластичные и упругие и по способу силового нагружения уплотнительного элемента на соединения принудительного уплотнения и самоуплотняющиеся [117].

По первому признаку считаем пластичные соединения, если  $\sigma_{тп} \ll \sigma_{тф}$ , и упругие – если  $\sigma_{тп} \sim \sigma_{тф}$ . Здесь  $\sigma_{тп}$  и  $\sigma_{тф}$  соответственно пределы текучести материала уплотнительного элемента и замыкающих его фланцев. Эти отличия и определяют характерные особенности каждого вида соединения.

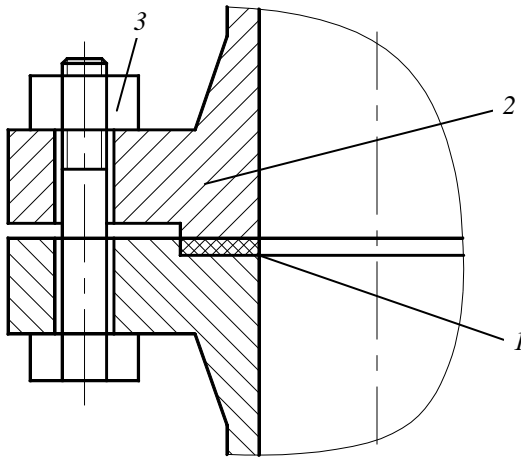


Рис. 2.1

В соединениях с пластичным уплотнением материал уплотнительного элемента в процессе сборки соединения при нагружении его крепежными деталями доводится до пластического состояния, обеспечивая заполнение материалом прокладки микро- и макроотклонения в сопряжении ее с уплотняемыми поверхностями разъемного соединения (фланцами), что повышает степень герметичности соединения. При относительно небольшой твердости материала прокладки снижаются требования к точности и чистоте обработки элементов соединения, что существенно уменьшает стоимость изготовления соединений. Это является основным достоинством соединений с пластичным уплотнением. Однако значительная остаточная деформация прокладки исключает возможность ее повторного использования. При очередной разборке соединения требуется или замена прокладки, или (если возможно) восстановление ее пластических свойств.

Значение коэффициента термического расширения материала прокладки, как правило, отличается от его значения для стали, используемого для изготовления деталей разъемного соединения (фланцев, крепежных элементов). Поэтому при колебаниях температуры уплотняемой среды возможно нарушение герметичности этого соединения.

Учитывая относительную простоту конструкции соединения и невысокую стоимость ее изготовления, соединения с пластичным уплотнением широко применяют для герметизации узлов оборудования, не подверженных особым условиям их эксплуатации при относительно небольших давлениях рабочей среды (4...6 МПа).

Общим достоинством соединений с упругим уплотнением является возможность многократного использования уплотнительного элемента, благодаря незначительной остаточной деформации уплотнительных поверхностей. Колебания температуры рабочей среды мало влияют на изменение нагрузки на прокладку ввиду близкого значения коэффициентов термического расширения материалов деталей соединения.

Недостаток этого вида соединений – повышенные требования к точности выполнения геометрической формы и чистоте обработки сопрягаемых уплотняющих поверхностей, а также повышенное значение силы предварительного нагружения крепежных элементов при сборке соединения, необходимой для обеспечения заданной степени герметичности.

Соединения с упругим уплотнением применяют: при ограничении величины сближения уплотняемых поверхностей фланцев, при необходимости частой разборки и сборки соединения, при значительных колебаниях температуры рабочей среды и для снижения коэффициента основной нагрузки при повышенном давлении рабочей среды.

Особенности конструкций соединений принудительного типа и самоуплотняющихся рассмотрены в соответствующих разделах.

## 2.2. ПРИНЦИП РАБОТЫ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Принцип работы соединения, представленного на рис. 2.1, удобно иллюстрировать силовой диаграммой (рис. 2.2). После сборки соединения и предварительного нагружения его крепежных деталей силой  $Q_3$  основные элементы соединения (фланцы, болты и прокладка) нагружены этой силой (по модулю). С увеличением осевой силы давления рабочей среды  $Q_r$  нагрузка на крепежные детали и фланцы растет, а на прокладку падает. Этот тип соединений, для которых сила предварительного нагружения крепежных элементов при сборке соединения превышает требуемую нагрузку на прокладку в рабочем состоянии, называем *соединение принудительного типа*.

Интенсивность изменения нагрузок на крепежные элементы 1 и прокладку 2 характеризуется коэффициентами  $\text{tg}\gamma$  и  $-\text{tg}\gamma^*$ . Значение этих коэффициентов зависит от осевой податливости элементов разъемного соединения  $\lambda_i$  и определяется по соответствующим выражениям [69]. Так,  $\text{tg}\gamma^*$  называют коэффициентом жесткости соединения и записывают как

$$\alpha = \sum\lambda_6 / (\sum\lambda_6 + \sum\lambda_{п}), \quad (2.1)$$

а  $\text{tg}\gamma$  – коэффициент основной нагрузки, который записывают так:

$$1 - \alpha = \sum\lambda_{п} / (\sum\lambda_6 + \sum\lambda_{п}). \quad (2.2)$$

В выражениях (2.1) и (2.2)  $\sum\lambda_6$  и  $\sum\lambda_{п}$  – сумма осевых податливостей деталей, относящихся соответственно к системе «болта» (с нижним индексом «б») и к системе «прокладки» (нижний индекс «п»).

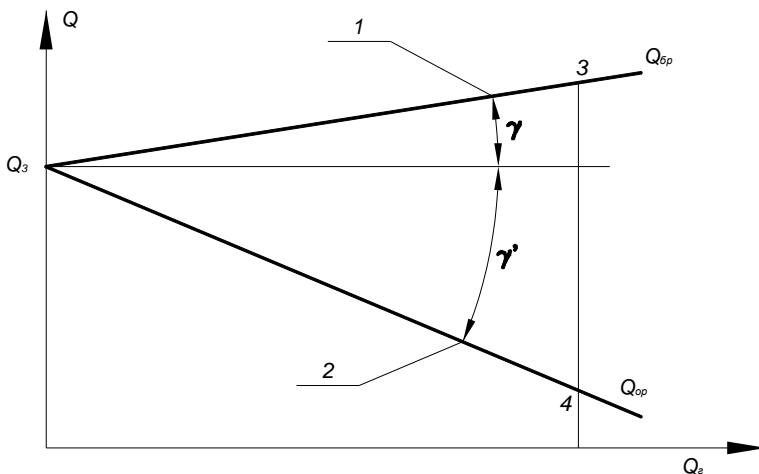


Рис. 2.2

К системе «болта» относим детали соединения, нагрузка на которые увеличивается с увеличением давления рабочей среды. К системе «прокладки» – детали соединения, нагрузка на которые падает с увеличением давления рабочей среды. Это определение приемлемо для соединений принудительного типа.

Выражения (2.1) и (2.2) ввиду статической неопределенности соединения получили с использованием силового равновесия на ось симметрии и совместности осевой деформации уплотнительного элемента и крепежных деталей в рабочих условиях [117]. Силовой анализ значительно усложняется при рассмотрении разъемных соединений более сложной конструкции, например, при рассмотрении соединения с двумя последовательно размещенными уплотнительными элементами, герметично разделяющими две полости в аппарате, находящимися при разных давлениях рабочей среды. Проведение силового анализа подобных соединений значительно упрощается, если использовать его электрическую схему-аналог [117], согласно которой механическая сила обозначается силой электрического тока, деформация – напряжением, податливость рассматриваемого элемента – сопротивлением. Используя принципы законов Кирхгофа и Ома, определяют нагрузки в рассматриваемом узле и деформацию отдельных его элементов.

В качестве примера использования электрической аналогии рассмотрим силовой анализ герметичного соединения типа ГИАП [117]. Конструктивная схема этого соединения представлена на рис. 2.3, а, на рис. 2.3, б ее схема-аналог. В этой конструкции прочность соединения крышки и корпуса б обеспечивают крепежные шпильки 2. Герметичность соединения – прокладкой 1, прижимаемой нажимными винтами 4 через нажимное кольцо 5.

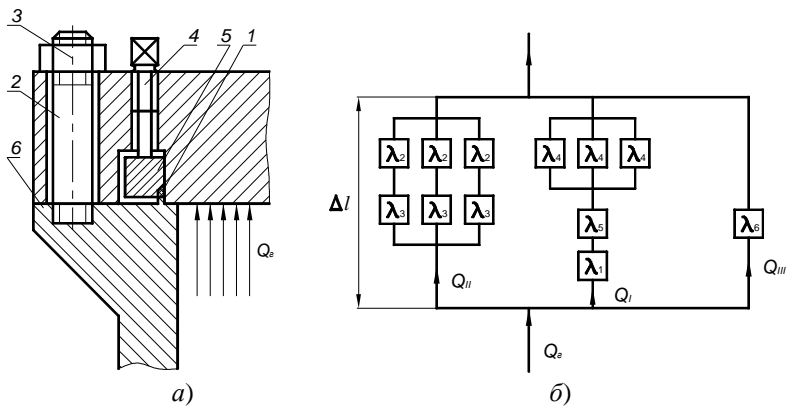


Рис. 2.3

При сборке соединения после предварительного нагружения крепежных шпилек 2 осуществляется затяжка нажимных винтов усилием  $Q_{3.в}$ . Окончательная нагрузка на крепежные шпильки

$$Q_3 = Q_{3.в} + Q_{3.к}, \quad (a)$$

где  $Q_{3.к}$  – усилие прижатия крышки к фланцу корпуса б.

С увеличением силы  $Q_Г$  давления уплотняемой среды сначала происходит разгрузка контактирующих поверхностей крышки и корпуса и только после того, как нагрузка в зоне контакта этих деталей станет равной нулю, начнется разгрузка прокладки 1 вследствие увеличения нагрузки на крепежные шпильки 2. Следовательно, наиболее рациональным условием работы такого соединения является обеспечение контакта крышки и корпуса в рабочем состоянии, т.е. при действии давления рабочей среды. В этом случае нагрузка на крепежные шпильки и прокладку остается практически постоянной, слабо зависящей от давления рабочей среды. Это условие может быть обеспечено правильно установленными значениями усилий предварительного нагружения крепежных шпилек 2 и нажимных винтов 4.

Используя схему-аналог (рис. 2.3, б) и выражение (а), получим уравнения для определения усилия нагружения нажимных винтов 4:

$$Q_{3.в} = 0,785(D_H^2 - D_B^2)[q] + Q_Г n \lambda_6 (\lambda_3 + \lambda_2) / A$$

и крепежных шпилек

$$Q_{3.ш} = 0,785(D_H^2 - D_B^2)[q] + Q_Г \{ (\lambda_3 + \lambda_2) [n(\lambda_1 + \lambda_5 + \lambda_6) + \lambda_4] \} / A,$$

где  $n$  и  $m$  – соответственно число нажимных винтов и крепежных шпилек;  $D_H$  и  $D_B$  – наружный и внутренний диаметры прокладки;  $\lambda_i$  – осевая податливость  $i$ -й детали (см. рис. 2.3, а);  $\lambda_6$  – осевая податливость зоны сопряжения крышка–корпус;

$$A = n \lambda_6 (\lambda_2 + \lambda_3) + (n \lambda_1 + n \lambda_5 + \lambda_4) (m \lambda_6 + \lambda_2 + \lambda_3).$$

В зарубежной практике при расчетах используют осевую жесткость элементов соединения, т.е. величину, обратную осевой податливости.

Следовательно, основной параметр, который обеспечивается в условиях эксплуатации оборудования, – это сила предварительного нагружения крепежных элементов разъемного герметичного соединения.

Сила предварительного нагружения  $Q_3$  элементов разъемного соединения принудительного типа – есть функция ряда переменных. Выразим эту силу через осевую удельную нагрузку:

$$Q_3 = \pi(D^2 - d^2)q_3 / 4 \quad (2.3)$$

и

$$q_3 = f(p, q, \alpha, \Delta t, \tau), \quad (2.4)$$

где  $p$  – давление рабочей среды;  $q$  – удельная нагрузка на прокладку в рабочих условиях, принятая по допусковой протечке;  $\alpha$  – характеристика конструкции соединения (коэффициент жесткости);  $\Delta t$  – изменение температуры рабочей среды в процессе эксплуатации;  $\tau$  – время работы соединения до очередной его разборки (дополнительной подтяжки резьбовых крепежных элементов).

Почти каждый из представленных в выражении (2.4) параметров зависит от других параметров. И если представить в общем виде зависимость для каждого (основного) параметра, то  $q$  зависит от давления рабочей среды, конструкции соединения и свойств материала прокладки; для других параметров

$$q = f(p, \alpha, \Delta t, \tau); \quad \alpha = f(p, q, \Delta t, \tau); \quad \tau = f(p, \alpha, \Delta t, q). \quad (2.5)$$

В современных источниках информации по расчету разъемных соединений принудительного типа коэффициент жесткости  $\alpha$  принимается постоянным для каждого определенного типа и размера фланцевого соединения при постоянных модулях упругости материалов составляющих соединения элементов. Влияние времени эксплуатации  $\tau$  практически не учитывают из-за отсутствия необходимого объема данных по ползучести прокладочных материалов. В этом случае для расчетов принимают уравнение

$$q_3 = [q] + \alpha p D_{cp} / 4b$$

или

$$q_3 = p(m + \alpha D_{cp} / 4b), \quad (2.6)$$

где  $D_{cp}$  и  $b$  – средний диаметр прокладки и ее ширина;  $m = [q] / p$  – прокладочный коэффициент;  $[q]$  – минимальная удельная нагрузка на прокладку в рабочих условиях, обеспечивающая заданную степень герметичности соединения.

Согласно выражениям (2.6) величина силы предварительного нагружения зависит только от давления рабочей среды и от требуемой нагрузки на прокладку в рабочих условиях.

Влияние изменения температуры  $\Delta t$  на изменение нагрузки на прокладку обычно учитывают отдельно и суммируют с принятым ранее значением  $q_3$ .

Отдельные прокладочные материалы, такие как фторопласт-4 и терморасширенный графит, характерны тем, что значение их модулей упругости (точнее – модулей деформации) – величины переменные, зависящие от нагрузки и вида нагружения (сжатия или восстановления). А поскольку прокладка является элементом разъемного герметичного соединения и в процессе эксплуатации и нагружается, и разгружается с различной интенсивностью, то применение модуля упругости постоянного значения при расчете и проектировании соединений с такими прокладками принципиально неверно.



Значение осевой податливости прокладки непосредственно или косвенно входит в параметры, представленные выражениями (2.5) и (2.6).

Податливость болтов и фланцев – величина постоянная, так как их деформация подчиняется закону Гука при неизменном значении (в заданном интервале нагрузок) модуля упругости материала. Изменением линейных размеров этих деталей ввиду их малости пренебрегают.

Податливость прокладки обычно описывают выражением

$$\lambda_{\text{п}} = h / \pi D_{\text{ср}} b E_{\text{в.с.}} \quad (2.7)$$

Но высота  $h$  и ширина  $b$  прокладки в рабочих условиях зависят от величины нагрузки на прокладку при сборке соединения и степени ее восстановления в рабочих условиях, т.е. от модулей сжатия и восстановления ее материала, которые также зависят от нагрузки. Для соединений с прокладкой без ограничения ее радиальной деформации зависимость высоты прокладки от осевой нагрузки после сборки соединения

$$h = h_0(1 - q_3 / E_{\text{сж}}). \quad (2.8)$$

В результате осевой деформации ширина прокладки увеличится на величину

$$\Delta b = (\mu - f) b_0 q_3 / E_{\text{сж}} \quad (2.9)$$

и станет равной

$$b = b_0[1 + (\mu - f) q_3 / E_{\text{сж}}], \quad \text{при } f \geq \mu \Delta b = 0 \quad \text{и} \quad b = b_0, \quad (2.10)$$

где  $f$  – коэффициент трения материала прокладки и замыкающих ее поверхностей фланцев.

В современной расчетной практике приняты следующие зависимости изменения нагрузки на детали системы «болт»  $Q_{\text{б}}$  и систему «прокладка»  $Q_{\text{п}}$ :

$$Q_{\text{б}} = Q_3 + (1 - \alpha) Q_{\text{г}}; \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{п}} = Q_3 - \alpha Q_{\text{г}}, \quad (2.12)$$

где

$$Q_{\text{г}} = \pi D_{\text{ср}}^2 p / 4. \quad (2.13)$$

В рабочих условиях нагрузка на крепежные элементы должна быть не больше

$$Q_{\text{б}} \leq m f_{\text{б}} [\sigma]; \quad (2.14)$$

нагрузка на прокладку – не меньше

$$Q_{\text{п}} \geq \pi D_{\text{ср}} b [q], \quad (2.15)$$

где  $m$  и  $f_{\text{б}}$  – число крепежных элементов в соединении и площадь поперечного сечения каждого элемента;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала крепежных элементов;  $b$  – ширина прокладки.

Используя выражения (2.11) или (2.12) и выражения (2.14) или (2.15), определяют требуемую силу  $Q_3$  предварительного нагружения крепежных элементов или из условия герметичности соединения, или из условия прочности его деталей. Так, по второму условию

$$Q_3 \geq \pi D_{cp} b [q] + \alpha Q_T; \quad (2.16)$$

по первому условию

$$Q_3 \leq m f_6 [\sigma] - (1 - \alpha) Q_T. \quad (2.17)$$

Используют, как правило, второе условие, но нагрузку на крепежные детали проверяют по первому условию.

Если предварительная нагрузка на прокладку меньше нагрузки, обеспечивающей герметичность соединения в рабочих условиях, то такие соединения относят к самоуплотняющимся.

Нагрузка на уплотняющие поверхности самоуплотняющегося соединения увеличивается с увеличением давления уплотняемой среды вследствие наличия некомпенсированной внешним давлением поверхности уплотнительного элемента. В зависимости от ориентации этой поверхности относительно оси уплотняемого разъема такие соединения делят на РГС с осевым самоуплотнением (внешняя поверхность уплотнительного элемента перпендикулярна оси разъема) и РГС с радиальным самоуплотнением (внешняя поверхность параллельна оси разъема).

В качестве примера на рис. 2.4 представлено РГС с осевым самоуплотнением типа Nitrogen, а на рис. 2.5 – его силовая диаграмма.

Сила предварительного нагружения крепежными шпильками 4 передается на прокладку 2, фланец 3 и зону контакта крышки и корпуса 1. Силовая диаграмма такого соединения состоит из двух участков. На первом участке до снятия нагрузки в зоне контакта крышки–корпуса нагрузка на прокладку от осевой силы давления уплотняемой среды

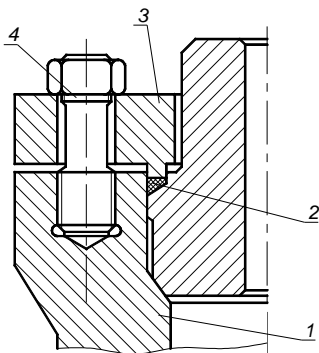


Рис. 2.4

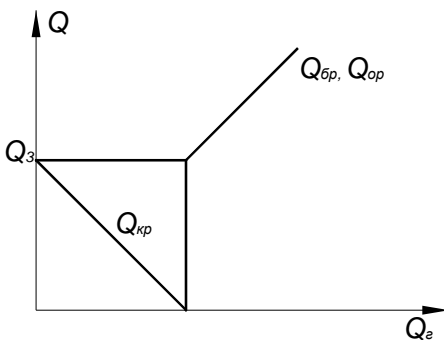


Рис. 2.5

зависит от значения коэффициента основной нагрузки для этого участка (2.2). После отхода крышки от корпуса значение податливости в зоне сопряжения крышка–корпус стремится к бесконечности и коэффициент основной нагрузки становится равным единицы, т.е. вся осевая сила  $Q_r$  воспринимается прокладкой. Нагрузка на прокладку в этих условиях

$$Q_{пр} = 0,785D_{ср}^2 p = \pi D_{ср} b \sigma. \quad (2.18)$$

При сборке этого соединения необходимо довести материал прокладки до пластического состояния, т.е. сила предварительного нагружения прокладки должна быть не менее

$$Q_3 = \pi D_{ср} b \sigma_T. \quad (2.19)$$

В рабочих условиях (2.18) определяющим является прочность материала крышки или корпуса, так как прокладка нагружена в условиях ее всестороннего сжатия. Поэтому  $\sigma$  в выражении (2.18) должна быть не больше допустимого напряжения  $[\sigma]$  для материала шпилек, крышки или корпуса.

### **2.3. ОСОБЕННОСТИ РАДИАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ КОЛЬЦЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ (ПРОКЛАДОК) ПРИ ОСЕВОМ ИХ НАГРУЖЕНИИ**

При осевом сжатии прямолинейной полосы уменьшается ее толщина и увеличивается ширина, причем равномерно в обе стороны от нейтральной оси нагружаемой полосы. За нейтральную ось принимаем среднюю линию полосы, на которой растягивающие напряжения меняют знак. Если рассматривать криволинейную полосу, то нейтральная ось (в данном случае – нейтральный радиус) будет смещаться (уменьшаться) в сторону центра кривизны. При этом увеличение ширины полосы при осевом сжатии будет неравномерное: большее будет по внешнему радиусу, меньшее – на внутреннем. На участке криволинейной полосы радиусом большим, чем нейтральный радиус, будет деформация растяжения, а на участке с меньшим радиусом, чем нейтральный радиус, – сжатие. Эта особенность деформации выявлена на кольцевых элементах (прокладках), испытывающих осевое сжатие [96, 118, 124].

Получено уравнение для определения значения нейтрального радиуса кольцевой прокладки, нагруженной осевой силой:

$$r_0^* = \frac{3,56f R_0^2}{(\beta^2 - 1)h_0} \left\{ \left[ 1 + \frac{(\beta + 1)(\beta^2 - 1)h_0}{3,56f R_0 \beta} \right]^{0,5} - 1 \right\}, \quad (2.20)$$

где  $f$  – коэффициент трения прокладки в зоне контакта ее с замыкающими фланцами;  $\beta$  – отношение внешнего радиуса прокладки  $R_0$  к внутреннему радиусу  $r_0$ ;  $h_0$  – толщина прокладки.

Согласно выражению (2.20) с увеличением  $h_0$  уменьшается  $r_0^*$  и становится меньше внутреннего радиуса прокладки. Это подтверждено и проведенными экспериментами [96, 118, 124]. При относительно небольшой толщине прокладки нейтральный радиус практически совпадает с ее внутренним радиусом. Так, в работе [121] представлены значения нейтральных радиусов для нормализованных прокладок, выполненных из фторопласта-4, внутренний радиус которых менялся от 3 до 230 мм. Значения нейтральных радиусов в этом случае больше внутренних радиусов всего на 5,3 – 2,6%. Этот характер деформации кольцевой прокладки имеют и прокладки, выполненные из других материалов, так как в выражении (2.20) отсутствуют показатели механических характеристик материала прокладки.

Выражение (2.20) приемлемо при неизменных значениях геометрических параметров кольцевой прокладки. Однако при ее нагружении осевой силой меняются их значения и, следовательно, изменяется расположение нейтрального радиуса.

Уравнения для определения текущих значений  $R_i$  и  $\beta_i$  при осевом сжатии прокладки получим, приняв условие равенства ее объема до нагружения и в процессе ее сжатия до толщины  $h_i$ :

$$\pi(R_0 + r_0^*)(R_0 - r_0^*)h_0 = \pi(R_i + r_0^*)(R_i - r_0^*)h_i. \quad (2.21)$$

Из выражения (2.21) получим

$$R_i = \left[ \frac{(R_0^2 - r_0^{*2})E}{(E - q_z)} + r_0^{*2} \right]^{0,5}; \quad (2.22)$$

$$\beta_i = R_i \beta_0 \left[ \frac{E - q}{R_i^2 \beta_0^2 (E - q) - R_0^2 E (\beta_0^2 - 1)} \right]^{0,5}. \quad (2.23)$$

Внутренний текущий радиус можно выразить как

$$r_i = R_i / \beta_i. \quad (2.24)$$

Для проверки полученных зависимостей были выполнены экспериментальные исследования. на специально разработанной установке (рис. 2.6). Установка содержит гидравлический пресс, которым создается осевая нагрузка на опытный образец. Опытный образец  $l$  состоит из двух плоских элементов, между которыми размещена испытываемая кольцевая прокладка 2. При осевом сжатии прокладки ее радиальная деформация по внешнему контуру определялась индикаторами часо-

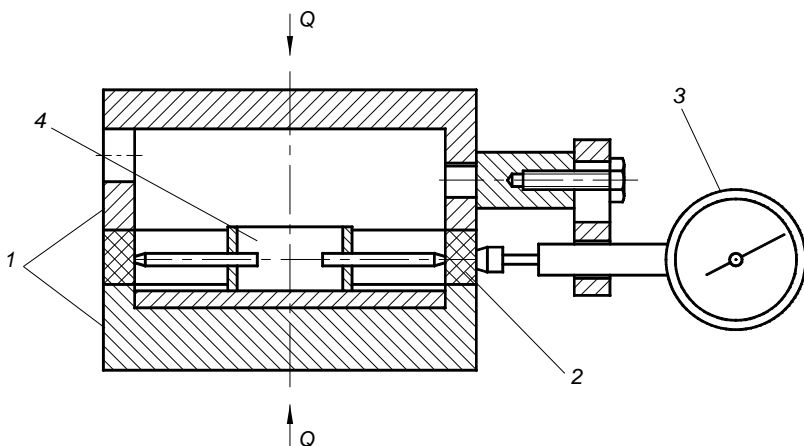


Рис. 2.6

вого типа 3. Изменение внутреннего диаметра прокладки оценивали по деформации силового кольца 4, размещенного во внутреннем контуре прокладки. Для оценки деформации силового кольца на его наружной и внутренней поверхности в кольцевом направлении были наклеены четыре тензорезистора сопротивления, которые подключили к цифровому тензомосту. В результате тарировки силового кольца получили значение его диаметральной деформации на единицу показания прибора  $- 8 \cdot 10^{-5}$  мм.

Испытуемые прокладки выполнены из фторопласта-4. Выбор материала прокладки обусловлен его относительно низкой твердостью по сравнению с твердостью стальных замыкающих прокладку элементов, а также широким применением фторопласта-4 для уплотнительных элементов разъемных соединений. Наружный  $R_0$  и внутренний  $r_0$  радиусы прокладки были соответственно 88,5 и 75 мм. Толщина  $h_0$  прокладок – 3,1 и 14,8 мм. Значение нейтрального радиуса определяли по выражению (2.20) для двух значений толщины прокладки. Так, при  $h_0 = 14,8$  мм  $r_0^* = 34$  мм, что меньше  $r_0$ ; при  $h_0 = 3,1$  мм  $r_0^* = 39$  мм, что больше  $r_0$ .

Прокладки ступенчато через 2 МПа нагружали до 22 МПа. Интервал времени между очередным изменением нагрузки был постоянным и равным двум минутам. В такой же последовательности прокладки разгружались.

Результаты проведенных исследований (в числителе) и расчетные по выражениям (2.20) – (2.24) (в знаменателе) представлены в табл. 2.1 (для  $h_0 = 3,1$  мм) и в табл. 2.2 (для  $h_0 = 14,8$  мм).

Таблица 2.1

$q_z$ , МПа	$r_i$ , мм	$R_i$ , мм	$\beta_i$	$r_0^*$ , мм
5,0	37,5 / 37,45	44,30 / 44,31	1,181 / 1,183	39,00 / 39,16
10	37,49 / 37,28	44,372 / 44,55	1,183 / 1,192	39,12 / 39,32
15	37,48 / 37,14	44,612 / 45,06	1,190 / 1,213	39,33 / 39,48
20	37,466 / 36,54	44,852 / 45,96	1,197 / 1,257	39,65 / 39,64

Таблица 2.2

$q_z$ , МПа	$r_i$ , мм	$R_i$ , мм	$\beta_i$	$r_0^*$ , мм
5,0	37,511 / 37,47	44,33 / 44,36	1,182 / 1,183	34,0 / 34,37
10	37,516 / 37,53	44,45 / 44,81	1,185 / 1,194	34,28 / 34,7
15	37,506 / 37,68	44,95 / 45,64	1,182 / 1,211	35,30 / 35,11
20	37,502 / 36,97	45,49 / 47,29	1,21 / 1,279	35,57 / 35,49

Проведенные экспериментальные исследования [124] показали приемлемость полученных расчетных зависимостей для оценки условий радиальной деформации кольцевой прокладки при ее сжатии осевой нагрузкой. Исследования выявили наличие остаточной деформации, но только по внешнему контуру прокладки.

Из вышеизложенного следует, что если нет ограничения радиальной деформации по внешнему контуру прокладки, сжимаемой осевой нагрузкой, то прокладка увеличивается по внешнему контуру, и практически весь материал прокладки испытывает растягивающие кольцевые напряжения. Если же будут ограничения радиальной деформации (кольцо сжимается в замкнутом объеме), то под действием реакции внешнего ограничителя при осевой деформации возникнет реакция внутреннего ограничителя, удельная нагрузка которого на кольцо будет превышать нагрузку по внешнему контуру. Проведенные исследования показали [4, 123], что величина превышения удельной нагрузки на внутреннем контуре замкнутого кольца зависит от коэффициента Пуассона его материала. В качестве исследуемого материала была использована сальниковая набивка из терморасширенного графита. Так, при значениях коэффициента Пуассона  $\mu = 0,09; 0,34$  и  $0,48$  получили значения отношения удельных нагрузок на внутреннем и внешнем контуре  $q_2 / q_1 = 1,3; 1,2$  и  $1,15$ .

Приняты [20, 129] три основных условия размещения плоской прокладки между фланцами: без ограничения ее радиальной деформации (с гладкой уплотнительной поверхностью, рис. 2.7, *а*), с ограничением по внешнему контуру (выступ-впадина, рис. 2.7, *б*) и размещенную в замкнутом объеме (шип-паз, рис. 2.7, *в*).

Прокладки нормализованы [84] по материалам и геометрическим размерам. Однако не приведены допуски на геометрически размеры прокладки. Очевидно, считают, что при сборке соединения прокладка должна свободно (с зазорами) размещаться в соответствующем кольцевом пазу, а при ее осевом нагружении крепежными резьбовыми элементами, деформируясь, должна заполнить весь объем кольцевого паза. Не учитывается особенность радиальной деформации плоской прокладки при ее осевом нагружении. Исключением являются прокладки, выполненные из фторопласта-4, для которых в справочнике [121] приведены предельные отклонения на их внешний и внутренний диаметры.

Если принять эти предельные отклонения в качестве определяющих и, учитывая осевую деформацию прокладки при сборке соединения и допуски на внутренний и внешний диаметр канавки, можно доказать практическую нецелесообразность применения фланцевого соединения типа шип-паз (рис. 2.7, *в*).

В качестве примера рассмотрим прокладку из фторопласта-4 [121], у которой исходные геометрические параметры  $D_{cp} = 100$  мм,  $b = 5$  мм и  $h_0 = 2$  мм.

Для рассматриваемой прокладки ее предельные отклонения по внешнему и внутреннему диаметрам соответственно  $-0,46$  и  $+0,46$  мм. Предельные отклонения кольцевой канавки по внешнему и внутреннему диаметрам соответственно  $+0,35$  и  $-0,35$  мм [118].

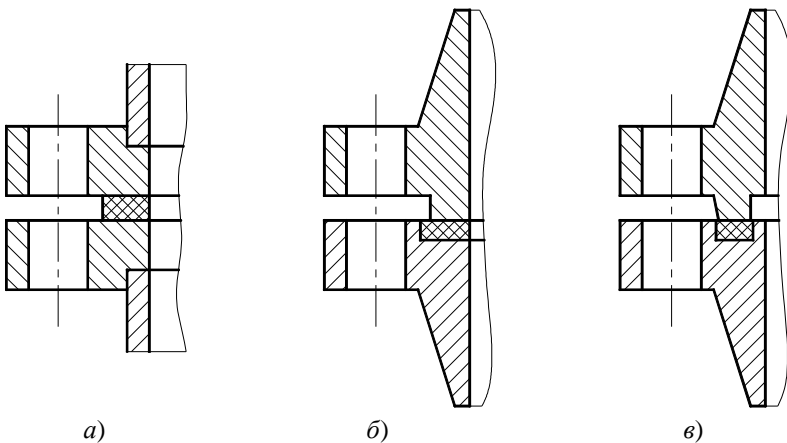


Рис. 2.7

В процессе сборки прокладка нагружается осевой силой при затяжке крепежных элементов соединения. Под действием осевой силы толщина прокладки уменьшается, а ширина увеличивается. Учитывая, что кольцевая прокладка при осевом нагружении увеличивается в основном только по внешнему радиусу, определим ее ширину после осевого нагружения. Относительная осевая деформация прокладки

$$\Delta h / h_0 = q_z / E_{сж}, \quad (2.25)$$

где  $E_{сж}$  – модуль сжатия материала прокладки.

Так, при  $E_{сж} = 3135q^{-1,27}$  МПа [23],  $q_z = 14$  МПа и  $h_0 = 2,0$  мм [118] по выражению (2.25)  $\Delta h = 0,125$  мм. Это уменьшение толщины прокладки пойдет на увеличение ее ширины по внешнему радиусу (для нежимаемого материала прокладки)

$$0,785 \cdot 2,0 \cdot (100^2 - 90^2) = 0,785 \cdot 1,875 (D_n^2 - 90^2). \quad (2.26)$$

Из выражения (2.26) получим  $D_n = 100,63$  мм. По рекомендуемым предельным отклонениям максимальный зазор между боковой поверхностью прокладки в ее исходном состоянии и наружной стенкой кольцевой канавки будет 0,81 мм. Следовательно, при наличии предельных отклонений наружного диаметра прокладки и наружного диаметра кольцевой канавки внешний контур сжатой прокладки будет иметь зазор  $\delta$  между внешней боковой поверхностью кольцевого паза и прокладкой

$$\delta = 0,81 - 0,63 = 0,18 \text{ мм.}$$

Предельное отклонение внутренних диаметров прокладки и кольцевой канавки в сумме будут 081 мм.

Если принять не предельные отклонения размеров прокладки и кольцевой канавки, а средние их значения, то конечный суммарный зазор будет

$$\delta = (0,18 + 0,81) / 2 = 0,495 \text{ мм,}$$

и в этом случае не будет контакта боковых поверхностей прокладки со стенками кольцевой канавки.

Если прокладка выполнена из алюминия, для которого  $E = 0,59 \times 10^5$  МПа и  $\sigma_z = 110$  МПа, то согласно выражению (2.25)

$$\Delta h / h_0 = 110 / 0,59 \cdot 10^5 = 0,00186$$

и

$$\Delta h = 0,00372 \text{ мм.}$$

Используя выражение (2.26), получим  $D_n = 100,0118$  мм.

Следовательно, при использовании алюминиевой прокладки суммарный зазор между стенками кольцевой канавки и боковыми поверхностями прокладки будет больше, чем для прокладки из фторопласта-4.



Для прокладки, выполненной из терморасширенного графита, модуль сжатия [2]

$$E_{\text{сж}} = \frac{q[1 + \exp(-8,5/q)]}{1 + \exp(-8,5/q) - \rho}, \quad (2.27)$$

где  $\rho$  – плотность материала прокладки.

Используя выражения (2.25) и (2.27), получим

$$\Delta h / h_0 = \{1 + \exp(-8,5/q) - \rho\} / [1 + \exp(-8,5/q)]. \quad (2.28)$$

При  $q = 20$  МПа и соответственно этому значению удельной нагрузки  $\rho = 1,56$  получим  $\Delta h / h_0 = 0,078$ .

По выражению (2.26)  $D_{\text{н}} = 100,8$  мм. Исходный зазор между наружным диаметром прокладки и наружной стенкой канавки 0,81 мм. Следовательно, при наличии максимального зазора прокладка не будет контактировать с наружной стенкой канавки. Даже если и возникнет контакт, то внутренний диаметр может уменьшаться на значение максимального внутреннего зазора 0,81 мм.

Для резиновых прокладок рекомендуют величину удельной нагрузки, при которой относительное сжатие было бы не менее 20%, но не более 40%. Для рассматриваемых геометрических параметров прокладки согласно выражению (2.25)  $\Delta h = 0,4$  мм. Используя выражение (2.26), получим  $D_{\text{н}} = 102,3$  мм. Увеличение диаметра прокладки составляет 2,3 мм, что существенно больше предельного зазора 0,81 мм. Следовательно, при использовании резиновой прокладки необходимо ограничивать ее деформацию по внутреннему контуру.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что выполнение фланцевого соединения типа шип–паз необходимо только для случая применения прокладок из относительно мягкого материала. Установлено, что при относительной деформации  $\varepsilon = \Delta h / h_0 \leq 0,078$  применять фланцевые соединения типа шип–паз (рис. 2.7, в) экономически нецелесообразно, так как прокладка в этом случае не замыкается боковыми стенками кольцевой канавки, т.е. не находится в условиях всестороннего сжатия. В этом случае более целесообразно применить соединение типа «замок» (рис. 2.7, б).

Для выполнения более правильного расчета соединений с учетом радиальной деформации прокладки необходимо вводить в нормативные материалы по расчету РГС сведения, учитывающие допуски на диаметральные размеры прокладок и кольцевых канавок для их размещения. С подобным предложением выступают и сотрудники ИркутскНИИ-ХИММАШа [104].

## 2.4. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ ШИРИНЫ ПРОКЛАДКИ

Из проведенного анализа следует, что площадь прокладки (ее ширина) является одним из конструктивных параметров, определяющих и стоимость, и надежность работы соединения. Так, увеличение ширины прокладки свыше рациональной потребует увеличения силы предварительного ее нагружения и перерасход материала прокладки. Уменьшение требуемой ширины вызовет или нарушение герметичности (для соединений принудительного типа), или прочности замыкающих прокладку поверхностей элементов соединения (для самоуплотняющихся).

В технической литературе приводится отдельная информация по выбору требуемой ширины прокладки. Однако эта информация не имеет явного обоснования. Так, для соединений высокого давления рекомендуют [137] ширину прокладки выбирать из условия прочности поверхностей замыкающих ее элементов. Для соединений с прокладками, в которых могут быть капилляры, рекомендуется [20] при уплотнении газовых сред ширину принимать не менее 9 мм. В большинстве же источников информации ширину прокладки выбирают [30, 86] (без достаточного на то обоснования), исходя из давления рабочей среды, материала, диаметра и толщины прокладки.

Используя результаты представленного выше анализа, получим выражения для определения рациональной ширины прокладки как для РГС принудительного типа, так и для рассмотренного типа соединения с осевым самоуплотнением.

Прокладка в соединениях принудительного типа при его сборке нагружается большим усилием, чем в рабочем состоянии, но при увеличении давления уплотняемой среды ее материал, разгружаясь, должен сохранять упругое состояние. Это условие может быть обеспечено только при сборке соединения ограничением нагрузки до  $q_{пр}$ . В источнике информации [20] представлены предельные значения осевого напряжения в прокладке  $q_{пр}$ , при котором материал сохраняет упругость. Так, для мягкой и твердой резины рекомендуют  $q_{пр}$  соответственно 3,5 и 5,0; для фторопласта-4 – 25; для алюминия АД – 100; для меди – 160 МПа.

Используя выражения (2.12) и (2.15) и выразив суммарную силу через площадь контакта и удельную нагрузку, получим [24]

$$\pi D_{cp} b q_{пр} - \pi D_{cp} b k [q] = \pi \alpha D_{cp}^2 p / 4.$$

Из этого выражения получим уравнение для определения значения рациональной ширины прокладки

$$b = \alpha D_{cp} p / 4(q_{пр} - k[q]), \quad (2.29)$$

где  $k$  – коэффициент запаса по герметичности, зависящий от принятого контроля силы нагружения крепежных элементов соединения.

Выражение (2.29) неприемлемо для фланцевого соединения с размещенным параллельно прокладке опорным элементом.

Средний диаметр прокладки зависит от ширины прокладки  $b$  и только для фланцевых соединений типа шип–паз, где прокладка находится в замкнутом объеме,  $D_{\text{ср}}$  определяется шириной паза. Более практичным будет введение в выражение (2.29) внутреннего диаметра прокладки  $d$ , так как этот диаметр является определяющим при проектировании соответствующего оборудования. И, как показали проведенные исследования [118, 124], внутренний диаметр прокладки при осевом ее нагружении остается практически неизменным, если нет ограничения ее радиальной деформации по внешнему контуру.

Средний диаметр прокладки, выраженный через внутренний,

$$D_{\text{ср}} = d + b. \quad (2.30)$$

Используя выражения (2.29) и (2.30), получим

$$b = \alpha p d_0 / \{4(q_{\text{пр}} - k[q]) - \alpha p\}. \quad (2.31)$$

В выражении (2.31) значение ширины прокладки  $b$  – есть ширина прокладки после сборки соединения, т.е. нагруженная силой предварительной затяжки крепежных элементов  $Q_s$ . Это значение больше, чем исходная ширина прокладки  $b_0$  на величину ее радиальной деформации  $\Delta b$

$$b = b_0 + \Delta b.$$

Радиальная деформация кольцевой прокладки при ее сжатии осевой силой происходит в основном по внешнему контуру [118]. Значение внешнего радиуса после нагружения прокладки осевой нагрузкой  $q_z$  (для несжимаемого материала)

$$R_i = \left[ \frac{(R_0^2 - r_0^2)E}{(E - q_z)} + r_0^2 \right]^{0.5} = r_0 + b, \quad (2.32)$$

где  $R_0$  и  $r_0$  – исходные внешний и внутренний радиусы прокладки;  $E$  – модуль сжатия материала прокладки.

Из выражения (2.32) получим

$$R_0 = \left[ r_0^2 + b(2r_0 + b)(E - q_z)/E \right]^{0.5}. \quad (2.33)$$

Увеличение внешнего радиуса

$$\Delta b = R_i - R_0. \quad (2.34)$$

При выводе выражения (2.32) учитывалась только максимальная осевая нагрузка на прокладку при сборке соединения. В рабочих условиях осевая нагрузка  $q_z$  уменьшится от  $q_{пр}$  до  $[q]$ . Однако, учитывая наличие остаточной деформации прокладки, это обстоятельство можно не принимать во внимание.

При определении рациональной исходной ширины прокладки  $b_0$ , т.е. минимальной ширины прокладки, при которой при максимальной на нее нагрузке сохраняются упругие свойства материала прокладки и в рабочих условиях обеспечивается герметичность соединения, используют выражение (2.6), т.е. определяют ее рациональную ширину  $b$  в рабочих условиях. При известном значении  $b$  по выражению (2.33) при заданном внутреннем радиусе  $r_0$  прокладки определяют ее внешний радиус.

Представленные здесь данные позволяют выявить действительный характер деформации прокладки во фланцевом соединении, что дает возможность скорректировать применяемые расчетные зависимости, оценить возможный резерв снижения его материалоемкости без ущерба для герметичности соединения и прочности его составных элементов и выбрать более рациональную конструкцию фланцевого соединения.

Металлоемкость разъемного соединения зависит не только от ширины прокладки, но и от места ее размещения между фланцами [24]. Так, с увеличением среднего диаметра прокладки масса фланца уменьшается, а масса болтов растет. Следовательно, при рационально выбранной ширине прокладки и месте ее размещения между фланцами можно снизить металлоемкость разъемного соединения без ущерба для его работоспособности.

Полученные выражения приемлемы для прокладок, материал которых практически непроницаем для уплотняемой среды. В последние годы получили широкое применение прокладки из терморасширенного графита, который имеет определенную проницаемость для уплотняемой газовой среды. Проведенные исследования показали [6], что величина протечки воздуха через тело прокладки толщиной 5 мм, при отношении наружного диаметра прокладки к внутреннему  $\beta = d_n / d_v = 1,15 - 1,48$ , при осевой удельной нагрузке до 12 МПа и давлении уплотняемого воздуха до 20 МПа в среднем в 3,7 раза больше, чем через зону контакта прокладка–замыкающие ее поверхности фланцев. В этом случае ширину прокладки следует выбирать, исходя из принятой величины допускаемой суммарной протечки уплотняемой среды  $W = W_d + W_k$ , где  $W_d$  и  $W_k$  – соответственно протечка в результате диффузии через поры тела прокладки и протечка в зоне контакта поверхности прокладки и замыкающих ее поверхностей фланцев ( $\text{см}^3/\text{с}$ ).

Ширина прокладки по данным экспериментов [6]

$$b = \pi D_{cp}(2k_k + k_d h) / mW, \quad (2.35)$$

где  $k_k$  и  $k_d$  – коэффициенты проницаемости соответственно в зоне контакта прокладки с замыкающими ее элементами и через тело прокладки;  $h$  – толщина прокладки;  $m$  – прокладочный коэффициент,  $m = q / p$ .

При  $k_k = 0,00047 \text{ см}^3/\text{с}$ ,  $k_d = 0,0072 \text{ см}^3/\text{с}$ ,  $m = 3,0$  ширина прокладки в условиях проведения экспериментов

$$b = 0,001 D_{cp}(1 + 7,6h) / W. \quad (2.36)$$

Для представленного на рис. 2.3 соединения с осевым самоуплотнением, используя выражение (2.18), получим уравнение для оценки необходимой ширины прокладки

$$b = D_{cp} p / 4[\sigma].$$

При такой ширине прокладки обеспечивается герметичность соединения при сохранении прочности замыкающих прокладку поверхностей элементов соединения.

## Глава 3

# УСЛОВИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

---

---

Согласно выражению (2.15), соединение будет герметичным при условии, что его уплотняющие поверхности будут прижаты с удельной нагрузкой, не меньшей установленного для данных условий критерия герметичности  $[q]$  или  $[q_1]$ . Здесь  $[q]$  – удельная нагрузка на прокладку, Па;  $[q_1]$ , Н/м. Значение  $[q_1]$  применяют при условии относительно узкой ширины контакта, например, в сопряжении цилиндрической и плоской поверхности или при сопряжении двух конических уплотняющих поверхностей. В последнем случае, учитывая, что сопрягаемые конические поверхности имеют свои определенные допуски на линейные и угловые размеры, в качестве расчетного значения принимают средний диаметр контакта конического сопряжения.

Значения критериев герметичности зависят от материала уплотняющих поверхностей, чистоты их обработки и точности выполнения, давления и свойств уплотняемой среды и других факторов. На практике эти критерии определяют экспериментально. Экспериментальные исследования сводятся к определению зависимости между давлением уплотняемой среды и нагрузкой на сопрягаемые уплотняющие поверхности, при которых для конкретного соединения обеспечивается установленная степень герметичности.

Существует две принципиально различные концепции условий герметизации разъемных соединений. Более ранняя концепция, на основании которой получены в основном используемые в настоящее время в расчетной практике результаты, – это образование сплошной полосы контакта сопрягаемых поверхностей. Вторая концепция – по которой заданная степень герметичности обеспечивается за счет создания определенной величины гидравлического сопротивления в зоне контакта уплотняющих поверхностей.

По первой концепции соединение при определенных условиях является полностью непроницаемым. Согласно второй концепции, герметичность (условная) всегда характеризуется определенной величиной протечки уплотняемой среды. Допускаемое в конкретных условиях значение протечки и принимают за условие герметичности соединения. Результаты исследований герметичности, основанные на второй концепции, хотя и появились в технической литературе [25, 93, 101, 105, 110, 116, 117, 152, 163], однако еще не получили широкого

применения в практике расчета и конструирования разъемных герметичных соединений.

Методика экспериментальной оценки критерия герметичности в обоих случаях практически одинакова. Исследуемую модель разъемного соединения устанавливают в нагружающее устройство (механический или гидравлический пресс), создают определенную нагрузку на уплотняющие поверхности, во внутреннюю полость модели подводят уплотняемую среду под определенным давлением. Если исследование базируется на второй концепции механизма герметизации, то при определенных значениях нагрузки в зоне контакта уплотняющих поверхностей и давлении уплотняемой среды фиксируют величину ее протечки.

Изменяя давление уплотняемой среды и нагрузку, определяют зависимость величины протечки от давления уплотняемой среды и нагрузки на уплотняющих поверхностях. На рисунке 3.1 представлены характерные зависимости протечки уплотняемой среды от ее давления и удельной нагрузки в зоне контакта уплотняющих поверхностей.

При выборе критерия герметичности принимают допускаемую протечку  $[W]$  и при заданном давлении  $p$  для соответствующей кривой  $W = f(q)$  определяют  $[q]$ .

Если исследование основывается на первой концепции – образовании непроницаемой замкнутой полосы контакта уплотняющих поверхностей, то давление уплотняемой среды и нагрузку на уплотняющие поверхности изменяют до тех пор, пока прибор, оценивающий протечку, не зафиксирует ее прекращение (или начало). Соответствующая этому условию удельная нагрузка и принимается за критерий герметичности  $[q]$  при данном давлении уплотняемой среды. Изменяют давление и определяют следующее значение  $[q]$ , и т.д. По получен-

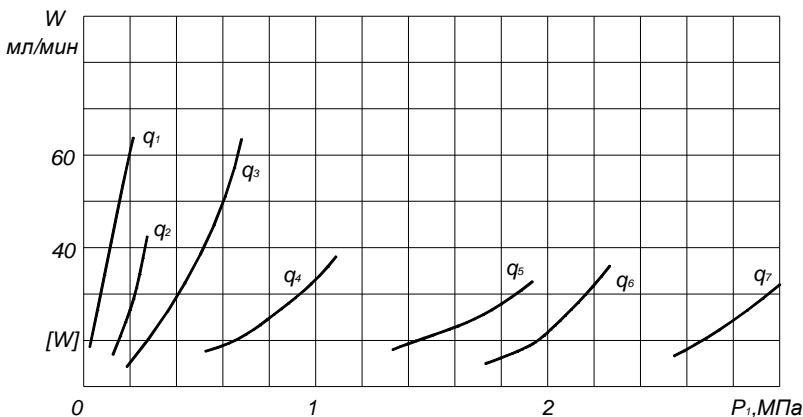


Рис. 3.1

ным значениям  $[q]$  строят график зависимости  $[q] = f(p)$ . Типичная для данных исследований графическая зависимость представлена на рис. 3.2.

Для практических целей она описывается уравнением типа

$$[q] = A + Bp. \quad (3.1)$$

Значение коэффициентов  $A$  и  $B$  зависит от многих факторов: материала уплотнительного элемента, состояния его уплотняющих поверхностей, вида уплотняемой среды, нижнего предела чувствительности прибора, фиксирующего протечку. Последнее обстоятельство имеет существенное значение не только для оценки точности полученных результатов, но и приемлемости их для практических целей.

В выражении (3.1) параметр  $A$  отражает область разброса значений  $q$  в начальной стадии формирования фактической площади контакта уплотняющих поверхностей, коэффициент  $B$  характеризует интенсивность влияния давления уплотняемой среды на удельную нагрузку  $[q]$ , требуемую для исключения протечки при применяемом методе ее оценки, т.е.  $B = dq / dp$  [120].

Установленное по формуле (3.1) значение критерия герметичности  $[q]$  предполагает, что минимальное значение протечки в соединении не будет меньше значения нижнего предела чувствительности прибора. Если использовать прибор с другой чувствительностью, то значения коэффициентов  $A$  и  $B$  будут другими. Чем выше чувствительность прибора, фиксирующего протечки уплотняемой среды, тем большими будут значения этих коэффициентов.

Принятие условия, в соответствии с которым абсолютная герметизация разъемных соединений неосуществима (вторая концепция), дало возможным моделировать зону контакта уплотняющих поверхностей в виде каналов определенной формы, по которым уплотняемая среда движется в заданном режиме, и выполнять аналитические исследования.

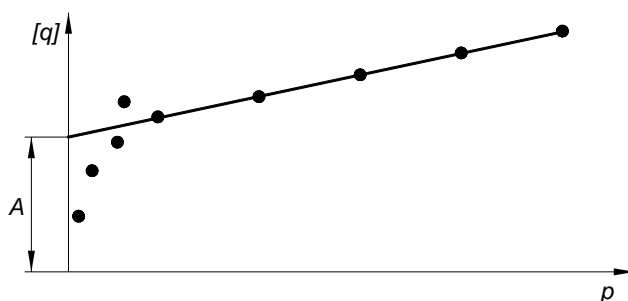


Рис. 3.2



По характеру моделирования аналитические исследования условий герметизации можно разделить на четыре группы:

1) представление зоны контакта уплотняющих поверхностей в виде узкой щели постоянного или переменного сечения [14, 46, 59, 62, 163];

2) представление зоны контакта в виде пористой среды [11, 55, 88, 148, 150];

3) представление зоны контакта в виде группы капилляров определенного сечения [73, 79, 80, 164];

4) представление зоны контакта в виде системы каналов определенной формы сечения, образованных микронеровностями; при этом размеры каналов определяются принятым статистическим законом распределения микровыступов по высоте [11, 57, 91, 150, 157, 168].

Все предлагаемые модели имеют один общий недостаток – отсутствие в них эмпирических коэффициентов. В связи с этим, прежде чем использовать то или иное математическое выражение для практического применения, необходимо проводить экспериментальное исследование для определения входящих в него коэффициентов (коэффициента проницаемости, радиуса кривизны микровыступов, характера их распределения по высоте или опорную кривую, твердость материала сопрягаемых поверхностей и др.).

В целом все предлагаемые модели зоны контакта уплотняющих поверхностей представляют только научный интерес, так как они дают возможным качественно оценить влияние различных факторов (давления и свойств среды, геометрических параметров и механических характеристик уплотняющих поверхностей) на степень герметичности (величину протечки) соединения. Для практических целей остается пока только экспериментальное определение влияния всех этих факторов на величину протечки уплотняемой среды.

Несмотря на то, что результаты, полученные по второй концепции, являются более реальными, так как учитывают отсутствие абсолютной герметичности соединений, и что в качестве критерия герметичности следует использовать принятую для данных условий эксплуатации величину протечки уплотняемой среды, в практике предпочтению отдают результатам, полученным по первой концепции (3.1). Это связано с тем, что при расчете и конструировании РГС проще использовать (3.1) для определения требуемой удельной нагрузки  $[q]$ , так как значения параметров  $A$  и  $B$  определяется выбранным материалом прокладки. Действительная величина протечки рабочей среды при этом есть забота работников эксплуатации.

В отдельных источниках информации приводят данные для удельной нагрузки герметизации, полученные по первой концепции, не в виде (3.1), а в усредненном значении  $[q]$  для определенного мате-

риала прокладки или значение  $[q]$  дают как прокладочный коэффициент  $m = [q] / p$ .

В таблице 3.1 представлены значения  $[q]$ , изложенные отдельными авторами в своих научных публикациях.

**Таблица 3.1**

Значение $[q]$ , МПа, или $m$	Материал прокладки	Уплотняемая среда	Источник информации	Примечание
$4 + p$	фторопласт-4	жидкость	[121]	
$1,5 + 1,5p$		газ	[121]	
$m = 0,5;$ $[q] = 2$	резина мягкая		[20]	
$m = 1,0;$ $[q] = 4$	резина твердая		[20]	
$m = 2,5;$ $[q] = 4$	фторопласт-4		[20]	$h = 1 \dots 3$ мм
$m = 4;$ $[q] = 60$	алюминий АД		[20]	
$m = 4,75;$ $[q] = 90$	медь		[20]	
$\frac{(0,4 + 9,06p)}{B^{0,5}}$	резина средней твердости	жидкость	[45]	$B$ , см
$m = 12,5\beta^{-5}$	терморасширенный графит	газ (воздух)	[6]	$\beta = D_n / D_b$
$6,6B^{-0,8};$ $p^{0,28}$	фторопласт-4 по фторопласту-4	воздух	[21]	при $W = 0,5 \cdot 10^{-8}$ м <sup>3</sup> /см; $B$ , см
$m = 3,7\beta^{-5}$	спирально навитая прокладка	газ (воздух)	[6]	$\beta = D_n / D_b$ . Прослойки из ТРГ

Условие герметичности при заданной величине протечки  $W$  (установленных значениях  $p$  и  $q$ ) в технической литературе практически отсутствуют. Исключением являются две работы [6, 21], в которых исследование условий герметичности осуществляли по второй мето-

дике – оценке величины протечки уплотняемой среды в зависимости от ее давления и удельной нагрузки на уплотняющие поверхности.

Исследования проводили [21] при давлении воздуха 0,5...2,5 МПа, при  $q$  до 8 МПа, при ширине контакта  $B = 5,0...25$  мм и при внутреннем диаметре камеры  $D_{в} = 44$  мм.

Полученные результаты могут быть описаны уравнением

$$W / \pi D_{н} = 1700 \exp(Bp - 4,4B - 1,7q), \text{ см}^3/\text{мин}\cdot\text{см}.$$

На основании изложенного можно сделать вывод, что не сложилось еще определенного мнения на счет установления условий герметичности разъемных соединения. Необходимо не только интенсифицировать экспериментальные и аналитические исследования, связанные с вопросами герметичности, но и вводить определенные законодательные решения.

## Глава 4

# ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Как следует из (2.1) и (2.2), расчетные параметры РГС зависят от деформационной способности его элементов, представленных в виде коэффициентов податливости  $\lambda$ , которые в общем виде можно выразить как

$$\lambda = d\Delta / dQ, \quad (4.1)$$

где  $\Delta$  – изменение размера элемента в заданном направлении (может не совпадать с направлением нагрузки).

Для большинства элементов РГС связь между перемещением и нагрузкой носит линейный характер, и коэффициенты податливости для определенной группы деталей принимают постоянными. Однако у отдельных элементов (микровыступы сопрягаемых поверхностей деталей, резьба, отдельные типы прокладок) зависимость деформации от нагрузки нелинейная. Это обусловлено изменением фактической площади зоны контакта деталей, находящихся в силовом взаимодействии, изменением условий трения, возникновением пластических деформаций, зависимостью модуля упругости материала от нагрузки. В последнем случае значение коэффициента податливости элемента зависит не только от величины нагрузки, но и от характера нагружения (нагрузка или разгрузка).

### 4.1. ОСЕВАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ МИКРОНЕРОВНОСТЕЙ СОПРЯГАЕМЫХ СТАЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ [52, 117]

Осевая податливость микронеровностей может быть определена по выражениям

$$\lambda_m = 0,37 \cdot 10^{-(12 + 0,09 / Rz)} R_z^{0,62} (0,37 - 0,09 / Rz) (Q \cdot 10^6)^{-(0,63 + 0,09 / Rz)} \times \\ \times F^{(0,63 - 1 + 0,09 / Rz)}, \quad (4.2)$$

$$\lambda_m = 1,06 \cdot 10^{-(12 + 2,64 / Rz)} (0,746 - 2,64 / Rz) (Q \cdot 10^6)^{-(0,264 - 2,64 / Rz)} \times \\ \times F^{(0,264 - 1 - 2,64 / Rz)}, \quad (4.3)$$

где  $\lambda_m$ , м/Н;  $R_z$ , мкм;  $Q$ , Н.

Уравнение (4.2) справедливо при  $q \leq 180$  МПа и  $R_z = 0,35 \dots 20$  мкм, уравнение (4.3) – при  $q \leq 300$  МПа и  $R_z = 20 \dots 40$  мкм.

## 4.2. КОЭФФИЦИЕНТЫ ОСЕВОЙ ПОДАТЛИВОСТИ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

В качестве крепежных деталей фланцевого соединения используют болты или шпильки. Перемещение поверхностей фланцев (стягиваемых деталей) под действием осевой нагрузки  $Q$  в частности зависит от осевой деформации отдельных участков стержня шпильки (болта), податливости резьбы  $\lambda_{рз}$  в сопряжении шпилька–гайка, податливости шайбы  $\lambda_{ш}$  (при ее наличии в соединении) и податливости микронеровностей  $\lambda_{м}$  в зоне контакта гайка–шайба–стягиваемая деталь. В общем виде значение этого перемещения можно выразить как

$$a_{\Sigma} = Q\lambda_{\sigma},$$

где  $\lambda_{\sigma} = \Sigma\lambda_i$ .

Для шпильки с двумя гайками

$$\lambda_{\sigma} = 2(\lambda_{рз} + \lambda_{ш}) + 4\lambda_{м} + \Sigma l_i / FE.$$

Для шпильки, ввернутой в корпус,

$$\lambda_{\sigma} = 2(\lambda_{рз} + \lambda_{м}) + \lambda_{ш} + \Sigma l_i / F_i E. \quad (4.4)$$

Для болтового соединения

$$\lambda_{\sigma} = 3\lambda_{м} + \lambda_{ш} + \lambda_{рз} + \Sigma l_i / F_i E,$$

где  $l_i$  и  $F_i$  – расчетная длина определенного участка стержня болта и площадь его поперечного сечения.

Приближенное значение коэффициента осевой податливости резьбы можно вычислить по выражению [60]

$$\lambda_{рз} = 0,49(1,44 + 9,28 P / d_{рз})^{0,5} / d_2 E,$$

где  $d_{рз}$  и  $d_2$  – наружный и средний диаметры резьбы;  $P$  – шаг резьбы.

В таблицах 4.1 – 4.4 представлены значения податливости резьбы в диапазоне М10 – М48 для различных типов резьбовых соединений: болт–гайка; шпилька, ввернутая в корпус–гайка; шпилька с двумя гайками – с учетом деформации микронеровностей в зоне контакта гайки (головка болта) – стягиваемая деталь. При расчете податливости микронеровностей по (4.1) принято  $Rz = 40$  мкм [64]. Расчет податливости резьбы выполнили по уточненным зависимостям [117].

Для повышенных диаметров резьбовых соединений шпилька–гайка и шпилька–гнездо корпуса экспериментально получены значения суммарных коэффициентов осевой податливости  $\lambda_{рз}$  [140]. В таблице 4.4 представлены значения  $\lambda_{рз}$  в зависимости от нагрузки и диаметра резьбы.

Таблица 4.1

Резьба	2,0	4,0	6,0	8,0	10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	45	50
M10	46,49	38,43	34,50	32,02	30,25	28,90	27,82	26,92	—	—	—	—	—	—	—	—
M12	36,53	30,25	27,18	25,24	23,86	22,80	21,96	21,26	20,67	20,16	19,14	—	—	—	—	—
M16	24,48	20,27	18,22	16,92	16,00	15,29	14,72	14,25	13,86	13,52	12,84	12,32	11,9	11,55	—	—
M20	18,16	15,08	13,58	12,63	11,95	11,44	11,02	10,68	10,39	10,14	9,64	9,26	8,95	8,70	8,49	8,30
M24	14,55	12,10	10,91	10,16	9,62	9,21	8,88	8,61	8,38	8,18	7,79	7,48	7,24	7,04	6,87	6,72
M30	10,77	8,97	8,09	7,54	7,14	6,84	6,60	6,40	6,23	6,09	5,80	5,57	5,39	5,25	5,12	5,01
M36	8,44	7,04	6,36	5,93	5,62	5,39	5,20	5,04	4,91	4,81	4,57	4,40	4,26	4,15	4,05	3,96
M42	6,9	5,76	5,21	4,86	4,61	4,42	4,26	4,14	4,03	3,94	3,75	3,61	3,50	3,41	3,33	3,26
M48	5,79	4,84	4,38	4,09	3,88	3,72	3,72	3,49	3,40	3,32	3,17	3,05	2,96	2,88	2,88	2,76
Резьба	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320
M20	8,00	7,76	7,56	7,39	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M24	6,48	6,29	6,13	5,99	5,88	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M30	4,84	4,70	4,58	4,48	4,39	4,25	4,14	4,05	—	—	—	—	—	—	—	—
M36	3,83	3,72	3,63	3,55	3,48	3,37	3,29	3,21	3,15	3,10	3,05	—	—	—	—	—
M42	3,15	3,06	2,98	2,92	2,87	2,78	2,71	2,65	2,60	2,56	2,52	2,48	2,45	2,43	2,40	—
M48	2,66	2,59	2,53	2,47	2,43	2,36	2,30	2,25	2,20	2,17	2,14	2,11	2,08	2,06	2,04	2,02

Значения  $(2\lambda_{\text{нп}} + \lambda_{\text{рз}}) \cdot 10^{10}$  (мН) при нагрузке на болт  $Q$ , кН.

Таблица 4.2

Резьба	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	45
M10	65,83	55,26	51,12	46,87	44,55	42,77	41,35	40,18	—	—	—	—	—	—	—
M12	51,87	43,62	39,60	37,07	35,25	33,87	32,76	31,85	31,07	30,71	29,07	—	—	—	—
M16	34,62	29,13	26,46	24,77	23,97	22,64	21,91	21,30	20,78	20,34	19,44	18,77	18,22	17,77	—
M20	26,00	21,95	19,98	18,73	17,84	17,16	15,79	15,46	14,80	14,30	13,90	14,30	13,90	13,57	13,29
M24	20,84	17,64	16,08	15,09	14,39	13,85	13,42	13,07	12,76	12,51	11,99	11,59	11,27	11,01	10,79
M30	15,44	13,09	11,95	11,22	10,71	10,31	10,00	9,74	9,52	9,32	8,94	8,65	8,42	8,23	7,50
M36	12,15	10,32	9,45	8,86	8,46	8,16	7,91	7,71	7,53	7,39	7,09	6,86	6,68	6,53	5,97
M42	9,94	8,45	7,73	7,27	6,95	6,70	6,50	6,33	6,19	6,07	5,83	5,65	5,50	5,38	4,92
M48	8,36	7,13	6,52	6,14	5,87	5,66	5,50	5,36	5,24	5,14	4,94	4,79	4,66	4,56	4,18
Резьба	50	60	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
M20	13,04	12,64	12,06	11,24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M24	10,59	10,28	9,82	9,64	9,49	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M30	7,92	7,69	7,35	7,22	7,11	6,93	6,78	6,66	—	—	—	—	—	—	—
M36	6,29	6,11	5,85	5,68	5,66	5,52	5,40	5,31	5,23	5,1116	5,10	—	—	—	—
M42	5,19	5,04	4,83	4,68	4,68	4,56	4,47	4,39	4,32	4,27	4,22	4,17	4,14	4,10	4,07
M48	4,40	4,28	4,10	4,03	3,97	3,88	3,80	3,74	3,68	3,63	3,59	3,56	3,52	3,50	3,47

Значения  $(2\lambda_{\text{рез}} + \lambda_{\text{мн}}) \cdot 10^{10}$  (мН) при нагрузке на шпильку Q, кН.

Таблица 4.3

Резьба	2,0	4,0	6,0	8,0	10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	45
M10	74,88	62,46	56,42	52,59	49,87	47,78	46,11	44,73	—	—	—	—	—	—	—
M12	58,94	49,25	29,78	41,54	26,37	25,28	24,42	23,70	34,50	33,71	32,14	—	—	—	—
M16	39,40	32,93	29,78	27,79	26,37	25,28	24,42	23,70	23,10	22,57	21,52	20,72	20,93	19,55	—
M20	29,44	24,68	22,37	20,91	19,68	19,07	18,43	17,90	17,45	17,07	16,30	15,71	15,24	14,85	14,52
M24	23,59	19,83	17,99	16,84	16,01	15,37	14,87	14,45	14,10	13,79	13,18	12,71	12,34	12,03	11,77
M30	17,47	14,71	13,36	12,51	11,90	11,44	11,07	10,76	10,50	10,28	9,83	9,48	9,21	8,98	8,79
M36	13,74	11,58	10,53	9,87	9,39	9,03	8,74	8,50	8,30	8,13	7,78	7,51	7,30	7,12	7,97
M42	11,22	9,48	8,62	8,09	7,70	7,41	7,17	6,98	6,82	6,68	6,39	6,18	6,00	5,86	5,74
M48	9,44	7,98	7,27	6,82	6,50	6,26	6,06	5,90	5,76	5,64	5,41	5,23	5,08	4,96	4,86
Резьба	50	60	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
M20	14,23	13,76	13,08	12,82	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M24	11,55	11,17	10,63	10,42	10,24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M30	8,63	8,35	7,95	7,80	7,67	7,45	7,28	7,14	—	—	—	—	—	—	—
M36	6,84	6,63	6,32	6,20	6,10	5,93	5,79	5,68	5,59	5,50	5,43	—	—	—	—
M42	5,63	5,46	5,21	5,11	5,03	4,89	4,78	4,69	4,61	4,55	4,49	4,44	4,39	4,35	4,31
M48	4,77	4,63	4,42	4,34	4,27	4,16	4,06	3,99	3,92	3,87	3,82	3,78	3,74	3,71	3,67

Значения  $2(\lambda_{\text{рез}} + \lambda_{\text{мн}}) \cdot 10^{10}$  (мН) при нагрузке на шпильку Q, кН.



Таблица 4.4

$Q$ , МН	$d_{\text{пр}}, \text{мм}$	M56×5,5	M68×6	M80×6	M100×6	M120×6	M140×6	M160×6	M180×6
0,1	$\lambda_{\text{пр}} \cdot 10^9$ , М/Н	0,6355	0,6242	0,6110	0,5814	0,5569	0,5314	0,5080	0,4814
0,2		0,5121	0,5029	0,4917	0,4687	0,4416	0,4172	0,3998	0,3672
0,4		0,4090	0,4029	0,3957	0,3744	0,3549	0,3351	0,3142	0,2953
0,6		0,3641	0,3601	0,3534	0,3345	0,3141	0,2948	0,2764	0,2570
0,8		0,3429	0,3305	0,3275	0,3080	0,2886	0,2688	0,2489	0,2290
1,0		0,3315	0,3223	0,3141	0,2928	0,2713	0,22488	0,2285	0,2060
1,2		0,3244	0,3142	0,3049	0,2805	0,2597	0,2367	0,2162	0,1917
1,6		0,3132	0,3030	0,2917	0,2664	0,2458	0,2205	0,1983	0,1735
2,0					0,2580	0,2363	0,2113	0,1867	0,1623
2,4					0,2530	0,2317	0,2054	0,1807	0,1550
2,8					0,2479	0,2267	0,2000	0,1766	0,1489
3,2					0,2449	0,2234	0,1949	0,1725	0,1449
3,6				0,2429	0,2213	0,1928	0,1704	0,1429	

Коэффициент осевой податливости шпильки, ввернутой в тело корпуса, согласно выражению (4.4)

$$\lambda_{\sigma} = \lambda_{\text{пз}} + \lambda_{\text{ш}} + L / EF_{\sigma},$$

где  $\lambda_{\text{пз}}$  см. табл. 4.4.

### 4.3. КОЭФФИЦИЕНТ ОСЕВОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ШАЙБЫ

Для разъемных соединений применяют плоские и конические (сферические) шайбы. Коэффициент осевой податливости плоской шайбы

$$\lambda_{\text{ш}} = \delta_{\text{ш}} / \pi (r_2^2 - r_1^2) E_{\text{ш}}, \quad (4.5)$$

где  $r_2$  и  $r_1$  – наружный и внутренний радиусы шайбы.

В таблице 4.5 представлены значения  $\lambda_{\text{ш}}$  в зависимости от диаметра стержня болта и нагрузки на болт с учетом податливости микронеровностей  $\lambda_{\text{м}}$  в зоне контакта шайба–стягиваемая деталь. Значения  $\lambda_{\text{ш}}$  определяли по выражению (4.5) с учетом выражения (4.2) при  $Rz = 40$  мкм. Геометрические параметры шайб взяты по ГОСТ 11371 (рис. 4.1).

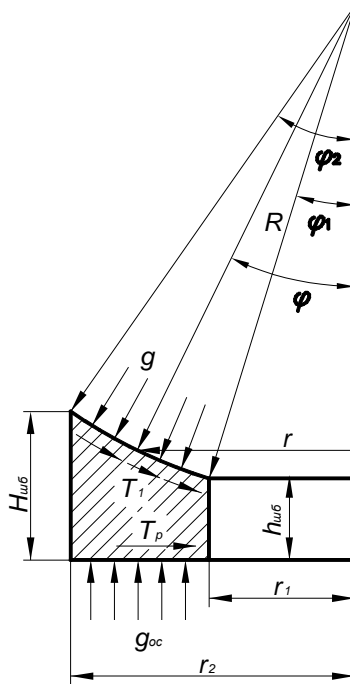


Рис. 4.1

Таблица 4.5

$D_6$ , мм	2,0	4,0	6,0	8,0	10	12	16	18	20	25	30	35	40	45	50
10	7,33	5,91	5,22	4,78	4,47	4,23	3,88	—	—	—	—	—	—	—	—
12	6,48	5,24	4,63	4,25	3,97	3,76	3,46	3,34	3,24	3,04	—	—	—	—	—
16	4,84	3,90	3,45	3,16	2,95	2,79	2,56	2,48	2,40	2,25	2,13	2,04	1,96	—	—
20	3,65	2,95	2,60	2,39	2,23	2,17	1,99	1,93	1,87	1,76	1,62	1,55	1,49	1,44	1,40
24	2,92	2,36	2,09	1,92	1,80	1,70	1,57	1,51	1,47	1,38	1,31	1,25	1,21	1,17	1,14
30	2,05	1,65	1,46	1,34	1,25	1,19	1,09	1,05	1,02	0,96	0,91	0,87	0,84	0,81	0,78
36	1,96	1,58	1,40	1,29	1,21	1,14	1,05	1,02	0,99	0,93	0,88	0,84	0,81	0,79	0,76
42	1,33	1,08	0,96	0,88	0,83	0,78	0,72	0,70	0,68	0,64	0,61	0,58	0,56	0,54	0,53
48	1,06	0,86	0,76	0,70	0,66	0,62	0,57	0,56	0,54	0,51	0,48	0,48	0,46	0,43	0,42
$D_6$ , мм	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
20	1,33	1,27	1,23	1,19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24	1,08	1,04	1,00	0,97	0,94	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	0,75	0,71	0,69	0,67	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55	—	—	—	—	—	—
36	0,73	0,70	0,67	0,65	0,64	0,61	0,58	0,56	0,55	0,53	0,52	—	—	—	—
42	0,50	0,48	0,47	0,45	0,44	0,42	0,41	0,39	0,38	0,37	0,37	0,36	0,35	0,35	0,34
48	0,40	0,39	0,37	0,36	0,35	0,34	0,32	0,31	0,31	0,30	0,29	0,29	0,28	0,28	0,27

Значения  $(\lambda_{ш} + \lambda_{в}) \cdot 10^{10}$  (м/Н) при нагрузке на болт  $Q$ , кН.

Коэффициент осевой податливости сферической шайбы [50]

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{1}{\pi(r_2^2 - r_1^2)E} \left[ \frac{H + h}{2} + \frac{(r_2 + r_1)(H - h)B_1}{H + h} \right],$$

где

$$B_1 = \frac{(r_2/R)^3 - (r_1/R)^3 + \left\{ \left[ 1 - (r_2/R)^2 \right]^3 - \left[ 1 - (r_1/R)^2 \right]^3 \right\} \operatorname{tg} \rho}{\left[ (r_2/R)^3 - (r_1/R)^3 \right] \operatorname{tg} \rho - \left\{ \left[ 1 - (r_2/R)^2 \right]^3 - \left[ 1 - (r_1/R)^2 \right]^3 \right\}}.$$

Здесь  $\rho$  – угол трения на сопрягаемых поверхностях шайбы.

Геометрические параметры сферической шайбы и схема ее нагружения показана на рис. 4.1.

В таблице 4.6 представлены значения коэффициентов осевой податливости сферических шайб в зависимости от диаметра стержня болта при  $\rho = 8,5^\circ$ .

**Таблица 4.6**

$d_b$ , мм	12	16	20	24	30	36	42	48
$\lambda_{\text{ш}} \cdot 10^{11}$ , м/Н	11,07	8,55	7,73	6,17	4,71	3,71	3,25	3,10

#### 4.4. КОЭФФИЦИЕНТ ОСЕВОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ФЛАНЦЕВ

В качестве коэффициента осевой податливости фланца  $\lambda_{\text{ф}\Sigma}$  принимается [60] осевое смещение торца крепежной гайки (головки болта) по болтовой окружности фланца в результате деформации тела фланца в зоне контакта его с гайкой под действием болтовой нагрузки и поворота фланца на угол  $\varphi$  от действия момента этой болтовой нагрузки, отнесенного к величине болтовой нагрузки:

$$\lambda_{\text{ф}\Sigma} = \lambda_{\text{ф.к}} + \lambda_{\text{ф}}; \quad \lambda_{\text{ф}} = \Delta R^2 / D_{\text{ф}}^*,$$

где  $\Delta R$  – расстояние от болтовой окружности до среднего диаметра уплотнительного кольца (прокладки);  $D_{\text{ф}}^*$  – угловая жесткость фланца.

Для свободного фланца

$$D_{\text{ф}}^* = 2\pi E \delta_{\text{ф}}^3 \ln(D_2 / D_1) / 12,$$

где  $\delta_{\text{ф}}$  – толщина фланца;  $D_1$  и  $D_2$  – диаметры фланца, соответственно внутренний и наружный.

Для жесткого фланца [20]

$$\lambda_{\text{ф}} = 0,8\Delta R^2(1 - \eta) / [E\delta_{\text{ф}}^3 \lg(D_2 / D_1)],$$

Таблица 4.7

$p_y$ , МПа	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н
0,25		1,300	40	2,820	80	2,570	150	2,440	300	0,419
		0,770		1,350		1,466		0,406		
1,0	20	1,000	40	1,910	80	1,160	150	1,172	300	0,395
		0,642		0,756		0,705		0,403		
2,5		0,432		0,544		0,518		0,682		0,475

Таблица 4.8

$p_y$ , МПа	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{y3}$ , мм	$\lambda_{ф} \cdot 10^9$ , м/Н
0,25		0,609	25	0,608	40	0,814	50	0,784	65	0,559
		0,609		0,814		0,784		0,559		
1,0	20	0,518	25	0,561	40	0,636	50	0,596	65	0,478
		0,518		0,561		0,636		0,596		0,478
0,25		0,672	125	0,668	150	0,558	200	0,277	250	0,219
		0,672		0,668		0,558		0,277		0,219
1,0	100	0,611	125	0,429	150	0,498	200	0,412	250	0,221
		0,386		0,334		0,328		0,306		0,192
1,6		0,386		0,334		0,328		0,306		0,192
		0,258		0,258		0,258		0,258		0,258
1,0		0,611		0,429		0,498		0,412		0,209
		0,386		0,334		0,328		0,306		0,192
1,6		0,386		0,334		0,328		0,306		0,168
		0,258		0,258		0,258		0,258		0,258

Таблица 4.9

$P_{3,}$ МПа	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{3,}$ мм	$\lambda_{\phi} \cdot 10^9$ , м/Н	
1,6		0,688		1,152		0,461		0,968		0,545		0,601		0,374		0,422		0,422	
2,5		0,497		0,954		0,298		0,569		0,374		0,264	80	0,218		0,198		0,192	
4,0		0,497		0,954		0,298		0,569		0,374		0,105		0,250		0,175		0,128	
6,4	20	0,362		0,803	25	0,276	40	0,417	50	0,264	65	0,218		0,192		0,175		0,105	
10,0		0,272		0,242		0,156		0,295		0,218		0,215		0,183		0,174		0,139	300
16,0		0,272		0,242		0,140		0,250		0,192		0,166		0,139		0,158		0,113	
20,0		0,334		0,142		0,054		0,128		0,105		0,092		0,092		0,075		0,045	
1,6		0,583		0,473		0,532		0,412		0,215		0,201		0,183		0,174		0,139	
2,5		0,497		0,354		0,337		0,205		0,183		0,166		0,139		0,158		0,113	
4,0		0,440		0,354		0,337		0,206		0,166		0,139		0,139		0,158		0,113	
6,4	100	0,238		0,235	125	0,295	150	0,183	200	0,139	250	0,116		0,113		0,069		0,092	
10,0		0,179		0,181		0,188		0,120		0,113		0,069		0,092		0,075		0,045	
16,0		0,161		0,165		0,161		0,100		0,100		0,069		0,092		0,075		0,045	
20,0		0,054		0,059		0,079		0,052		0,045		0,069		0,092		0,075		0,045	

Таблица 4.10

$p_3$ , МПа	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	$D_{33}$ , мм	$\lambda_{\text{ф}} \cdot 10^9$ , м/Н	
0,25	20	1,240	25	1,440	40	1,390	50	1,310	65	1,090	80	0,956	100	0,835	125	0,721	0,277
		0,860		0,962		0,963		0,877		0,272							
		0,740		0,957		0,937		0,731		0,231							
		0,740		0,896		0,937		0,731		0,255							
		0,525		0,611		0,612		0,484		0,257							
		0,525		0,611		0,596		0,484		0,278							
		0,363		0,401		0,317		0,300		0,191							
		0,279		0,319		0,299		0,267		0,110							
0,6	20	0,279	25	0,266	40	0,265	50	0,253	65	0,191	80	0,178	100	0,168	125	0,147	0,066
		0,154		0,153		0,160		0,125		0,095		0,077		0,042			
		0,795		0,740		0,740		0,336		0,279		0,277					
		0,723		0,717		0,692		0,317		0,273		0,272					
		0,529		0,453		0,527		0,512		0,341		0,231					
		0,490		0,453		0,527		0,489		0,348		0,255					
		0,453		0,428		0,569		0,362		0,278		0,257					
		0,339		0,343		0,400		0,234		0,191		0,162					
1,0	20	0,254	25	0,231	40	0,217	50	0,186	65	0,170	80	0,125	100	0,125	125	0,090	0,076
		0,187		0,160		0,139		0,112		0,090		0,076					
		0,168		0,147		0,121		0,095		0,077		0,066					
		0,079		0,061		0,061		0,049		0,042		0,042					
		0,795		0,740		0,740		0,336		0,279		0,277					
		0,723		0,717		0,692		0,317		0,273		0,272					
		0,529		0,453		0,527		0,512		0,341		0,231					
		0,490		0,453		0,527		0,489		0,348		0,255					
1,6	20	0,453	25	0,428	40	0,569	50	0,362	65	0,278	80	0,257	100	0,162	125	0,125	0,076
		0,339		0,343		0,400		0,234		0,191		0,162					
		0,254		0,231		0,217		0,186		0,170		0,125					
		0,187		0,160		0,139		0,112		0,090		0,076					
		0,168		0,147		0,121		0,095		0,077		0,066					
		0,079		0,061		0,061		0,049		0,042		0,042					
		0,795		0,740		0,740		0,336		0,279		0,277					
		0,723		0,717		0,692		0,317		0,273		0,272					
2,5	20	0,529	25	0,453	40	0,527	50	0,489	65	0,348	80	0,255	100	0,162	125	0,125	0,076
		0,490		0,453		0,527		0,362		0,278		0,162					
		0,453		0,428		0,569		0,234		0,191		0,125					
		0,339		0,343		0,400		0,186		0,170		0,125					
		0,254		0,231		0,217		0,112		0,090		0,076					
		0,187		0,160		0,139		0,095		0,077		0,066					
		0,168		0,147		0,121		0,049		0,042		0,042					
		0,079		0,061		0,061		0,049		0,042		0,042					

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий геометрические параметры фланца [20]:

$$\eta = [1 + 0,82(\delta_{\phi} / S_m)^3 (S_m / r_{\text{тр}})^{0,5} \lg(D_2 / D_1)]^{-1}.$$

Здесь  $r_{\text{тр}}$  и  $S_m$  – соответственно средний радиус трубы и средняя толщина стенки конической втулки.

В таблицах 4.7 – 4.10 представлены значения  $\lambda_{\phi}$  для жестких фланцев соответственно по ГОСТ 1255, 1235, 12821 и 12830.

Коэффициент осевой податливости тела фланца в зоне контакта его с крепежной гайкой (головкой болта)

$$\lambda_{\phi, \kappa} = \ln[3,5(0,4d_6 + \delta_{\phi} \text{tg}\alpha) / (0,8d_6 + \delta_{\phi} \text{tg}\alpha)] / \pi d_6 E \text{tg}\alpha,$$

где  $d_6$  – диаметр болтового отверстия;  $\alpha$  – угол конуса давления.

Значения  $\lambda_{\phi, \kappa}$  стального фланца для болтов заданных размеров при  $\alpha = 45^\circ$  [125] и  $\delta_{\phi} = d_6$  представлены в табл. 4.11.

**Таблица 4.11**

Резьба	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
$\lambda_{\phi, \kappa} \cdot 10^{10}$ , м/Н	1,52	1,22	0,94	0,76	0,64	0,51	0,43	0,37	0,32

#### 4.5. КОЭФФИЦИЕНТЫ ОСЕВОЙ ПОДАТЛИВОСТИ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО КОЛЬЦА (ПРОКЛАДКИ)

Значение коэффициента осевой податливости прокладки в основном зависит от характера ее деформации (сжатие или восстановление), так как от вида деформации зависит направление сил трения в сопряжении прокладка–замыкающие его детали соединения, а также расчетного модуля материала прокладки [84].

Коэффициент осевой податливости *плоской прокладки*

$$\lambda_0 = 4\delta / \pi (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) E_{0i}, \quad (4.6)$$

где  $\delta$  – толщина прокладки;  $E_{0i}$  – расчетный модуль прокладки, значение которого зависит от материала прокладки и от вида ее деформации.

Для стандартных фланцевых соединений (ГОСТ 1255, 1235, 12821, 12830) в диапазоне  $D_{\text{в}} = 80 \dots 800$  мм при первоначальной толщине прокладки  $\delta = 3,0$  мм приближенное значение коэффициента осевой податливости можно определить по выражению

$$\lambda_0 = 0,0373(\beta - 1)^{-0,56} / E_{0i}, \text{ м/Н,}$$

где  $\beta$  – отношение наружного и внутреннего диаметров прокладки (коэффициент толстостенности);  $E_{0i}$  – модуль материала прокладки, Па.



Коэффициент осевой податливости зубчатой (гребенчатой) прокладки [60]

$$\lambda_0 = \delta(1 - \mu^2) / \pi z b D_{cp} E_{0i}, \quad (4.7)$$

где  $z$  – число зубцов по ширине прокладки;  $b$  – ширина притупления зубца.

В таблице 4.12 представлены значения коэффициентов осевой податливости стальной зубчатой прокладки, полученных по выражению (4.7) при  $b = 0,2$  мм, шаге размещения зубцов 1,5 мм и толщине прокладки 2...4 мм [167].

При использовании алюминиевых и медных зубчатых прокладок представленные в табл. 4.12 значения  $\lambda_0$  для установленного размера прокладки следует увеличить соответственно в 2,77 и 1,6 раза.

Выражения (4.6) и (4.7) справедливы для монолитных прокладок, выполненных из одного материала.

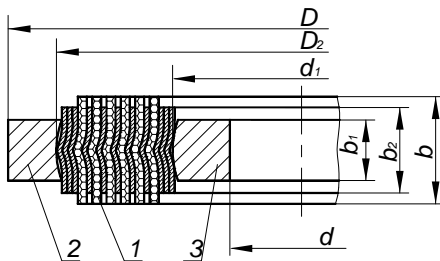
Коэффициент осевой податливости прокладки *круглого радиального сечения* [3]

$$\lambda = 4 \frac{1 - \mu^2}{\pi^2 D_{cp} E} \left[ 0,41 + \ln \left\{ \frac{0,85 D_{cp}}{(pd / E)^{0,5}} \right\} \right]. \quad (4.8)$$

**Спирально навитые прокладки** [48] включают две полосы, выполненные из различного по твердости материала, свернутые в рулон 1 и размещенные между внешним 2 и внутренним 3 замыкающими кольцами, толщина которых меньше толщины спиральной навивки (рис. 4.2).

**Таблица 4.12**

$D_y$ , мм	20	25	32	40	50	60	70
$\lambda_0 \cdot 10^{10}$ , м/Н	0,391	0,315	0,216	0,166	0,139	0,164	0,129
$D_y$ , мм	80	100	125	150	175	200	
$\lambda_0 \cdot 10^{10}$ , м/Н	0,108	0,107	0,100	0,097	0,080	0,067	



**Рис. 4.2**

При определении осевой податливости этой прокладки учитываем параллельное восприятие осевой нагрузки спирально навитыми слоями и, принимая в сечении прокладки одинаковое число  $m$  слоев с разной твердостью и одинаковую их ширину  $b$ , получим выражение для оценки осевой податливости спирально-навитой прокладки

$$\lambda_{\text{сп}} = h(E_1 + E_2) / mb\pi d_{\text{cp}} E_1 E_2, \quad (4.9)$$

где  $h$  – толщина навитой прокладки;  $d_{\text{cp}}$  – ее средний диаметр;  $E_1$  и  $E_2$  – модули материала спирально-навитых слоев.

Ширина навитого слоя уплотнительного материала может быть определена с использованием уравнения (2.29), выразив ширину прокладки через число слоев  $m$  и толщину  $b$  слоя уплотнительного материала:

$$mb = \alpha D_{\text{cp}} p / 4(q_{\text{пр}} - k[q]), \quad (4.10)$$

Средний условный модуль упругости прокладки, выполненной из углеродистой, хромистой или хромомолибденовой стали со слоями из асбеста [33, 64]:

$$E = 9580 \text{ кг/см}^2.$$

Опыт показывает, что при сжатии прокладки шириной 6...8 мм наполнитель (асбест) покрывает кромки ленты и повышает герметичность соединения. Поэтому такие прокладки применяют в соединениях замкнутого типа (в условиях всестороннего сжатия в канавках). В соединениях незащищенного типа прокладки снабжают металлическими ограничительными кольцами, препятствующими свободному расширению прокладки при ее сжатии.

В таблице 4.13 представлены данные по релаксационной стойкости прокладки с размерами 12 × 4,5 мм при наружном диаметре 140 мм, выполненной из хромистой стали, наполнитель – асбест.

**Таблица 4.13**

Температура, °С	Исходное напряжение, кг/мм <sup>2</sup>	Остаточное напряжение за время, ч			
		100	200	500	1000
20	48	47	47	47	46
200	43	42	42	42	41
350	40	39	39	38	38

Данные на единицу длины среднего диаметра прокладки.

В данной главе представлены выражения для оценки осевой податливости наиболее широко используемых элементов разъемных герметичных соединений. При применении элементов, отличающихся по форме от представленных в настоящей главе, расчетные выражения для определения их податливостей и можно получить, используя уравнение (4.1).

Для объектов, работающих при высоком давлении уплотняемой среды ( $p \geq 10$  МПа) применяют специальные уплотнительные элементы.

Здесь представлены наиболее часто применяемые разъемные соединения высокого давления:

- с уплотнительным кольцом двухконусного сечения;
- с кольцом треугольного сечения;
- с кольцом восьмиугольного сечения;
- с линзовым кольцом.

**РГС с кольцом двухконусного радиального сечения [90].** Затвор с двойным коническим уплотнением (рис. 4.3) является типовым нормированным затвором в Российской Федерации для сосудов и аппаратов высокого давления.

Уплотнительное кольцо 3 надевают на упор крышки 1 с определенным зазором. Упор необходим для исключения потери радиальной устойчивости кольца 3 при неконтролируемой затяжке крепежных шпилек. Величина зазора  $\delta$  устанавливается из условия сохранения упругости кольца при его радиальной деформации на эту величину:

$$\delta = [\sigma]d / 2E.$$

При сборке затвора между коническими уплотнительными поверхностями устанавливают прокладки, выполненные из тонкой листовой меди или алюминия. Это позволяет снизить требования к точности и чистоте обработки этих поверхностей.

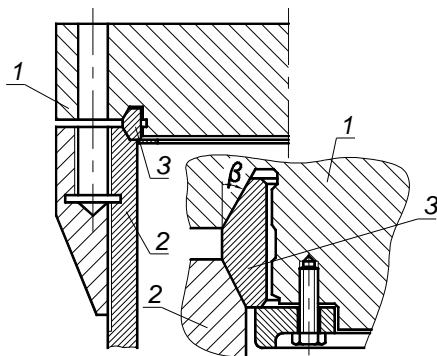


Рис. 4.3

При затяжке крепежных шпилек под действием радиальной составляющей осевой силы радиус уплотнительного кольца уменьшается на величину зазора  $\delta$  и на величину радиальной деформации выступа крышки. При этом происходит относительное смещение конических уплотнительных поверхностей. Возникающие силы трения направлены против движения. В рабочих условиях под действием осевой силы давления рабочей среды  $Q_r = \pi D_{\text{сп}}^2 p / 4$  увеличивается нагрузка на крепежные шпильки и уплотнительное кольцо, прижатое к выступу крышки, должно двигаться в обратном направлении. Однако изменение направления движения возможно только при завершении реверса сил трения, для выполнения которого необходима затрата определенной величины осевой силы. После завершения реверса уплотнительное кольцо начнет восстанавливаться, и после восстановления его на величину радиальной деформации упора возникнет эффект самоуплотнения. Зависимость изменения удельной нагрузки на уплотняющих поверхностях от осевой силы давления представлена на рис. 4.4.

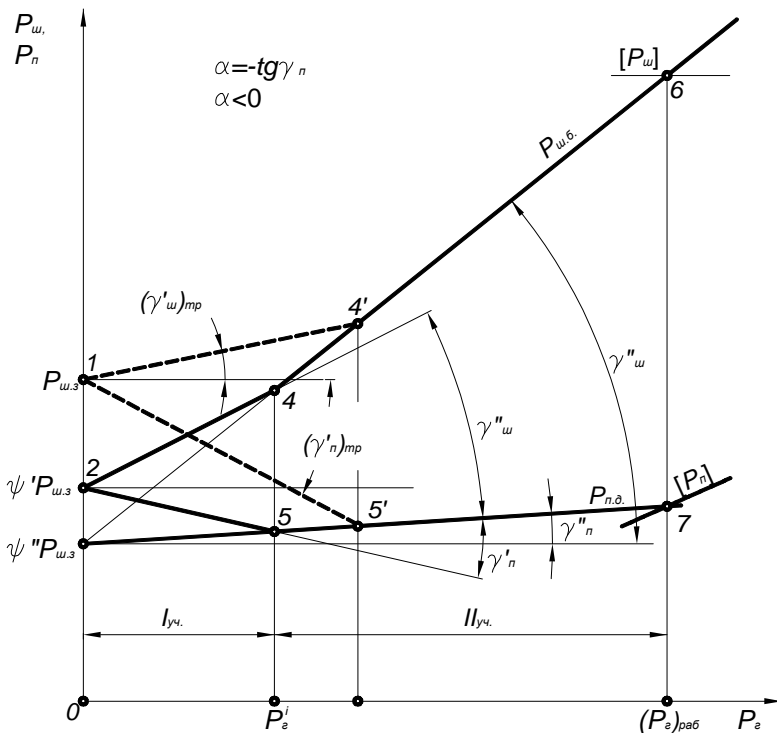


Рис. 4.4

Приближенно эта зависимость может быть выражена уравнением [137]

$$Q_n = \psi Q_3 - \alpha Q_r,$$

где

$$\alpha = (\lambda_{ш} - 2\lambda_{п} h D_{cp}^{-1}) / [\lambda_{ш} + \lambda_{л} \operatorname{ctg}(\beta - \rho)] \quad (4.11)$$

и

$$\psi = \operatorname{ctg}(\beta + \rho) / \operatorname{ctg}(\beta - \rho).$$

При отрицательном значении  $\alpha$  согласно выражению (4.11) будет самоуплотнение, при положительном его значении самоуплотнение отсутствует.

Проведенные исследования доказали правомерность выражения (4.11). Степень самоуплотнения зависит от отношения податливостей элементов системы «болт» и системы «прокладка». Так, для соединения со средним диаметром уплотнительного кольца 142 мм при отношении податливостей, равном 0,2, дополнительная нагрузка от самоуплотнения была 300 Н. При отношении податливостей равном 0,4 – самоуплотнение не обнаружено. При дальнейшем увеличении отношения податливостей до 0,6 наблюдалась разгрузка уплотняющих поверхностей на 200 Н.

По этой причине такие соединения иногда называют затворами с частичным радиальным самоуплотнением.

Учитывая, что радиальная деформация уплотнительного кольца при осевой нагрузке проходит два участка: первоначальный зазор между внутренним контуром кольца и упорным выступом крышки и зону контакта кольца и выступом крышки, принимают два значения податливости уплотнительного кольца – податливость свободного кольца и кольца, прижатого к упорному выступу крышки. Считают [104], что для исследователей, изготовителей оборудования и его эксплуатационников наибольший интерес представляет процесс предварительного нагружения уплотнительного узла (затяжка крепежных элементов), поэтому экспериментально получили значения податливостей для широкого диапазона типоразмеров затворов только при затяжке крепежных деталей.

С этими доводами согласиться нельзя. По силовой диаграмме РГС (рис. 2.2) основные значения сил, действующих на элементы соединения, т.е. силы затяжки крепежных элементов и предельные нагрузки на элементы соединения определяются именно в рабочем состоянии. Поэтому для определения этих важнейших параметров необходимы значения податливостей элементов соединения в рабочем состоянии.

Знание податливостей  $\lambda$  при затяжке крепежных элементов, значения которых получены экспериментально, могут быть использованы только для определения силы предварительной затяжки крепежных элементов по изменению зазора  $\Delta$  между стягиваемыми фланцами:

$$Q_3 = \Delta / \lambda.$$

В таблице 4.14 представлены значения осевой податливости двухконусного уплотнительного кольца в свободном состоянии  $\lambda_c$  и прижатого к упорному выступу крышки сосуда  $\lambda_y$ . Эти значения получены в широком диапазоне размеров горловины сосуда при предварительной затяжке крепежных шпилек [104].

При анализе соединения с двойным коническим уплотнением [117] было получено уравнение для определения осевой податливости  $\lambda$  как при предварительной затяжке крепежных элементов, так и в рабочем состоянии:

$$\lambda = \frac{1}{\pi EF} \left\{ 0,866 D_{cp} \operatorname{ctg} (30^\circ \pm \rho) + \frac{h_k^2}{D_{cp}} \left[ 1 + \frac{3(D_k - D_{cp})^2}{a^2} \right] \right\}, \quad (4.12)$$

где  $E$  – модуль упругости материала уплотнительного кольца;  $F$  – площадь радиального сечения кольца;  $D_{cp}$  – средний диаметр кольца;  $\rho$  – угол трения в зоне контакта уплотняющих поверхностей;  $h_k$  – высота кольца;  $D_k$  – диаметр зоны контакта конических уплотняющих поверхностей кольца;  $a$  – ширина кольца в его среднем радиальном сечении.

**Таблица 4.14**

Диаметр горловины сосуда, мм	$\lambda_c \cdot 10^8$ , м/Н	$\lambda_y \cdot 10^8$ , м/Н
400	1,136	0,112
600	1,10	0,084
1000	0,866	0,059
1400	0,675	0,044
1800	0,529	0,033
2000	0,484	0,031
2400	0,398	0,026
3200	0,300	0,019

В выражении (4.12) для  $\text{ctg}(30^\circ \pm \rho)$  знак плюс относится к предварительной затяжке крепежных элементов, знак минус – к рабочим условиям.

РГС с двойным коническим уплотнительным кольцом было разработано в Германии в тридцатых годах прошлого столетия. В России получило известность после второй мировой войны, когда стало поступать оборудование в счет репарации. В подлиннике контакт уплотняющих поверхностей был упругим. При эксплуатации оборудования в СССР из-за относительно низкой культуры монтажа и ремонта оборудования на отдельных предприятиях на уплотняющих поверхностях появились риски, забоины, что нарушило условие герметичности соединения. Стали использовать листовые прокладки из меди или алюминия, что в дальнейшем и было узаконено нормативной документацией.

**РГС с уплотнительным элементом треугольного радиального сечения.** В первоначальном варианте (по нормативным материалам) в конструкции этого соединения герметичность обеспечивалась за счет силового контакта скругленных радиусом  $r$  кромок уплотнительного кольца и радиусом  $r_1$  дна конусообразной канавки (рис. 4.5).

При таком исполнении в зоне сопряжения этих поверхностей даже при относительно небольших удельных нагрузках  $q$  возникает значительное контактное напряжение

$$\sigma = 0,42[qE(r_1 - r) / r_1 r]^{0,5}.$$

Вследствие внецентренного сжатия кольцо несколько выгибается наружу, прижимаясь краевыми участками внешних граней к поверхностям канавок. В рабочих условиях на боковую поверхность уплотнительного кольца действует давление рабочей среды, обеспечивая самоуплотнение соединения.

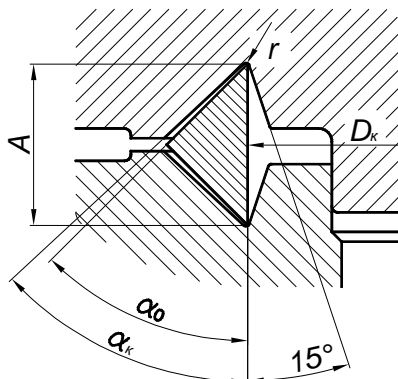


Рис. 4.5

Учитывая определенную сложность выполнения скругления в пазах и на уплотнительном кольце, торцевые поверхности уплотнительного кольца в настоящее время выполняются без скругления. В таком исполнении это соединение по принципу работы и по методике расчета подобно соединению с двойным коническим уплотнением.

В таблице 4.15 представлены значения коэффициентов осевой податливости уплотнительного кольца треугольного сечения, полученные экспериментально при затяжке крепежных элементов соединения.

Приближенно значение осевой податливости уплотнительного кольца с треугольным радиальным сечением может быть определено по выражению [104]

$$\lambda = 2(1 - \mu) / \pi E h \operatorname{tg}(45^\circ \pm \rho), \quad (4.13)$$

где  $\mu$  и  $E$  – коэффициент Пуассона и модуль упругости материала уплотнительного кольца;  $h$  – высота кольца.

В выражении (4.13) для  $\operatorname{tg}(45^\circ \pm \rho)$  знак минус относится к предварительной затяжке крепежных элементов, знак плюс – к рабочим условиям.

**РГС с кольцом восьмиугольного радиального сечения.** Это уплотнение стало известно в Российской Федерации из экспортируемых в 70-х гг. прошлого века из Японии сосудов высокого давления. Соединение является худшим вариантом ранее применяемых в Советском Союзе разъемных узлов с уплотнительным кольцом овального радиального сечения.

**Таблица 4.15**

Диаметр горловины сосуда, мм	Для кольца треугольного сечения $\lambda \cdot 10^8$ , м/Н	Для кольца восьмиугольного сечения $\lambda \cdot 10^8$ , м/Н, при $\sigma < 300$ МПа	Для кольца восьмиугольного сечения $\lambda \cdot 10^8$ , м/Н, при $\sigma > 300$ МПа
200	0,111		
300	0,096		
400	0,091	0,0482	0,0405
500	0,081	0,0425	0,0348
600	0,072	0,0393	0,0296
800	0,060	0,0245	0,0226
1000	0,056	0,0195	0,0179
1200	0,048	0,0176	0,0151



Овальное сечение уплотнительного кольца сопрягается с коническими поверхностями фланцев по узкой полосе, что обеспечивает высокие контактные напряжения при небольшой силе осевого нагружения. Так как овальное кольцо полностью не замкнуто в кольцевых канавках фланцев, то в рабочих условиях проявляется эффект самоуплотнения.

Кольцо с восьмиугольным радиальным сечением является по сути своей коническим соединением принудительного типа. В таком соединении существенно упрощаются требования к точности изготовления элементов конструкции, но значительно увеличивается требуемая сила предварительного нагружения крепежных элементов и практически отсутствует эффект самоуплотнения.

Экспериментальные значения осевой податливости узла уплотнения с кольцом восьмиугольного радиального сечения, полученные при его предварительном нагружении [104], представлены в табл. 4.15.

Осевую податливость кольца можно рассчитать по выражению

$$\lambda = \frac{1}{\pi D_{cp} E} \left\{ \frac{h_1}{B} + 4,25 \left[ \frac{B - 0,5(h - h_1) \operatorname{tg} \gamma}{(h - h_1) \sin(\gamma + \rho)} \operatorname{ctg} \gamma \right] \right\}. \quad (4.14)$$

Значения геометрических параметров, входящих в выражение (4.14), даны в справочнике [140]. Угол  $\gamma$  в соединениях обычно принимают  $45^\circ$ .

**РГС с линзовым кольцом.** Разъемные соединения с линзовым уплотнительным кольцом в основном применяют для соединения отдельных участков труб или присоединения труб к корпусу аппарата или арматуре. Герметичность соединения осуществляется за счет контакта конических поверхностей фланцев и сферической торцевой поверхности уплотнительного кольца. Контактуют эти элементы соединения по узкой полоске при значительном контактном напряжении. Для обеспечения требуемого контакта по всему периметру уплотнения требуется определенная точность изготовления сопрягаемых деталей. С увеличением условного диаметра  $D_y$  прохода соединения увеличиваются допуски на угловые и линейные размеры сопрягаемых элементов, что приводит к существенному увеличению требуемого предварительного их нагружения. По этой причине соединения с линзовым уплотнением применяют до значения диаметра условного прохода  $D_y = 200$  мм.

К достоинствам соединения следует отнести возможность допуска небольших перекосов уплотняемых фланцев (в пределах зоны контакта сферической поверхности уплотнительного кольца и конических поверхностей фланцев) при сборке соединения.

При выводе уравнения для определения осевой податливости линзового уплотнения, учитывая, что диаметр его контакта незначительно ( $< 10\%$ ) отличается от внутреннего, рассматривали [117] линзовое кольцо как толстостенную цилиндрическую оболочку, нагруженную приведенным давлением  $p^*$ , распределенным по внутреннему диаметру кольца. Учитывали также контактную деформацию сферической поверхности кольца [144] и изменение толщины кольца в зоне контакта при осевом нагружении [54]. В результате получили уравнение для определения значения осевой податливости линзового кольца при сборке соединения и в рабочих условиях

$$\lambda = \frac{4}{\pi E \sin \beta \sin(\beta \pm \rho)} \left( \frac{0,7 \cos \beta \cos(\beta \pm \rho)(D^2 + 2D_{\text{н}}^2)}{(D_{\text{н}}^2 - D_0^2)h} + \frac{\cos \rho (1 - \mu^2)}{\pi D_{\text{к}}} \ln \left\{ 1,19h \left[ \frac{RQ \cos \rho}{\pi D_{\text{к}} E \sin(\beta \pm \rho)} \right]^{-0,5} \right\} \right). \quad (4.15)$$

В выражение (4.15) входят члены со знаком « $\pm$ ». Знак «+» относится к оценке осевой податливости соединения при его сборке, знак «-» – для рабочих условий.

Для стандартных линз (ГОСТ 1049) при  $\beta = 20^\circ$  в диапазоне  $D_y = 25 \dots 200$  мм при коэффициенте трения  $\rho = 2,5^\circ$  (при затяжке крепежных элементов) и  $\rho = 15^\circ$  (в рабочих условиях) [138] по выражению (4.15) получим:

– при затяжке крепежных деталей

$$\lambda = 0,729 \cdot 10^{-11} \left( \frac{0,707}{0,01 + 0,13D_y} + \frac{1}{D_y} \right), \text{ м/Н};$$

– в рабочих условиях

$$\lambda = 0,820 \cdot 10^{-11} \left( \frac{1,395}{0,01 + 0,13D_y} + \frac{1}{D_y} \right), \text{ м/Н}.$$

Проведенные экспериментальные исследования разъемных соединения с линзовым уплотнительным кольцом [100, 112] подтвердили приемлемость полученных выражений для их расчета. Явный эффект самоуплотнения не выявлен, однако наличие даже его небольшой величины (до 10% от значения давления рабочей среды) приводит в рабочих условиях к некоторому снижению падения нагрузки на уплотняющих поверхностях.

#### 4.6. ОСЕВАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ КОНЦЕВОГО УЧАСТКА СОСУДА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, КОНТАКТИРУЮЩЕГО С КОНИЧЕСКИМ УПЛОТНИТЕЛЬНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Этот участок представляет собой утолщение с переходом к цилиндрической части корпуса сосуда. В торцевой части утолщения выполнены резьбовые гнезда под крепежные шпильки, на внутренней ее поверхности – коническая уплотняющая поверхность с углом конуса  $\gamma$ .

В результате проведенного анализа условий деформации концевого участка на примере сосуда с двойным коническим уплотнением [117] получены уравнения для определения осевой податливости концевого участка корпуса как при затяжке крепежными шпильками, так и в рабочих условиях.

Осевая податливость концевого участка при сборке соединения

$$\lambda_k = -\frac{\text{ctg}\beta}{\pi Ek} \left\{ \frac{1}{r_2 + r_1} [(A_2 + A_4)k^2 + nA_5 - mA_2] + \frac{2\text{tg}(\beta + \rho)}{r_1} [k^2(A_5 + A_6) + nA_6 - mA_5] \right\}. \quad (4.16)$$

Радиальная податливость концевой части корпуса, нагруженного давлением рабочей среды

$$\lambda_{kp}^R = \frac{1}{\pi r_k^2 E} \left\{ \frac{r_k^2 l_1}{\rho r_2 (r_2 + r_1)} [\rho^2 (A_2 + A_4) + nA_4 - mA_2] + \frac{h_1 \lambda_0^R}{\rho (\lambda_0^R + \lambda_p^R)} [\rho^2 (A_5 + A_6) + A_6 - mA_5] - \frac{h^2 r_2}{\rho (1 - k^2)} [\rho^2 (1 - \mu) + 1 - \mu] \right\}. \quad (4.17)$$

Осевая податливость концевой части корпуса, нагруженного давлением рабочей среды,

$$\lambda_{kp} = \lambda_{kp}^R \text{tg}\gamma. \quad (4.18)$$

В выражениях (4.16) и (4.17) расчетные вспомогательные параметры  $A_i$ ,  $m$  и  $n$  зависят от коэффициента тостостенности  $k$  цилиндрической оболочки и их значения (при  $\mu = 0,3$ ) представлены на рис. 4.6 – 4.8 [117]. В данном случае коэффициент тостостенности  $k = r_1/r_2$  – есть отношение внутреннего к внешнему радиусу цилиндрической оболочки.

Проведенные экспериментальные исследования [48, 151] подтвердили приемлемость для практического использования выражений (4.16) и (4.17).

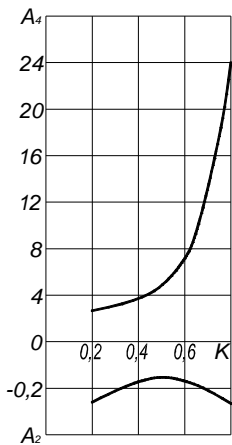


Рис. 4.6

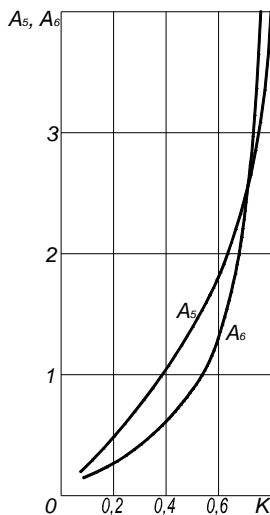


Рис. 4.7

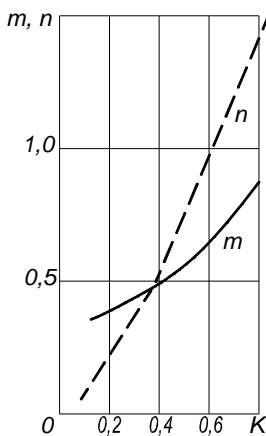


Рис. 4.8

Представленные на рис. 4.6 – 4.8 расчетные параметры  $A_i$ ,  $m$  и  $n$ , являющиеся вспомогательным материалом, позволяют оценить деформационные характеристики концевой участка толстостенной цилиндрической оболочки.

## Глава 5

# ТРЕНИЕ В СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Сила трения  $Q_T$  возникает при относительном смещении двух поверхностей, прижатых друг к другу с определенной нормальной силой  $Q_N$ , и направлена против смещения:

$$Q_T = fQ_N, \quad (5.1)$$

где  $f$  – коэффициент трения.

Коэффициент трения зависит от многих факторов: материала сопрягаемых элементов, силы их прижатия, скорости относительного смещения, наличия смазки между перемещаемыми элементами и других факторов. В таблице 5.1 представлены усредненные значения коэффициентов трения скольжения и покоя для отдельных материалов, используемых в уплотнительных узлах, при сопряжении их со стальной поверхностью (без смазки).

Таблица 5.1

Материал	Коэффициент $f$	Источник информации	Примечание
Сталь	0,15	[8]	
Чугун	0,18...0,3	[8]	0,3 – трение покоя
Текстолит	0,15...0,2	[8]	
Фторопласт-4	0,05...0,08	[121]	
Терморасширенный графит	0,02...0,12		Зависит от направления движения
Медь	0,23	[82]	
Алюминий	0,31	[82]	
Резина	0,8	[141]	

Значение коэффициентов трения  $f_T$  и  $f_P$  (соответственно для торцевой поверхности гайки и резьбы) для резьбовых соединений зависит от многих факторов: материала резьбовой пары, усилия затяжки, ее повторности, скорости завинчивания, вида покрытия резьбы и условия ее смазки. В таблице 5.2 представлены значения коэффициентов трения при различных покрытиях и смазках [160].

**Таблица 5.2**

Покрытие резьбы	Коэффициент трения	Без смазки	Машинное масло ГОСТ 20799	Солидол синтетический ГОСТ 4366	Машинное масло с 20% добавкой MoS <sub>2</sub>
Без покрытия	$f_P$	0,40(+0,12... 0,08)	0,21(+0,03... 0,02)	0,19(+0,02... 0,03)	0,13 ± 0,02
	$f_T$	0,20(+0,04... 0,06)	0,12 ± 0,02	0,13(+0,01... 0,02)	0,09(+0,01... 0,02)
Оксидирование	$f_P$	0,64(+0,20... 0,14)	0,45 ± 0,06	0,44(+0,05... 0,07)	0,18 ± 0,03
	$f_T$	0,34(+0,09... 0,14)	0,26(+0,03... 0,07)	0,26(+0,03... 0,07)	0,09 ± 0,02
Цинкование	$f_P$	0,40(+0,08... 0,16)	0,19(+0,01... 0,04)	0,17(+0,02... 0,03)	0,17(+0,02... 0,03)
	$f_T$	0,09(+0,01... 0,02)	0,10(+0,02... 0,01)	0,09(+0,02... 0,01)	0,08(+0,01... 0,02)
Фосфатирование	$f_P$	0,20(+0,03... 0,05)	0,18(+0,02... 0,03)	0,17 ± 0,02	0,16(+0,01... 0,02)
	$f_T$	0,10(+0,02... 0,01)	0,11(+0,02... 0,01)	0,11 ± 0,02	0,09(+0,01... 0,02)
Кадмирование	$f_P$	0,29(+0,03... 0,05)	0,21(+0,04... 0,06)	0,18(+0,04... 0,03)	0,14(+0,01... 0,03)
	$f_T$	0,17(+0,07... 0,05)	0,11(+0,04... 0,06)	0,11(+0,02... 0,06)	0,06(+0,01... 0,02)

Трение уплотнительного элемента (прокладки) и сопрягаемых с ней фланцев возникает при осевом ее нагружении в результате увеличения ширины прокладки. В этом случае сила трения как бы увеличивает осевую жесткость нагружаемого уплотнительного элемента, и боковая его поверхность при его радиальной деформации приобретает бочкообразную форму. Это особенно заметно при осевом нагружении резиновых прокладок.

При осевом нагружении соединений, у которых для уменьшения силы нагружения используется принцип клина (затвор с двойным коническим уплотнением, соединение с овальным кольцом, линзовое соединение и др.), возникающие при этом силы трения также препятствуют относительному смещению сопрягаемых поверхностей и увеличивают при этом осевую жесткость соединения.

Установлено [102, 109], что при изменении направления движения уплотнительного элемента, силы трения на его сопрягаемых с фланцами поверхностях меняют свой знак и препятствуют при этом общему перемещению.

Явление перехода от неподвижного к скользящему контакту называют [83] предварительным смещением. Принято также предварительным смещением называть величину относительного перемещения в тангенциальном направлении двух трущихся поверхностей, при котором тангенциальное сопротивление достигает максимума (переход от покоя к скольжению). Эксперименты показали [83], что величина предварительного смещения возрастает с увеличением нормальной нагрузки. При изменении направления движения на  $180^\circ$  величина предварительного смещения увеличивается в два раза.

Существует определенная зависимость между тангенциальной силой и деформацией (перемещением) в тангенциальном направлении, характеризующая переход от неподвижного контакта к скользящему.

Зависимость предварительного смещения  $\Delta z$  от нормальной нагрузки  $N$  в первом приближении можно выразить [82] как

$$\Delta z = (N / k_1)^{0,5}, \quad (5.2)$$

где  $k_1$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от силы трения, материала сопрягаемой пары трения и других факторов. Так, при сопряжении двух стальных поверхностей  $k_1 = 8,3 \cdot 10^7$  МПа.

При сжатии прокладки силы трения на ее нагружаемых поверхностях направлены против движения (деформации). При уменьшении нагрузки прокладка, находясь в упругом состоянии, должна восстанавливаться. Однако эксперименты показали, что восстановление прокладки происходит с некоторым запаздыванием. Обратная деформация прокладки (ее восстановление) начинается при уменьшении осевой удельной нагрузки на величину  $\Delta q_z$ . Значение  $\Delta q_z$  зависит от осевой удельной нагрузки  $q_z$ : при увеличении  $q_z$  растет  $\Delta q_z$ .

Причиной запаздывания восстановления прокладки при уменьшении нагрузки является предварительное смещение [83] или реверс сил трения [117]. Изменение направления силы трения, а она всегда направлена против движения, происходит не мгновенно с изменением направлением осевой силы, а после снятия определенной величины осевой нагрузки  $\Delta q_z$ , после чего начинается деформация прокладки в обратном направлении. Это явление проявляется и при нагружении прокладки после частичного ее восстановления.

Очевидно, что если нет деформации прокладки, то существует определенное силовое равновесие между осевой силой, действующей на сечение прокладки, и силой трения на ее нагружаемых поверхностях.

Рассмотрим случай изменения направления осевой силы в сопряжении поверхностей двух деталей, прижатых нормальной к зоне контакта силой определенной величины.

До изменения направления осевой силы сила трения действует в определенном направлении по отношению к осевой силе. При изменении направления осевой силы происходит некоторая ее задержка на величину  $\Delta q_z$  (задержка перемещения сопрягаемых элементов на величину  $\Delta z$ ), а затем сила трения начинает действовать в обратном направлении, создавая при этом соответствующее перемещение. Примем, что в интервале  $z \leq \Delta z$  изменение силы трения  $T_z$  от ее положительного значения до отрицательного происходит по линейному закону вида

$$T_z = a - bz. \quad (5.3)$$

При  $z = 0$   $T_z = +T$ , при  $z = \Delta z$   $T_z = -T$ , и окончательно

$$T_z = +T - 2Tz / \Delta z. \quad (5.4)$$

Если же направление осевой силы не меняется, а после определенной выдержки ее величина несколько увеличивается (или уменьшается), то интервал задержки  $\Delta z$  уменьшается в два раза. В этом случае зависимость силы трения от  $z$  может быть представлена выражением

$$T_z = Tz / \Delta z. \quad (5.5)$$

В выражении (5.4)  $T_z$  меняется от  $+T$  до  $-T$ , а в выражении (5.5) – от 0 до  $T$ .

Если использовать уравнение (5.4) и, выразив из него  $\Delta z$ , подставить в уравнение (5.2), получим значение  $k_1$ :

$$k_1 = \frac{N(T - T_z)^2}{4T^2 z^2}.$$



По результатам проведенных экспериментальных исследований получена зависимость, связывающая осевую нагрузку  $q_z$ , угол трения сопрягаемых поверхностей  $\rho$  и угол конуса  $\beta$ , для приближенной оценки величины нагрузки  $\Delta q_z$ , затрачиваемой на реверс сил трения:

$$\Delta q_z = \psi q_z = [1 - \operatorname{tg}(\beta - \rho) / \operatorname{tg}(\beta + \rho)] q_z. \quad (5.6)$$

Экспериментальные исследования [140] показали, что для соединения с кольцом треугольного радиального сечения (с учетом эффекта самоуплотнения)  $\psi = 0,48$ , а расчет по выражению (5.6) дал  $\psi = 0,39$ .

Для сопрягаемых поверхностей, у которых силы трения параллельны осевой силе, по аналогии с выражением (5.6) можно записать

$$\Delta q_z = q_z [1 - (1 - f) / (1 + f)], \quad (5.7)$$

где  $f = \operatorname{tg} \rho$ .

Выражение (5.7) с использованием выражения (5.6) было проверено [3] при оценке проницаемости сальниковых набивок. Так, для сальниковой набивки на основе волокон из терморасширенного графита было получено по результатам эксперимента  $\psi = 0,2$ .

## Глава 6

# ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 6.1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ

Вязкость жидкостей с увеличением температуры снижается, а вязкость газов растет. Это отражается и на герметичности разъемных соединений. При прочих равных условиях повышение температуры уплотняемой среды приводит к повышению протечки жидкости, но снижает протечку газа. Зависимость вязкости жидкости от температуры [128]

$$\mu = \mu_0 \exp[-\lambda(T - T_0)], \quad (6.1)$$

где  $\mu_0$  – значение вязкости при температуре  $T_0$ ;  $\lambda$  – коэффициент, величина которого зависит от вида жидкости. Так, для минеральных масел  $\lambda = 0,02 \dots 0,03$  [18].

Вязкость жидкостей зависит от давления, но при довольно значительном его значении – порядка нескольких десятков МПа.

Влияние температуры на вязкость газов может быть представлено уравнением [128]

$$\mu = \mu_0 \left( \frac{T}{273} \right)^{1,5} \frac{273 + C}{T + C}, \quad (6.2)$$

где  $\mu_0$  – коэффициент динамической вязкости при  $T = 273$  К;  $C$  – постоянная Сезерленда – коэффициент, учитывающий вид газа.

Значения  $\mu_0$  и  $C$  для отдельных видов газа представлены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Вид газа	$C$ , К	$\mu_0$ , Па·с·10 <sup>6</sup>
Воздух	122	1,75
Азот	107	1,70
Кислород	138	1,96
Водород	83	0,85
Гелий	80	1,88
Аммиак	26	0,96

При молекулярном течении газа с увеличением температуры протечка уменьшается. Это происходит потому, что хотя с увеличением температуры увеличивается скорость движения молекул, однако при этом увеличивается длина их свободного пробега (уменьшается эффективное сечение соударения молекул) и, как следствие, увеличивается число Кнудсена (см. формулу (1.1)).

Уменьшение эффективного сечения соударения молекул с увеличением температуры связано с тем, молекулы меняют направление движения не потому, что они сталкиваются друг с другом как бильiardные шары, а потому, что они начинают взаимодействовать друг с другом уже на некотором меньшем расстоянии друг от друга. Поэтому-то минимальное расстояние между молекулами, при котором происходит их взаимодействие, и принимают за эффективное сечение соударения молекул.

Чем выше температура, тем больше скорость движения одной молекулы относительно другой и тем меньше то минимальное расстояние, на которое могут сблизиться молекулы, пролетая мимо друг друга и не меняя при этом направления движения.

Зависимость эффективного сечения молекулы  $\sigma$  от температуры выражается формулой Сезерленда

$$\sigma = \sigma_0(1 + T/C)^{0.5},$$

где  $\sigma_0$  – эффективное сечение молекулы при  $T \rightarrow \infty$ .

## 6.2. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ЭЛЕМЕНТОВ СОЕДИНЕНИЯ

Если после сборки соединения произошло изменение температуры отдельных его элементов, то, учитывая, что элементы соединения находятся в замкнутой системе, может произойти изменение нагрузки на эти элементы. Это может вызвать или разрушение отдельных деталей соединения, или нарушение его герметичности. Значение изменения нагрузки на элементы соединения при изменении температуры его отдельных деталей может быть определено (6.3):

$$\Delta Q_i = \frac{\sum_1^n \alpha_i \Delta t_i l_i - \sum_1^k \alpha_j \Delta t_j l_j}{\sum_1^n \lambda_i + \sum_1^k \lambda_j}, \quad (6.3)$$

где  $\alpha$ ,  $\Delta t$  и  $l$  – соответственно коэффициент линейного расширения материала детали, изменение ее температуры в рабочих условиях и расчетная длина (толщина) детали. Нижние индексы  $i$  и  $j$  относятся

соответственно к охватываемым (сжатым) и охватывающим (растянутым) деталям. Так, для конструкции соединения, представленного на рис. 2.1, индекс  $i$  будут иметь прокладка и фланцы, индекс  $j$  – болты, гайки и шайбы.

### 6.3. ВРЕМЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ СОЕДИНЕНИЯ

Одной из причин снижения нагрузки на уплотнительный элемент соединения является время эксплуатации вследствие релаксации напряжения в его отдельных нагруженных элементах.

Для стальных деталей ползучесть, сопровождаемая релаксацией, заметно проявляется только при повышенных температурах (более 300 °С) и чем она выше, тем интенсивнее протекает процесс. Для металлов с относительно низкой температурой плавления (свинец, алюминий), а также для высокомолекулярных материалов (резина, пластмассы и др.) ползучесть заметно проявляется и при сравнительно низкой температуре [27, 95].

Сущность процесса релаксации напряжения в деталях РГС заключается в том, что в отдельных элементах соединения при определенной для их материала температуре возрастает пластическая деформация (ползучесть), и при этом уменьшается нагрузка на все элементы соединения.

Результаты анализа работ по оценке влияния релаксации напряжений в деталях фланцевого соединения показали, что в них рассматривается релаксация только болтов [35] или дополнительно учитывается релаксация фланцев (5 – 10% от релаксации болтов) [20].

В книге [117] представлен вывод уравнения для оценки влияния ползучести отдельных элементов соединения на общую нагрузку. При выводе использована теория течения [92], согласно которой скорость пластической деформации в  $j$ -ом элементе соединения

$$d(\varepsilon_{пл}) / d\tau = B_j(\tau)\sigma_j^{mj}.$$

Для соединения, содержащего  $n$  деталей, скорость падения нагрузки за счет релаксации напряжения в  $k$  деталях

$$V(\tau) = \Delta Q / \tau = \sum_{j=1}^k B_j(\tau)\sigma_j^{mj} \sum_{i=1}^n l_i / \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (6.4)$$

Функция  $B_j(\tau)$  – положительно убывающая функция времени, отсчитываемая от момента начала ползучести до ее предельного значения. Следовательно, при больших значениях времени эту функцию с достаточной для практических расчетов точностью можно принять постоянной для данных материалов и температуры. Значение этой

функции и показатель степени  $m$  при  $\sigma_j$  определяют из экспериментальных кривых ползучести для конкретного материала и определенной температуры [95]. Для фторопласта-4 в интервале температур 20...100 °С, удельной нагрузки  $q = 3,5...12,5$  МПа и времени выдержки до 10 000 часов получены [21] выражения для определения  $B_j(\tau)$  и  $m_j$ :

$$B_j(\tau) = 0,72 \cdot 10^{-6} t^{1,57} \tau^{-0,94} \quad \text{и} \quad m_j = 9,39 t^{-0,55}. \quad (6.5)$$

Выражение (6.4) учитывает только элементы соединения, находящиеся в одноосном напряженном состоянии, что характерно для наиболее нагруженных и, как следствие, наиболее подверженных ползучести деталей – болтов и прокладок. Однако при изгибе фланцев в отдельных их участках возникнет сложное напряженное состояние, которое может привести к ползучести. Для учета этого состояния в работе [117] представлено соответствующее уравнение.

#### 6.4. ИЗМЕНЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЙ

Изменение нагрузки на элементы соединения может быть как результат изменения давления рабочей среды, так и ее температуры.

При сборке соединения крепежные элементы нагружаются усилием  $Q_3$ , которое воспринимает и прокладка. Под действием этого усилия материал прокладки сжимается, заполняя все микро- и макронеровности в зоне ее контакта с фланцами.

В рабочем состоянии под действием осевой силы  $Q_f$  давления уплотняемой среды нагрузка на крепежные элементы увеличится, а нагрузка на прокладку уменьшится (см. рис. 2.2) до точки 2. При этом остаточная удельная нагрузка на прокладку  $[q]$  должна обеспечить заданную степень герметичности соединения. Таким образом, в результате изменения давления рабочей среды происходит изменение нагрузки на элементы соединения.

Различают малоцикловой и многоцикловой характер нагружения. Для нашего случая малоцикловая нагрузка – это изменение давления рабочей среды через относительно значительные промежутки времени (изменение режима работы оборудования, остановка его на ремонт). Многоцикловая нагрузка характерна для оборудования поршневых компрессоров и плунжерных насосов, где число изменений циклов в единицу времени соответствует числу оборотов машины.

При изменении температуры рабочей среды изменяется и нагрузка на элементы соединения. Изменение температуры происходит во времени, поэтому можно считать, что изменение нагрузки при изменении температуры рабочей среды имеет малоцикловой характер.

Уменьшение напряжения при разгрузке для материалов, для которых применим закон Гука, прямо пропорционально уменьшению относительной деформации  $\epsilon$ . При этом коэффициент пропорциональности будет тот же, что и в начальной стадии нагружения [95]. При вторичном нагружении после разгрузки диаграмма сжатия приближенно совпадает с диаграммой разгрузки на всем ее протяжении.

За пределами упругости зависимость между напряжением и деформацией при нагружении нелинейная, а при разгрузке – линейная.

Для материалов (фторпласт-4, терморасширенный графит, резина и др.), зависимость деформации от нагрузки не соответствует закону Гука. Поэтому характер зависимостей деформации от нагрузки и разгрузки для этих материалов различный на всем интервале действия нагрузки.

Для оценки влияния цикличности нагружения на деформационные характеристика образцов были выполнены экспериментальные исследования [22].

Исследования проводили на цилиндрических втулках, выполненных из фторопласта-4. Выбор этого материала обусловлен широким применением его для уплотнительных элементов, а также относительно стальных элементов – фланцев небольшим значением модуля упругости.

Площадь сечения образца  $F_0 = 8,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  высота образца 110 мм. Повышенная высота образца позволила получить большие значения  $\Delta L$  и, следовательно, более точные результаты исследования, так как его относительная деформация

$$\epsilon = \Delta L / L = 0,0091 \Delta L.$$

Испытания проводили при трех значениях осевых напряжений во втулке:  $\sigma = 11,33; 8,47$  и  $7,08$  МПа.

Испытуемую втулку 3 помещали в экспериментальную установку (рис. 6.1) и нагружали гидродомкратом 1 до заданного напряжения сжатия  $\sigma$  в сечении втулки. Через две минуты после нагружения по показаниям индикаторов часового типа 2 фиксировали значения осевой деформации  $\Delta L$ , и нагрузку гидродомкрата сбрасывали до нуля. Через две минуты после снятия нагрузки отмечалась остаточная деформация  $\Delta L_{\text{ост}}$  и нагружение повторялось. Таким образом, период изменения нагрузки при многоцикловом характере нагружения составил четыре минуты. В таком порядке опыты проводили до совпадения значений деформации при последующих порядковых номерах  $N$  нагружений.

После завершения многоциклового нагружения процесс повторяли примерно через сутки. Повторные малоцикловые нагружения проводили до совпадения значения деформации  $(n + 1)$  номера малоцикло-

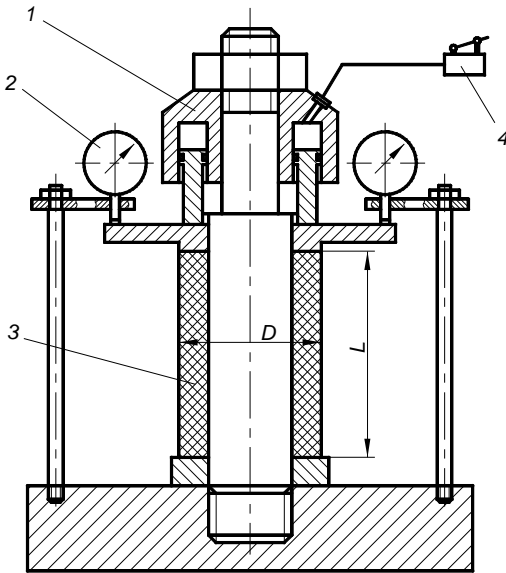


Рис. 6.1

вого нагружения с предыдущим номером  $n$ . После завершения малоциклового нагружения опытный образец заменялся новым, и процесс испытания повторяли, или при том же напряжении, или при новом его значении.

Полученные экспериментальные зависимости могут быть представлены уравнением вида

$$\varepsilon = A[1 - \exp(bi)], \quad (6.6)$$

где  $i = N$  или  $i = n$ .

Значение  $b$  с достаточной для практических целей точностью можно представить уравнением

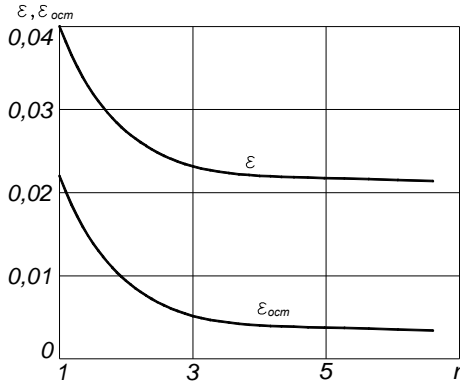
$$b = b_k + a \exp(-cN). \quad (6.7)$$

В уравнении (6.6) при определении  $\varepsilon$  и  $\varepsilon_{\text{ост}}$  используют коэффициенты соответственно  $A$ ,  $b$  и  $A_{\text{ост}}$ ,  $b_{\text{ост}}$ . Значения  $A$ ,  $a$ ,  $c$  и  $b_k$ , полученные при первом цикле нагружения ( $n = 1$ ), представлены в табл. 6.2.

При малоцикловом нагружении и постоянном напряжении  $\sigma$  с увеличением порядкового номера  $n$  цикла деформации  $\varepsilon$  и  $\varepsilon_{\text{ост}}$  уменьшаются до определенных предельных значений, которые зависят от конечного порядкового номера  $N$  многоциклового нагружения и его величины. Зависимости  $\varepsilon = f(n)$  и  $\varepsilon_{\text{ост}} = f(n)$ , полученные при  $\sigma = 11,33$  МПа и  $N = 3$ , в качестве примера представлены на рис. 6.2.

**Таблица 6.2**

$\sigma$ , МПа	$A$	$b_k$	$a$	$c$	$A_{ост}$	$b_{кост}$	$a_{ост}$	$c_{ост}$
11,33	0,0498	0,37	$1 + 0,6N$	9,65	0,0309	0,26	0,22N	$0,34 + 0,12N$
8,47	0,022	$0,08 + 0,17N$	1,56	1,22	0,0102	$0,08 + 0,17N$	1,56	1,22
7,08	0,0141	$1,13 + 0,102N$	4,17	1,2	0,00505	$0,57 + 0,105N$	1,88	9,135



**Рис. 6.2**

При проведении малоциклового нагружения было установлено, что в течение времени  $\tau^*$  между очередными циклами при ненагруженном состоянии происходит восстановление сжатого образца (снижение остаточной деформации) на величину  $\Delta\varepsilon$ . Скорость восстановления

$$V = (\varepsilon_{ост} - \Delta\varepsilon) / \tau^*, \text{ ч}^{-1}. \quad (6.8)$$

При проведении экспериментов среднее значение  $\tau^* = 21,65$  ч. Зависимость  $\Delta\varepsilon / \varepsilon_{ост} = f(n)$  можно выразить уравнением

$$\Delta\varepsilon / \varepsilon_{ост} = 1,11 \exp(-0,385n). \quad (6.9)$$

Используя выражения (6.8.) и (6.9) и значение  $\tau^* = 21,65$  ч, получим

$$V = 0,046\varepsilon_{ост}[1 - 1,11 \exp(-0,385n)] \text{ ч}^{-1}.$$

Одним из результатов проведенных исследований было определение модуля упругости фторопласта-4, который оценивался по разности между общей относительной деформацией образца и его остаточ-



ной деформацией. Исследования показали, что модуль упругости зависит только от создаваемого напряжения  $\sigma$ , причем с увеличением  $\sigma$  модуль упругости уменьшается. Это согласовывается с результатами специально проведенных исследований по оценке влияния нагрузки на деформационные характеристики фторопласта-4 [23].

Полученное среднее значение модуля упругости  $E = 710$  МПа близко к табличному значению [121] при температуре 15...18 °С для незакаленных образцов.

Влияние цикличности нагружения на герметичность соединения в основном определяется остаточной относительной деформацией  $\varepsilon_{\text{ост}}$ . При этом уменьшается упругость прокладки, что приводит к уменьшению ее осевой податливости и, как следствие, к увеличению коэффициента жесткости соединения.

Если рассматривать многоцикловое нагружение, то осевая податливость прокладки после  $N$  циклов нагружения (согласно выражению (4.6)) станет

$$\lambda_{\text{п.ц}} = h_0 \left( 1 - \sum_1^{N_k} N_i \right) / \pi D_{\text{ср}} b E_{\text{вст}}.$$

Если рассматривать нагрузку от давления рабочей среды, то коэффициент жесткости соединения (согласно выражению (2.1))

$$\alpha_{\text{п.ц}} = \sum \lambda_{\sigma} / (\sum \lambda_{\sigma} + \sum \lambda_{\text{п.ц}}).$$

Снижение нагрузки на прокладку за счет цикличности нагружения

$$\Delta Q_{\text{п.ц}} = \pi D_{\text{ср}} b (\alpha_{\text{п.ц}} - \alpha). \quad (6.10)$$

Уменьшение податливости прокладки в результате цикличности ее нагружения влияет и на значения термической нагрузки (6.3), и на релаксацию напряжения в соединении (6.4).

Известно [43], что если предварительно деформированный образец, выполненный из фторопласта-4, нагреть до температуры 327 °С, то происходит его быстрое восстановление до первоначальной формы. Принимаем, что восстановление предварительно деформированного образца будет при любом значении температуры, но скорость восстановления будет зависеть от температуры: с увеличением температуры скорость восстановления увеличивается.

На основании этого считаем, что при температуре 20 °С (условие наших испытаний) восстановление сжатого образца завершится после значительного отрезка времени.

После завершения очередного цикла эксперимента (снятия нагрузки) примерно через сутки проводился следующий цикл нагружения. При этом отмечалось, что индикаторы до очередного нагружения показывали остаточную деформацию от предыдущего цикла, мень-

шую, чем после его завершения. Следовательно, даже при нормальной температуре происходит восстановление образцов (снятие остаточной деформации). Используя эти данные, можно определить среднюю скорость восстановления образцов за определенный отрезок времени:

$$V_{cp} = (\epsilon_{ост} - \Delta\epsilon_{ост}) / \tau^*, \text{ ч}^{-1}, \quad (6.11)$$

где  $\epsilon_{ост}$  – относительная остаточная деформация после завершения предыдущего эксперимента;  $\Delta\epsilon_{ост}$  – остаточная относительная деформация перед началом очередного цикла нагружения;  $\tau^*$  – промежуток времени между завершением предыдущего эксперимента и началом нового, ч.

В таблице 6.6 представлены значения параметров, образующих выражение (6.11) и полученных экспериментально на образцах.

Среднее значение  $\Delta\epsilon_{ост} / \epsilon_{ост} = 0,394$ .

Согласно данным табл. 6.6 средняя скорость восстановления образца  $V_{cp}$  пропорциональна его начальной относительной деформации  $\epsilon_{ост}$ . Используя данные табл. 6.6, с определенной долей приближения зависимость  $v_{cp} = f(\epsilon_{ост})$  можно выразить как

$$V_{cp} = 0,00058 \epsilon_{ост}^{0,18}. \quad (6.12)$$

На отрезке времени  $\tau^*$  изменение скорости  $v$  от времени можно представить как

$$v = v_{max} \tau^{-b}. \quad (6.13)$$

Из условия равенства площадей эпюр зависимости  $v_{cp} = f(\tau)$

$$v_{cp} \tau^* = \int_0^{\tau^*} v_{max} \tau^{-b} d\tau, \quad (6.14)$$

но

$$v_{max} = 2v_{cp} - v_{min}. \quad (6.15)$$

**Таблица 6.6**

Параметры	После 1 цикла	После 2 цикла	После 3 цикла	После 4 цикла	После 5 цикла
$\epsilon_{ост}$	0,0319	0,0124	0,0084	0,007	0,0067
$\Delta\epsilon_{ост}$	0,0256	0,0064	0,00325	0,0015	0,00036
$\tau^*$ , ч	20	22	21,75	22,75	21,75
$v_{cp}$ , $\text{ч}^{-1}$	0,00031	0,00027	0,00024	0,00024	0,00029
$\Delta\epsilon_{ост} / \epsilon_{ост}$	0,8	0,516	0,387	0,214	0,054

Согласно результатам проведенных исследований (например, (6.12)) скорость восстановления образца после его нагружения зависит от величины исходной относительной деформации  $\epsilon_{\text{ост}}$ . Принимаем, что отношение  $v_{\text{min}} / v_{\text{max}}$  соответствует отношению  $\Delta\epsilon_{\text{ост}} / \epsilon_{\text{ост}}$ . Согласно данным табл. 6.6 среднее значение  $\Delta\epsilon_{\text{ост}} / \epsilon_{\text{ост}} = 0,394$ , а среднее значение времени  $\tau^* = 21,7$  ч. Следовательно,

$$v_{\text{min}} = 0,394V_{\text{max}}. \quad (6.16)$$

Из выражений (6.15) и (6.16) получим

$$v_{\text{max}} = 1,435v_{\text{cp}}. \quad (6.17)$$

Используя выражения (6.12) – (6.14) и (6.17) и, приняв среднее значение времени  $\tau^* = 21,7$  ч, получим значение  $b = 0,183$ , и окончательно

$$v = 0,000832(\epsilon_{\text{ост}} / \tau)^{0,18} = d\epsilon_{\text{ост}} / d\tau, \text{ ч}^{-1}. \quad (6.18)$$

Из представленного материала можно сделать вывод, что нагрузка на уплотнительный элемент (прокладку) и крепежные детали в рабочих условиях зависит от силы  $Q_3$  предварительного нагружения крепежных элементов (болтов) при сборке соединения; давления рабочей среды (см. формулы (2.4) и (2.5)); температуры деталей соединения (6.3), времени эксплуатации соединения до очередной его разборки (6.4) и числа циклов нагружения  $N$  или  $n$ . В общем виде для соединения принудительного типа это условие выразится для прокладки как

$$Q_{\text{п}} = Q_3 - \alpha Q_{\text{г}} - \Delta Q_{\text{п.ц}} + \Delta Q_{\text{т}} - \int_0^{\tau} v(\tau) d\tau \geq [Q_{\text{п}}]. \quad (6.19)$$

Для крепежных элементов (болтов)

$$Q_{\text{б}} = Q_3 + (1 - \alpha)Q_{\text{г}} - \Delta Q_{\text{п.ц}} + \Delta Q_{\text{т}} - \int_0^{\tau} v(\tau) d\tau \leq [Q_{\text{б}}]. \quad (6.20)$$

Для самоуплотняющихся соединений (на примере затвора с осевым самоуплотнением, см. рис. 2.3) релаксация напряжения в элементах практически незаметна, так как все элементы постоянно нагружены силой давления рабочей среды. В этом случае нагрузка на уплотнительный элемент и крепежные шпильки в рабочих условиях можно выразить уравнением

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{ш}} = Q_3 + \alpha Q_{\text{г}} + \Delta Q_{\text{т}} \leq [Q_{\text{ш}}]. \quad (6.21)$$

Для этого соединения определяющим его работы является прочность элементов, так как герметичность соединения обеспечивается автоматически давлением рабочей среды (для второго участка силовой диаграммы, см. рис. 2.4).

## Глава 7

# МАТЕРИАЛ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА (ПРОКЛАДКИ)

---

---

К материалу прокладки кроме общепринятых требований, предъявляемых к любому конструкционному материалу, таких, как устойчивость против агрессивного воздействия рабочей среды и ее температуры, вводится еще дополнительное требование, учитывающее назначение прокладки – обеспечение герметичности соединения. Материал прокладки должен быть достаточно пластичным, чтобы при сборке соединения при нагружении прокладки крепежными элементами ее материал, доведенный до пластического состояния, заполнил все микро- и макроотклонения в сопряжении прокладки и замыкающих ее поверхностей фланцев. В рабочих условиях материал, доведенный при сборке до пластического состояния, должен сохранять определенную упругость. Учитывая эти условия, были разработаны различные конструкции комбинированных прокладок, у которых поверхностный слой выполнен из более мягкого материала, чем материал сердцевины.

В данной главе представлена определенная информация о наиболее широко применяемых для уплотнительных элементов материалах.

### 7.1. ТЕРМОРАСШИРЕННЫЙ ГРАФИТ

Начиная с середины 70-х гг. прошлого века, во всем мире бурно развиваются направления научно-технического прогресса, связанные с повышением надежности и безопасности эксплуатации оборудования. Одно из таких направлений – разработка на основе природного графита новых экологически безопасных материалов для уплотнительных элементов – терморасширенный графит (далее – ТРГ). Это качественно новый тип уплотнений различного назначения. Эффективность применения этого нового уплотнительного материала объясняется его технологичностью, коррозионной стойкостью и практически неограниченным сроком службы.

Объем производства уплотнений нового поколения на основе ТРГ в мире составляет по приближенным оценкам (на 2006 г.) от 20 до 25 тыс. т в год и непрерывно увеличивается. Ежегодная динамика роста их продаж на рынке составляет 10...15%. Основные производители уплотнений из ТРГ – фирмы Германии, США, Японии.

В нашей стране исследования по получению этих материалов, разработке технологий их производства, определению и расширению областей их практического использования были начаты в МГУ им. М.В. Ломоносова еще в 1970-х гг. Была разработана технология

получения экологически чистых соединений графита, способных вспениваться при нагревании, образуя высокодисперсные порошки пенографита, которые и служат основой для получения широкой гаммы новых углеродных и композитных материалов. В 1990-х годах на основе этих разработанных технологий впервые в России создано производство графитовых уплотнительных материалов и изделий для нужд энергетики и других отраслей промышленности. Активную роль в развитии работ по созданию и внедрению экологически безопасных энергосберегающих технологий сыграли энергетики РАО «ЕЭС России» (Мосэнерго, Челябэнерго, Тюменьэнерго, Кировэнерго), Чеховский завод энергетического машиностроения, Кирово-Чепецкий химический комбинат и ряд других организаций.

Уплотнительные изделия из ТРГ формируют из графитовой фольги, которую получают из порошка высокоочищенного пенографита с насыпной плотностью 0,002...0,003 г/см<sup>3</sup>. Максимальное содержание примесей определяется назначением уплотнительного изделия. Так, для оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок состав исходной фольги представлен в табл. 7.1.

Основные преимущества уплотнительных изделий из ТРГ заключаются в том, что уплотнительные изделия из ТРГ применимы в широком (практически неограниченном) диапазоне температур и давлений, имеют хорошие показатели сжимаемости (20...60%) под нагрузкой и восстанавливаемости (10...70%) после ее снятия, упругости (8...12%). Изделия из ТРГ не релаксируют и «не стареют», химически инертны и применимы практически в любых средах, обеспечивают заданную степень герметичности уплотняемого узла в течение длительного времени без дополнительных подтяжек, имеют низкий коэффициент трения 0,02...0,12% и высокую теплопроводность.

Уникальные свойства этого материала обеспечивают ему существенные преимущества по сравнению, например, с асбестосодержащими материалами:

- сохранение упругости материала в условиях эксплуатации;
- возможность работы при высоких параметрах рабочей среды ( $p = 40$  МПа и  $t = 600$  °С);
- высокая износостойкость;
- повышенный ресурс работы (количество циклов на отказ не менее 10000);
- низкий коэффициент трения.

**Таблица 7.1**

Содержание углерода, %	Содержание серы, %	Содержание хлор-ионов, ppm	Показатель зольности, %
99,9	< 0,001	< 20	< 0,10

Наличие отдельных из перечисленных выше свойств позволяет применять этот материал для уплотнения подвижных соединений при высоких скоростях скольжения (до  $v = 25$  м/с).

В технической литературе пока еще нет достаточного объема данных о физико-механических свойствах уплотнительных материалов из терморасширенного графита. Представленные в рекламных материалах сведения носят обобщенный характер, без указаний интервалов их практического применения, методов и условий их получения.

В качестве примера приведем данные по физико-механическим и термическим характеристикам, представленным в рекламе GRAFOIL Flexible Graphite фирмы Юнион Карбайт (табл. 7.2 и 7.3).

**Таблица 7.2**

Показатель	Значение
Плотность $\rho$ , г/см <sup>3</sup>	1,12
Прочность на растяжение (вдоль слоев), МПа	4,4...6,9 в зависимости от типа ТРГ
Прочность на сжатие (по толщине), МПа	240
Модуль упругости (по-видимому, объемный), МПа	1380
Модуль Юнга на сжатие (по толщине), МПа	186
Сжимаемость, %	40
Восстанавливаемость, %	15
Проницаемость (по газу), г/ч	0,34

**Таблица 7.3**

Показатель	Значение
Диапазон рабочих температур, °С: среда нейтральная (восстановительная) окислительная (в зависимости от сорта ТРГ)	200...3000 200...525
Теплопроводность, Вт/м·К: вдоль длины или ширины слоя по толщине	140 5,0
Ползучесть (крип.), %	9,0
Тепловое расширение, м/м·°С: вдоль слоев при 21...1094 °С при 1094...2206 °С по толщине при 21...2206 °С	$0,4 \cdot 10^{-6}$ $0,9 \cdot 10^{-4}$ $27 \cdot 10^{-6}$
Удельная теплоемкость при 24 °С, Дж/кг·К	711

Представленные в таблицах данные имеют чисто рекламный характер и не могут быть использованы для расчета герметичных соединений. Так, например, для данных по проницаемости материала по газу не указаны условия, при которых получено значение проницаемости (0,34 г/ч, или, если принять для воздуха при нормальных условиях, – 0,007 см<sup>3</sup>/с). Не указаны давление и свойства уплотняемой среды, нагрузка на материал, площадь, через которую протекает газ.

Данные по ползучести материала также не имеют практического значения, так как не указаны ни температура, ни нагрузка, при которых получено приведенное в табл. 7.3 значение крипа 9%.

Однако даже эти представленные сведения о физико-механических свойствах материалов из ТРГ дают основание для широкого его применения в качестве уплотнительного материала для подвижных и неподвижных разъемных соединений. При этом, естественно, необходимы дополнительные сведения по расширению и уточнению значений этих параметров.

## 7.2. ФТОРОПЛАСТ-4

Фторопласты – техническое название термопластичных полимеров – продуктов полимеризации фторпроизводных олефинов. Широкое применение в качестве материала для уплотнителей получил полимер тетрафторэтилена – политетрафторэтилен (ПТФЭ). Торговые названия ПТФЭ: фторопласт-4, фторопласт-4Д (Россия); тефлон, галлон (США); политефлон (Япония); гостафлон ТФ (Германия); флуон (Англия); гафлон, сорефлон (Франция); аглофлон (Италия).

Фторопласт-4Д – тонкодисперсная модификация ПИФЭ с меньшей относительной молекулярной массой. Отличается от фторопласта-4 только формой частиц. Для изготовления уплотнительных элементов применяют фторопласт-4Д марок Т и У [121].

Фторопласт-4 обладает уникальной химической стойкостью в большинстве агрессивных сред. Его можно использовать при температурах от –269 до +260 °С, причем верхний предел ограничивается не потерей химической стойкости, а снижением механических свойств. Фторопласт-4 не выдерживает лишь воздействия расплавленных щелочных металлов и растворов аммиака при повышенных температурах, элементарного фтора при температуре более 150 °С и повышенном давлении. Однако фторопласт-4 применяют в качестве уплотнительного материала в арматуре, работающей с фтором, так как из всех известных уплотнительных материалов он оказался в этих условиях наиболее стойким.

Вследствие химической стойкости фторопласт-4 практически не стареет в обычных условиях, поэтому гарантийный срок показателей качества при эксплуатации и хранении превышает 20 лет. В условиях радиации фторопласт-4 имеет относительно низкую стойкость.

Фторопласты – кристаллические полимеры. Их молекулы представляют собой длинные цепи, состоящие из повторяющихся групп атомов. Эти цепные молекулы могут образовывать правильные кристаллы только на отдельных участках – кристаллитах. Те части цепных молекул, которые не уложились в правильную структуру, образуют аморфные участки, где цепные молекулы располагаются неупорядоченно. Таким образом, кристаллический полимер всегда находится в двух стадиях – кристаллическом и аморфном.

Хладотекучестью (псевдотечением) твердых тел называют способность их течь или менять форму под действием нагрузки при температуре ниже точки (или интервала) плавления. Хладотекучесть – одно из основных свойств аморфных тел.

Напряжение рекристаллизации (предел псевдотекучести) зависит от температуры и продолжительности процесса сжатия. Так, для фторопласта-4 зависимость предела псевдотекучести  $\sigma_{пт}$  от температуры  $t$  в пределах  $t = 18...300$  °С при сжатии может быть представлена в виде

$$\lg \sigma_{пт} = [483,64 / (273 + t)] - 0,649. \quad (7.1)$$

Если напряжение в уплотнителе больше предела псевдотекучести при данной температуре, деформация происходит за счет холодного течения. При снятии нагрузки образец частично восстанавливается и остается только та часть деформации, которая возникла за счет холодного течения.

В зависимости от температуры нагрева деформированного образца остаточная деформация уменьшается и при температуре плавления кристаллов (327 °С) полностью исчезает.

Ползучесть (крип) – медленное нарастание во времени пластической деформации материала при нагрузках меньших, чем те, которые могут вызвать остаточную деформацию при кратковременном напряжении. Интенсивность деформации зависит от нагрузки и температуры. Чем выше температура, тем интенсивнее при прочих равных условиях происходит деформация образца. Для фторопласта-4 относительная деформация ползучести образца в зависимости от удельной нагрузки  $q$ , МПа; температуры  $t$ , °С, и времени нагружения  $\tau$ , ч, – может быть выражена уравнением [21]

$$\varepsilon = 8 \cdot 10^{-5} t q^{(1,53 - 0,004t)} \tau^{0,08}. \quad (7.2)$$

Механические свойства фторопласта-4 рассматриваем применительно к условиям герметизации. В этом случае нас интересует условие сжатия уплотнительного элемента. Существенное влияние на механические свойства фторопласта оказывает степень его кристалличности. С увеличением кристалличности увеличивается твердость, уменьшается прочность.



Значение механических характеристик фторопласта зависит от температуры. Рубежной точкой их изменения является температура стеклования  $t_c$ . При температуре выше  $t_c$  аморфная часть находится в высокоэластичном состоянии. При температуре ниже  $t_c$  аморфная часть фторопласта более жесткая, чем его кристаллическая составляющая.

Зависимость предела текучести фторопласта-4 от температуры представлена в табл. 7.4.

Фторопласт-4 имеет высокую морозостойкость: не становится хрупким даже при температуре  $-269$  °С.

Коэффициент Пуассона фторопласта-4  $\mu = 0,45$  [121].

Зависимость предела прочности фторопласта-4 от температуры при сжатии

$$\sigma_c = 275,2 - 0,707(273 + t).$$

Трибологические свойства фторопласта-4 зависят от степени кристалличности его структуры: коэффициент трения образцов с большей степенью кристалличности ниже, чем с меньшей степенью.

Степень кристалличности зависит от скорости охлаждения фторопласта при его производстве. Так, после проведения операции «спекания» его охлаждают от температуры  $375$  °С до нормальных условий. При быстром охлаждении (закалка в воде) изделие имеет максимальную прочность при минимальной кристалличности. При медленном охлаждении (на воздухе без закалки) изделие имеет минимальную прочность при максимальной кристалличности.

В воздухе при атмосферном давлении коэффициент трения фторопласта-4 по фторопласту-4  $f = 0,04 \dots 0,087$ , в вакууме  $f = 0,1$ . При трении фторопласта по стальной поверхности  $f = 0,05 \dots 0,08$ .

Отдельные теплофизические характеристики фторопласта-4: температура стеклования  $t_c = -120$  °С; коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,29$  Вт/м·град; теплоемкость  $c = 1,05$  кДж/кг·град. Коэффициент линейного расширения имеет сложную зависимость от температуры, которая для фторопласта-4 и фторопласта-3 представлена на рис. 7.1 соответственно кривыми 1 и 2.

**Таблица 7.4**

$t, \text{°C}$	25	50	75	100	150	200	250
$\sigma_r, \text{МПа}$	11,9	10,5	8,2	6,5	4,5	3,5	2,8

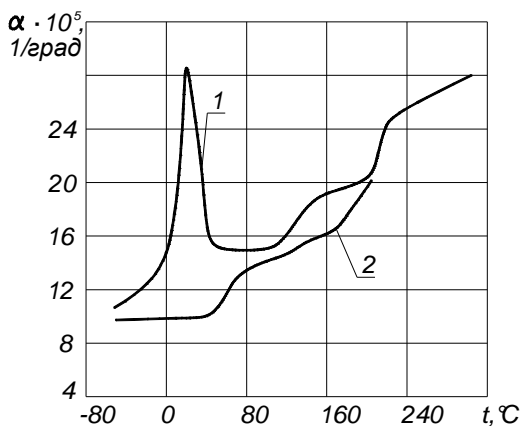


Рис. 7.1

Для изготовления уплотнительных элементов из фторопласта-4 используют различные методы. Так, путем непрерывного срезывания пленки с вращающейся цилиндрической оболочки с одновременным сжатием пленки в нагретых до  $100...150\text{ }^{\circ}\text{C}$  валках получают ленту толщиной  $0,4...3,0$  мм и шириной  $40...100$  мм. Выпускают также вальцованные пластины толщиной  $0,8...6,0$  мм и длиной, и шириной  $50...350$  мм, которые используют для изготовления прокладок. Другой метод изготовления прокладок заключается в следующем: получение профильной заготовки поршневой экструзией или резанием, термофиксация профиля в спиральную заготовку, которую или выпрямляют и сворачивают в кольцо по заданному диаметру, нагревая при этом до  $60...70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , или режут на отдельные кольца. В обоих случаях концы зажимают специальными зажимами и сваривают [121].

Для сальниковых набивок применяют прессованную стружку из фторопласта-4 или его композиций.

### 7.3. РЕЗИНА

Резина – термореактивный, пространственно сшитый сетчатый полимер с поперечными химическими связями между молекулами каучука. Основа резины – каучук – пластичное вещество, необратимо деформируемое под действием нагрузки. При вулканизации каучука, т.е. при нагреве его в присутствии наполнителей (сажа, мел и другие вулканизирующие агенты) между его молекулами возникают поперечные связи через атомы или группы вулканизирующего агента.

Каучуки общего назначения – это натуральные (НК) и синтетические, например бутадиен-стирольный (БСК, СКС).

Резину широко применяют в качестве материала уплотнительного элемента разъемного соединения, поскольку она имеет высокую эластичность и малую жесткость. Благодаря этому обеспечивается заданная степень герметичности соединения при относительно малых удельных нагрузках. Принято считать, что резина – несжимаемый материал и коэффициент Пуассона  $\mu = 0,5$ . При таком значении коэффициента Пуассона давление, действующее на некоторой поверхности резинового тела, должно передаваться в любом направлении без изменения его величины. Проведенные при сухом трении исследования [65] показали, что  $\mu = 0,470 \dots 0,495$ . Следовательно, без учета трения коэффициент Пуассона для резины можно принять 0,5.

При всестороннем сжатии резина ведет себя подобно жидкости. Коэффициенты сжимаемости  $\beta$  и коэффициенты объемного расширения  $\alpha$  близки. Например, модуль всестороннего сжатия большинства жидкостей  $K = 1/\beta = (0,8 \dots 2,0) \cdot 10^3$  МПа. Для резины  $K = (2,0 \dots 3,8) \cdot 10^3$  МПа, для многих жидкостей  $\alpha = (1,5 \dots 13) \cdot 10^{-4}/^\circ\text{C}$ , а для резин  $\alpha = (1,0 \dots 1,5) \times 10^{-4}/^\circ\text{C}$  [79].

Резину, как уплотнение, применяют для работы в различных газовых и жидких средах в широком диапазоне давления (до 50 МПа [58]) и температур (от  $-60$  до  $200$   $^\circ\text{C}$  [79]).

Некоторые жидкие среды вызывают набухание резины и, как следствие, увеличение объема резиновой прокладки. Степень изменения объема зависит от свойств рабочей среды и марки резины.

Протечка уплотняемой газовой среды в соединении с резиновой прокладкой может происходить двумя путями: в зоне контакта прокладки и поверхностей фланцев и за счет диффузии газа через тело прокладки.

Исследования показали [13, 63, 106], что протечка газа за счет диффузии имеет очень малую величину. Так, при перепаде давления воздуха 0,1 МПа при относительном сжатии  $\varepsilon = 0,4$  диффузионная протечка составила примерно  $2 \cdot 10^{-6}$  см<sup>3</sup>/мин на квадратный сантиметр площади сечения прокладки по ее среднему диаметру.

Для оценки величины протечки газа путем диффузии предложено уравнение

$$W = 2\pi R_{\text{cp}} K h_0 (1 - \varepsilon)^2 \Delta p K_t / b_0,$$

где  $W$  – скорость натекания газа, см/ч;  $K$  – проницаемость резины, см<sup>3</sup>/ч·Па (для воздуха  $K = 3 \cdot 10^{-9}$ , для водорода  $K = 13,5 \cdot 10^{-9}$ );  $R_{\text{cp}}$  – средний радиус прокладки, см;  $h_0$  и  $b_0$  – исходная толщина и ширина прокладки, см;  $\Delta p$  – перепад давления газа, атм.;  $K_t$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры:

$$K_t = K_{298 \text{ K}} \exp\left\{ER_{\text{cp}}^{-1}\left[(298 \text{ K})^{-1} - T^{-1}\right]\right\},$$

здесь  $K_{298\text{ К}}$  – коэффициент проницаемости при температуре 298 К;  $E$  – энергия активации проницаемости.

В таблице 7.5 представлены значения коэффициентов проницаемости отдельных марок резин по азоту, полученные [63] при 25 °С.

Формулы для оценки величины протечки при диффузионном режиме подтверждены экспериментами.

Большое влияние на свойства резины оказывает температура. Опасными являются как низкие, так и высокие температуры. При низких температурах резина теряет упругость и уже при –30, –50 °С становится хрупкой. При высоких температурах и под влиянием солнечного света происходит усиленное старение резины. Так, резиновое кольцо сохраняет свои упругие свойства в масле при температуре 20 °С в течение 10...12 лет, а при температуре 90 °С – всего в течение 50...60 суток [159].

Недостаток резины – изменение напряжений в прокладке с течением времени (релаксация). Релаксация может быть физической, вызванной перемещением сегментов молекулярной цепи и флуктуационным разрывом связей, и химической, являющейся следствием взаимодействия резины с кислородом (старение). Скорость релаксации зависит от температуры, степени сжатия прокладки, свойств рабочей среды, марки резины.

**Таблица 7.5**

Тип каучука	Коэффициент проницаемости, $10^8 \text{ см}^3 \cdot \text{см} / \text{с} \cdot \text{см}^2 \cdot \text{атм}$	Энергия активации проницаемости, кДж/моль
НК	6...8	39,6
СКМС-10	12...14	26,9
СКН-26	5...8	35,3
СКИ-40	4...7	38,6
СКЭП	2...3	29,8
СКТФВ	190...220	10,5
СКТФВ-50	80...100	8,0
СКФ-26	0,2...0,4	12,4

У каучуков и не вулканизированных резиновых смесей напряжение в процессе релаксации падает до нуля. В вулканизированных резинах этот спад происходит до некоторого конечного (равновесного) значения, которое зависит от степени вулканизации. Поэтому для каждого сорта резины будут свои особенности релаксации, что затрудняет получение обобщенных рекомендаций для оценки этого важного расчетного параметра. В настоящее время еще нет обоснованных рекомендаций по количественному описанию релаксационных свойств резины [130]. Скорость падения нагрузки при релаксации может быть определена по выражению (6.4) при определенных значениях параметров  $B$  и  $m$ .

Степень релаксации и восстанавливаемость изделия из резины после снятия нагрузки зависит от температуры.

Предложено [27, 89] оценивать восстанавливаемость резинового образца по выражению

$$K = (h_2 - h_1) / (h_0 - h_1),$$

где  $h_0$  – толщина прокладки до нагружения;  $h_1$  – толщина прокладки после нагружения;  $h_2$  – толщина прокладки после снятия нагрузки.

Значение  $K$  зависит от температуры. Предельные температуры, при которых в качестве уплотнительных элементов могут использоваться вулканизированные каучуки, представлены в табл. 7.6.

С течением времени (хранения и эксплуатации) меняется коэффициент восстанавливаемости. Для того чтобы обеспечить герметичность в течение заданного отрезка времени, необходимо обеспечить условие  $\varepsilon_i \geq [\varepsilon]$ , где  $[\varepsilon]$  – минимально допускаемая относительная деформация прокладки, при которой сохраняется заданная степень герметичности соединения. Это обеспечивается при условии, что

$$\varepsilon_0 = [\varepsilon] / \{[\varepsilon](1 - K) + K\}. \quad (7.3)$$

**Таблица 7.6**

Тип резины	Предельная температура, °С
СКМ-3, СКД	60
СКМС-10, СКС-30, бутилкаучук	90
Наирит	110
СКН-18, СКН-26, СКН-40, СКЭПТ	120
Фторкаучук, СКЭП	200
Силиконовый каучук	300

В результате обработки экспериментальных данных, полученных [78] для резин СКН-18 и СКН-26 при  $\varepsilon_0 = 0,2$  с выдержкой в интервале  $\tau = 5 \dots 50$  сут. при температуре  $70^\circ\text{C}$  получено выражение, связывающее  $K$  и время выдержки:

$$K = 1,3\tau^{-0,32}. \quad (7.4)$$

По выражению (7.3), используя выражение (7.4), определяют интервал времени хранения, при котором соединение обеспечит заданную степень герметичности.

Изменение температуры влияет на жесткость резины. Так, у не нагруженной резины с увеличением температуры увеличивается ее жесткость [89]. При повышении температуры ускоряется процесс релаксации и при температуре  $70^\circ\text{C}$  напряжение достигает равновесного значения за время около двух часов практически для всех резин [27].

При снижении температуры до определенного значения происходит переход из высокоэластического в застеклованное состояние.

С увеличением кратности нагружения (при циклическом виде нагружения) модуль резины увеличивается на  $20 \dots 30\%$  по сравнению со статическим модулем [40].

Кроме физической релаксации, обусловленной перегруппировкой структурных элементов в зоне действия сил межмолекулярного взаимодействия, вызванной деформацией резины, наблюдается химическая реакция (старение) резины – процессы, обусловленные распадом и перегруппировкой химических связей [130].

Обычно химическая релаксация протекает значительно медленнее, чем физическая, так как энергия химических связей на порядок выше, чем энергия межмолекулярного взаимодействия.

Падение нагрузки на уплотняющие поверхности ниже допускаемой  $[\sigma]$  приводит к нарушению герметичности соединения. Срок годности уплотнения  $\tau$  (в сутках) может быть оценен по выражению [39]

$$\tau = -\lg([\sigma] / \sigma_0) / 0,43K,$$

где  $\lg K = 9,71 - 3804 / (273 + t)$ ;  $t = 20 \dots 90^\circ\text{C}$ .

Для большинства технических резин в интервале температур  $7 \dots 70^\circ\text{C}$  напряжение в резиновом изделии можно принимать постоянным вне зависимости от времени нагружения и температуры [130, 150].

Исследования показали [41], что относительное изменение контактного давления  $q_{\text{ост}}/q_0$  или относительная остаточная деформация  $\varepsilon_{\text{ост}}/\varepsilon_0$  не зависит от величины первоначально сжатой прокладки.

Это свойство резины имеет определенное практическое значение. Так, в отдельных случаях для работы прокладки целесообразно иметь большее ее сжатие, так как при одинаковой скорости относительного падения напряжения величина остаточной контактной нагрузки будет

тем выше, чем выше первоначальная степень деформации. При этом, однако, следует учитывать прочность резины. В замкнутом объеме резина сохраняет работоспособность до величины напряжения порядка 200 МПа [133]. Для сохранения прочности резины рекомендуют [41] предельно относительное сжатие резиновой прокладки до 0,4...0,6.

Физико-химические свойства уплотняемой среды оказывает определенное влияние на работоспособность резинового уплотнителя. В зависимости от механизма действия среды на резину различают физически и химически активные среды. В первом случае резина, как правило, обратимо меняет свою массу и объем (набухает). Во втором случае химически активные среды вызывают необратимые разрушения резины (появление трещин, расслоение, распад поперечных связей) [17].

Наиболее общей уплотнительной средой является воздух, кислород которого – химически активная среда, ускоряющая процессы деструкции резин. Повышение давления воздуха до 5,0...12 МПа существенно влияет на скорость старения резины [63, 51].

Наибольшей работоспособностью отличаются резины, находящиеся в жидкой среде. Так, при давлении 35 МПа и температуре 50 °С работоспособность на воздухе 45 суток, на азоте 80 суток, на жидкости (спирт, глицерин) – 300 суток [63].

Время контакта положительно влияет на герметичность соединений с резиновой прокладкой. С увеличением времени контакта увеличивается и сила адгезии, и сила трения, что повышает герметичность соединения. Рекомендуют [106] предварительно нагруженную прокладку до подъема давления рабочей среды выдержать определенный промежуток времени, что улучшает уплотнительную способность прокладки из-за ползучести резины, приводящей к увеличению площади фактического контакта поверхности резины и сопрягаемых с ней элементов. Однако эти рекомендации приемлемы только при статических рабочих нагрузках на прокладку. В случае циклически изменяющейся нагрузки это может привести к разрушению прокладки, так как потребуются большее усилие для страгивания прокладки с места. Это связано с тем, что коэффициент трения покоя в зоне контакта резина – сталь примерно через один день после сборки соединения достигает значения 0,8...1,0 и 1,2 после месячного контакта после сборки [53, 94].

Резина хорошо растворяет газ, находящийся под повышенным давлением. При быстром сбросе давления наблюдается так называемый «кессонный» эффект, заключающийся в том, что вследствие быстрого расширения газа он не успевает диффундировать из резины, что приводит к разрушению резины (возникновение пузырей, местных разрывов). Это может привести к нарушению герметичности соединения. Кессонный эффект наблюдается при рабочем давлении газа, которое выше определенного его значения (критического). Критическое

давление увеличивается с уменьшением скорости сброса давления и уменьшается с увеличением температуры.

В таблице 7.7 представлены значения критического давления при температуре 70 °С для некоторых видов резины [61].

Проведенные исследования показали, что зависимость критического давления от температуры линейная с отрицательным угловым коэффициентом, причем при температуре 110 °С все исследованные резины имеют критическое давление, близкое к атмосферному. В результате обработки экспериментальных данных, получено уравнение, связывающее критическое давление и температуру (в интервале 20... 110 °С):

$$p_{кр} = 2,75p_{кр(70)} - 0,175 - 0,025t(p_{кр(70)} - 0,1),$$

где  $p_{кр(70)}$  – значение критического давления, полученное при температуре 70 °С (см. табл. 7.7).

Исследования показали, что при скорости сброса давления меньшей, чем 0,1 МПа/мин, разрушения поверхности прокладки не наблюдается.

Уплотнительные элементы изготавливают преимущественно из резин на основе некристаллизующихся каучуков: СКН (бутадиен-никрильные), СКФ (фторкаучуки), комбинации СКН и СКМС (бутадиен-метилстирольные), СКН и ХП (хлоропреновые), СКТФ (силоксановые), ХП, СКЭП (этиленпропиленовые).

В таблице 7.8 в качестве примера представлены отдельные физико-механические показатели некоторых марок резин, применяемых для уплотнителей [150].

Уплотнительные элементы, особенно для неподвижных разъемных соединений, в основном работают на сжатие. Однако исследованиям деформационных характеристик уплотнительного материала на сжатие до последнего времени уделяли недостаточно внимания из-за трудностей выполнения экспериментов. При сжатии испытуемого образца между двумя стальными плитками площадь сечения образца на

**Таблица 7.7**

Тип резины	Критическое давление, МПа
СКН-18	35
СКМС-10	20
СКТФТ-50 + СКТФ-100	15
СКТ-32	10



Таблица 7.8

Подгруппа	Каучук	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Модуль упругости при растяжении, МПа	Твердость в международных единицах	Прочность при разрыве, МПа	Относительное удлинение при разрыве, %	Морозостойкость, °С	Предел хрупкости, °С
1	СКН-18	1,2	2,5...4,5	50...60	6	180	-50	-60
2	СКН-18 + наирит	1,24	3,5...5,5	55...65	9	250	-50	-55
3	СКН-16	1,3	7...10	70...80	12	160	-45	-50
4	СКН-26	1,4	8,5...13	75...85	12	150	-38	-42
5	СКН-18 + СКМС	1,43	8,5...20	75...90	9	120	-50	-55
6	СКН-40	1,25	7...13	70...85	10	250	-	-35
7	СКФ-32, СКФ-26	2,1	8,5...13	75...85	17, 16	160, 130	-	-35
8	СКТФ	1,65	8,5...20	75...90	5	100	-60	-
9	СКЭП	1,25	8,5...20	75...90	10	120	-55	-60
10	СКТВ	1,2	2...4,5	45...60	2,5	200	-60	-65

определенной его толщине по сравнению с площадью его контакта с плитками увеличивается. Причем степень увеличения площади контакта вследствие влияния сил трения в зоне контакта существенно меньше, чем в более отдаленных его сечениях. Образец принимает бочкообразную форму.

Зависимость величины коэффициента трения резины по стали в основном определяется твердостью резины, удельной нагрузкой в зоне контакта резины и стали и рабочей средой. Так, при смазке водой значение коэффициента трения может быть определено [83] по выражению

$$f = 0,003q. \quad (7.5)$$

При сухом трении

$$f = 0,965q^{-0,375}, \quad (7.6)$$

где  $q$  в МПа.

Выражение (7.5) получено для резины средней твердости. Для твердой резины к значению  $f$ , полученному по выражению (7.5), следует прибавить 0,2, для мягкой резины – отнять 0,2.

Как следует из выражений (7.5) и (7.6) при смазке водой коэффициент трения с увеличением удельной нагрузки растет, при сухом трении падает.

Для оценки модуля резины при сжатии предлагают [79] зависимость его значения от твердости резины (табл. 7.9).

**Таблица 7.9**

Твердость по Шору. Прибор ТМ-2	Твердость по прибору ТШМ-2, кг/см <sup>2</sup>	Твердость по СИ (JRHND)	Модуль при сжатии, МПа
40	6,4...4,7	40	1,5
50	7,3...5,5	50	2,5
60	10,0...7,2	60	4,5
70	11,4...9,5	70	7,0
80	22,0...14,8	80	10,0
90	39,8...23,0	90	21,0

Принято [79] называть резины мягкими, если твердость по СИ  $H_p < 50$ ; средней твердости при  $H_p = 50...75$ ; твердыми при  $H_p = 75...88$  и очень твердыми при  $H_p > 88$ . Обычно для уплотнений применяют твердые резины и резины средней твердости.

## 7.4. МЕТАЛЛЫ

**Алюминий и его сплавы** Широко применяются (например, сплав АД-1) при изготовлении плоских прокладок для уплотнения разъемных соединения аппаратов и трубопроводов при давлении рабочей среды до 100 МПа.

Основные физико-механические характеристики алюминия: предел текучести  $\sigma_T = 30 \dots 70$  МПа; модуль нормальной упругости  $E = 0,72 \times 10^{11}$  Па; твердость НВ 20...35; твердость (по десятичной шкале) равна 2,9 (для железа 4,5); коэффициент линейного расширения в интервале температур 0...100 °С;  $\alpha = 23,7 \cdot 10^{-6}$  1/°С; коэффициент теплопроводности в интервале температур 0...100 °С  $\lambda = 759,4$  кДж/м·ч·град; плотность  $\rho = 2,7$ ; теплоемкость в интервале температур 0...100 °С  $C_p = 0,91$ кДж/кг·град.

**Медь.** Для изготовления прокладок используют медь марок М1 и М3, обладающей повышенной пластической деформацией. Перед установкой медных прокладок для снятия остаточных напряжений и повышения пластичности они отжигаются при температуре 600...650 °С. Из-за возможности проявления электролиза медные прокладки не рекомендуют устанавливать в соединениях со стальными фланцами при работе с водой, водными растворами солей, кислотами, щелочами, аммиаком.

Медные прокладки используют для уплотнения рабочей среды при температуре до 400 °С и давлении до 400 МПа [11].

Основные физико-механические характеристики меди: плотность 8,5; предел текучести  $\sigma_T = 60...80$  МПа; модуль нормальной упругости  $E = 1,32 \cdot 10^{11}$  Па; твердость НВ 35; твердость деформированной меди НВ 89 (при 20 °С); коэффициент линейного расширения в интервале температур 0...200 °С  $\alpha = 17,43 \cdot 10^{-6}$  1/°С; коэффициент теплопроводности в интервале температур 0...200 °С  $\lambda = 1365$  кДж/м·ч·град; теплоемкость в интервале температур 0...200 °С  $C_p = 0,392$  кДж/кг·град.

**Никель.** Применяют для уплотнения фланцевых соединений объектов, работающих на воде, насыщенном и перегретом паре, щелочах, нейтральных соляных растворах, аммиаке. При работе с водяным паром, имеющим температуру свыше 430 °С, прокладки из никеля становятся хрупкими [11]. Прокладки из никеля применяют в атомной промышленности.

Основные физико-механические характеристики никеля: плотность 8,75; предел текучести  $\sigma_T = 120$  МПа; модуль нормальной упругости  $E = 2,5 \cdot 10^{11}$  Па; твердость НВ 60...80; коэффициент линейного расширения в интервале температур 0...200 °С  $\alpha = 14 \cdot 10^{-6}$  1/°С; коэффициент теплопроводности в интервале температур 0...200 °С  $\lambda = 209$  кДж/м·ч·град; теплоемкость в интервале температур 0...200 °С  $C_p = 0,472$  кДж/кг·град.

Представленный в настоящей главе обзор материалов, применяемых для изготовления уплотнительных элементов, не исключает применения и других материалов, целесообразность использования которых определяется условиями эксплуатации, целям и стоимостью создаваемого оборудования.

## Глава 8

# ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТДЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

---

---

При расчете разъемных герметичных соединений, согласно выражениям (2.1) и (2.2), используют значения осевых податливостей составляющих их элементов: фланцев, крепежных болтов, прокладки, т.е. значения величины деформации от единичной нагрузки. Для элементов, работающих в упругой стадии, податливости определяются с использованием закона Гука, т.е.

$$\lambda = L / FE, \quad (8.1)$$

где  $L$  – расчетная длина (толщина) рассматриваемого элемента;  $F$  – площадь поперечного сечения;  $E$  – модуль упругости материала элемента.

Модуль упругости – есть мера жесткости материала, характеризующая сопротивление развития его упругих деформаций.

Мгновенный модуль упругости можно представить как

$$E = d\sigma / d\varepsilon. \quad (8.2)$$

В расчетной практике в основном используют модуль упругости материала, полученный при его растяжении. Это связано с тем, что при растяжении на испытуемый образец действует только осевая растягивающая сила. При испытании образца на сжатие помимо сжимающего осевого напряжения возникает еще поперечная сила трения в сопряжении торцов испытуемого образца и поверхностей сжимающего его элементов, что оказывает определенное влияние на получаемые результаты. Так, при испытании резиновых образцов на сжатие силы трения приводят к бочкообразной его форме. Поэтому для резиновых элементов вводят условный модуль упругости, учитывающий силу трения и форму нагружаемого резинового элемента.

Материал прокладки до выхода соединения принудительного типа в рабочее состояние испытывает два вида нагрузки: сжатие при сборке соединения и частичное восстановление сжатого уплотнителя при увеличении уплотняемой среды до рабочего давления.

Для большинства полимерных материалов зависимость напряжения от относительной деформации имеет нелинейный характер. Так,

на рис. 8.1 в качестве примера представлена зависимость напряжения от относительной деформации терморасширенного графита при его сжатии 1 и восстановлении 2.

Несмотря на нелинейность зависимости  $\sigma = f(\varepsilon)$ , модуль упругости принимают из экспериментальных данных постоянным в определенном диапазоне деформации и нагрузки [47].

Для прокладочного материала, который работает в упругопластическом состоянии, для определения податливости прокладки в современной расчетной практике применяют самые различные значения «модулей». Так, используют модули упругости, т.е. начальные значения зависимости напряжения от относительной деформации; вводят, без достаточного на то обоснования, условный модуль прокладки; принимают линейную зависимость напряжения от относительной деформации и др.

Учитывая, что прокладка находится в сжатом состоянии, причем имеет двойственный характер нагружения – сжатие и восстановление, более правильным представляется использование условных модулей сжатия  $E_{сж}$  и восстановления  $E_{вс}$ . Мы считаем их условными, так как они получены из данных экспериментов с учетом поперечной деформации от сил трения.

Эксперименты по определению зависимостей  $\varepsilon = f(\sigma)$  проводили на фторопласте-4 и терморасширенном графите. На специальной установке гидропрессом сжимали опытный образец, замеряли его осевую

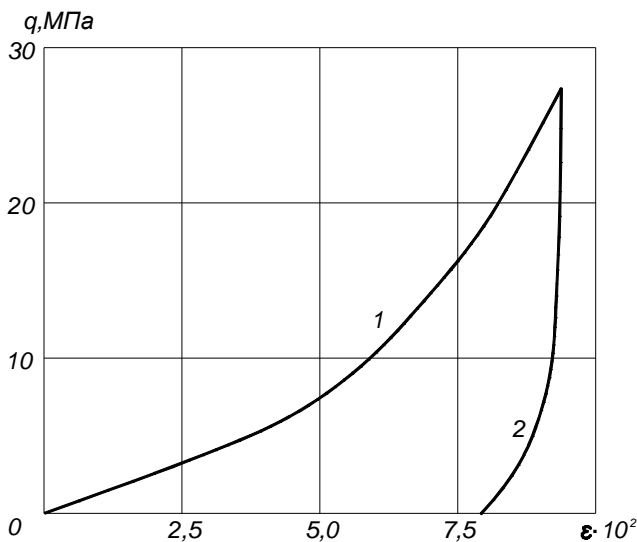


Рис. 8.1

деформацию. После достижения предельной заданной осевой нагрузки ее снижали и замеряли восстановление образца. Фиксировали также остаточную деформацию после полной разгрузки сжатого образца.

Для фторопласта-4 полученная [23] экспериментальная зависимость относительной деформации от осевой удельной нагрузки при сжатии может быть представлена выражением

$$\varepsilon_{сж} = 0,00014\sigma^{2,27}. \quad (8.3)$$

Относительная деформация восстановления при снижении нагрузки

$$\varepsilon_{вс} = 0,023\sigma^{0,313}. \quad (8.4)$$

Используя выражения (8.2) – (8.4), получим значения условного модуля сжатия и восстановления:

$$E_{сж} = 3135\sigma^{-1,27}; \quad (8.5)$$

$$E_{вс} = 140\sigma^{0,69}. \quad (8.6)$$

Выражения (8.5) и (8.6) получены при температуре 20 °С. С увеличением температуры значение условных модулей уменьшается. В общем виде в интервале температур 20...200 °С значение условных модулей может быть представлено в виде

$$E_{сж} = 11,03 \cdot 10^5 t^{-1,87} \sigma^{\lg(t/430)};$$

$$E_{вс} = (155 - 0,63t)\sigma^{(0,67 + 0,0011t)}.$$

Остаточная деформация после первой разгрузки до 0

$$\Delta h = h_0\sigma(E_{вс} - E_{сж} + \sigma) / (E_{вс}E_{сж}).$$

При расчетах разъемных соединений с прокладками из терморасширенного графита используют условные модули упругости материала прокладки при сжатии  $E_{сж}$  и при восстановлении  $E_{вс}$ , учитывающие упругую и пластическую деформации материала прокладки при сжатии и упругую при восстановлении.

При выводе расчетных зависимостей для определения этих модулей использовали условие постоянства массы сжимаемого материала. Рассматривали два условия его деформации: нет ограничения поперечной деформации, и материал находится в замкнутом объеме [2, 99]. Без ограничений поперечной деформации материала (трение о замыкающих материал поверхности не учитывали):

$$\pi D_{ср} b h_0 \rho_0 = \pi D_{ср} (\Delta b + b) h_k \rho_k, \quad (8.7)$$

где  $D_{ср}$  – средний диаметр испытуемого образца (прокладки);  $\rho_0$  – плотность материала при начальной нагрузке  $q_0$ ;  $\rho_k$  – плотность материала при конечной нагрузке  $q_k$ ;  $\Delta b$  – увеличение ширины прокладки при конечной нагрузке  $q_k$ ;

$$\Delta b = \mu b \Delta h / h_0, \quad (8.8)$$

но

$$\Delta h / h_0 = \varepsilon \quad \text{и} \quad \Delta h = h_0 - h_k. \quad (8.9)$$

Используя выражения (8.7) – (8.9), получим

$$\rho_0 / \rho_k = 1 - \varepsilon(1 - \mu) - \mu \varepsilon^2$$

и окончательно

$$\varepsilon = -\frac{1-\mu}{2\mu} + \left[ \left( \frac{1-\mu}{2\mu} \right)^2 + \frac{1}{\mu} \left( 1 - \frac{\rho_0}{\rho_k} \right) \right]^{0,5}.$$

Для прокладки в замкнутом объеме ( $\Delta b = 0$  и  $\mu = 0$ ) выражение (8.7) запишется как

$$h_0 \rho_0 = h_k \rho_k \quad \text{и} \quad \varepsilon = (\rho_k - \rho_0) / \rho_k. \quad (8.10)$$

По результатам исследования прокладки из терморасширенного графита на сжатие в прессформах (в замкнутом объеме) получена зависимость

$$\rho_k = \exp(-b / q_k) + 1, \quad (8.11)$$

где  $b = 8,5$  МПа.

Относительную деформацию можно записать как  $\varepsilon = f(\rho_0 / \rho_k)$ , которую с достаточной для практических расчетов точностью можно описать уравнением

$$(\rho_k - \rho_0) = a_1 \exp(-b_1 / q_k), \quad (8.12)$$

где  $a_1 = 0,33$  и  $b_1 = 3,63$  МПа.

Из выражения (8.12) при  $a_1 = 0,33$  и  $b_1 = 3,63$  МПа

$$\rho_0 = \rho_k - 0,33 \exp(3,63 / q_k).$$

Окончательно

$$\rho_0 / \rho_k = 1 - \frac{0,33 \exp(-3,63 / q_k)}{\exp(-8,5 / q_k) + 1}. \quad (8.13)$$

Используя выражения (8.10) – (8.13), получим уравнение для оценки модуля восстановления (упругости) прокладки из терморасширенного графита

$$E_{вс} = q_k [1 + \exp(-8,5 / q_k)] / [0,33 \exp(-3,63 / q_k)]. \quad (8.14)$$

Значения  $E_{вс}$  в зависимости от  $q_k$  представлены в табл. 8.1.

За условный модуль прокладки из терморасширенного графита  $E_{сж}$ , учитывающий ее суммарную деформацию при сжатии (упругую и пластическую), принимаем отношение удельной нагрузки на прокладку  $q$  к ее относительной деформации, т.е.

$$E_{сж} = q_k / \varepsilon_p. \quad (8.15)$$

Используя выражения (8.10) при  $\rho_0 = \rho_n$  ( $\rho_n$  – плотность материала в начале нагружения), (8.11) и (8.15), получим

$$E_{сж} = q_k [1 + \exp(-8,5 / q_k)] / [1 + \exp(-8,5 / q_k) - \rho_n]. \quad (8.16)$$

Значения  $E_{сж}$  в зависимости от  $q_k$  при  $\rho_n = 1$  представлены в табл. 8.1.

Для оценки остаточной деформации материала прокладки из терморасширенного графита рассмотрим условие ее нагружения и деформации.

Прокладка имела первоначальную плотность  $\rho_n$ . Ее нагрузили до  $q_k$ , и плотность стала  $\rho_k$ . Затем нагрузку сняли. Плотность уменьшилась до  $\rho_0$ . Из условия постоянства массы прокладки (8.7), учитывая, что остаточная деформация образца

$$\Delta h_n = h_n - h_0,$$

и, используя выражение (8.11) при  $q_k = q_0$  и  $\rho_k = \rho_0$ , получим уравнение, связывающее остаточную деформацию опытного образца  $\Delta h_n$  и удельную нагрузку  $q_0$ :

$$\Delta h_n = h_n \{ 1 - \rho_n / [1 + \exp(-8,5 / q_0)] \}$$

из условия постоянства массы образца

$$\Delta h_n = h_n (1 - \rho_n / \rho_0) \quad (8.17)$$

и

$$h_n = h\rho / \rho_n.$$

Для оценки остаточной деформации прокладки при максимальной нагрузке  $q_k$  введем понятие «модуль остаточной деформации»

$$E_{ост} = q_k h / \Delta h_n.$$

Используя выражения (8.11) и (8.17), получим

$$E_{ост} = q_k [1 + \exp(-8,5 / q_k) - 0,33 \exp(-3,63 / q_k)] / [1 + \exp(-8,5 / q_k) - 0,33 \exp(-3,63 / q_k) - \rho_n]. \quad (8.18)$$

**Таблица 8.1**

$q_k$ , МПа	10	30	50	70	90	120
$E_{вс}$ , МПа	62,3	180	300	421	542	724
$E_{сж}$ , МПа	33,2	69,8	109,2	149	189	248,7
$E_{ю}$ , МПа	8,6	24,8	41,4	58,1	74,8	100
$E_{ост}$ , МПа	60,5	95	143	192	242	316



Значения  $E_{\text{ост}}$  в зависимости от  $q_k$  при  $\rho_n = 1$  представлены в табл. 8.1. Значения модулей получены в условиях всестороннего сжатия (в замкнутом объеме), поэтому они представляют собой объемные модули, в частности  $E_{\text{сж}}$  – объемный модуль упругости. Для определения модуля упругости Юнга  $E_{\text{Ю}}$  необходимо использование коэффициента Пуассона  $\mu$  [144]:

$$E_{\text{Ю}} = 3E_{\text{сж}}(1 - 2\mu). \quad (8.19)$$

Так, если использовать данные, представленные в рекламном материале фирмы Юнион Карбайт, по которым  $E_{\text{Ю}} = 186$  МПа и  $E_{\text{сж}} = 1380$  МПа, то, согласно выражению (8.19),  $\mu = 0,477$ , что довольно близко к значению коэффициента Пуассона для несжимаемой резины ( $\mu \approx 0,5$ ).

Используя полученное значение  $\mu = 0,477$ , по выражению (8.19) определили значения модуля упругости Юнга для исследованных образцов графитовой прокладки. Результаты представлены в табл. 8.1.

Резину как конструкционный материал, не подчиняющийся полностью закону Гука, нельзя охарактеризовать одним постоянным значением продольного модуля упругости, определяемым по напряжению  $\sigma$ . Вследствие нелинейной зависимости между напряжением и относительной деформацией при сжатии и восстановлении резинового образца модуль резины можно выразить лишь в дифференциальной форме, как это выполнено для терморасширенного графита и фторопласта-4.

Для описания механических свойств резины пользуются характеристиками двух типов: равновесным, имеющим место при установившемся (стационарном) состоянии, и кинетическим, учитывающим релаксационные свойства резины, причем равновесный модуль является основной характеристикой резины как конструкционного материала.

Вследствие релаксационного характера деформации зависимость напряжения от времени состоит из двух участков; нелинейного и линейного или приближенно линейного. При статической деформации каждому моменту времени и значению напряжения  $\sigma$  в режиме  $\varepsilon = \text{const}$  будет соответствовать свое значение модуля, меняющегося в начале деформации от  $E_0$  – мгновенного модуля, определяющего упругие свойства резины, до  $E_\infty$  – определяющего ее высокоэластические свойства. Промежуточное значение модуля  $E_t$  называют или условно-равновесный модуль упругости, или статический модуль упругости [89]

$$E_t = 3\sigma\lambda^{0,5} / 2(1 - \lambda^{1,5}),$$

где  $\lambda = h / h_0$ .

Для резин из натурального каучука связь между статическим модулем упругости  $E_t$  и ее твердостью  $H$  (в единицах ТМ-2) может быть выражена уравнением [106]

$$E_t = 0,36\exp(0,033H).$$

Влияние сил трения на деформационную способность резиновой прокладки зависит от ее размеров и формы [28, 89, 126], которые учитываются коэффициентом формы  $\Phi$ .

Для прокладки прямоугольного радиального сечения

$$\Phi = (D_n - D_0) / h_0.$$

Для прокладки круглого сечения

$$\Phi = 0,982(q / E_{сж}d)^{0,5}, \quad (8.20)$$

где  $d$  – диаметр сечения прокладки;  $q$  – погонная нагрузка на прокладку по периметру ее среднего диаметра.

Из выражения (8.20) следует, что коэффициент формы прокладки круглого сечения зависит от нагрузки.

С учетом коэффициента трения выражение для условного модуля упругости при сжатии

$$E_y = E_{сж}(1 + a\Phi^k), \quad (8.21)$$

где  $a$  и  $k$  – постоянные, зависящие от значения коэффициента трения и типа резины. Так, при смазанных поверхностях контакта прокладки прямоугольного сечения можно принять  $a = 0$ , для ненаполненных резин  $k = 0$ , для наполненных  $k \neq 0$ .

Условный модуль упругости прокладки круглого сечения рекомендуют определять по выражению

$$E_y = E_{сж}[1 + 1,28f(q / E_{сж}d)^{0,5}].$$

Выражение (8.21) получено при условии, что размеры сечения прокладки не меняются в процессе ее сжатия. Однако при осевом сжатии прокладки происходит увеличение ее ширины, что увеличивает осевую жесткость прокладки. Это обстоятельство не учитывается выражением (8.21).

Характер деформации прокладки при ее сжатии поверхностями фланцев зависит от условий трения в зоне сопряжения прокладки с этими поверхностями. Силы трения препятствуют перемещению сопрягаемых с фланцами поверхностей прокладки. При отсутствии трения сечение прямоугольной прокладки при сжатии сохраняет свою первоначальную прямоугольную форму. Меняется только отношение высоты к ширине. При определенных условиях трения ширина поверхности прокладки, сопрягаемая с фланцами, остается постоянной вне зависимости от степени ее сжатия. Это происходит при  $f \geq \mu$  [115].

Был выполнен анализ условий деформации плоской резиновой прокладки при ее сжатии осевой удельной нагрузкой  $\sigma_z$  [115] и получено выражение условного модуля упругости при сжатии прокладки

$$E_{\text{сж}} = \frac{E \left[ 1 + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \left( 1 - \frac{f}{\mu} \right) \right]}{\frac{4}{3} f (1+\mu) \frac{h_0}{b_0} (1-\varepsilon)^2 + 1 - \frac{f}{\mu}}. \quad (8.22)$$

При использовании выражения (8.22) при значении коэффициента трения  $f > \mu$  следует принимать предельное значение  $f = \mu$ . Выражение (8.22) получено для условия размещения прокладки между фланцами без ограничения ее радиального перемещения. При ограничении радиального перемещения зависимость деформации от нагрузки существенно меняется, и, следовательно, меняется и модуль сжатия. Для выяснения причин следует использовать материал, представленный в гл. 2, разд. 2.3.

От условия размещения прокладки между фланцами зависит значение ее осевой деформации  $\varepsilon$  от нагрузки и, как следствие, модуль упругости сжатия прокладки, так как мгновенный модуль сжатия есть  $E = d\sigma / d\varepsilon$ .

На рисунке 8.2 представлены экспериментальные зависимости  $q_z = f(\varepsilon)$ , полученные [96] для трех условий размещения фторопластовой прокладки между фланцами (см. рис. 2.6). Здесь 1 – осевое сжатие без ограничения по наружному и внутреннему радиусам радиального перемещения прокладки, 2 и 3 – осевое сжатие с ограничением перемещения прокладки соответственно по внутреннему и внешнему контурам, 4 – объемное сжатие в замкнутой кольцевой канавке.

Модуль сжатия фторопластовой прокладки определялся [23, 118] по зависимостям, подобным зависимости 1, представленной на рис. 8.2 при одноосном сжатии без ограничения ее радиальной деформации в

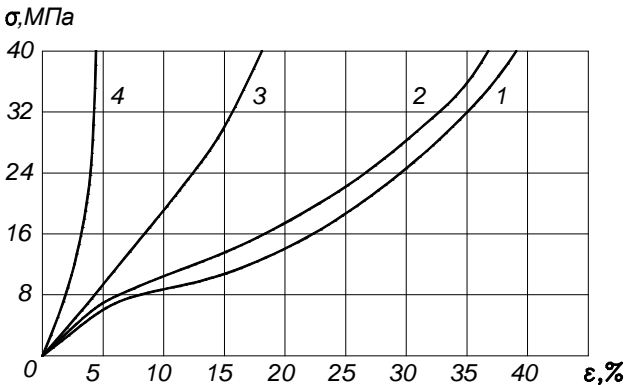


Рис. 8.2

пределах удельных нагрузок до  $\sigma_z = 20$  МПа. Для этих условий получено уравнение, связывающее условный модуль сжатия  $E_{сж}$  и удельную нагрузку  $\sigma_z$

$$E_{сж} = 3135\sigma^{-1,27}.$$

Если принять за единицу значение  $\epsilon$ , соответствующей кривой 1 рис. 8.2 при  $\sigma_z = 15$  МПа, то для кривых 2, 3 и 4 при той же удельной нагрузке значение  $\epsilon$  составит [118] 0,843; 0,469 и 0,156. Следовательно, в зависимости от условий размещения прокладки между фланцами ее относительная деформация будет различной и, соответственно, будет различным и модуль сжатия прокладки (табл. 8.2).

**Таблица 8.2**

$\epsilon$	1,00	0,843	0,469	0,156
$E_{сж}$ , МПа	$3135\sigma^{-1,27}$	$3719\sigma^{-1,27}$	$6684\sigma^{-1,27}$	$20096\sigma^{-1,27}$

Согласно табл. 8.2 при размещении прокладки в замкнутом объеме (соединении типа шип–паз) модуль сжатия увеличивается в 6,4 раза по сравнению с прокладкой, размещенной без ограничения ее радиальной деформации. Эта особенность размещения прокладки при расчетах разъемного соединения нигде пока не учитывается.

## Глава 9

# ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 9.1. БУГЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Бугельное соединение (рис. 9.1) является разновидностью фланцевого для соединения отдельных участков трубопровода.

Эта конструкция по сравнению с соединением с плоскими фланцами (при прочих равных условиях) требует меньших трудозатрат на сборку особенно в труднодоступных местах и имеет меньшую металлоемкость. Так, для трубопровода  $D_y = 50$  мм, работающего под давлением 35 МПа, металлоемкость бугельного соединения в 6,9 раза меньше, чем для стандартного фланцевого соединения [104].

Относительно малый объем использования бугельных соединений в отечественной практике объясняется отсутствием необходимой нормативной базы. Нет пока нормативных материалов (стандартов) на конструкцию соединения и методику его расчета. Так, в справочнике по расчету и конструированию фланцевых соединений [34] представлена методика расчета бугельного соединения, по которой сложно выполнить его расчет.

Для плоских фланцевых соединений имеются стандарты, в которых подробно представлены и конструкции соединений, и методики их расчета. Основная сложность при проектировании бугельного соединения заключается в том, что для нормальной его работы необходимо обеспечить определенную разность высот между коническими поверхностями концевых участков соединяемых труб  $3$  (рис. 9.1) и коническими поверхностями бугеля  $1$  (по их среднему диаметру). Эта

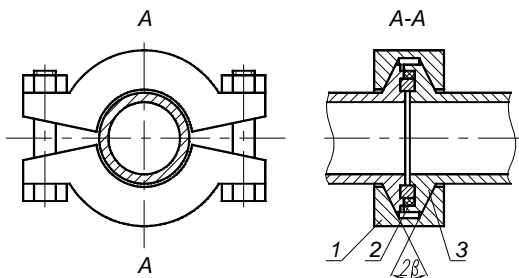


Рис. 9.1

разность должна быть равна необходимой величине  $\Delta$  сжатия прокладки 2 в процессе сборки соединения. Если действительная разность будет меньше  $\Delta$ , то прокладка не будет нагружена требуемым для обеспечения герметичности усилием. Если же указанная разность будет больше  $\Delta$ , то бугель будет не полностью охватывать конические поверхности концевых участков труб. Для упрощения этой проблемы предложены конструкции бугельных соединений, в которых бугель выполнен из отдельных элементов, например, патент США № 3498649 по кл. F16L [57] или бугельное соединение, снабженное гибким силовым элементом [127].

В начале затяжки крепежных болтов зона контакта конических поверхностей бугеля и концевых участков труб будет на начальных участках полуокружностей бугеля, а значение отклонения  $e^*$  срединных окружностей зоны контакта бугеля и концевых участков соединяемых труб в средней части полуокружности бугеля можно определить по выражению (9.1):

$$e^* = \Delta / 2\text{tg}\beta. \quad (9.1)$$

По мере увеличения силы затяжки это отклонение будет уменьшаться как за счет осевого сжатия прокладки, так и за счет угловой деформации бугеля. При этом доля влияния этих факторов на увеличение зоны контакта зависит от значений осевых податливостей  $\lambda_6$  бугеля и  $\lambda_{пр}$  прокладки.

Наилучшее условие будет при  $\lambda_6 < \lambda_{пр}$ . При этом при затяжке крепежных болтов величина деформации прокладки будет превышать деформацию бугеля, т.е. посадка конических поверхностей бугеля будет в основном за счет осевой деформации прокладки. Если же  $\lambda_6 > \lambda_{пр}$ , то по мере увеличения силы затяжки крепежных болтов будет увеличиваться значение нагрузки в отдельных сечениях бугеля, которое может достичь недопустимой величины.

В этом случае предлагается увеличить средний диаметр конической зоны бугеля на величину  $2kr_{cp}$ , что позволит сместить исходную линию контакта поверхностей бугеля и концевых участков труб на величину

$$e_1 = k_1 e^*, \quad (9.2)$$

где  $k_1$  – степень совпадения срединных поверхностей бугеля и концевых участков труб,  $k_1 \leq 1$ .

Если принять

$$kr_{cp} = k_1 e^*, \quad (9.3)$$

то, используя выражения (9.1) – (9.3), получим

$$k = k_1 \Delta / 2r_{cp} \text{tg}\beta.$$

Увеличение среднего диаметра бугеля

$$\delta D = k_1 \Delta / \operatorname{tg} \beta.$$

Рассматриваем четвертую часть бугеля как криволинейный брус, один конец которого (сечение  $B$ ) в жесткой заделке (средняя часть бугеля, опираемая на конический выступ соединяемой трубы), второй конец (сечение  $A$ ) нагружен силой  $0,5Q_3$ , затяжки крепежных болтов (рис. 9.2).

Под действием момента  $M$ , создаваемого этой силой, сечение  $A$  переместится в горизонтальном направлении на величину  $kr$ . Таким образом, принимая определенное значение  $[\sigma]$  допускаемого напряжения в сечении  $B$  бугеля, определяется предельное значение  $\delta D$ . Можно в этом сечении допустить возникновение пластического шарнира.

Максимальный момент в сечении  $B$  [143]

$$M = 0,318Q_3r. \quad (9.4)$$

Горизонтальное перемещение сечения  $A$

$$kr = 0,0685Q_3r^3 / EJ_x = \delta D / 2 = \delta_1, \quad (9.5)$$

где  $J_x$  – момент инерции сечения бугеля.

Значения максимальных напряжений в сечении  $B$

$$\sigma_1 = M(r_2 - r + e) / [Fe(r_2 - r)]; \quad (9.6)$$

$$\sigma_2 = -M(r - r_1 - e) / [Fe(r - r_1)], \quad (9.7)$$

где  $e$  – расстояние от нейтральной оси сечения до его центра тяжести;  $r$  – радиус нейтральной оси сечения;  $F$  – площадь сечения.

Нижние индексы 1 и 2 относятся соответственно к внешней и внутренней боковой поверхности бугеля.

Приняв  $\sigma_2$  (или  $\sigma_1$ ) =  $[\sigma]$  и используя выражения (9.4), (9.5) и (9.7), получим

$$[\sigma] / \delta_1 = 2,32EJ_x(r - r_1 - e) / [r^2Fe(r - r_1)]. \quad (9.8)$$

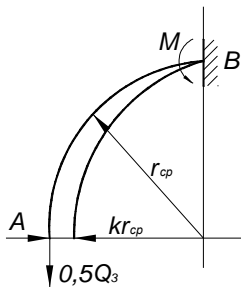


Рис. 9.2

При заданном значении  $[\sigma]$  из выражения (9.8) определяется предельное значение  $\delta_1$  увеличения радиуса.

Если значение  $\delta_1 < e^*$ , то при дальнейшем нагружении бугеля крепежными болтами возникнет момент обратного знака и напряжение в сечении  $B$  будет уменьшаться. Таким образом, при определенном значении  $\delta_1$  напряжение в сечении  $B$  после сборки соединения может быть равным 0, а бугель будет полностью охватывать конические концевые утолщения соединяемых труб.

В процессе сборки соединения при затяжке крепежных болтов (предварительное нагружение), создается определенная осевая сила  $Q_{30}$ , которая складывается из двух составляющих: требуемая удельная нагрузка  $Q_{31}$  на прокладку в рабочих условиях и компенсация силы разгрузки  $Q_{32}$  от давления рабочей среды:

$$Q_{30} = Q_{31} + Q_{32}; \quad (9.9)$$

$$Q_{31} = F[q]; \quad Q_{32} = \pi p D_{cp}^2 / 4, \quad (9.10)$$

где  $F$  – площадь прокладки;  $[q]$  – требуемая удельная нагрузка герметизации;  $D_{cp}$  – ее средний диаметр.

Значение  $[q]$  обеспечивается за счет первоначального зазора  $\Delta$  между концевыми элементами соединяемых труб и ограничителем осевой деформации

$$[q] = \Delta E_{сж} / h_0, \quad (9.11)$$

где  $h_0$  – исходная толщина прокладки;  $E_{сж}$  – модуль сжатия материала прокладки.

Из выражения (9.11) при заданном значении  $[q]$  определяют требуемое значение зазора  $\Delta$ .

На рисунке 9.3 представлена стадия предварительного нагружения бугеля и концевых элементов соединяемых труб ( $a$ ), выраженная в виде силового многоугольника ( $b$ ).

Согласно рис. 9.3 сила затяжки болтов

$$Q_3 = Q_{30} \text{tg}(\beta + \rho) = Q_{30}(\text{tg}\beta + f) / (1 - f \text{tg}\beta), \quad (9.12)$$

где  $\rho$  и  $f$  – угол трения и коэффициент трения в сопряжении бугеля и концевых элементов труб.

При увеличении давления рабочей среды увеличивается осевая сила  $Q_{32}$ , в результате чего дополнительно нагружаются крепежные болты и частично разгружается прокладочный узел соединения. На рисунке 9.4 представлена схема нагружения концевой участка соединяемой трубы в стадии увеличения давления рабочей среды ( $a$ ), выраженная в виде силового многоугольника ( $b$ ).



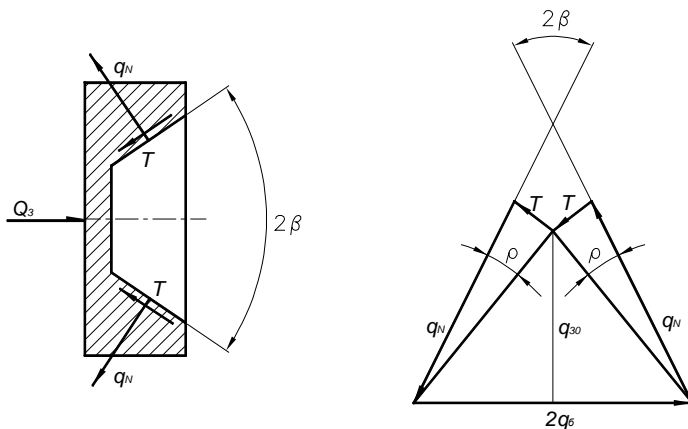


Рис. 9.3

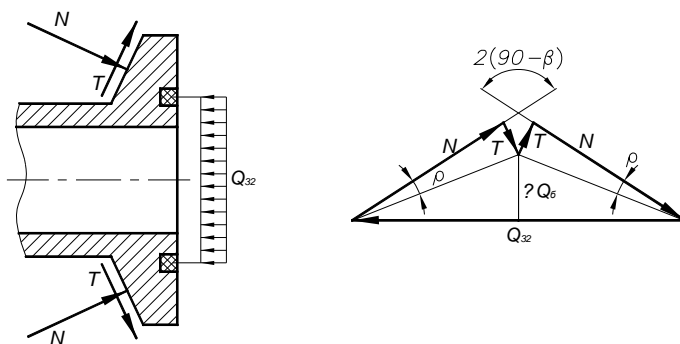


Рис. 9.4

Согласно рис. 9.4 дополнительная нагрузка на крепежные болты от действия осевой силы давления рабочей среды равна

$$\Delta Q_6 = 0,5 Q_{32} (1 - f \operatorname{tg} \beta) / (\operatorname{tg} \beta + f). \quad (9.13)$$

Суммарная нагрузка на болты в рабочих условиях (с использованием (9.12))

$$Q_{\Sigma 6} = 0,5 Q_{32} [(\operatorname{tg} \beta - f) / (1 - f \operatorname{tg} \beta)] + Q_{30} (\operatorname{tg} \beta + f) / (1 - f \operatorname{tg} \beta). \quad (9.14)$$

Изменение осевой нагрузки на элементы соединения с изменением давления  $p$  зависит от осевой податливости составляющих соединяемые элементы.

В разъемных герметичных соединениях составляющие их элементы по направлению деформации от силы давления уплотняемой среды подразделяют [117] на две системы: система «болта», нагрузка

на которые растет с увеличением давления, и система «прокладки» – нагрузка падает с увеличением давления рабочей среды

В систему «болта» в данном случае входит бугель, крепежные болты и концевые участки соединяемых труб. Осевая податливость бугеля определяется по изменению расстояния между коническими поверхностями бугеля, сопрягаемыми с концевыми участками труб, происходящему из-за перемещения обеих половинок бугеля, осевой деформации их боковой стенки и поворота их конических утолщений. Эти перемещения, отнесенные к осевой силе давления, определяют значения коэффициентов осевой податливости рассматриваемых элементов, соответственно  $\lambda_{к.б.}$ ,  $\lambda_{ст}$  и  $\lambda_{к.у.}$

Коэффициент осевой податливости бугеля

$$\lambda_{1\Sigma} = \lambda_{ст} + \lambda_{к.у.} + \lambda_{к.б.} \quad (9.15)$$

Перемещение половинок бугеля определяется величиной нагрузки на крепежные болты и их деформацией, а деформация стенки зависит от ее геометрических параметров и нагрузки. Принимаем, что осевая нагрузка равномерно воспринимается всей площадью сечения бугеля:

$$\lambda_{ст} = b_1 / [(\pi D_1 - 4C)b_1 + 4b_2s_3]E, \quad (9.16)$$

где  $b_1$ ,  $D_1$ ,  $C$  – соответственно высота, средний диаметр и толщина стенки бугеля;  $b_2$  и  $s_3$  – толщина и ширина участка размещения болтов.

Нагрузка на конические поверхности бугеля вызывает изгиб его стенки.

Рассмотрим влияние момента от силы  $N$  (рис. 9.4), действующей на конические утолщения бугеля. Так как сечение бугеля по его периметру различно, то рассматриваем отдельно болтовые фланцы и основные участки бугеля с нагрузками на единицу их длины (рис. 9.5, а и б).

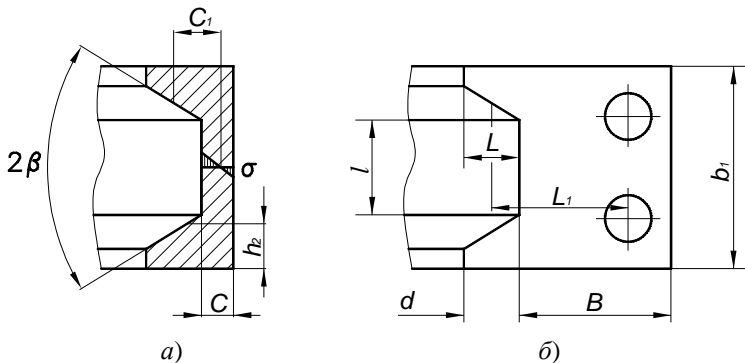


Рис. 9.5

Нормальная сила  $N$  согласно рис. 9.4

$$N = Q_{32} / 2\cos\beta(1 + f\operatorname{tg}\beta).$$

Нормальная нагрузка на единицу длины линии контакта бугеля и концевых элементов соединяемых труб согласно рис. 9.5, б

$$q_N = Q_{32} / 2\cos\beta\pi d(1 + f\operatorname{tg}\beta). \quad (9.17)$$

Изгибающий момент, создаваемый этой нагрузкой:

$$M = q_N \cos\beta L = \varepsilon EW_\phi / B.$$

Максимальная относительная деформация

$$\varepsilon = 2\Delta l / l = q_N \cos\beta LB / EW_\phi. \quad (9.18)$$

Перемещение  $\Delta h_\phi$  кромки бугеля в зоне фланцев (из подобия треугольников)

$$\Delta l / B = \Delta h_\phi / L_1 \quad \text{или} \quad \Delta h_\phi = \Delta l L_1 / B. \quad (9.19)$$

Используя выражения (9.18) и (9.19), получим

$$\Delta h_\phi = q_N \cos\beta L L_1 B / 2BEW_\phi.$$

Подобным образом получим перемещение кромки бугеля на его основном участке (рис. 9.5, а):

$$\Delta h = q_N \cos\beta LC_1 l C / 2CEW.$$

Принимаем среднее значение перемещений

$$\Delta h_{\text{ср}} = 0,5(\Delta h_\phi + \Delta h) = \frac{q_N \cos\beta LL}{2E} \left( \frac{L_1}{W_\phi} + \frac{C_1}{W} \right). \quad (9.20)$$

Это перемещение кромок бугеля вызвано осевой силой давления уплотняемой среды. Используя выражения (9.17) и (9.20), получим

$$\lambda_{\text{к.у}} = \Delta h_{\text{ср}} / Q_{32} = \frac{Ll}{4E\pi d(1 + f\operatorname{tg}\beta)} \left( \frac{L_1}{W_\phi} + \frac{C_1}{W} \right).$$

Дополнительная нагрузка на болты от давления уплотняемой среды (9.13) приводит к дополнительной деформации болтов на величину

$$\Delta l = \Delta Q_{\delta l_b} / F_b E z = Q_{32} \operatorname{tg}(\beta - \rho) l_b / 2F_b E z, \quad (9.21)$$

где  $l_b$  и  $F_b$  – расчетная длина болта и площадь его сечения;  $z$  – число болтов в соединении.

В результате этой поперечной деформации бугеля расстояние между концевыми участками труб увеличится на величину

$$h = 2\Delta l \operatorname{tg}\beta. \quad (9.22)$$

Используя выражения (9.13), (9.21) и (9.22) и учитывая, что увеличение зазора на величину  $h$  вызвано осевой силой  $Q_{32}$ , получим

$$\lambda_{к.б} = 2l_b \operatorname{tg}\beta (1 - f \operatorname{tg}\beta) / zF_b E (f + \operatorname{tg}\beta). \quad (9.23)$$

Осевая податливость системы «болт» (9.15), (9.16), (9.20) и (9.23)

$$\lambda_{1\Sigma} = \frac{b_1}{[(\pi D_1 - 4C)b_1 + 4b_2 s_3]E} + \frac{Ll}{4E\pi d(1 + f \operatorname{tg}\beta)} \left( \frac{L_1}{W_\phi} + \frac{C_1}{W} \right) + \frac{2l_b \operatorname{tg}\beta (1 - f \operatorname{tg}\beta)}{zF_b E (1 + \operatorname{tg}\beta)}.$$

Коэффициент жесткости соединения [117]

$$\alpha = \lambda_{1\Sigma} / (\lambda_{1\Sigma} + \lambda_n),$$

где  $\lambda_n$  – осевая податливость прокладки.

Коэффициент основной нагрузки соединения [117]

$$\chi = 1 - \alpha = \lambda_n / (\lambda_{1\Sigma} + \lambda_n).$$

Диаметр крепежных болтов

$$d = (4Q_{\Sigma} k_2 k_3 / \pi z [\sigma])^{0,5},$$

где  $k_2$  и  $k_3$  – коэффициенты, учитывающие соответственно метод затяжки болтов и точность ее контроля. При моментной затяжке принимают [131]  $k_2 = 1,2$ ; при контроле затяжки по моменту на ключе, учитывая, что точность ее не превышает  $\pm 20\%$  [131], принимаем  $k_3 = 1,2$ .

Элемент бугеля рассматриваем как полосу единичной длины, нагруженную погонной максимальной нагрузкой. Эта нагрузка складывается из осевой составляющей силы затяжки крепежных болтов и осевой составляющей давления уплотняемой среды:

$$Q_{\max} = Q_3 + \chi Q_{32}$$

или

$$Q_{\max} = Q_{31} + Q_{32}.$$

Значения  $Q_3$ ,  $Q_{31}$  и  $Q_{32}$  определяют по выражениям соответственно (9.9) и (9.10).

Вертикальная погонная нагрузка (рис. 9.5, б)

$$q_{\max} = Q_{\max} \cos\beta / \pi d.$$

Средняя толщина конических щек бугеля

$$\delta_{щ} = 2,45(Lq_{\max} / [\sigma])^{0,5},$$

где  $[\sigma] = \sigma_T / 1,5$  [31].

Толщина стенки бугеля  $C$  определяется из условия, что на стенку действует растягивающая распределенная сила  $q_{\max}$  и изгибающий момент от этой же силы, т.е.

$$q_{\max}(C + 6L) / C^2 = [\sigma]. \quad (9.24)$$

Из выражения (9.24) определяют  $C$ .

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести рекомендуют [34]  $n_T = 1,2$ .

При определении толщина болтовых полок полку рассматриваем как балку толщиной  $h_1$  и шириной  $b_1$  в жесткой заделке, нагруженную болтовой силой на расстоянии  $L_1$  от среднего диаметра бугеля.

Изгибающий момент в заделке балки

$$M = 2Q_{6\Sigma}L_1 = \sigma W; \quad (9.25)$$

$$W = b_1 h_1^2 / 6. \quad (9.26)$$

Из выражений (9.24) и (9.25)

$$\sigma = 12Q_{6\Sigma}L_1 / b_1 h_1^2 \leq [\sigma].$$

При конструктивно принятом значении  $b_1$

$$h_1 = (12Q_{6\Sigma}L_1 / b_1[\sigma])^{0,5}.$$

Здесь касательные напряжения  $\tau$  от поперечной силы не учитываем ввиду их малости по сравнению с напряжением от изгиба  $\sigma_{из}$ , так как их отношение равно  $\sigma_{из} / \tau = 12L_1 / h_1$ .

Сечение конического концевой участка трубы рассматриваем как прямоугольное [149].

Для определения толщины конического участка  $h_2$  используем два уравнения (9.27) и (9.28) [149] и из полученных двух значений принимаем большее:

$$h_2 = 0,8 \left[ \left( \frac{D_2 - D_B - S_2}{D_2 - D_B} \right) \left( \frac{Q_{\max}}{\sigma_T} - \frac{1,56D_B S_2^2}{D_2 - D_B - S_2} \right) \right]^{0,5}; \quad (9.27)$$

$$h_2 = 0,8 \left[ \left( \frac{D_2 - D_B - S_2}{D_2 - D_B} \right) \frac{Q_{\max}}{\sigma_T} - \frac{1,22D_B S_1^2}{D_2 - D_B - S_2} \right]^{0,5}, \quad (9.28)$$

где  $D_B$  и  $D_2$  – соответственно внутренний диаметр соединяемой трубы и внешний диаметр ее концевой участка;  $S_1$  и  $S_2$  – соответственно ширина основания конического перехода трубы и толщина ее стенки.

Данный раздел посвящен расчету бугельного соединения с прокладкой без опорного элемента. Однако изложенный в ней материал может быть применен и для расчета бугельных соединений и с опор-

ным элементом при использовании прокладок из более мягкого материала, например, из фторопласта-4.

Отдельные, представленные здесь элементы расчетов, могут быть использованы при разработке расчетной документации для бугельного герметичного соединения.

С целью упрощения технологии изготовления бугельного соединения и его расчета была разработана конструкция бугельного соединения [127] с гибким силовым элементом, выполненном в виде полосы, охватывающей отдельные сегменты бугеля и нагружаемой одним болтом. Такое конструктивное решение позволяет обеспечить равномерное нагружение бугельными сегментами конических концевых участков соединяемых элементов (труб или крышки и корпуса сосуда) и свести нагружающий узел к одному крепежному болту, что упрощает и ускоряет процесс разборки и сборки соединения. Была создана экспериментальная модель соединения, конструкция которой представлена на рис. 9.6.

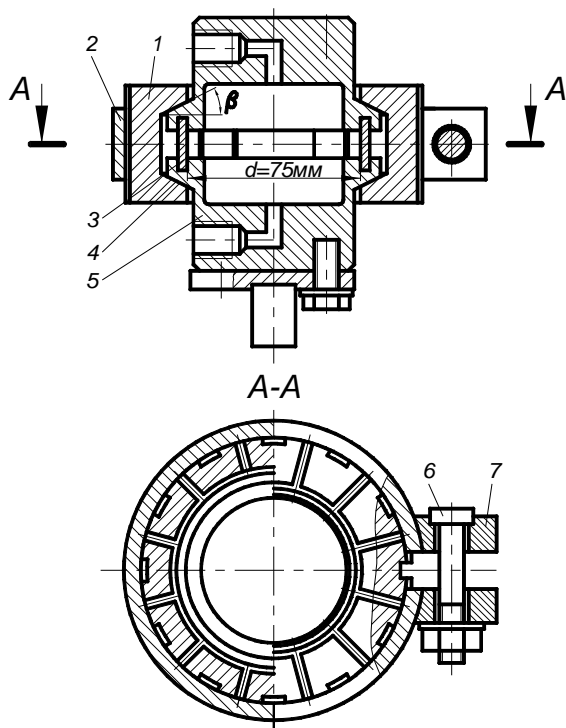


Рис. 9.6

Соединение содержит два глухих патрубка 5 с отверстиями для подачи рабочей среды под давлением и подключения манометра для контроля за величиной давления. Герметичность соединения обеспечивается медными прокладками 4, размещенными в кольцевых канавках и прижимаемыми втулкой 3. Патрубки 5 соединены бугельными сегментами 1, стянутыми гибким элементом 2 с проушинами 7 болтом 6.

Оценка нагружения элементов соединения осуществлялась по показаниям тензорезисторов, наклеенных на гибкий элемент 2 (в кольцевом направлении), на стержень болта 6, в вертикальные пазы на наружной поверхности каждого бугельного сегмента 2 и в осевом направлении втулки 3.

Исследования проводили при давлении уплотняемой среды (машинное масло) до 10 МПа, при угле конуса бугельных элементов  $\beta = 10^\circ$  и  $30^\circ$  при сухих и смазанных сопрягаемых конических поверхностях бугельных элементов и конических поверхностях соединяемых патрубков.

На рисунках 9.7 и 9.8 представлены результаты исследований: точки – полученные экспериментально, линии – рассчитанные по вышеизложенным зависимостям.

На рисунке 9.7 представлена зависимость усилия нагружения прокладки  $Q_{зп}$  от усилия затяжки болта  $Q_{зб}$  при  $\beta = 10^\circ$  (прямая 1) и  $\beta = 30^\circ$  (прямая 2).

На рисунке 9.8 представлена зависимость изменения нагрузки соответственно на бугельный элемент 1, прокладку 2 и болт 3 от давления уплотняемой среды.

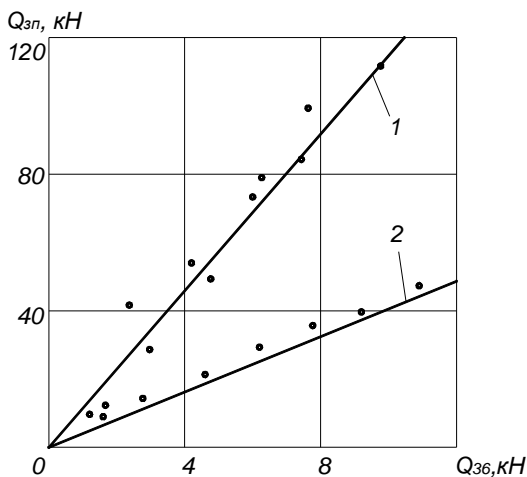


Рис. 9.7

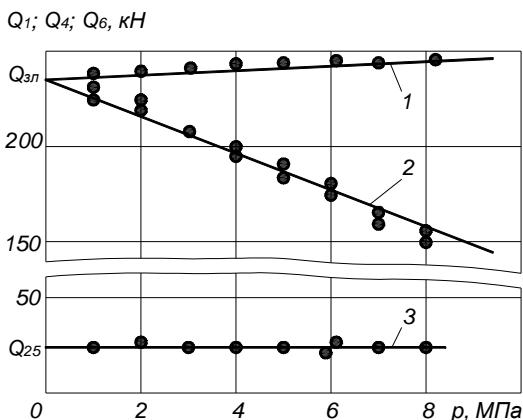


Рис. 9.8

Как следует из результатов, представленных на рис. 9.8, нагрузка на болт  $b$  практически не зависит от давления уплотняемой среды ввиду значительной величины податливости системы «болта» (малого значения коэффициента основной нагрузки). Это обстоятельство позволяет обеспечить прочность соединения и требуемое значение силы предварительного нагружения соединений всего одним болтом.

## 9.2. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С УПЛОТНИТЕЛЯМИ, ВЫПОЛНЕННЫМИ ИЗ РЕЗИНЫ

В зависимости от первоначальной формы поперечного сечения прокладки, в основном, подразделяются на прямоугольные и круглые. Форма исходного сечения прокладки и конструкция узла ее размещения между фланцами оказывают определенное влияние на условие герметизации и, следовательно, расчет соединения.

**Соединения с прокладкой прямоугольного радиального сечения.** Для размещения прокладки с прямоугольным сечением (плоской прокладки) используют три варианта конструкции уплотнительного узла (см. рис. 2.6, *a*, *b*, *в*).

Если прокладка размещена между фланцами без ограничения ее радиальной деформации (рис. 2.6, *a*), то причиной нарушения герметичности такого соединения может быть потеря устойчивости прокладки [15, 40, 126].

Под потерей устойчивости принимается начало радиальной деформации прокладки под действием радиальной силы давления рабочей среды, так как с этого момента сила сопротивления прокладки давлению резко уменьшается вследствие уменьшения коэффициента



трения (переход трения покоя в трение движения) и уменьшения удельной осевой нагрузки из-за уменьшения толщины прокладки.

В литературных источниках представлены выражения для определения критического давления [40, 126]. Однако при выводе этих уравнений принимался неизменный зазор между фланцами и не учитывалось осевое расклинивающее действие радиально реформируемой прокладки (эффект самоуплотнения).

Учитывая эффект самоуплотнения, получили [115] выражение для определения критического давления при постоянном зазоре между фланцами, при котором прокладка теряет устойчивость:

$$P_{кр} = \frac{2DEC\epsilon f}{m[4(1-\epsilon)h_0 - f(D_H - D_B)]}, \quad (9.29)$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий условие сопряжения прокладки и фланцев,  $C = 1 + 2f\epsilon / (1 - \epsilon)$ .

Выражение (9.29) приемлемо для фланцевых соединений с опорным элементом, при наличии которого после сборки соединения обеспечивается практически постоянный зазор между фланцами.

Реальные соединения без упорного кольца имеют определенную осевую жесткость, значение которой влияет на изменение зазора между фланцами от действия осевой силы давления рабочей среды, которое оценивается коэффициентом жесткости соединения  $\alpha$  (см. гл. 2). Учитывая изменение зазора от действия давления рабочей среды, получили [115] выражение для оценки ее критического давления:

$$P_{кр} = CED_B \left[ \{ [4h_0(1 - \epsilon_0) + 2\alpha D_H f - f(D_H - D_B)]^2 + 32\epsilon_0 f h_0 \alpha D_H \}^{0.5} - \{ 4h_0(1 - \epsilon_0) + 2\alpha D_H f - f(D_H - D_B) \} \right] / 8hamD_H. \quad (9.30)$$

В выражениях (9.29) и (9.30)  $D_H$  и  $D_B$  – исходные значения наружного и внутреннего диаметров прокладки;  $m = D_B^2 / (D_H^2 - D_B^2)$ ;  $\epsilon_0$  – относительная осевая деформация прокладки после предварительного ее нагружения силой  $Q_3$ .

Экспериментальная проверка показала удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных значений.

Исключение потери устойчивости прокладки (нарушения герметичности соединения) может быть обеспечено определенным значением силы предварительного нагружения крепежных элементов. Получено [115] уравнение, которое позволяет определить усилие предварительного нагружения крепежных элементов, сохраняющее устойчивость прокладки до рабочего давления уплотняемой среды

$$Q_3 = \frac{\pi D_{cp} b_0 pm \{ 4pmh_0 \alpha D_H + CED_B [4h_0 + 2\alpha D_H f - f(D_H - D_B)] \}}{2D_B C (2h_0 pm + D_B EC)}. \quad (9.31)$$

Более рациональной конструкцией узла уплотнения с резиновой прокладкой является соединение, в котором прокладка установлена с ограничением перемещения ее внешнего контура (см. рис. 2.6, б). В этом случае прокладка, переместившись на величину радиального зазора  $\Delta$ , начинает работать как самоуплотняющийся элемент.

Радиальная нагрузка от давления рабочей среды на внешнюю боковую поверхность прокладки

$$Q_R = 4\pi h_i E_{p,ст} \Delta (b_0 + \Delta) E_{p,ст} / D_{cp}, \quad (9.32)$$

где  $E_{p,ст}$  – модуль упругости прокладки при растяжении;  $h_i$  – текущая толщина прокладки,

$$h_i = \frac{h_0}{C_1} \left( C_1 - \varepsilon_0 + \frac{\alpha D_{cp} p}{4Eb_0 C} \right);$$

здесь  $C_1 = (1 - 2\varepsilon f) / (1 - \varepsilon)$ .

Получена [115] зависимость между исходным максимально допускаемым радиальным зазором  $\Delta$ , давлением рабочей среды  $p$  и минимальной удельной нагрузкой  $[q]$ , обеспечивающей заданную степень герметичности соединения:

$$\Delta = \frac{A p h_0 D_B - 2[q] D_{cp} b_0 C_1^2 f}{4C_1 \left( [q] b_0 C_1 f + \frac{b_0 h_0 E_{p,ст}}{D_{cp}} - 0,5 A p \frac{h_0}{C_1} \right)} + \frac{b_0 \varepsilon_0}{2(1 - \varepsilon_0)},$$

где  $A = C_1 - \varepsilon_0 + \alpha D_{cp} p / 4Eb_0 C$ .

Значение силы предварительного нагружения прокладки в таком соединении можно получить из экспериментальной зависимости [16]

$$q_3 / [q] = 1 + 0,383\Delta.$$

Принимают [85], что герметичность соединения с резиновой прокладкой будет обеспечена при условии относительного сжатия ее  $\varepsilon$  не менее, чем на 20%, т.е.  $\varepsilon \geq 0,2 = [q] / E_{сж}$ . Отсюда  $[q] = 0,2E_{сж}$ . И окончательно удельная нагрузка на прокладку при предварительном ее нагружении

$$q_3 = (0,2 + 0,077\Delta) E_{сж},$$

где  $q_3$  и  $E_{сж}$  выражается в МПа;  $\Delta$  – в мм (см. табл. 7.9).

Максимально допускаемое сжатие прокладки рекомендуют  $\varepsilon \leq 0,4$ .

В результате давления рабочей среды на внутреннюю боковую поверхность прокладки после радиального перемещения ее на величину  $\Delta$  возникнет эффект самоуплотнения и на внешней боковой поверхности и на торцевой поверхности.

Степень самоуплотнения  $\xi$  предложено [117] оценивать коэффициентом самоуплотнения

$$\xi = \delta q / p,$$

где  $\delta q$  – изменение удельной нагрузки на сопрягаемых поверхностях, от давления рабочей среды  $p$ .

Так, степень радиального самоуплотнения для внешнего контура прокладки

$$\xi = \pi D_n \left\{ \frac{h_0}{C_1} \left( C_1 - \varepsilon_0 + \frac{\alpha D_{cp} p}{4 E b_0 C} \right) - \left[ D_n^2 (1 - 2\alpha) - (1 - \alpha) D_B^2 \right] \frac{f}{4 D_B} \right\}.$$

Степень самоуплотнения для торцевой поверхности прокладки

$$\xi = 0,25\pi \left[ D_n^2 (1 - 2\alpha) - D_B^2 (1 - \alpha) \right].$$

Экспериментальная проверка полученных выражений показала их приемлемость для практического применения.

Для соединений, работающих при повышенном давлении рабочей среды, для размещения резиновой прокладки применяют соединения типа шип–паз (см. рис. 2.6, в). Согласно результатам, представленным в гл. 2, разд. 2.3, это соединение целесообразно применять для условия его работы при относительной деформации прокладки при ее осевом нагружении  $\varepsilon \geq 0,078$ . В этом случае материал прокладки при осевой ее деформации заполняет весь объем кольцевой канавки. Учитывая повышенные значения коэффициента трения резины в зоне контакта прокладки со стальной поверхностью замыкающего прокладку фланца, прокладку следует размещать в кольцевую канавку с некоторым радиальным зазором. Это позволит за счет изменения формы прокладки (при неизменном ее объеме) обеспечить плотное сопряжение кольцевого выступа и торцевой поверхности прокладки.

**Соединение с резиновой прокладкой круглого радиального сечения.** Резиновые прокладки круглого радиального сечения, как и прокладки прямоугольного сечения, требуют предварительного обжатия на величину  $\varepsilon_0$ , которое обеспечивается или предварительным нагружением прокладки, или установки прокладки с определенным натягом.

Для определения параметров, необходимых для расчета соединения, воспользуемся выражениями Герца для случая упругого контакта бесконечного цилиндра диаметром  $d$  с полупространством [141]. Учитывая, что жесткость материала полупространства (сталь) значительно превышает жесткость резины и коэффициент Пуассона для резины  $\mu = 0,5$  и для стали  $\mu = 0,3$ , получим необходимые параметры.

Ширина полосы контакта

$$b = 1,386(dq / E_{\text{п}})^{0,5}, \quad (9.33)$$

где  $q$  – погонная нагрузка на единицу длины контакта цилиндра и плоскости;  $E_{\text{п}}$  – приведенный модуль упругости прокладки при сжатии,

$$E_{\text{п}} = E_y (1 + fb / d); \quad (9.34)$$

здесь  $E_y$  – модуль упругости резины при сжатии (см. табл. 7.9 или (8.21)).

Максимальное напряжение в зоне контакта кольца и плоскости

$$\sigma_{\text{max}} = 0,921(qE_{\text{п}} / d)^{0,5}. \quad (9.35)$$

Изменение диаметра прокладки в направлении действия контактной нагрузки [141]

$$d - h_i = \frac{3q}{\pi E_{\text{п}}} \left\{ 0,41 + \ln \left[ \frac{2,88 E_{\text{п}}}{q} \left( \frac{qd}{E_{\text{п}}} \right)^{0,5} \right] \right\}.$$

С учетом (9.33) и (9.35) получим среднее значение контактного напряжения

$$\sigma_{\text{ср}} = 0,614(qE_{\text{п}} / d)^{0,5}. \quad (9.36)$$

Используя представленные здесь выражения, получили зависимость относительной деформации кольца круглого радиального сечения при сжатии от модуля упругости резины и среднего значения контактного напряжения

$$\varepsilon = \left[ 1,12 \sigma_{\text{ср}}^2 E_y^2 \left( 1,39 + \ln \frac{E}{\sigma} \right) \right] / \left[ E_y^2 + 1,5 f \sigma_{\text{ср}} E_y \right]^2.$$

Сравнение результатов расчета по приведенным здесь зависимостям и экспериментальных данных, полученных [19, 37, 38, 42, 126] при относительных деформациях  $\varepsilon \leq 0,4$  для прокладок круглого радиального сечения, показало их удовлетворительную сходимость. Так, максимальное расхождение при сравнении данных по определению контактного напряжения составляет всего 6% [115].

Как и резиновые прокладки прямоугольного радиального сечения прокладки круглого сечения могут устанавливаться как без ограничения ее радиального перемещения, так и с радиальным упором. Рассмотрим оба случая размещения прокладки.

Прокладка установлена без ограничителя ее радиального смещения под действием давления рабочей среды.

Условие силового равновесия прокладки в момент начала ее радиального смещения

$$\pi D_{\text{ср}} h_i p_{\text{кр}} = 2\pi D_{\text{ср}} q_i f + \pi D_{\text{ср}} h_i p_{\text{кр}}, \quad (9.37)$$

где  $h_i$  и  $q_i$  – соответственно толщина прокладки и удельная (погонная) нагрузка на нее в момент начала радиального смещения прокладки,

$$q_i = q_3 - 0,25\alpha p_{\text{кр}} D_{\text{ср}}. \quad (9.38)$$

Используя (9.37) и (9.38), получим уравнение для определения критического давления

$$p_{\text{кр}} = 2fq_i / [h_i(1 - f) + \alpha D_{\text{ср}} f]. \quad (9.39)$$

Используя (9.36) и (9.38), получим выражение для определения толщины прокладки в момент начала ее радиального смещения:

$$h_i = d - \frac{3(4q_3 - \alpha p_{\text{кр}} D_{\text{ср}})}{4\pi E_{\text{п}}} \left( 2,16 + \ln \left\{ \frac{[(4q_3 - \alpha p_{\text{кр}} D_{\text{ср}})] \alpha E_{\text{у}}}{4q_3 - \alpha p_{\text{кр}} D_{\text{ср}}} \right\} \right). \quad (9.40)$$

Необходимым условием работы соединения является сохранение условий герметичности до потери устойчивости прокладки, т.е. среднее значение контактного напряжения  $\sigma$  должно быть не меньше минимальной удельной нагрузке герметизации  $[q]$ .

Используя (9.36), получим значение минимальной погонной нагрузки на прокладку, обеспечивающее ее устойчивость при сохранении заданной степени герметичности соединения:

$$q_i = 2,65[q]^2 d / E_{\text{п}}. \quad (9.41)$$

Используя (9.37) – (9.41), получим уравнение для определения критического давления для прокладки круглого радиального сечения при отсутствии ограничения ее радиального перемещения:

$$p_{\text{кр}} = \frac{5,3[q]^2 df}{(1 - f) E_{\text{п}} \left[ d - \frac{3(4q_3 - \alpha p_{\text{кр}} D_{\text{ср}})}{4E_{\text{п}}} \left( 2,16 + 0,5 \ln \left\{ \frac{Ed}{4q_3 - \alpha p_{\text{кр}} D_{\text{ср}}} \right\} \right) \right]}. \quad (9.42)$$

Из выражения (9.42) определяют удельную нагрузку  $q_3$ , а затем силу предварительного нагружения:

$$Q_3 = \pi D_{\text{ср}} q_3. \quad (9.43)$$

Резиновые прокладки круглого поперечного сечения целесообразно применять с ограничением ее радиального сечения. В этом случае возможно обеспечить самоуплотнение соединения.

Пусть после предварительного осевого нагружения прокладки крепежными элементами радиальный зазор между внешней ее поверхностью и ограничителем радиального перемещения станет

$$\delta = \Delta - 0,5(d - h_3) / h_3,$$

где  $\Delta$  – первоначальный зазор между внешней поверхностью прокладки и ограничителем ее радиального перемещения;  $h_3$  – толщина прокладки после предварительного ее сжатия.

Под действием давления уплотняемой среды  $p_p$  ( $p_p > p_{кр}$ ) прокладка подойдет к боковой поверхности ограничителя. При этом средний диаметр прокладки увеличится на  $2\delta$ .

Силовое равновесие в момент подхода прокладки к упору при условии, что она на уплотнительных (торцевых) поверхностях нагружена минимальной удельной нагрузкой  $[q]$

$$\pi D_{cp} p_p h_i - 2[q] \pi D_{cp} f b_i - Q_r = 0, \quad (9.44)$$

где  $Q_r$  – радиальная составляющая упругой осевой силы растянутой прокладки,

$$Q_r = \pi^2 d^2 E_y \delta / D_{cp}; \quad (9.45)$$

здесь  $E_y$  – условный модуль упругости прокладки (с учетом сопротивления трения) при растяжении,

$$E_y = E + 2\sigma f. \quad (9.46)$$

Используя (9.33), (9.40), (9.44) и (9.45), получим уравнение для определения допускаемой величины первоначального зазора  $\Delta$ :

$$\Delta = \frac{D_{cp}^2}{\pi d^2 E_y} \left\{ p_p \left[ d - \frac{3(4q_3 - \alpha p_{кр} D_{cp})}{4E_{II}} \left( 2,16 + 0,5 \ln \left\{ \frac{Ed}{4q_3 - \alpha p_{кр} D_{cp}} \right\} \right) \right] - \frac{4,52[q]^2 df}{E_p} \right\}.$$

Силу предварительного нагружения прокладки определяют по (9.43) при удельной нагрузке

$$q_3 = 0,25 \alpha p_p D_{cp} + 2,65 [q]^2 d / E_{II}.$$

При найденном значении  $q_3$  следует обеспечить толщину сжатой прокладки  $h_3 \geq 0,6d$ .

Если после подхода внешнего контура прокладки к стенке ограничителя давление уплотняемой среды продолжает увеличиваться, то начнется рост нагрузки на боковой поверхности прокладки – возникнет эффект самоуплотнения.

Прокладки круглого поперечного сечения в основном размещают в канавках прямоугольного, а также треугольного или трапецеидального сечения с углом конуса при основании  $\beta = 40, 60, 90, 112$  и  $120^\circ$ .

Соотношение площадей сечения прокладки и канавки в разных источниках информации рекомендуется по-разному. Так в публикациях [126, 134] рекомендуют одинаковые площади сечения и прокладки, и канавки. При использовании самоуплотнения сечение канавки следует увеличить на 15% по сравнению с площадью сечения прокладки. Для уплотнения жидких сред, вызывающих набухание прокладки, объем канавки должен быть больше исходного объема прокладки на величину ее набухания.

Размеры сечения канавок необходимо устанавливать такими, чтобы обеспечить предварительное обжатие прокладки, не менее чем на 20%. Так, для прямоугольного сечения канавки при ширине ее  $b$  и глубине  $H = d - c$  исходное значение  $c$  должно быть в пределах требуемого по условию герметичности и допускаемого по условию прочности прокладки, т.е.  $0,2d \leq c < 0,4d$ . Для треугольной канавки с углом конуса при основании  $\beta$

$$H = \frac{d}{2} \left[ \frac{1}{\sin \beta} + 1 - \frac{0,2}{\operatorname{tg} \beta} \right]$$

и  $c = kd / \operatorname{tg} \beta$ ,  $0,2 \leq k < 0,4$ .

Сила предварительного нагружения прокладки

$$Q_3 = \pi D_{\text{ср}} q_z \quad (9.47)$$

в основном зависит от значения  $c$ . Относительная осевая деформация прокладки

$$\varepsilon_z = c / d = \sigma_z / E, \text{ но } \sigma_z = q_z / b.$$

Используя (9.33), получим выражение для определения удельной погонной нагрузки  $q_z$  для прямоугольной канавки

$$q_z = 2,67c^2 E_{\text{сж}} / d.$$

Для треугольной канавки

$$q_z = 2,67k^2 d E_{\text{сж}} / \operatorname{tg}^2 \beta.$$

Все необходимые параметры по конструированию разъемных соединений с резиновой прокладкой круглого поперечного сечения представлены в ГОСТ. Так, в ГОСТ 9833–73 представлены размеры колец круглого сечения и рекомендуемые размеры посадочных мест. Поверхности канавок должны иметь шероховатость  $Ra = 2,5$  мкм. Шероховатость уплотняемой поверхности контртела –  $Ra \leq 1,25$  мкм.

При работе соединения с резиновой прокладкой между поверхностями фланцев возможно наличие зазора, в который под действием

давления уплотняемой среды может выдавливаться резина. Причина возникновения этого зазора различна: или неправильно определено значение  $c$ , или зазор образовался в результате деформации резьбовых крепежных элементов (для фланцевых соединений), или недостаточная величина силы предварительного нагружения прокладки. Для фланцевого соединения с резиновой прокладкой сила предварительной затяжки крепежных элементов, исключающая возможность появления зазора, должна сжать прокладку на величину  $c$  (9.47) и обеспечить контакт фланцев в рабочих условиях, т.е.

$$Q_3 = \pi D_{\text{ср}} q_z + \pi D_{\text{ср}}^2 p / 4 = \pi D_{\text{ср}} (q_z + D_{\text{ср}} p).$$

Наличие зазора, в который материал прокладки может быть выдвинут давлением уплотняемой среды, является основной причиной разрушения прокладки при изменении давления. При этом в материале прокладки, находящемся в зазоре, возникает растягивающие напряжения и зона контакта прокладки, находящейся в зазоре, уменьшается. Возникающие при этом силы трения прокладки о поверхности замыкающих ее фланцев способствуют ее разрушению. Особенно интенсивно происходит разрушение поверхностей прокладки при циклическом ее нагружении [56, 150].

На выносливость уплотнения при циклической нагрузке оказывает влияние степень его сжатия. Как показали исследования [56, 150] наибольшая выносливость вне зависимости от величины зазора наблюдалась при  $\varepsilon = 0,18 \dots 0,22$ .

Возможность выдавливания резины в зазор зависит от величины зазора, твердости резины и давления уплотняемой среды. Так, исследования [57] показали, что при давлениях до 5,0 МПа для резин твердостью 40...80 единиц ТМ-2 при величине зазора до 0,125 мм выдавливание резины не наблюдалось. При давлении до 10 МПа рекомендуют [162] величину зазора не более 0,15 мм.

Величина зазора, через который резина не продавливается давлением уплотняемой среды, зависит от напряжения в прокладке. Так, для резины твердостью 62 единицы по ТМ-2 получена [57] зависимость, связывающая значение напряжения  $\sigma_z$  в резине (МПа) и зазор  $\delta$  (мм)

$$\sigma_z = 63,7 - 182\delta.$$

Выдавливание резины в зазор начинается при определенном (критическом) давлении уплотняемой среды. Получена [79] зависимость, связывающая критическое давление  $p_{\text{кр}}$  (МПа) и твердость резины  $H_p$  в интервале 60...90 единиц ТМ-2 при значении зазора порядка 0,1 мм,

$$p_{\text{кр}} = H_p 5,4 \cdot 10^{-5}.$$



При переменном характере нагружения прокладки значение критического давления уменьшается. Получена [79] зависимость, связывающая твердость резины  $H_p$  в интервале 60...90 единиц ТМ-2, величину зазора  $\delta$  до 0,8 мм с критическим давлением (кгс/см<sup>2</sup>) для числа циклов нагружения  $n = 10^5$ :

$$\lg p_{кр} = 1,85 + 0,01H_p + (0,057H_p - 679)\delta.$$

### 9.3. СОЕДИНЕНИЯ С ОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ, РАЗМЕЩЕННЫМ ПАРАЛЛЕЛЬНО ПРОКЛАДКИ

При использовании уплотнительного узла с упорным кольцом, размещенным параллельно прокладке [68], суммарная осевая податливость этого узла

$$\lambda_{\Sigma} = \lambda_1 \lambda_2 / (\lambda_1 + \lambda_2), \quad (9.48)$$

где  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – осевые податливости соответственно уплотнительного элемента и опорного кольца (колец).

Используя (9.48), получим

$$\lambda_{\Sigma} = \frac{\delta_1 \delta_2}{\delta_1 F_2 E_2 + \delta_2 F_1 E_1}, \quad (9.49)$$

где  $F_i$  – площадь осевого сечения соответствующего кольца.

При использовании опорного кольца выбор ширины прокладки по (2.29) неприемлем, так как в случае применения этого выражения прокладка сжимается только требуемой нагрузкой герметизации. В данном случае ширину прокладки устанавливают минимальной или из возможности ее изготовления, или удобства размещения между фланцами.

При использовании опорного кольца нагрузка на прокладку и опорное кольцо

$$Q_{\Pi} = Q_3 - \alpha Q_{\Gamma} = Q_1 + Q_2 = q_1 F_1 + q_2 F_2, \quad (9.50)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – площади соответственно прокладки и опорного кольца;  $q_1$  и  $q_2$  – удельные нагрузки на прокладку и опорное кольцо.

Принятые здесь и далее нижние индексы 1 и 2 относятся соответственно к прокладке и опорному кольцу.

При сборке соединения (до затяжки крепежных элементов) прокладка должна выступать над опорным элементом на величину  $\Delta h = h_1 - h_2$  (рис. 9.9).

В процессе предварительной затяжки крепежных элементов прокладка деформируется на величину  $\Delta h$  и только после этого опорный элемент начинает воспринимать болтовую нагрузку до завершения затяжки болтов. С увеличением давления уплотняемой среды начнется

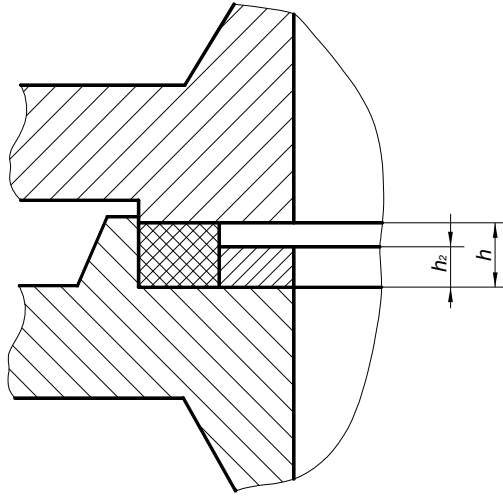


Рис. 9.9

разгрузка уплотнительного узла, но интенсивность изменения нагрузки на прокладку и опорное кольцо будет зависеть от значений их осевой жесткости (податливости).

Предельные (расчетные) значения нагрузок на элементы уплотнительного узла в рабочем состоянии

$$q_1 \geq mp \text{ и } q_2 = 0, \quad (9.51)$$

где  $m$  – прокладочный коэффициент, определяющий степень герметичности соединения.

Условие (9.51) может быть обеспечено только при определенном соотношении исходных значений  $h_1$  и  $h_2$  (см. рис. 9.9) и конкретном значении  $Q_3$ .

Усилие затяжки крепежных болтов

$$Q_3 = Q_{31} + Q_{32} = q_{31} F_1 + q_{32} F_2. \quad (9.52)$$

При нагрузке на прокладочный узел усилием  $Q_3$  опорное кольцо сожмется на величину

$$\Delta_2 = q_{32} h_2 / E_y. \quad (9.53)$$

Прокладка – на величину

$$\Delta_1 = \Delta h + \Delta_2 = q_{13} h_1 / E_n, \quad (9.54)$$

где  $\Delta h = h_1 [q] / E_n$ .

Здесь  $E_y$  и  $E_n$  – модуль упругости материала опорного кольца и условный модуль прокладки при сжатии.

Используя (9.53) и (9.54), получим

$$\Delta h = q_{31}h_1 / E_{\text{п}} - q_{32}h_2 / E_{\text{г}}. \quad (9.55)$$

Снижение нагрузки на прокладочный узел при увеличении давления уплотняемой среды

$$\Delta Q_{\text{п}} = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 = \alpha Q_{\text{г}}. \quad (9.56)$$

Так как интенсивность восстановления прокладки и опорного кольца при увеличении давления уплотняемой среды одинаково, то

$$\Delta Q_1 \lambda_1 = \Delta Q_2 \lambda_2. \quad (9.57)$$

Из выражений (9.56) и (9.57)

$$\Delta Q_2 = \alpha e Q_{\text{г}}, \quad (9.58)$$

где  $e = \lambda_1 / (\lambda_1 + \lambda_2)$ .

Учитывая равенство деформаций опорного кольца и прокладки в процессе их восстановлении (при  $q_2 > 0$ ), значение  $e$  можно выразить как

$$e = F_2 E_{\text{г}} / (F_2 E_{\text{г}} + F_1 E). \quad (9.59)$$

Согласно условию (9.51)  $q_2 = 0$ . Следовательно, используя выражение (9.58),

$$q_{32} = \alpha e Q_{\text{г}} / F_2. \quad (9.60)$$

Снижение нагрузки на прокладку (используя (9.56) – (9.60))

$$\Delta Q_1 = \alpha e Q_{\text{г}} \lambda_2 / \lambda_1. \quad (9.61)$$

Нагрузка на прокладку в рабочих условиях

$$Q_{\text{г1}} = Q_1 - \Delta Q_1 = mp F_1.$$

Удельная нагрузка на прокладку после затяжки крепежных болтов

$$q_{31} = mp + \alpha e Q_{\text{г}} \lambda_2 / \lambda_1 F_1. \quad (9.62)$$

Требуемое усилие затяжки крепежных элементов получим, используя (9.55), (9.60) и (9.62):

$$Q_3 = mp F_1 + \alpha Q_{\text{г}}. \quad (9.63)$$

Необходимую разность исходных толщин прокладки и опорного элемента получим, используя (9.51), (9.58), (9.60) и (9.62):

$$\Delta h = h_1 E_{\text{г}} F_2 \{ mp / E_{\text{п}} + \alpha e Q_{\text{г}} [\lambda_2 / \lambda_1 E_{\text{п}} F_1 - 1 / E_{\text{г}} F_2] \} / [F_2 E_{\text{г}} - \alpha e Q_{\text{г}}]. \quad (9.64)$$

Площадь опорного элемента при максимальной нагрузке  $q_{32}$  (выражение (9.60))

$$F_2 \geq \alpha e Q_r / [\sigma]_2,$$

где  $[\sigma]_2$  – допускаемое напряжение для материала опорного элемента.

Для проверки полученных отдельных аналитических выражений были выполнены экспериментальные исследования [2] уплотнительных узлов с прокладками из ТРГ типа «Графлекс» на стенде, оснащенном гидропрессом. В качестве объекта исследования было выбрано фланцевое соединение Ду250 по ГОСТ 12815. Опорным элементом служило стальное кольцо, размещенное по внутреннему контуру прокладки. Геометрические параметры уплотнительного узла:  $d_1 = 264$  мм;  $d_2 = 291$  мм;  $d_3 = 313$  мм;  $h_1 = 2,45$  мм и  $h_2 = 2,035$  мм.

Максимальное усилие предварительного нагружения уплотнительного узла  $Q_3 = 306$  кН, максимальное давление уплотняемой среды (азот)  $p = 3,8$  МПа.

Согласно экспериментальной зависимости  $Q_3 = f(\Delta h)$  опорный элемент вступает в контакт с фланцами при  $Q_3 \sim 98,1$  кН (резкий перелом графической зависимости). При этом прокладка сжата на  $\Delta h = 0,35$  мм при  $q_{31} \sim 9,4$  МПа.

Усилие предварительного нагружения  $Q_3$  прокладки (выражение (9.52) при  $q_{32} = 0$ )  $Q_3 = F_1 q_{31}$ . При  $F_1 = 0,01043$  м<sup>2</sup>  $Q_3 = 120,9$  кН. При дальнейшем увеличении  $Q_3$  начнется нагружение и опорного элемента. При этом величины деформации и прокладки, и опорного элемента будут одинаковы. Увеличение нагрузки на прокладку (из уравнения (9.56))  $\Delta Q_{31} = \Delta Q_{32} F_1 E_{\text{п}} / F_2 E_{\text{y}}$ . При  $F_2 = 0,01176$  м<sup>2</sup>,  $E_{\text{п}} = 66,06$  МПа и  $E_{\text{y}} = 2 \cdot 10^5$  МПа  $\Delta Q_{31} = 3 \cdot 10^{-4} \Delta Q_{32}$ .

Следовательно, нагрузка на прокладку практически не увеличивается, и всю дополнительную нагрузку (сверх 120,9 кН) воспринимает опорный элемент.

Удельная нагрузка на опорный элемент

$$q_{32} = (Q_3 - 120,9) / F_2.$$

В процессе эксперимента при максимальном значении  $Q_3 = 306$  кН во внутренней полости соединения ступенчато увеличивали давление газообразного азота до 3,8 МПа. Опорный элемент полностью разгрузился при давлении 2,94 МПа. После этого началась разгрузка прокладки.

Падение нагрузки на прокладку (из уравнения (9.61))

$$\Delta q_{r1} = \alpha e Q_r E / E_{\text{y}} F_2.$$

Так как фланцевое соединение нагружается гидравлическим прессом, то  $\alpha = 1,0$ . По выражению (2.131) при  $D_i = d_2 = 0,291$  м  $Q_r = 0,0665p$ . По выражению (8.16) при  $q_k = 11,6$  МПа  $E = 71,1$  МПа. При  $E_{\text{y}} = 2 \cdot 10^5$  МПа (сталь) согласно выражению (9.50)  $e = 0,999$ , и окончательно  $\Delta q_{r1} = 0,0018p$  МПа.

Падение нагрузки на опорный элемент (используя (9.58))

$$\Delta q_{r2} = \alpha e Q_r / F_2 = 5,65p. \quad (9.65)$$

Опорный элемент разгрузится полностью при  $\Delta q_{r2} = 17,6$  МПа. Это произойдет при  $p = 3,1$  МПа (9.65). Прокладка при  $p = 3,1$  МПа разгрузится всего на 0,0056 МПа.

При дальнейшем увеличении давления уплотняемой среды падение нагрузки на прокладку

$$\Delta q_{r1} = \alpha Q_r (p - 3,1) / F_1. \quad (9.66)$$

Прокладка полностью разгрузится при значении  $\Delta q_{r1} = 11,6$  МПа при давлении  $p = 4,9$  МПа (9.66). Графические зависимости изменения удельных нагрузок на прокладку и опорный элемент от усилия  $Q_3$  предварительного нагружения (левая часть графика) и давления уплотняемой среды  $p$  (правая часть графика) представлены на рис. 9.10 соответственно линиями 1 и 2.

Остаточная деформация прокладки после завершения эксперимента  $\Delta h_{п} = 0,14$  мм.

При отсутствии опорного элемента изменение нагрузки на рис. 9.10 представлены пунктирными линиями. В этом случае для создания требуемой для герметизации соединения нагрузки потребовалось бы  $q_{r1} = 11,6$  МПа при давлении уплотняемой среды  $p = 3,1$  МПа, а первоначальная нагрузка была бы  $q_{s1} = 30,7$  МПа. Деформация прокладки при этом  $\Delta h = 0,82$  мм, а остаточная деформация –  $\Delta h_{п} = 0,49$  мм.

При отсутствии упорного элемента усилие предварительной нагрузки  $Q_3 = 320$  кН против 306 кН при его наличии.

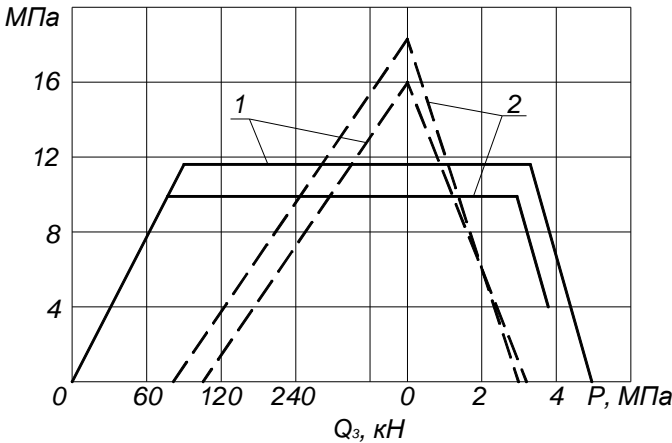


Рис. 9.10

Экспериментальную проверку полученных расчетных выражений проводили и на соединениях с прокладками, выполненными из фторопласта-4 [67]. Экспериментальные и расчетные данные и для этих соединений удовлетворительно согласовываются.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Сравнение результатов эксперимента и расчета показало их удовлетворительную сходимость, что дает основание использовать аналитические зависимости при расчете и проектировании разъемных фланцевых соединений с параллельно прокладки размещенным опорным элементом.

2. Важной особенностью соединения с опорным кольцом – постоянство нагрузки на крепежные детали во времени.

3. С целью уменьшения рабочей нагрузки на крепежные элементы за счет сокращения площади действия давления рабочей среды опорное кольцо следует устанавливать с внешней стороны уплотнительной прокладки.

## Глава 10

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ (ЗАТЯЖКИ) РЕЗЬБОВЫХ КРЕПЕЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

---

---

Значение усилия  $Q_3$  предварительной затяжки крепежных элементов разъемных соединений является расчетной величиной, от точного воспроизводства которой на практике зависит не только герметичность самого соединения, но и прочность его отдельных элементов. Так, согласно графическим зависимостям, представленным на рис. 2.2, герметичность соединений будет при нагрузке на уплотняющие поверхности не ниже значения, определяемого точкой 2, а прочность крепежных деталей и фланцев – не выше значения, определяемого точкой 3. Эти значения нагрузок на уплотнительный элемент и крепежные детали однозначно зависят от величины усилия  $Q_3$  предварительной затяжки крепежных резьбовых элементов.

Наиболее точно определить величину усилия предварительного нагружения крепежных элементов соединения используя (6.19) и (6.20). Однако широкого практического применения это не получило из-за ограниченного объема данных по ползучести конкретных элементов соединения и сложности определения температуры их отдельных элементов при изменении температуры уплотняемой среды. Применяют упрощенный вариант, учитывая только влияние давления уплотняемой среды, например, выражение (2.6).

При выводе (2.6) принималось, что изменение толщины прокладки при нагружении крепежных деталей и под действием давления уплотняемой среды происходит равномерно по всей ее площади контакта с фланцами. Однако в реальных условиях такое положение фланцев не удается обеспечить даже после специальной подгонки, предшествующей затяжке крепежных болтов. Кроме того, особенно при монтаже трубопровода, возникают поперечные нагрузки, влияющие на ориентацию поверхностей фланцев. Все это приводит к возникновению дополнительных зазоров между уплотняющими поверхностями фланцев, для компенсации которых необходимо дополнительное усилие при затяжке, чтобы создать требуемый контакт фланцев и прокладки для обеспечения заданной степени герметичности

соединения в рабочих условиях. Исходя из этих требований, рекомендуют [49, 60] усилие затяга крепежных деталей принимать большее из двух значений:

$$Q_3 = \max \left\{ \begin{array}{l} Q_{31} \\ Q_{32} \end{array} \right\},$$

где  $Q_{31} = q_3 \pi D_{\text{ср}} B + Q_m$ , а  $Q_m = 4 D_{\text{ср}} M_{\text{м.н.т}} / (D_{\text{ср}}^2 + n D_6^2 \lambda_6 / \lambda_6)$ .

Здесь  $M_{\text{м.н.т}}$  – внешний момент, действующий во фланцевом соединении из-за неточностей монтажа трубопровода.

Значение  $Q_{32}$  определяется по (2.3) или (2.6). Для обеспечения герметичности при гидравлических испытаниях в эти выражения вместо  $p$  вводится пробное давление  $p_{\text{пр}} = (1,1 \dots 1,5)p$ , устанавливаемое техническими условиями.

## 10.1. СПОСОБЫ ЗАТЯЖКИ КРЕПЕЖНЫХ РЕЗЬБОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В настоящее время разработано несколько способов затяжки крепежных резьбовых элементов. Наиболее широкое применение получили затяжки приложением крутящего момента к гайке и осевым растяжением стержня болта [117].

**Затяжка приложением крутящего момента к гайке.** Этот способ затяжки до недавнего времени был единственным способом и существует столько, сколько известны резьбовые соединения; является наиболее простым и поэтому наиболее распространенным. Его недостаток – участие сил трения в силовом равновесии гайки при ее затяжке, что существенно снижает эффективность способа. Только около 10% всей затрачиваемой на затяжку соединения работы является полезной – используется на создание осевой силы, до 50% теряется на преодоление сил трения на торце гайки и до 40% – на преодоление сил трения в резьбе.

Момент, приложенный к гайке при ее затяжке [20]:

$$M = M_{\text{т}} + M_{\text{р}}, \quad (10.1)$$

где  $M_{\text{т}}$  – момент сил трения на торце гайки;  $M_{\text{р}}$  – крутящий момент, действующий на стержень болта (шпильки) при затяжке.

$$M_{\text{т}} = Q_{31} f_{\text{т}} (D_1^3 - d_0^3) / 3(D_1^2 - d_0^2) = Q_{31} A;$$

$$M_{\text{р}} = Q_{31} d_2 [f_{\text{р}} + P / (\pi d_2)] / 2 [1 - f_{\text{р}} P / (\pi d_2)] = Q_{31} B,$$

где  $Q_{31}$  – осевая сила, возникающая в стержне болта при затяжке;  $D_1$  – внешний диаметр опорного торца гайки;  $d_0$  – диаметр отверстия под болт;  $d_2$  – средний диаметр резьбы болта;  $P$  – шаг резьбы;  $f_{\text{т}}$  и  $f_{\text{р}}$  – коэффициенты трения соответственно на торце гайки и в резьбе.



Значение коэффициентов трения  $f_t$  и  $f_p$  зависит от многих факторов: материала резьбовой пары, усилия затяжки, ее повторности, скорости завинчивания, вида покрытия резьбы и условия ее смазки. В таблице 10.1 представлены значения коэффициентов трения при различных покрытиях и смазках [160].

Под действием момента  $M_p$  в стержне болта возникают дополнительные касательные напряжения, поэтому для обеспечения прочности соединения необходимо увеличивать диаметр стержня болта. Особенно нежелательно создание крутящего момента ударной нагрузкой на рычаг ключа, так как это приводит к возникновению дополнительных напряжений от прогиба стержня болта, и, как следствие, к накоплению пластических деформаций в стержне, появлению надрывов и трещин в резьбе, что может быть причиной разрушения болта.

**Затяжка осевым растяжением стержня болта** [117]. Такое предварительное нагружение осуществляют осевым растяжением стержня болта (шпильки) с помощью специального нагружающего устройства с последующей фиксацией этого состояния поворотом гайки до упора со стягиваемой деталью. После этого осевую нагрузку устройства снимают и первоначальная нагрузка на болт, обусловленная его деформацией, распределяется между болтом и стягиваемыми деталями. Болт при этом нагружается определенным усилием  $Q_{з1}$ . Для соединения нагружающего устройства со стержнем затягиваемого болта (шпильки) необходимо наличие специального монтажного участка резьбы [140]. В качестве такого монтажного участка можно использовать 4–5 ниток выступающей над крепежной гайкой резьбы.

Разновидностью этого метода предварительного нагружения является тепловая затяжка, при которой болт нагревают до требуемой температуры. Стержень болта удлиняется на величину

$$\Delta l = l\alpha\Delta t. \quad (10.2)$$

Гайку довертывают до упора, и при охлаждении длина болта уменьшается и болт оказывается нагруженным определенным усилием.

Основные преимущества метода затяжки осевым растяжением стержня болта – отсутствие касательных напряжений в стержне болта, незначительные потери на трение при завинчивании гайки, возможность оценки силы затяжки по рабочей характеристике нагружающего устройства (по давлению рабочей среды в узле нагружения, по температуре нагрева  $\Delta t$  при тепловой затяжке), возможность групповой затяжки крепежных деталей.

Этот способ имеет недостаток, заключающийся в том, что после свободного довертывания гайки до контакта с поверхностью стягиваемой детали и снятия нагрузки со стержня болта, нагрузка, обусловленная растяжением стержня болта, передается на гайку. Под действием

Таблица 10.1

Покрытие резьбы	Коэффициент трения	Без смазки	Машинное масло ГОСТ 20799	Солидол синтетический ГОСТ 4366	Машинное масло с 20% добавкой MoS <sub>2</sub>
Без покрытия	$f_p$	0,40(+0,12 – 0,08)	0,21(+0,03 – 0,02)	0,19(+0,02 – 0,03)	0,13 ± 0,02
	$f_T$	0,20(+0,04 – 0,06)	0,12 ± 0,02	0,13(+0,01 – 0,02)	0,09(+0,01 – 0,02)
Оксидирование	$f_p$	0,64(+0,20 – 0,14)	0,45 ± 0,06	0,44(+0,05 – 0,07)	0,18 ± 0,03
	$f_T$	0,34(+0,09 – 0,14)	0,26(+0,03 – 0,07)	0,26(+0,03 – 0,07)	0,09 ± 0,02
Цинкование	$f_p$	0,40(+0,08 – 0,16)	0,19(+0,01 – 0,04)	0,17(+0,02 – 0,03)	0,17(+0,02 – 0,03)
	$f_T$	0,09(+0,01 – 0,02)	0,10(+0,02 – 0,01)	0,09(+0,02 – 0,01)	0,08(+0,01 – 0,02)
Фосфатирование	$f_p$	0,20(+ 0,03 – 0,05)	0,18(+0,02 – 0,03)	0,17 ± 0,02	0,16(+0,01 – 0,02)
	$f_T$	0,10(+ 0,02 – 0,01)	0,11(+0,02 – 0,01)	0,11 ± 0,02	0,09(+0,01 – 0,02)
Кадмирование	$f_p$	0,29(+ 0,03 – 0,05)	0,21(+0,04 – 0,06)	0,18(+0,04 – 0,03)	0,14(+0,01 – 0,03)
	$f_T$	0,17(+ 0,07 – 0,05)	0,11(+0,04 – 0,06)	0,11(+0,02 – 0,06)	0,06(+0,01 – 0,02)

этой нагрузки элементы гайки и шайба деформируются в осевом направлении, что приводит к уменьшению нагрузки в стержне болта.

Уменьшение нагрузки на затягиваемый резьбовой элемент определяется коэффициентом перегрузки

$$K = Q'_z / Q_z, \quad (10.3)$$

где  $Q'_z$  – осевая сила, приложенная к стержню болта;  $Q_z$  – остаточная осевая сила.

Чем больше значение  $K$ , тем менее эффективен этот способ затяжки. Практика внедрения затяжки крепежных элементов растяжением стержня болта показала, что в определенных условиях значение коэффициента перегрузки может достигать  $K = 4$  и более. Для разъемных соединений высокого давления рекомендуют [140]  $K = 1,38 \dots 1,45$ .

Значения  $K$  определяют по выражению

$$K = 1 + [\lambda_{r,6} + \lambda_0(z - 1)]\{\lambda_{ш} + \lambda_{ф,к} + Q_z^{-1}[\Delta_{p,3}(Q_z) + \Delta_m(Q_z)]\} / [\lambda_{r,6}(\lambda_{r,6} + z \lambda_0)]. \quad (10.4)$$

Вывод этой формулы основан на условии совместности деформации элементов соединения при их нагружении и при снятии усилия нагружающего устройства. Здесь принято, что нагружающее устройство размещено на фланце, что обеспечивает одновременное нагружение и болта, и фланца. Принят также групповой метод затяжки, при котором одновременно нагружают  $i$  болтов силой  $Q_z$  в порядковой последовательности  $1 \leq z \leq t$ , где  $t$  – число нагружаемых групп болтов. При одновременном нагружении  $i$  болтов

$$t = n / i.$$

В выражении (10.4)  $\lambda_{r,6}$  – коэффициент осевой податливости группы болтов

$$\lambda_{r,6} = \lambda_{61} / i,$$

где  $\Delta_{p,3}(Q_z)$  и  $\Delta_m(Q_z)$  – значение деформации резьбы и микронеровностей от действия силы  $Q_z$ .

При тепловой затяжке обычно нагревают одновременно все болты соединения. При этом

$$K = 1 + \{n\lambda_{ф} + \lambda_{ш1} + \lambda_{ф,к} + Q^{-1}[\Delta_{p,3}(Q) + \Delta_m(Q)]\} / \lambda_{61}, \quad (10.5)$$

где  $\lambda_{ш1}$  и  $\lambda_{61}$  – коэффициенты осевой податливости одной шайбы и одного болта.

Использував (10.2) и (10.3), получили формулу для определения температуры болтов для создания требуемой суммарной силы  $Q_3$  при тепловой затяжке соединения:

$$\Delta t = 4KQ_3 / \alpha n \pi d_2^2 E,$$

где  $K$  – выражение (10.5).

Как следует из (10.4) и (10.5), существенный вклад в значение коэффициента перегрузки вносит деформация микронеровностей в зоне сопряжения элементов резьбового соединения, т.е.  $\Delta_m(Q)$ , которая определяется интегрированием (4.2) или (4.3) в заданных границах значений  $Q$ .

Для повышения эффективности затяжки крепежных резьбовых элементов осевым растяжением стержня болта необходимо уменьшать коэффициент перегрузки  $K$ , что может быть достигнуто снижением высоты микронеровностей поверхностей сопрягаемых деталей крепежных элементов разъемных соединений. Так, эксперименты показали [117], что при уменьшении параметра  $Rz$  сопрягаемых поверхностей гайки и фланца от 35 до 10 мкм значение  $K$  уменьшилось от 2,36 до 1,80. Однако повышение качества обработки приводит к усложнению технологии изготовления узла соединения и увеличению стоимости изделия.

Как следует из анализа зависимости сближения контактирующих поверхностей от нагрузки [150], наиболее интенсивно поверхности сближаются в начальной стадии нагружения (при  $q$  до 10 МПа для стальных поверхностей). Поэтому для уменьшения коэффициента перегрузки целесообразно после растяжения стержня болта (до снятия с него нагрузки) повернуть гайку определенным моментом для исключения начального участка деформации микронеровностей в зоне сопряжения гайка – болт – стягиваемая деталь. Таким образом, сравнительно небольшой силой затяжки можно существенно уменьшить значение  $K$ . Таковую последовательность нагружения элементов называют комбинированной затяжкой.

Эффективность применения комбинированной затяжки зависит от конструкции нагружающего устройства, создающего осевую нагрузку для растяжения стержня болта или сжатия стягиваемых деталей. Действительно, при приложении дополнительного крутящего момента к гайке предварительно растянутого стержня болта происходит его дополнительное удлинение и сжатие стягиваемых деталей, что в свою очередь приводит к уменьшению нагрузки растягивающего устройства на стержень болта вследствие падения давления в гидроцилиндре. Таким образом, увеличение нагрузки на стержень болта  $Q_{д.м}$  за счет дополнительного крутящего момента может быть выражено уравнением

$$Q_{д.м} = \nu Q_1,$$

где  $\nu$  – коэффициент, учитывающий долю дополнительной осевой нагрузки  $Q_1$  от приложенного крутящего момента, идущую на увеличение нагрузки на шпильку,

$$v = \lambda_{н.у}/(\lambda_{н.у} + \lambda_{б1} + \lambda_{о});$$

здесь  $\lambda_{н.у}$  – коэффициент осевой податливости нагружающего устройства.

Для устройства с силовым гидроцилиндром

$$\lambda_{н.у} = \Delta V/FQ,$$

где  $\Delta V$  – изменение объема гидравлической камеры при нагрузке на поршень усилием  $Q$ ;  $F$  – площадь поршня.

Рациональное значение дополнительного крутящего момента при комбинированной затяжке

$$M_{opt} = 0,4 \cdot 10^6 d_2^3 / v, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Комбинированная затяжка целесообразна только для уменьшения коэффициента перегрузки. Эффективность применения этого способа зависит от напряжения  $\sigma$ , возникающего в стержне болта от приложенной осевой силы. При  $\sigma > 80$  МПа применение комбинированной затяжки не эффективно.

Коэффициент перегрузки при комбинированной затяжке

$$K = 1 + Q_z^{-1} \{ (Q_z - Q_{д.м})(\lambda_{ш} + \lambda_{ф.к}) + \Delta_{р.з}(Q_z) + \Delta_{м}(Q_z) \} [\lambda_{т.б} + \lambda_{о}(1 - z)] / [\lambda_{т.б}(\lambda_{т.б} + z\lambda_{о})].$$

В разъемных соединениях, в которых для уменьшения предварительной нагрузки использован принцип клина (затвор с двойным коническим кольцом, линзовое соединение и др.), силы трения в зоне контакта уплотняющих поверхностей участвуют в силовом равновесии нагружаемого уплотнительного элемента. В процессе затяжки болтов этих соединений осевым растяжением при переносе осевой силы на повернутую гайку происходит некоторое перемещение уплотнительного элемента, сопровождающееся изменением направления сил трения. Силы трения, меняющие свой знак, препятствуют перемещению уплотнительного кольца, что аналогично изменению его жесткости.

Для оценки влияния направления сил трения на жесткость уплотнительного элемента в процессе затяжки крепежных деталей методом осевого растяжения используют [117] приведенный коэффициент его осевой податливости

$$\lambda_{пр} = \lambda_{о} / \psi,$$

где  $\psi$  – коэффициент, значение которого зависит от формы уплотнительного элемента и условий трения его уплотняющих поверхностей,

$$\psi = \text{tg}(\gamma - \rho) / \text{tg}(\gamma + \rho).$$

Таблица 10.2

Тип уплотнения	Угол конуса $\gamma$	Условия трения	$\psi$ расчетное	$\psi$ экспериментальное
Двойной конический	30°	Без смазки, $f = 0,15$	0,50	0,58
		Графит, $f = 0,03$	0,86	0,855
		Алюминиевая прокладка, $f = 0,35$	0,18	0,21
Коническое сопряжение крышки и корпуса	5°40′	Без смазки, $f = 0,27$	0,20	0,32
		Графит, $f = 0,03$	0,54	0,59
Линзовое кольцо	70°	Без смазки, $f = 0,135$	0,80	0,91
Кольцо овального сечения	22°30′	Без смазки, $f = 0,12$	0,49	0,53

В таблице 10.2 представлены расчетные и экспериментально полученные значения коэффициента  $\psi$  в зависимости от угла конуса уплотнительного элемента  $\gamma$  и условий его трения.

**Моментно-осевая затяжка.** Рассмотренные выше способы затяжки моментный и осевой имеют преимущества и недостатки, которые, проявляясь в одном способе, исключаются в другом. При совмещении этих двух способов затяжки получен [117] третий способ затяжки, сохранивший положительные свойства первых двух.

При моментно-осевой затяжке происходит одновременное нагружение и крутящим моментом, и осевой силой, причем для создания осевой силы используется реактивный момент. Это открывает новые возможности как в работе резьбовых соединений, так и в создании перспективных методов и устройств для затяжки резьбовых соединений.

Применение моментно-осевой затяжки позволяет не только повысить эффективность затяжки и уменьшить до нуля касательные напряжения в стержне болта, но и создать в стержне болта касательные напряжения обратного знака (без изменения осевых напряжений), что обеспечивает повышенный (до 30%) стопорящий эффект.

## 10.2. РЕЖИМЫ ЗАТЯЖКИ КРЕПЕЖНЫХ РЕЗЬБОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Разъемные герметичные соединения содержат  $n$  резьбовых крепежных элементов (болтов или шпилек), которые при сборке соединения нагружаются (затягиваются) определенным суммарным усилием  $Q_3$ . Это усилие должно быть равномерно распределено между всеми крепежными элементами. Неравномерность распределения нагрузки может быть причиной как нарушения герметичности соединения в рабочих условиях из-за неравномерности распределения нагрузки на уплотнительный элемент, так и разрушения наиболее перегруженных при затяжке крепежных деталей под действием осевой силы давления уплотняемой среды.

Степень неравномерности нагружения предложено [117] оценивать коэффициентом

$$L = 2(Q_{1\max} - Q_{1\min}) / (Q_{1\max} + Q_{1\min}). \quad (10.6)$$

Даже при относительно равномерном распределении нагрузки она должна соответствовать расчетному значению  $Q_3$ . Расхождение между суммарной силой затяжки и расчетным его значением оценивается коэффициентом несоответствия  $L_1$ :

$$L_1 = \sum_1^n Q_i / Q_3,$$

Это несоответствие в рабочих условиях может вызвать разрушение элементов соединения (при  $L_1 > 1$ ) или нарушение его герметичности (при  $L_1 < 1$ ). Поэтому необходимо предусматривать два значения допустимого отклонения: верхнее  $[L_1]_n$ , определяемое из условий прочности деталей соединения, и нижнее  $[L_1]_r$ , определяемое из условия сохранения его герметичности:

$$[L_1]_n = ([\sigma]F_6n - \psi p) / Q_3;$$

$$[L_1]_r = (F_0[q]K_r - \xi p) / Q_3,$$

где  $[\sigma]$  и  $F_6$  – допустимое напряжение для материала болта и площадь его поперечного сечения;  $F_0$  – площадь уплотняющей поверхности обтюратора;  $K_r$  – коэффициент надежности.

Коэффициент  $K_r$  зависит от способа затяжки крепежных деталей, метода контроля величины затяжки, условий работы соединения. Согласно [20, 167]  $K_r = 4,0$  для неконтролируемой затяжки, затяжки, осуществляемой ударными импульсами, и при условии работы соединения при переменных давлении и температуре;  $K_r = 1,2 \dots 1,3$  для контролируемой затяжки. При контролируемой осевой затяжке в условиях статической рабочей нагрузки на элементы соединения иногда принимают  $K_r = 1,0$ .

Сложности в обеспечении равномерного распределения между крепежными элементами соединения суммарной силы затяжки обусловлены тем, что при затяжке очередного болта (группы болтов) происходит дополнительная деформация стягиваемых деталей (уплотнительного элемента и фланцев) и снижение нагрузки в ранее затянутых болтах. Интенсивность падения усилия в этих болтах зависит от отношения осевых податливостей уплотнительного элемента и болтов и оценивается коэффициентом относительной жесткости

$$k = \lambda_0 / \lambda_{r,б}, \quad (10.7)$$

где  $\lambda_{r,б}$  – коэффициент осевой податливости болта (группы болтов).

Заданная степень равномерности предварительного нагружения крепежных элементов соединения может быть достигнута применением специального режима их затяжки, т.е. определенной силовой и порядковой последовательностью нагружения крепежных элементов многоболтового соединения.

Наиболее эффективна – одновременная затяжка всех крепежных деталей соединения. Однако не всегда нагружающие устройства можно разместить на всех крепежных деталях соединения и не всегда экономически целесообразно иметь в ремонтном парке нагружающие устройства, число которых равно числу крепежных деталей аппарата, тем более, что аппараты разного назначения имеют крепежные детали разного диаметра.

**Многообходный режим со ступенчатым увеличением нагрузки.** При этом режиме крепежные детали в процессе затяжки нагружаются одинаковым усилием со ступенчатым его увеличением при каждом последующем обходе. При последнем обходе сила затяжки должна достигнуть расчетного значения.

Число обходов, определяемое на практике интуитивно, достигает значений 8...10. Однако такой режим затяжки даже при большом числе обходов не обеспечивает равномерного распределения нагрузки. Так, после двух обходов затяжки восьми шпилек М140 степень неравномерности  $L = 0,84$ ; после третьего обхода  $L = 0,53$ , и даже после 8–9 обходов степень неравномерности достигает 0,10...0,15.

После первого обхода усилием  $Q^{(1)}$  величина нагружения  $j$ -го болта (группы болтов)

$$Q_{j(t)}^{(1)} = Q^{(1)} \{1 - k \sum_1^{t-j} 1 / [(t-i)k + 1]\}.$$

При втором обходе, нагружая усилием  $Q^{(2)}$  ( $Q^{(2)} > Q^{(1)}$ ) первую наименее нагруженную после первого обхода группу, получим распределение нагрузки в остальных  $(t-1)$  группах болтов:

$$Q_{j(1)}^{(2)} = Q_{j(t)}^{(1)} - (Q^{(2)} - Q_{1(t)}^{(1)})Y,$$

где  $Y = k / [(t-1)k + 1]$ .



При нагружении второй группы силой  $Q^{(2)}$

$$Q_{j(2)}^{(2)} = Q_{j(1)}^{(2)} - (Q^{(2)} - Q_{2(1)}^{(2)})Y.$$

В общем виде при затяжке  $z$ -й группы при втором обходе ( $1 \leq z \leq t$ )

$$Q_{j(z)}^{(2)} = Q_{j(z-1)}^{(2)} - (Q^{(2)} - Q_{z(z-1)}^{(2)})Y.$$

Аналогичные выражения получены и для других порядковых номеров обходов.

Для  $M$ -го обхода при затяжке  $z$ -й группы

$$Q_{j(z)}^{(M)} = Q_{j(z-1)}^{(M)} - (Q^{(M)} - Q_{z(z-1)}^{(M)})Y. \quad (10.8)$$

Распределение нагрузки на крепежные элементы после завершения очередного  $M$ -го обхода

$$Q_{j(t)}^{(M)} = Q_{j(t-1)}^{(M)} - [Q^{(M)} - Q_{t(t-1)}^{(M)}]Y. \quad (10.9)$$

В выражениях (10.8) и (10.9) верхний индекс ( $m$ ) означает номер очередного обхода  $M = 1 \dots M$ , нижние индексы  $j(t)$  и  $j(z)$  – рассматриваемый болт (группа болтов)  $j$  при затяжке последнего болта (группы болтов)  $t$  или очередного болта  $z$ . Индексы  $t(t-1)$  и  $z(z-1)$  используют при рассмотрении последней или нагружаемой группы болтов при затяжке предыдущей при этом же  $M$ -ом обходе. При  $j = 1$  для выражения (10.8) принимают вместо  $Q_{j(z-1)}^{(M)}$  и  $Q_{z(z-1)}^{(M)}$  соответственно  $Q_{j(z)}^{(M-1)}$  и  $Q_{1(t)}^{(M-1)}$ . Для выражения (10.9) вместо  $Q_{j(t-1)}^{(M)}$  и  $Q_{t(t-1)}^{(M)}$  – соответственно  $Q_{j(t)}^{(M-1)}$  и  $Q_{1(t)}^{(M-1)}$ .  $Q^{(M)}$  – усилие затяжки болта (группы болтов) при очередном  $M$ -ом обходе.

Степень неравномерности нагружения крепежных элементов соединения после  $M$ -го обхода (согласно (10.6))

$$L = 2(Q^{(M)} - Q_{1(t)}^{(M)}) / (Q^{(M)} + Q_{1(t)}^{(M)}).$$

Чем больше число обходов, тем меньше коэффициент неравномерности  $L$ : при  $M \rightarrow \infty$   $L \rightarrow 0$ . Однако при использовании специальных нагружающих устройств увеличение числа обходов существенно увеличивает продолжительность сборки соединения. Для сокращения времени сборки при сохранении заданной степени неравномерности последний  $M$ -й обход выполняют в уравнительном режиме, нагружая болты  $(t-1)$  групп определенными значениями силы.

Сила затяжки болтов каждой  $z$ -й группы при уравнительном режиме нагружения ( $z < t_1$ )

$$Q_z^{(y)} = \{ Q_{t_1(t)}^{(M-1)} + Y[ \sum_{i=1}^z Q_{i(t)}^{(M-1)} - (z-1) Q_{t_1(t)}^{(M-1)} ] \} / (1+Y).$$

После завершения выравнивания нагрузка на каждую из первых  $t_1$  групп болтов

$$Q_{1,2\dots t_1}^{(y)} = \{ Q_{t_1(t)}^{(M-1)} + Y[ \sum_{j=1}^{t_1-1} Q_{j(t)}^{(M-1)} - (t_1-2) Q_{t_1(t)}^{(M-1)} ] \} / (1+Y). \quad (10.10)$$

Нагрузка на каждую из оставшихся  $(t-t_1)$  групп

$$Q_{j(t_1-1)}^{(y)} = Q_{j(t)}^{(M-1)} - \{ Y[(t_1-1) Q_{t_1(t)}^{(M-1)} - \sum_{i=1}^{t_1-1} Q_{i(t)}^{(M-1)} ] \} / (1+Y). \quad (10.11)$$

Группу  $t_1$  крепежных элементов, перед которой завершается нагружение, в уравнительном режиме определяют по заданной степени неравномерности нагружения  $L$ , не превышающей допустимого значения  $[L]$ :

$$L = 2[ Q_{t_1(t_1-1)}^{(y)} - Q_{1,2\dots t_1}^{(y)} ] / [ Q_{t_1(t_1-1)}^{(y)} + Q_{1,2\dots t_1}^{(y)} ] \leq [L]. \quad (10.12)$$

Методом последовательных приближений, задаваясь значением  $t_1 = 2, 3, \dots, (t-1)$  и определяя значения  $Q_{1,2\dots t_1}^{(y)}$  и  $Q_{t_1(t_1-1)}^{(y)}$  из выражений (10.10) и (10.11) с использованием неравенства (10.13), определяется ближайшее значение  $t_1$ .

Все вышеизложенные уравнения данного раздела получены при условии, что ни одна ранее затянутая группа крепежных деталей в процессе затяжки не разгрузилась полностью. Однако, если

$$k \sum_{i=1}^{z-j} 1 / [(z-1)k + 1] \geq 1, \quad (10.13)$$

то полная разгрузка некоторых ранее затянутых болтов произойдет уже при первом обходе и характер изменения нагрузки на оставшиеся болты будет отличаться от установленного выше.

Как следует из (10.13), значение коэффициента  $k = k_{кр}$ , при котором начнется разгрузка ранее затянутых крепежных элементов, зависит от порядкового номера  $z$  нагружаемой группы.

Значение  $k_{кр}$  от  $z_{кр}$ , т.е. того значения группы  $z$ , при затяжке которой полностью разгрузится первая, ранее нагруженная, группа крепежных элементов, определится из уравнения

$$k_{кр} \sum_{i=1}^{z_{кр}-1} 1 / [(z_{кр}-1)k_{кр} + 1] - 1 = 0.$$

Значения  $k_{кр}$  и соответствующие им значения  $z_{кр}$  представлены на рис. 10.1.

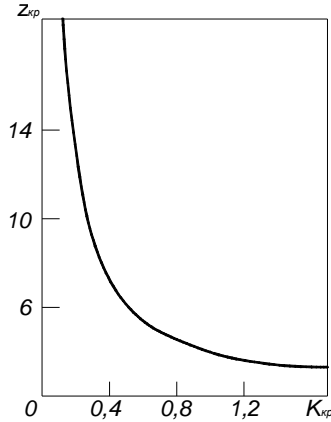


Рис. 10.1

Как следует из представленной зависимости при  $k_{кр} < 0,2$ , что соответствует реальным разъемным соединениям, при многообходном режиме затяжки со ступенчатым увеличением нагрузки в процессе затяжки крепежных элементов разгрузки ранее затянутых элементов не будет.

При больших значениях  $k_{кр}$  разгрузка возможна при  $z \geq z_{кр}$ . Уточнение последовательности затяжки для этого случая смотри [117].

Экспериментальная проверка на опытной установке [114] полученных расчетных выражений для многообходного режима затяжки со ступенчатым увеличением нагрузки показала приемлемые результаты.

**Однообходный режим затяжки.** Этот режим используют для сокращения времени сборки соединения, а также обеспечения равномерного конечного распределения усилия затяжки между крепежными элементами.

При таком режиме затяжку осуществляют за один обход при однократном нагружении определенной силой каждого болта (группы болтов). Усилие затяжки текущей ( $z$ -й) группы крепежных деталей

$$Q_z = Q_t(tk + 1)/(zk + 1), \quad (10.14)$$

где  $Q_t$  – требуемое (конечное) усилие затяжки последней  $t$ -й группы крепежных деталей,

$$Q_t = Q_z/t.$$

Результаты экспериментальной проверки формулы (10.14), проведенной на моделях опытных установок с  $k = 0,98 \dots 2,40$  и на промышленных сосудах высокого давления, показали удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных. Значение  $k$  смотри выражение (10.7).

Преимущество однообходного режима – сравнительно малая продолжительность сборки соединения и довольно равномерное распределение суммарной нагрузки на крепежные детали. Это преимущество и явилось основой для промышленного внедрения однообходного режима. ИркутскНИИхиммаш выпустил нормативные материалы РД 26-01-122–89 «Методика расчета режимов затяжки шпилек».

Недостаток этого режима затяжки для соединений с повышенным значением  $k$  – относительно большая сила затяжки крепежных деталей первой группы по сравнению с требуемой.

**Пообходно-урavnительный режим затяжки.** Если при применении однообходного режима требуемая нагрузка  $Q_1$  на крепежные элементы первой группы превышает допускаемую  $[Q]$ , то используют [117] пообходно-урavnительный режим.

При этом режиме в начале каждого обхода крепежные детали первой группы ( $z = 1$ ) нагружают одним и тем же усилием  $[Q]$ , а при затяжке последующих групп ( $z > 1$ ) осуществляют выравнивание нагрузок на группы крепежных деталей. При этом конечная нагрузка, равномерно распределенная между группами, в конце каждого последующего обхода становится больше нагрузки предыдущего обхода. Чем больше число обходов, тем меньше сила затяжки  $[Q]$  крепежных деталей первой группы при одной и той же заданной конечной силе  $Q_3/t$ .

Нагрузку  $[Q]$  выбирают или из условия прочности деталей соединения, или из возможностей нагружающего устройства, применяемого для затяжки.

Силу затяжки крепежных деталей каждой группы  $z$  ( $1 \leq z \leq t$ ) при первом обходе ( $M = 1$ ) определяют по выражению

$$Q_z^{(1)} = [Q](k + 1) / (zk + 1). \quad (10.15)$$

При втором и последующих обходах крепежные детали первой группы снова нагружаются до  $[Q]$ . Учитывая, что после предыдущего ( $M - 1$ )-го обхода все крепежные детали нагружены одинаково, следующий обход можно начинать с любой, например,  $t$ -й группы шпилек, т.е. крепежные детали последней группы сразу же нагружать до  $[Q]$ .

Сила затяжки  $z$ -й группы крепежных деталей при последующих обходах ( $M > 1$ )

$$Q_z^{(M)} = [Q]\{1 - (z - 1)(t - 1)^{(M-1)}k^{(M)} / [1 + (t - 1)k]^{(M-1)}(1 + tk)\}. \quad (10.16)$$

После завершения затяжки ( $z = t$ )

$$Q^{(M)} = [Q]\{1 - (t - 1)^{(M)}k^{(M)} / [1 + (t - 1)k]^{(M-1)}(1 + tk)\} = Q_3/t = Q. \quad (10.17)$$

Число  $M$  обходов, необходимое для обеспечения заданной конечной силы затяжки  $Q_3/t$ ,

$$M = \lg\{[Q][1 + (t-1)k]/([Q] - Q_3)(1 + tk)\} \{\lg[1 + 1/(t-1)k]\}^{-1}. \quad (10.18)$$

Уравнения (10.15) – (10.17) получены при условии, что ни одна группа крепежных деталей в процессе затяжки (при  $M > 1$ ) не разгружается полностью. Однако возможен случай, когда после затяжки группы  $z = z_{кр}$  часть групп крепежных деталей разгружается до нуля, что возможно при условии

$$[(t-1)k]^{(M-1)}[1 + (t-1+z)k]/[1 + (t-1)k]^{(M-1)}(1 - tk) \geq 1.$$

В этом случае усилие затяжки очередной  $z$ -й группы крепежных деталей определяют по выражению

$$Q_z^{(M)} = [Q]\{1 - (z-1)(t-1)^{(M-1)}k^{(M)}/[1 + (t-1)k]^{(M-1)}(1 + tk)\},$$

где  $\varphi^{(M)}$  – поправочный коэффициент, учитывающий разгруженные до нуля в процессе затяжки крепежные детали; при  $2 < M \leq 4$

$$\varphi^{(M)} = 1 + (t-z)\{(z-1)(t-1)^{(M-1)}k^{(M)} - (M-1)t(t-1)^{(M-2)}k^{(M-1)} - (t-1) \times \\ \times [2t + (4t-3)(M-3)]k^2 - [(t-1)M + 1]k - 1\}/(t-1)(1 + zk)[(t-1)k]^{(M-1)}.$$

Наличие полностью разгрузившихся крепежных элементов отразится и на выборе числа  $M$  обходов. По аналогии с выводом уравнения (10.17), получили

$$M = \lg\{[Q][1 + (t-1)k]\varphi^{(M)}/([Q] - Q_3)(1 + tk)\} \{\lg[1 + 1/(t-1)k]\}^{-1}.$$

В результате проверки пообходно-уравнительного режима в диапазоне  $k = 0,98 \dots 3,0$  при  $M \leq 4$  установлено удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных.

**Ступенчато-уравнительный режим затяжки.** Суть этого режима заключается в том, что первые  $(z_p - 1)$  группы крепежных деталей при первом обходе нагружаются в соответствии с пообходно-уравнительным режимом, начиная с нагрузки  $Q_1^{(1)} = [Q]$ ;  $z_p$ -я группа нагружается расчетной силой  $Q_p$ . Следующие группы  $p > z_p$  при первом обходе нагружаются также в соответствии с обходом пообходно-уравнительного режима, но начиная с силы  $Q_p$ . При втором обходе нагружаются только группы крепежных деталей до  $z < z_p$  также в соответствии с пообходно-уравнительным режимом. Подбирают такое значение  $Q_p$ , чтобы при втором обходе нагружения первых  $(z_p - 1)$  групп крепежных деталей нагрузка на детали групп  $p > z_p$  была равной расчетной  $Q$ .

Номер группы  $z = z_p$ , нагружаемой силой  $Q_p$ :

$$z_p \geq \{k^2 + (1 - k)[(k + 1)\gamma - 1]\} / k [2 - \gamma(tk + 1) + k].$$

Значение силы  $Q_p$  при затяжке крепежных элементов группы  $z_p$

$$Q_p = [Q]\{(tk + 1)[k(z_p - 1) + 1]\gamma - k(z_p - 1)(k + 1)\} / (z_p k + 1). \quad (10.19)$$

При первом обходе группы крепежных деталей до  $(z_p - 1)$  нагружаются согласно уравнению (10.15). После нагружения  $(z_p - 1)$  группы силой  $Q_{(p-1)}$  нагрузка на детали  $z_p - 1$  групп будет равна  $Q_{z(p-1)}$ . Группы  $z_p$  при первом обходе нагружают силой  $Q_p$ , а остальные группы  $p > z_p$  – силой

$$Q_{(p > z_p)} = \{(t + 1)[k(z_p - 1) + 1]Q_t - (z_p - 1)(k + 1)k[Q]\} / (pk + 1). \quad (19.20)$$

При втором обходе нагружаются группы  $z < z_p$  усилием

$$Q_z^{(2)} = [1 + k(z_p - z - 1)]Q_t - \{(z_p - z - 1)(k + 1)k[Q]\} / (tk - 1). \quad (10.21)$$

Уравнения (10.19) – (10.21) справедливы при  $1 < z_p < t$ . При  $z_p > t$  необходимо увеличить число обходов.

При многообходном ступенчато-уравнительном режиме затяжки крепежных деталей первые  $(M - 2)$  обхода соответствуют пообходно-уравнительному режиму (см. выражение (10.16)). Предпоследний  $(M - 1)$  и последний  $(M)$ -й обходы проводят по представленной выше схеме двухобходного ступенчато-уравнительного режима затяжки.

Для трехобходного ступенчато-уравнительного режима сила затяжки крепежных деталей группы  $z_p$

$$Q_{z_p}^{(2)} = [k(t - 1) + 1]Q_t - (t - 1)k[(t - 1)k(k + 1) + kz_p + 1][Q] \times \\ \times \{(tk + 1)[(t - 1)k + 1]\}^{-1}.$$

Номер группы  $z = z_p$ , нагружаемой силой  $Q_{z_p}^{(2)}$  при втором обходе

$$z_p = (tk + 1)[k(t - 1) + 1]\{[k(t - 1) + 1]\gamma - 1\} - [(t - 1)k(k + 1) + 1]/k, \quad (10.22)$$

где  $\gamma$  – отношение требуемой конечной расчетной силы затяжки группы крепежных деталей к максимально допускаемому ее значению.

Сила затяжки крепежных деталей групп  $p > z_p$  при втором обходе

$$Q_p^{(2)} = [k(t - p + z_p - 1) + 1]Q_t - [Q]\{k^2(t - 1)[k(t - p + z_p - 1) + z_p - 1] + k(t - p + z_p - 1)(tk + 1)\} / [(t - 1)k + 1](tk + 1). \quad (10.23)$$

Сила затяжки крепежных деталей групп  $z < z_p$  при третьем обходе

$$Q_z^{(3)} = [k(z_p - 1 - z) + 1]Q_t - [Q]\{k(z_p - 1 - z)[k(t - 1)(k + 1) + (kt + 1)]\} / [k(t - 1) + 1](kt + 1).$$

Если при расчете по формуле (10.22) получают  $z_p > t$ , то принимают  $M > 3$ . Используя соответствующие выкладки [117], можно получить расчетные формулы и для большего числа обходов.

Полученные уравнения справедливы при условии, что в процессе затяжки ни одна группа крепежных деталей не разгружается полностью. Это условие соблюдается, если

$$\gamma \leq \{k^2(t - 1)[k(z_p + 2) + z_p - 1] + kz_p(tk + 1) + k(t - 1)[k(2 - z_p) + 1] + k + 1\} \{[k(t - 1) + 1](tk + 1)(t - z_p)(kz_p + 1)\}^{-1}.$$

Если в процессе затяжки произойдет полная разгрузка отдельных групп крепежных деталей, то потребуются корректировки [117] расчетных зависимостей.

Проверку расчетных зависимостей для ступенчато-уравнительного режима проводили на экспериментальной установке при  $k = 0, 1, \dots, 0,6$  и  $\gamma = 0, 4, \dots, 0,9$ .

В результате экспериментов установлено, что расчетные зависимости для ступенчато-уравнительного режима затяжки удовлетворительно описывают действительный характер распределения нагрузки между крепежными деталями отдельных групп. Экспериментальные и расчетные конечные нагрузки на крепежные шпильки различались не более чем на 10%. Степень неравномерности нагружения крепежных деталей (см. формулу (10.6)) не превышала 4%.

Проверку расчетных зависимостей для ступенчато-уравнительного режима затяжки проводили также на промышленном сосуде высокого давления реактора синтеза карбамида [119]. Внутренний диаметр колонны составлял 1000 мм; крепежные шпильки  $d = 2,5''$ , их число  $n = 20$ ; число групп  $t = 10$ ; расчетная жесткость соединения  $k = 0,09$ . Затяжку выполняли за 1,8 обходов ( $z_p = 9$ ) вместо шести обходов, рекомендованных зарубежной фирмой-изготовителем. Применение ступенчато-уравнительного режима затяжки крепежных элементов позволило более чем в 3 раза сократить время сборки соединения при незначительном (до 12%) увеличении нагрузки по сравнению с шестиоб-

ходным режимом со ступенчатым увеличением нагрузки при каждом обходе.

**Ступенчато-форсированный режим затяжки.** По этому режиму во время первого обхода крепежные детали всех групп (до группы  $(z_p - 1)$  включительно) затягиваются максимально допустимой силой  $[Q]$ . Крепежные детали  $z_p$ -й группы – силой  $Q_p < [Q]$ . При затяжке крепежных элементов группы  $(z_p - 1)$  силой  $Q_t$  при втором обходе нагрузка на детали всех остальных  $(t - 1)$  групп уменьшится до  $Q_t$ .

Сила затяжки крепежных деталей группы  $z_p$

$$Q_{z_p} = \{[(z_p - 1)k + 1](tk + 1)Q_t - k[(z_p - 1)k + 1][z_p - 1 - \sum_{i=1}^{z_p-2} ki(ki + 1)^{-1}][Q]\} / (z_p k + 1).$$

Значение группы  $z_p$  определяют из неравенства

$$\frac{z_p k + 1}{[(z - 1)k + 1](tk + 1)} + \frac{k}{tk + 1} \left[ z_p - 1 - \sum_{i=1}^{z_p-2} \frac{ki}{ki + 1} \right] \geq \gamma.$$

Сила затяжки деталей  $p$ -й группы ( $p > z_p$ )

$$Q_p = \frac{[(z_p - 1)k + 1]}{pk + 1} \left\{ (tk + 1)Q_t - k \left( z_p - 1 - \sum_{i=1}^{z_p-2} \frac{ki}{i + 1} \right) [Q] \right\}. \quad (10.24)$$

Значение остаточной нагрузки на детали  $z$ -й группы ( $z < z_p$ ) при затяжке крепежных деталей группы  $z_p$

$$Q_{z(z_p)} = [Q] \left\{ 1 - k \sum_{i=1}^{z_p-1-z} \frac{1}{(z - i)k + 1} \right\} - kQ_p / [(z_p - 1)k + 1]. \quad (10.25)$$

Сила затяжки первых  $z$  групп ( $z < z_p$ ) при втором обходе

$$Q_z^{(2)} = Q_t - k \left[ zQ_p - \sum_{i=1}^z Q_{i(z_p)} \right].$$

Силы  $Q_p$  и  $Q_{i(z_p)}$  определяют по выражениям (10.24) и (10.25).

Полученные зависимости для расчета ступенчато-форсированного режима затяжки справедливы при условии, что в процессе затяжки ни одна группа крепежных деталей не разгружается до нуля. В качестве условия применимости полученных зависимостей можно использовать неравенство (10.13).

Проверка расчетных зависимостей для ступенчато-форсированного режима на экспериментальной установке показала их удовлетворительную сходимость с результатами экспериментов.



### 10.3. ОСОБЕННОСТИ ЗАТЯЖКИ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЯ С МЕНЯЮЩИМСЯ В ПРОЦЕССЕ ЗАТЯЖКИ ЗНАЧЕНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТА ОСЕВОЙ ПОДАТЛИВОСТИ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА

При выводе выражений для расчета режимов затяжки было принято, что коэффициент относительной жесткости  $k$  (см. (10.7)) является величиной постоянной, не зависящей от величины нагрузки на уплотнительный элемент. Однако в процессе затяжки крепежных деталей некоторых типов разъемных соединений возможно изменение относительной жесткости  $k$  за счет изменения значения  $\lambda_{0,3}$ . Так, при затяжке крепежных деталей затвора с двухконусным уплотнительным кольцом при подходе его к цилиндрическому упору резко изменяется коэффициент относительной жесткости  $k$ , что отражается на конечных результатах процесса затяжки.

Сила затяжки, при которой устраняется зазор  $\Delta$  между уплотнительным кольцом и упором:

$$Q_{\text{уп}} = 2\Delta \text{ctg} \gamma / \lambda^c,$$

где  $\gamma$  – угол конуса обтюратора, обычно равен  $30^\circ$ ;  $\lambda^c$  – коэффициент осевой податливости свободного двухконусного кольца (см. табл. 4.13).

Значение радиального зазора  $\Delta$  устанавливают [140] согласно выражению

$$\Delta = 0,46 D_{\text{ср}} \sigma_{\text{т}} / E,$$

где  $D_{\text{ср}}$  – средний диаметр уплотнительного кольца;  $\sigma_{\text{т}}$  и  $E$  – предел текучести и модуль упругости его материала.

**Однообходный режим затяжки.** Номер группы  $z_{\text{уп}}$  крепежных элементов, при затяжке которой изменяется значение  $k$ :

$$z_{\text{уп}} = Q_{\text{уп}} / [Q_{\text{т}}(tk_{\text{уп}} + 1) - Q_{\text{уп}}k_{\text{уп}}],$$

где  $k_{\text{уп}} = \lambda^y / \lambda_{\text{т.б}}$ ;  $\lambda^y$  – коэффициент осевой податливости двухконусного кольца, прижатого к опорному выступу (см. табл. 4.13).

Таким образом, процесс затяжки состоит из двух стадий: первая стадия затяжки до группы  $z_{\text{уп}}$  (система менее жесткая) и вторая стадия затяжки групп  $z > z_{\text{уп}}$  (система более жесткая).

Сила затяжки крепежных деталей групп  $z < z_{\text{уп}}$

$$Q_z = Q_{\text{уп}}[(z_{\text{уп}} - 1)k + 1] / (z_{\text{уп}} - 1)(zk + 1). \quad (10.26)$$

Сила затяжки крепежных деталей на второй стадии  $z \geq z_{\text{уп}}$

$$Q_z = Q_{\text{т}}(tk_{\text{уп}} + 1) / (zk_{\text{уп}} + 1). \quad (10.27)$$

Проверка результатов расчета по выражениям (10.26) и (10.27) на промышленных сосудах с двухконусными затворами [104] подтвердила их корректность.

**Пообходно-уравнительный режим затяжки.** При этом режиме затяжки изменение величины относительной жесткости может быть при любом значении обхода. Номер обхода  $M^*$ , при котором происходит изменение коэффициента относительной жесткости  $k$ , определяется из неравенства

$$\frac{[(t-1)k]^{M^*-1}}{[1+(t-1)k]^{M^*-1}(1+tk)} > \frac{Q_{yn}}{t[Q]} > \frac{[(t-1)k_{yn}]^{M^*-1}}{[1+(t-1)k_{yn}]^{M^*-1}(1+tk_{yn})}, \quad (10.28)$$

где  $t$  – порядковый номер нагружения болта (группы болтов).

Изменение относительной жесткости соединения (увеличение) будет в том случае, если правая часть неравенства будет больше левой.

Номер группы  $z_{yn}$ , при затяжке которой при  $M^*$ -ом обходе уплотнительное кольцо подходит к упору:

$$z_{yn} = 0,5 \left\{ \frac{[1+(t-1)k_{yn}]^{M^*-1}(1+tk_{yn})}{(t-1)^{M^*-1}k_{yn}^{M^*}} \right\} + \left\{ 0,25 + \left[ \frac{[1+(t-1)k_{yn}]^{M^*-1}(1+k_{yn})}{(t-1)^{M^*-1}k_{yn}^{M^*}} + 1 \right]^2 - \frac{(Q_{yn} - tQ^{M^*-1})(1+tk_{yn})[1+(t-1)k_{yn}]^{M^*-1}}{[Q](t-1)^{M^*-1}k_{yn}^{M^*}} \right\}^{-0,5}. \quad (10.29)$$

При  $M^* = 1$

$$z_{yn} = Q_{yn} / \{k([Q] - Q_{yn}) + [Q]\}.$$

Если возможно изменение величины коэффициента относительной жесткости соединения при пообходно-уравнительном режиме затяжки, то расчет величины нагрузки на крепежные элементы при ( $M^* = 1$ ) проводят по выражению (10.14) до номера нагружения группы ( $z_{yn} - 1$ ) при значении коэффициента относительной жесткости  $k$  и для  $z > z_{yn}$  при ( $k = k_{yn}$ ). При  $M^* > 1$  расчет проводят по выражению (10.16): при  $z \leq (z_{yn} - 1)$  используют значение  $k$ , и при  $z > z_{yn}$  – значение  $k_{yn}$ .

Требуемое число обходов для пообходно-уравнительного режима затяжки крепежных элементов соединения при изменении в процессе затяжки относительной жесткости

$$M = \frac{\lg \left\{ \left( \frac{1 + (t-1)k}{1 + (t-1)k_{\text{уп}}} \right)^{M^* - 1} \left( \frac{k_{\text{уп}}}{k} \right)^{M^*} \left( \frac{(1 + tk)(1 + tk_{\text{уп}})(1 - Q_t / [Q])}{(1 + (t-1)k_{\text{уп}})^2} \right) \right\}}{\lg \frac{(t-1)k_{\text{уп}}}{1 + (t-1)k_{\text{уп}}}}.$$

Вывод расчетных зависимостей для всех приведенных режимов затяжки основан на том, что при нагружении крепежных деталей очередной группы деформация стягиваемых деталей (фланцев и уплотнительного кольца) во всех точках болтовой окружности одинакова.

Практика применения режимов затяжки показала, что дискретность нагружения на окончательное распределение нагрузки между всеми крепежными деталями соединения влияет незначительно, и ею в большинстве случаев можно пренебречь.

Однако при затяжке крепежных деталей разъемных соединений с податливыми фланцами, особенно при малом числе крепежных деталей в группе, дискретность нагружения может повлиять на конечное распределение нагрузки между крепежными деталями после определенного режима затяжки. Поэтому для повышения достоверности расчетных параметров режима затяжки крепежных деталей таких соединений можно учесть и влияние дискретности [115].

Представленные режимы предварительного нагружения крепежных элементов разъемных соединений можно использовать при любом контролируемом способе затяжки, например, при приложении момента к гайке с контролем силы затяжки по углу поворота гайки. Так, по аналогии с (10.14) для однообходного режима, угол поворота гаек очередной  $z$ -й стягиваемой группы

$$\varphi_z = 2\pi Q_z(t\lambda_{\text{о.з}} + \lambda_{\text{т.б}}) / zP,$$

где  $P$  – шаг резьбы.

**Упрощенный порядок затяжки резьбовых крепежных элементов приложением крутящего момента к гайке.** Этот порядок в основном используется на практике при сборке фланцевых соединений относительно небольшого диаметра. Затяжка осуществляется одним моментным ключом в два обхода: при первом обходе обеспечивается основное нагружение крепежных деталей, при втором – выравнивание нагрузки по всем крепежным деталям.

Общее число крепежных деталей разбивают на диаметрально противоположные пары. Первую гайку первой пары при первом обходе нагружают моментом, обеспечивающим половину требуемого усилия затяжки (см. (10.1)). Диаметрально противоположную гайку нагружают требуемым (расчетным) усилием затяжки. Первую гайку этой пары

затем затягивают полным расчетным для одной гайки моментом. Замеряют зазор между фланцами в зоне накрест лежащих относительно первой пары крепежных элементов (вторая пара). Нагружают гайку со стороны большего зазора (первую) половинным значением требуемого момента. Вторую гайку этой пары затягивают полным расчетным моментом. Первую гайку этой пары затягивают полным расчетным моментом. Подобная последовательность затяжки осуществляется и для остальных пар крепежных элементов соединения.

При втором обходе последовательно подтягивают все крепежные элементы требуемым расчетным моментом.

При таком методе затяжки крепежных элементов степень неравномерности их нагружения (см. формулу (10.6)) довольно значительная.

#### **10.4. КОНТРОЛЬ СИЛЫ ЗАТЯЖКИ КРЕПЕЖНЫХ РЕЗЬБОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

Значение предварительной нагрузки  $Q_3$  крепежных элементов разъемных герметичных соединений устанавливают вне зависимости от способа нагружения, метода контроля за ее значением и конструкции нагружающего устройства.

Сложность создания на практике заданной силы затяжки крепежных деталей заключается в том, что ее, как правило, нельзя измерить непосредственно при сборке. Силу затяжки определяют косвенно, расчетом по какой-либо измеренной величине: приложенному крутящему моменту, углу поворота гайки, удлинению стержня болта, сжатию стягиваемых деталей, давлению или температуре в энергосистеме нагружающего устройства и др.

Часто на практике контроль силы затяжки подменяется опытом рабочего, выполняющего эту операцию. Считают, что рабочий «чувствует» сопротивление на ключ и по нему определяет требуемый момент затяжки. При этом существенное значение в оценке силы затяжки имеют длина ключа, опыт рабочего, его физическая подготовка и др.

Как показали результаты специальных исследований, затяжка вручную ключом без добавления рычага позволяет затянуть болты М16 – М18. Наиболее оптимальный размер – М12. Если размер болта больше М12, то наблюдается недогрузка, если меньше – то перегрузка. И даже для оптимального размера М12 при ручной неконтролируемой затяжке разброс значений  $Q_{31}$  в отдельных крепежных элементах соединения достигает 200%.

При осевой затяжке крепежных деталей с помощью специальных гидроустройств осевую нагрузку определяют по давлению  $p$  рабочей жидкости в гидросистеме

$$Q_{31} = pF_n (1 - f)K,$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь поршня гидроустройства;  $f$  – коэффициент, учитывающий влияние трения в уплотнениях поршня;  $K$  – коэффициент перегрузки.

Как показали исследования, потери усилия, создаваемого в гидроцилиндре, на трение составляют в среднем 10% при разбросе этих значений  $\pm 3\%$

**Контроль по крутящему моменту на ключе.** Этот метод контроля наиболее широко используется на практике при затяжке резьбовых крепежных элементов приложением крутящего момента к гайке.

Сила вытяжки стержня болта

$$Q_{31} = M/(A + B),$$

где

$$A = f_{\text{т}} (D_1^3 - d_0^3)/3(D_1^2 - d_0^2);$$

$$B = d_2[f_{\text{р}} + P / (\pi d_2)]/2[1 - f_{\text{р}}P / (\pi d_2)].$$

Точность оценки силы  $Q_{31}$  не превышает 25% [36]. Она зависит от точности оценки коэффициентов трения  $f_{\text{р}}$  и  $f_{\text{т}}$ , входящих в значения  $A$  и  $B$  (см. табл. 5.2), и точности определения приложенного крутящего момента.

В выражениях  $A$  и  $B$   $D_1$  – диаметр вписанной в шестигранник гайки окружности;  $d_2$  и  $P$  – средний диаметр и шаг резьбы;  $d_0$  – диаметр отверстия под болт.

Существенной для оценки осевой силы  $Q_{31}$ , создаваемой моментом  $M$ , является стадия затяжки, т.е. подтягивание или затяжка гайки, ввиду различия значений коэффициентов трения покоя и движения. Для подтягивания необходим момент, на 10...15% превышающий момент для затяжки, Это обстоятельство вызывает погрешность при проверке фиксированным моментом ранее затянутой гайки группового соединения.

**Контроль по углу поворота гайки.** Связь между осевой силой  $Q_{31}$ , возникающей в стержне болта, и углом  $\varphi$  поворота гайки при затяжке ее крутящим моментом

$$Q_{31} = \varphi P / 2\pi \Sigma \lambda_i.$$

При контроле по углу поворота гайки оценивается не только удлинение стержня болта, но и величина сжатия стягиваемых деталей, в том числе и деформация микронеровностей и исключение возможных зазоров между стягиваемыми деталями. По этой причине применяют «нулевую» затяжку, т.е. нагружение определенным моментом до полного прилегания гайки, головки болта и стягиваемых деталей, и только после этого начинают отсчет угла поворота  $\varphi$ .

Контроль силы затяжки по углу поворота гайки достаточно прост. Однако этот метод применим только при затяжке одиночных резьбовых соединений или соединений, у которых жесткость стягиваемых деталей значительно больше жесткости болтов. В противном случае при затяжке очередной гайки в результате дальнейшей деформации стягиваемых деталей сила затяжки ранее нагруженных гаек уменьшится. Это уменьшение  $\Delta Q$  зависит от отношения жесткостей крепежных и стягиваемых деталей соединения –  $k$ :

$$\Delta Q_{j(z)} = Q_{31} k \sum_{z=1}^{z-1} [(z-i)k + 1]^{-1},$$

где  $j, z$  – порядковый номер соответственно рассматриваемого и затягиваемого болтов.

В зарубежной практике широко распространен метод контроля силы затяжки, основанный на определении условия достижения предела текучести материала болта [66]. При использовании этого метода устанавливают связь между приложенным к гайке крутящим моментом и углом поворота гайки. В пределах упругой деформации эта связь линейная. При напряжениях, превышающих предел текучести материала болта, линейный характер зависимости изменяется. При достижении этого состояния нагружающее устройство (гайковерт) отключается. Для более точного определения зоны перехода материала элемента соединения в пластическое состояние при его нагружении зависимость приложенного момента от угла поворота гайки дифференцируют на ЭВМ. Точность определения силы затяжки при этом методе достигает 2...5%.

Зарубежные специалисты считают, что затяжка резьбовых соединений до достижения предела текучести материала определенного элемента соединения обеспечивает максимальную нагрузку на стягиваемые детали, уменьшает разброс значений силы затяжки и повышает надежность работы соединения не только при статических, но и при динамических нагрузках. Однако этот метод контроля силы затяжки приемлем только для соединений, на которые после затяжки крепежных элементов не действует внешняя нагрузка или у которых значение коэффициента внешней нагрузки  $(1 - \alpha)$  (см. (2.2)), близкое к нулю. В этом случае нагрузка на крепежные детали соединения практически не зависит от внешней нагрузки.

В большинстве конструкций разъемных герметичных соединений коэффициент основной нагрузки больше нуля, поэтому нецелесообразно применять этот метод контроля силы затяжки для разъемных герметичных соединений.

**Контроль по удлинению стержня болта (шпильки).** Этот метод контроля силы затяжки считается наиболее точным, позволяющим оценить осевую силу, действующую на болт, не только после завершения процесса затяжки, но и во время самой затяжки, что дает представление о неравномерности нагружения крепежных деталей всего соединения.

Связь между нагрузкой на болт и его удлинением

$$Q_{з1} = \Delta l / \lambda_{б.}$$

Метод контроля по удлинению стержня болта широко применяют при затяжке особо ответственных соединений (шатунных болтов компрессоров, стяжных болтов роторов электродвигателей и др.). Длину болта до затяжки и после нее измеряют специальными скобами, снабженными микрометрической головкой.

Для контроля силы затяжки шпильки, ввернутой в корпус 1 (рис. 10.2), в центральное отверстие, выполненное в ней, свободно устанавливают стержень 3, в торец которого упирается хвостовик индикатора часового типа 4, закрепленного на торцевой поверхности шпильки 2.

Разновидностью этого метода контроля является метод определения силы затяжки крепежных деталей соединения по показаниям тензорезисторов, наклеенных на боковой поверхности стержня болта (шпильки). Этот метод широко используют при проведении экспериментов, но его практическое применение при контроле силы затяжки крепежных элементов промышленного оборудования затруднено ввиду сложности установки тензорезисторов, монтажа токоподводящих проводов и необходимости в тарировке крепежных деталей (болтов или шпилек) на специальных машинах. Однако широкое применение этого метода на практике позволит автоматизировать контроль силы затяжки при согласовании показаний тензорезисторов с работой нагружающих устройств.

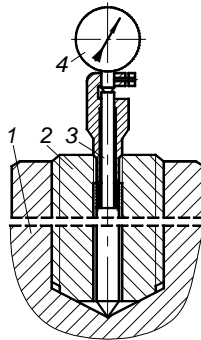


Рис. 10.2

**Применение специальных шайб.** Для контроля силы затяжки крепежных деталей применяют специальные шайбы, размещаемые между гайкой и стягиваемой деталью. Силу затяжки определяют, например, по изменению зазора  $\delta$  (рис. 10.3) или по моменту заклинивания кольца 3 между кольцевыми пластинами 1 и 4. Кольцо 2 (при одноразовом его использовании) изготавливают из материала, предел текучести  $\sigma_T$  которого ниже, чем предел текучести материала кольцевых пластин 1 и 4. Это позволяет повысить точность измерений за счет увеличения исходного зазора  $\delta$ . Связь между параметрами шайбы и силой затяжки  $Q_{31}$ :

$$Q_{31} = F[\delta E_T/h + \sigma_T(1 - E_T/E)],$$

где  $F$  и  $h$  – соответственно площадь поперечного сечения и высота кольца 2;  $E$  и  $E_T$  – модуль упругости и модуль упрочнения материала кольца 2.

Для идеального упругого материала ( $E_T = 0$ )

$$Q_{31} = F\sigma_T = FE\delta_{\min}/h.$$

Здесь следует отметить, что увеличение податливости системы болта разъемного герметичного соединения введением таких специальных шайб не всегда целесообразно, так как это приводит к изменению значений коэффициента жесткости и коэффициента основной нагрузки (см. (2.1) и (2.2)).

В таблице 10.3 представлены значения точности результатов оценки усилия затяжки крепежных резьбовых элементов для различных методов контроля и их относительная стоимость.

Представленные в табл. 10.3 данные являются несколько приближенными, однако они позволяют в какой-то степени оценить применимость различных по точности способов затяжки, исходя не только из принятой точности, но и из их экономичности.

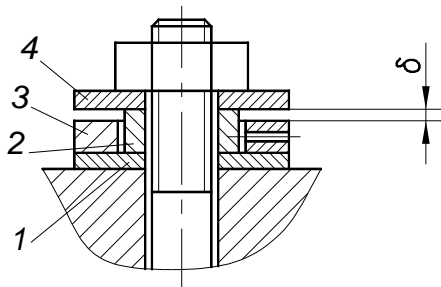


Рис. 10.3



**Таблица 10.3**

Способ контроля	Точность ± в %	Относительная стоимость
По интуиции рабочего	35	1,0
По моменту динамометрическим ключом	25	1,5
По углу поворота гайки	15	3,0
По деформации индикаторной шайбы	10	7,0
По удлинению болта	3,0...5,0	15
По удлинению болта с помощью тензорезисторов	1,0	20

### **10.5. СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ ЗАТЯЖКИ КРЕПЕЖНЫХ РЕЗЬБОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

Надежность работы разъемных соединений аппаратов и трубопроводов в значительной степени зависит от точности создания на практике заданного усилия затяжки крепежных деталей. Эта точность зависит не только от способа и режима затяжки, а также метода ее контроля, но и от конструкции применяемого нагружающего устройства. Возможность создания требуемой силы затяжки, а также трудоемкость затяжки и время, затрачиваемое на разборку и сборку соединения, также определяется конструкцией устройства для затяжки. Особенно это существенно для резьбовых элементов повышенного диаметра.

В последние годы разработаны конструкции устройств для затяжки крепежных резьбовых элементов, в которых использованы различные средства для создания требуемой нагрузки.

Устройства для предварительной затяжки крепежных резьбовых деталей по принципу создания силы затяжки разделяют на две основные группы: устройства, нагружающие резьбовые элементы приложением крутящего момента к гайке, и устройства, нагружающие резьбовые элементы непосредственной вытяжкой стержня болта (шпильки). Сочетание этих методов воплощено в устройствах, обеспечивающих моментно-осевую затяжку.

**Устройства для затяжки резьбовых элементов приложением крутящего момента к гайке.** Для затяжки резьбовых элементов относительно небольшого диаметра (до М20) применяют ручные гаечные ключи. При этом необходимый для затяжки резьбового элемента крутящий момент определяется установленной для каждого типоразмера гайки длиной ключа при условии, что усилие, создаваемое человеком, не превышает 200 Н [61]. Для увеличения момента иногда наращивают длину ключа трубой. Создаваемый при этом момент

$$M = 200L, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $L$  – расстояние от места приложения к трубе руки рабочего до центра затягиваемой гайки (м).

По способу контроля крутящего момента ключи делят на три вида:

1) динамометрические, которые снабжены специальным устройством, непрерывно показывающим значение момента, создаваемого при затяжке резьбового соединения;

2) предельные, которые отключаются при достижении заданного предельного момента;

3) ключи, конструкция которых не предусматривает фиксацию или ограничение крутящего момента.

По способам манипулирования во время работы ключи подразделяют на переставляемые в процессе затяжки и не требующие перестановки. В эту группу входят ключи с храповым механизмом, с обгонной муфтой, со специальной конструкцией зева, позволяющей отводить ключ, не снимая его с затягиваемой гайки, и др.

Основные типы ключей изготавливают в соответствии со стандартами – ГОСТ 2838, 2839, 2841, 10112, 2906, 3108, 16983, 16985, 7068, 6394, 11737.

С целью уменьшения момента для затяжки резьбового крепежного элемента без уменьшения создаваемой при этом силы вытяжки было создано резьбовое соединение с клиновым мультипликатором (а.с. № 539169, б.и. № 46, 1976).

Резьбовое соединение с клиновым мультипликатором (рис. 10.4) содержит стержень болта (шпильки) с двумя резьбовыми участками: резьбу большего диаметра  $D$ , определяемую из условия прочности болта от действия рабочей нагрузки и резьбу меньшего диаметра  $d$ , определяемую из условия прочности от силы предварительной затяжки; основную 4 и дополнительную 2 гайки; стакан 3, коническую втулку 8 и набор конических элементов, включающих верхнее 5 и средние 6 и 7 кольца. Кольцо 6 выполнено разрезным. Кольца 5 – 7, а также втулка 8 сопрягаются по коническим поверхностям.

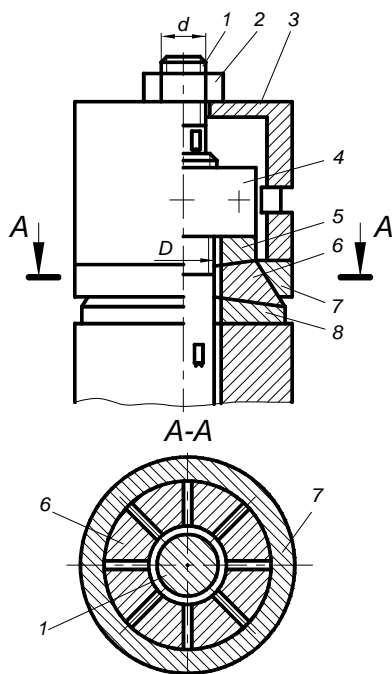


Рис. 10.4

При затяжке гайки 2 усилие  $Q_{31}$  через стакан 3 передается на втулку 7, которая, перемещаясь в осевом направлении, сжимает элементы кольца 6. В результате этого перемещения болт и стягиваемая деталь нагружается силой  $Q$ , большей, чем создаваемое гайкой 2 усилие  $Q_{31}$ . Коэффициент усиления

$$K_y = Q / Q_{31} = 0,5[\text{ctg}^2(\gamma + \rho) + 1],$$

где  $\gamma$  и  $\rho$  – соответственно угол конуса сопрягаемых деталей 5 – 8 и угол трения в сопряжении этих деталей.

Экспериментальное исследование резьбового соединения с клиновым мультипликатором ( $D = M30$ ,  $d = M16$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ) при различных условиях трения сопрягаемых конических поверхностей (сухие поверхности, смазанные машинным маслом или пастой на основе двусернистого молибдена) показали хорошую сходимость с результатами расчета [113].

Применение этого резьбового соединения позволяет не только уменьшить требуемую для предварительного нагружения величину момента, но и значительно снизить напряжения скручивания в основном (рабочем) участке крепежного болта. Так, при  $K_y = 5$  напряжение

скручивания в резьбовом соединении с клиновыми элементами более чем в 11 раз меньше, чем в обычном.

Резьбовое соединение с клиновыми элементами может быть использовано для тяжелонагруженных разъемных соединений, требующих частой разборки, для крепления крышек автоклавов периодического действия с малым периодом обработки материала. Это резьбовое соединение может быть использовано и как силовой элемент устройства для осевой затяжки резьбовых крепежных деталей.

Для механизации сборочных работ применяют гайковерты безударного действия или ударно-импульсные [36, 81, 136] с электроприводом, гидро- или пневмоприводом.

**Гайковерты безударного действия.** При массовом производстве для сборки групповых резьбовых соединений применяют многшпindelные автоматы и полуавтоматы различных конструкций [36]. Эти машины, как правило, компонуются нормализованными резьбовозакрывающими силовыми головками, снабженными встроенными роторными двигателями (электрическими, пневматическими, гидравлическими). Эти же силовые головки используют и для ручных механизированных гайковертов, в которых реактивный момент при затяжке замыкается усилием обслуживающего рабочего.

В таблицах 10.4 – 10.6 представлены технические характеристики силовых головок гайковертов соответственно пневматических – типа ГП, электрических – типа ЭП и гидравлических типа ГГ.

**Таблица 10.4**

Техническая характеристика	41.04	41.05	41.06	41.08	41.09	41.16	41.20
Диаметр резьбы, мм	16	12	20	14	14	22	10
Крутящий момент, Н·м	150	32	250	200	200	220	32
Давление воздуха, бар.	6,0	4,0	6,0	4,5	4,5	5,0	5,0
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	1,3	1,5	0,7	2,2	2,1	2,2	1,0
Масса, кг	6,9	5,2	13	12,5	16,2	17	5,2

Таблица 10.5

Техническая характеристика	41.01	41.02	41.04	41.05	41.06	41.07	41.08
Диаметр резьбы, мм	16	14	16	12	16	14	12
Крутящий момент, Н·м	240	110	220	150	140	120	120
Потребляемая мощность, кВт	0,80	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
Масса, кг	14,1	13,7	16,3	17,0	11,2	12,5	21,0

Таблица 10.6

Техническая характеристика	41.01	41.03
Диаметр резьбы, мм	16	22
Крутящий момент, Н·м	200	450
Масса, кг	14,2	28

Для затяжки резьбовых элементов повышенного диаметра применяют гайковерты с гидро- или пневмоприводом безударного действия, где сила, прикладываемая к рукоятке ключа, создается гидро- или пневмоцилиндром. При этом реактивный момент, возникающий при затяжке гайки, замыкается на соседних с затягиваемой гайкой резьбовых элементах или на корпус аппарата, что исключает возможность одновременной затяжки нескольких крепежных элементов, т.е. не полностью используется нагружающая способность гайковерта.

Разработаны устройства (а.с. № 982888, б.и. № 47, 1982), в которых реактивный момент, возникающий при затяжке одной гайки, используется для затяжки еще двух гаек, соседних с затягиваемой. Применение этих гайковертов позволяет почти в три раза повысить нагружающую способность и сократить время сборки и разборки соединения.

**Гайковерты ударно-импульсные.** При передаче на гайку ряда последовательных ударно-вращательных импульсов в резьбовом соединении создается необходимое осевое усилие. Ударно-импульсное приложение момента позволяет получить значительные усилия затяжки при относительно небольшой мощности привода устройства и

практическом отсутствии реактивного момента. Из-за небольших размеров ударно-импульсного гайковерта его можно применять при работе в стесненных условиях.

Ударно-импульсные гайковерты выполняют в виде ручных машин, которые оператор держит в руках в течение всего рабочего цикла. Практическое отсутствие реактивного момента при работе гайковертов дает возможность применять их для резьбовых соединений повышенного диаметра. Ударные гайковерты используют для создания моментов затяжки свыше 50 Н · м. К недостаткам ударно-импульсных гайковертов следует отнести их относительно низкую долговечность и повышенный уровень вибрации и шума.

Специально проведенные исследования, а также практика применения ударно-импульсных гайковертов показали [36], что при прочих равных условиях увеличение эффективности сборки резьбовых соединений ударно-вращательными импульсами может быть достигнуто уменьшением числа ударов в единицу времени.

Большинство выпускаемых ударных гайковертов имеют высокую частоту ударов (от 16 до 40 ударов в секунду). Выпускают также и редкоударные (до трех ударов в секунду) гайковерты.

В таблицах 10.7 и 10.8 представлены технические характеристики унифицированных ударно-импульсных гайковертов с электрическим приводом соответственно с высокой частотой ударов и редкоударные; в табл. 10.9 – ударно-импульсные гайковерты с пневматическим приводом.

**Таблица 10.7**

Техническая характеристика	ИЭ 3113	ИЭ 3114А	ИЭ 3116	ИЭ 3117
Диаметр резьбы, мм	16	16	12	12
Момент затяжки за 3 с, Н·м	120	120	63	63
Полезная мощность, Вт	180	180	120	120
Масса, кг	3,5	3,5	3,5	3,5

Таблица 10.8

Техническая характеристика	ИЭ 3112*	ИЭ 3115	ИЭ 3115А*	ИЭ 3118*
Диапазон резьб, мм	18...48	12...30	12...30	12...30
Число ударов за 2 с	2	4	4	4
Наибольший момент затяжки, Н·м	2100	700	700	700
Полезная мощность, Вт	120	180	180	270
Масса, кг	12,5	5,0	5,0	5,0

\*Реверсивное исполнение.

Таблица 10.9

Техническая характеристика	ИП 3111	ИП 3112	ИП 3113	ИП 3106	ИП 3205	ИП 3207
Диаметр резьбы, мм	12	14	18	42	42	14
Наибольший момент, Н·м	63	100	250	1500	1500	100
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	0,7	0,7	0,9	1,0	1,0	0,7
Давление воздуха, МПа	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Масса, кг	1,9	2,2	3,0	9,0	9,5	2,6

**Устройства для затяжки резьбовых крепежных элементов осевым нагружением стержня болта (шпильки).** Наиболее широкое распространение для затяжки крепежных элементов непосредственной вытяжкой стержня болта (шпильки) получили устройства с гидравлическим силовым узлом [36, 156]. Типовая конструкция такого устройства (рис. 10.5) содержит гидроцилиндр 2, в котором помещен поршень 1, соединенный с нагружаемой шпилькой штоком 3.

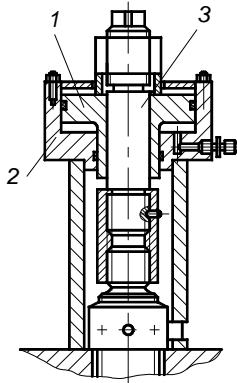


Рис. 10.5

С целью снижения габаритов устройства или давления рабочей среды при заданном значении усилия затяжки  $Q_{31}$  используют двухступенчатое устройство, в котором шток 3 связан с двумя последовательно размещенными поршнями в гидроцилиндрах.

Устройства (не менее двух для исключения перекоса) устанавливают на крышку сосуда, штоки соединяют с монтажными участками шпилек, в качестве которых могут служить выступающие над гайкой три – пять витков резьбы. В гидроцилиндр подают рабочую жидкость (обычно – машинное масло) под требуемым давлением. Сила давления, действующая на поршень, растягивает шпильку, а сила давления, действующая на днище гидроцилиндра, сжимает промежуточные детали (крышку, прокладку). Между основной гайкой и крышкой сосуда возникает зазор, который устраняют свободным довертыванием основной крепежной гайки через окна в опорном стакане. Давление в гидроцилиндре сбрасывают до нуля, и шпилька оказывается нагруженной требуемой (с учетом коэффициента перегрузки  $K$ ) осевой силой. Разборку соединения осуществляют аналогично, только основную гайку отвинчивают при растянутой шпильке.

Наличие соединительного штока 3 уменьшает полезную площадь поршня, что требует увеличения радиальных габаритов устройства. Так, в рекомендуемой конструкции гидроустройства [29] площадь, вытесняемая штоком, на 5% больше, чем полезная площадь поршня, что приводит к увеличению диаметра гидроцилиндра более, чем на 40%.

Устройство, представленное на рис 10.6 (а.с. № 770777, б.и. № 38, 1980), имеет небольшие радиальные габариты за счет исключения соединительного штока. Это позволяет применять устройства для одновременной затяжки всех крепежных элементов соединения при малом шаге их размещения.



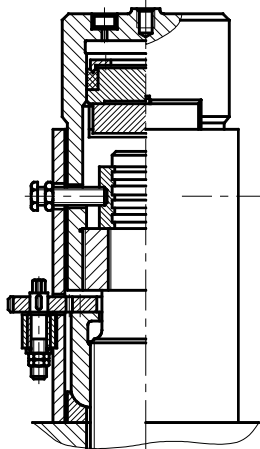


Рис. 10.6

Конструкция этого устройства за счет зубчатой пары позволяет выполнить комбинированный метод затяжки подтяжкой основной гайки при вытянутой крепежной шпильке. Промышленный образец устройства экспонировался на Международной выставке «Химия-82» в Москве. Серия этих устройств успешно эксплуатируется на установках гидротермального синтеза искусственного минерального сырья.

С целью уменьшения металлоемкости конструкции без ущерба для ее нагружающей способности разработано (а.с. № 1178581, б.и. № 43, 1985) устройство со двоянными гидроцилиндрами (см. рис. 10.7).

Это устройство состоит из двух кольцевых гидроцилиндров 3 и 6, в которых размещены кольцевые поршни 2 и 5. Между нижним и верхним поршнями установлены стержни 4, которые служат для передачи на деталь 1 нагрузки, создаваемой давлением рабочей жидкости

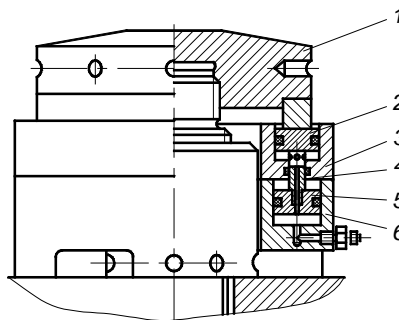


Рис. 10.7

на нижний поршень. Один из стержней, герметично соединенный с нижним поршнем, служит для подвода рабочей жидкости под давлением в верхний цилиндр. Наличие стержней несколько снижает нагружающую способность верхнего гидроцилиндра. Отношение усилий, создаваемых верхним  $Q_v$  и нижним  $Q_n$  поршнем:

$$Q_v / Q_n = 1 - p / [\sigma],$$

где  $p$  – давление рабочей жидкости;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала стержней.

В устройстве, представленном на рис. 10.8 (а.с. № 1178581, б.и. № 43, 1985) используют реактивную силу гидроцилиндра для осуществления моментно-осевого метода затяжки.

В этой конструкции опорный стакан 3 передает осевую нагрузку на обойму 4, надетую на гайку и имеющую на наружной боковой поверхности многозаходную резьбу с углом подъема винтовой линии, превышающим угол трения. Для частичной компенсации реактивной силы нижний конец упорного стакана 3 служит поршнем в гидроцилиндре 5. В начальной стадии работы при подаче рабочей жидкости в цилиндр 1 она через обратный клапан 6 поступает в гидроцилиндр 5. При повышении давления в рабочем цилиндре 1, он начинает перемещаться вместе с опорным стаканом 3, так как площадь рабочего цилиндра 1 превышает площадь гидроцилиндра 5. При осевом смещении упорного стакана 3 в резьбовом сопряжении упорный стакан 3 – обойма 4 возникает крутящий момент, под действием которого осуществляется поворот гайки при нагруженной шпильке. Рост давления в гидроцилиндре 5, вызванный перемещением упорного стакана 3, ограничивается перепускным клапаном 2.

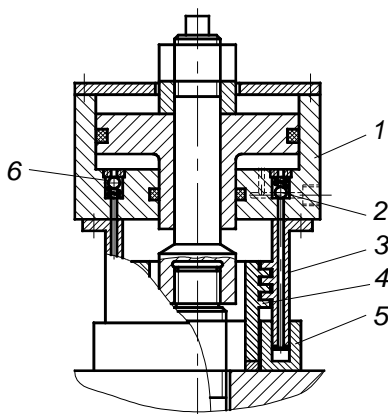


Рис. 10.8

Разборка соединения осуществляется в такой же последовательности, только для разборки применяют упорный стакан 3 и обойму 4 с резьбой противоположного направления (правой).

Для обеспечения возможности одновременной затяжки всех крепежных деталей разъемного соединения разработаны устройства [132] (а.с. № 1646834, б.и. № 17, 1991; а.с. № 967796, б.и. № 39, 1982), конструктивной особенностью которых является наличие несущего элемента, выполненного в виде кольцевой траверсы. Эта траверса связана со всеми нагружаемыми крепежными деталями (болтами или шпильками), и в ней размещены силовые гидроцилиндры. Один из конструктивных вариантов этого устройства представлен на рис. 10.9.

Как и любой инструмент, нагружающее устройство для удобства эксплуатации должно иметь минимальную массу, что можно обеспечить только при оптимальном соотношении требуемой нагрузки  $Q_{31}$ , давления  $p$  рабочей жидкости в гидроцилиндре устройства и механических характеристик материала элементов устройства.

Для нахождения оптимальных соотношений был проведен анализ [9] типовой конструкции гидроустройства, представленной на рис. 10.5.

Был выполнен расчет напряженного состояния всех элементов устройства в зависимости от требуемой нагрузки  $Q_{31}$  и необходимого давления рабочей жидкости  $p$ . Для всех элементов устройства допустимое напряжение  $[\sigma] = 100 \dots 400$  МПа.

По найденным геометрическим параметрам элементов устройства определяли отношение объема  $V_i$   $i$ -й детали к диаметру  $d_6$  затягиваемого болта как

$$V_i/d_6 = f([\sigma]/p).$$

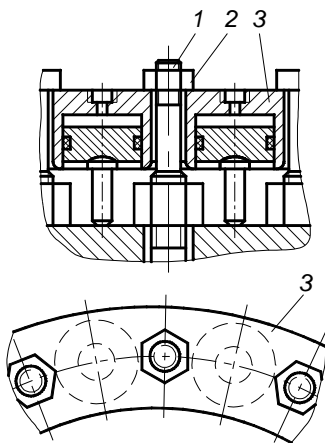


Рис. 10.9

В результате проведенного анализа было установлено, что минимальное значение объема материала устройства к диаметру затягиваемого болта будет 12,8 при  $[\sigma] / p = 4,0$ .

Кроме устройств для затяжки резьбовых крепежных элементов с гидравлическим силовым узлом, которые получили наиболее широкое распространение, применяются устройства с механической мультипликацией прикладываемой силы: рычажной системой (а.с. № 1190118, б.и. № 41, 1985; а.с. № 1178581, б.и. № 34, 1985.) и клиновой (а.с. № 929428, б.и. № 19, 1982).

Определенный интерес представляют устройства для затяжки крепежных резьбовых элементов – термомократы, в которых требуемая осевая сила создается за счет изменения размеров силового стакана на устройстве при его нагревании до определенной температуры.

Простейшая конструкция термомократа (рис. 10.10) [67] содержит силовой стакан 1 с нагревательным элементом 2 и соединительную муфту 3. При нагревании силового стакана на  $\Delta t$  увеличивается его высота, что вызывает удлинение крепежной шпильки (болта), связанной с силовым стаканом муфтой. Усилие нагружения крепежного элемента

$$Q_{31} = \Delta t \alpha l / K \Sigma \lambda_i, \quad (10.30)$$

где  $l$  – высота силового стакана;  $\alpha$  – коэффициент термического расширения материала стакана;  $\Sigma \lambda_i$  – сумма коэффициентов осевой податливости элементов нагружающего устройства и резьбового соединения.

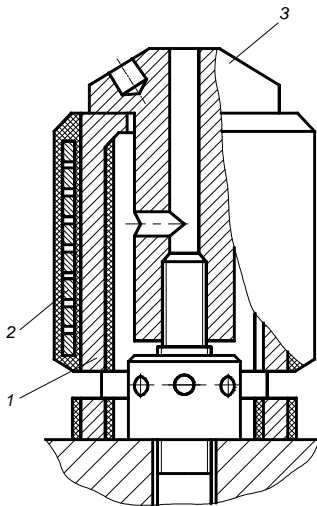


Рис. 10.10

Как следует из выражения (10.28), требуемая температура нагрева зависит от высоты силового стакана: чем больше  $l$ , тем меньше требуемая температура. Однако высота стакана входит как в выражение коэффициента осевой податливости термомкрата, так и (косвенно) в выражения коэффициентов осевой податливости крепежного резьбового элемента и соединительной муфты. Поэтому при использовании этого термического устройства требуется довольно высокая температура нагрева.

Для повышения нагружающей способности термомкрата без увеличения температура нагрева силового стакана разработаны конструкции многостаканного термического устройства (а.с. № 743858, б.и. № 24, 1980; а.с. № 814709, б.и. № 11, 1981).

Конструкция трехстаканного термомкрата представлена на рис. 10.11. Устройство содержит силовой стакан, состоящий из двух втулок 1 и 3, соединенных фигурной втулкой 2 z-образного сечения, и соединительную муфту 4, а также нагревательными элементами 5, 6 и 7. При затяжке крепежного элемента втулки 1 и 3 нагреваются до требуемой температуры и, удлиняясь на определенную величину, нагружают крепежные болты.

Расчленение силового стакана на отдельные втулки позволяет, не изменяя его расчетной длины (сумма высот втулок 1 и 2), уменьшить длину выступающей части крепежного элемента и соединительной муфты, а также осуществить достаточно быструю разгрузку устройства после создания требуемой силы нагружения, нагревая втулку 2. Следует отметить, что введение промежуточной фигурной втулки 2 несколько увеличивает осевую податливость силового стакана.

Проведенные исследования [67] это подтвердили. Так, при  $l = 180$  мм требуемая для создания заданного усилия  $Q_{s1}$  температура нагрева трехстаканного устройства на 30% меньше, чем одностаканного.

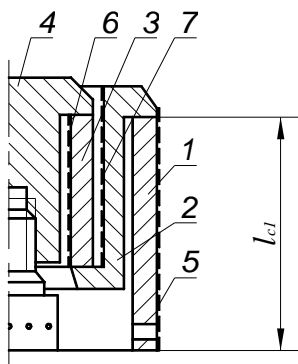


Рис. 10.11

Общий недостаток всех термических устройств для затяжки резьбовых крепежных деталей – большая инерционность при их охлаждении, что существенно замедляет процесс снятия устройства после сборки или разборки соединения. Снятие многостаканного (в частности, трехстаканного) устройства может быть ускорено подогревом промежуточной фигурной втулки специально установленным подогревателем.

Учитывая продолжительность процесса нагревания и охлаждения силового стакана термодомкрата, их целесообразно применять при одновременном нагружении всех крепежных деталей, т.е. без последующей перестановки.

Этого недостатка лишены гидротермические нагружающие устройства, в которых сила для затяжки создается за счет повышения давления жидкости в гидроцилиндре при ее нагревании. Конструкция такого устройства аналогична конструкции типового гидравлического устройства (см. рис. 10.5), но снабжена нагревательным узлом, который может быть размещен непосредственно на гидроцилиндре (а.с. № 814709, б.и. № 11, 1981), на отдельной емкости, связанной с гидроцилиндром, или на упорном стакане с кольцевой емкостью, соединенной с гидроцилиндром (а.с. № 814709, б.и. № 11, 1981). В этой последней конструкции нагрузка на крепежный элемент создается не только за счет теплового расширения жидкости, но и за счет удлинения опорного стакана при его нагревании. Для снятия нагрузки такого устройства достаточно слить часть жидкости из гидроцилиндра.

Связь между температурой нагрева рабочей жидкости и усилием, создаваемым гидротермическим устройством:

$$\Delta t = Q_{31}(V + E_{ж} F_{п}^2 \sum_{i=1}^n \lambda_i) / (\beta_{ж} - \beta_{м}) F_{п} E_{ж} V, \quad (10.31)$$

где  $V$  – объем рабочей жидкости;  $\beta_{ж}$  и  $\beta_{м}$  – коэффициенты объемного расширения соответственно рабочей жидкости и материала стенок емкости;  $E_{ж}$  – модуль объемной упругости жидкости;  $F_{п}$  – площадь поршня.

Выражение (10.29) получено без учета нагрева опорного стакана устройства.

В настоящее время для осевой затяжки крепежных элементов в промышленности используют в основном только гидроустройства простейшей конструкции типа, представленного на рис. 10.5. Эти устройства прошли промышленные испытания и на них разработаны технические условия [104]. Отсутствие официальной рекомендации на другие, более эффективные конструкции устройств для предварительного нагружения крепежных деталей затрудняет их применения на практике.

## Глава 11

# КОНТРОЛЬ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Контроль герметичности разъемного соединения сводится к оценке величины протечки уплотняемой среды в единицу времени

$$B = Wp / \Delta\tau, \quad (11.1)$$

где  $p$  – давление в точке отбора протечки.

Размерность  $B$  зависит от принятой размерности входящих в выражение (11.1) величин. Наиболее употребляемой в зарубежной практике единицей измерения протечки является ее величина, выраженная в литрах в секунду при давлении в точке отбора протечки микрометр ртутного столба, т.е. л.мкм.рт.ст./с. В иностранной литературе эту единицу называют люсек (Lusek). Один люсек означает, что за одну секунду через канал течи проходит 1 литр газа, замеренного при давлении 1 микрометр ртутного столба. Приблизительно один люсек равен  $1 \text{ см}^3/\text{с}$  при атмосферном давлении в точке отбора протечки.

Величина протечки зависит от свойств газа, а также от вида его течения. Течение газа может быть массовым, которое зависит от его вязкости, и молекулярным, зависящим от эффективного диаметра молекулы. В качестве стандартного газа, принятого для испытания, используют воздух. Для оценки протечки другого газа, отличного от воздуха, проводится пересчет. Так, при вязкостном режиме течения

$$B = B_{\text{в}} \mu_{\text{в}} (p^2 - p_{\text{ат}}^2) / p_{\text{ат}}^2 \mu,$$

где  $\mu_{\text{в}}$  и  $\mu$  – коэффициенты динамической вязкости воздуха и уплотняемого газа;  $p$  и  $p_{\text{ат}}$  – давление уплотняемого газа и атмосферное.

Для воздуха при нормальных условиях  $\mu_{\text{в}} = 1,9 \cdot 10^{-5}$  Па·с.

При молекулярном режиме течения

$$B = B_{\text{в}} d_{\text{N}}^* (p - p_{\text{ат}}) / d_{\text{п}}^* p_{\text{ат}},$$

где  $d_{\text{N}}^*$  и  $d^*$  – эффективные диаметры молекул азота и уплотняемого газа,  $d_{\text{N}}^* = 3,10^{-8}$  см.

## 11.1. МЕТОДЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ

В зависимости от вида контрольного (индикаторного) вещества все методы контроля герметичности можно разделить на три группы:

- 1) газовые, когда в качестве пробного вещества используется какой-либо определенный газ (воздух, фреон, гелий и др.);
- 2) гидравлические, когда в качестве пробного вещества используется жидкость;
- 3) газогидравлические, когда в качестве пробного вещества используется газ, а жидкость выполняет функцию среды для определения факта и места протечки. Иногда этот метод называют методом «аквариума».

### Газовые методы

*Масс-спектрометрический метод* – наиболее чувствительный из существующих методов. Нижний предел оценки протечки по этому методу при использовании в качестве пробного газа гелия –  $10^{-11}$  л.мкм/с.

Применение гелия обосновано малым содержанием его в атмосфере ( $5 \cdot 10^{-4}$  %), что исключает влияние на результаты замеров внешнего фона. Особенности гелия – химическая инертность и малый размер эффективного диаметра его молекулы ( $1,9 \cdot 10^{-8}$  см). Последнее позволяет определять весьма малые каналы протечки.

При химической инертности гелий не реагирует с другими газами и материалами испытуемой системы.

Масс-спектрометрический метод основан на разделении смеси газа с помощью электрического и магнитного полей по массам заряженных частиц и регистрации содержания пробного газа (гелия) в этой смеси.

Для проверки герметичности соединения в основном применяют два способа: способ вакуумирования (обдува) и способ щупа.

По первому способу масс-спектрометр своей вакуумной частью подсоединяется к испытуемому объекту, создавая в нем разрежение. Внешняя поверхность разъема обдувается тонкой струей гелия. При наличии каналов протечки гелий попадает через испытуемый объект в масс-спектрометр, который и фиксирует его количество. По этому способу выявляется величина протечки, но не место ее проявления.

При проверке герметичности методом щупа испытуемый объект заполняется гелием или воздушно-гелиевой смесью до определенного давления, которое указывается в технических условиях. После этого разъемное соединение обследуется щупом, подсоединенным к вакуумной части масс-спектрометра.



*Галоидные течеискатели.* Принцип их работы заключается в следующем. Платина, нагретая до температуры 800...900 °С, дает эмиссию положительных ионов, которая резко возрастает при наличии в атмосфере воздуха газов, содержащих галогены (хлор, фтор, бром, иод).

Течеискатель содержит диод с платиновыми электродами, один из которых нагревается до 700...900 °С. Вентиляционное устройство непрерывно продувает воздух между электродами. Наличие в воздухе галогенов резко увеличивает ионный ток между электродами, который пройдя усилитель, регистрируется прибором. Дополнительно к показанию стрелочного прибора появляется звуковой или световой сигнал.

Исследуемый объект заполняют пробным газом (фреоном) или в чистом виде, или в смеси с воздухом; при этом содержание фреона должно быть не менее 10% и с внешней стороны разъема проверяется течеискателем.

При работе с галоидным течеискателем зона, в которой производится испытание, должна быть свободна от паров галогеносодержащих веществ, так как фоновое загрязнение затрудняет оценку протечки. На показание прибора влияет даже дым от сигареты.

Галоидный течеискатель не является количественным прибором и дает только приближенную оценку величины протечки. Предельная чувствительность его  $10^{-5}$  л·мкм/с.

*Радиоактивный метод* основан на оценке гамма излучения радиоактивного газа, проникающего через неплотности внутрь изделия при предварительной его опрессовке в камере со сжатым радиоактивным газом. Давление радиоактивного газа в камере должно быть не менее чем на 1 атм. больше, чем внутри изделия. Предельная чувствительность метода  $10^{-8} \dots 5 \cdot 10^{-9}$  л·мкм/с.

Радиоактивный метод может быть использован не только для оценки герметичности отдельных изделий, но и для контроля сложных газовых и гидравлических систем.

*Химические методы* основаны на химическом взаимодействии контрольного газа, проходящего через канал протечки, с индикаторным веществом, нанесенным на поверхность изделия. В качестве контрольного газа может быть аммиак, в качестве индикатора – фенолфталеин. Газ протечки, содержащий аммиак, попадая на белое покрытие фенолфталеина, изменяет его цвет на розовый. Содержание аммиака в смеси должно быть не менее 0,5%. Использование этого метода с аммиаком недопустимо, если испытуемый объект содержит элементы, выполненные из кадмия, цинка, меди, никеля и серебра. Чувствительность этого метода  $10^{-2}$  л·мкм/с.

## Гидравлические методы

*Метод опрессовки (капиллярный метод).* По этому методу герметичность испытуемого объекта, заполненного жидкостью под давлением, оценивается по наличию течей, просачивания или появления капель жидкости.

В качестве контрольной жидкости используют керосин, воду и др. Иногда в жидкость добавляют краситель – хромик ( $K_2Cr_2O_7$ ). Иногда дополнительно используют вещество – проявитель. Например, при использовании в качестве контрольной жидкости керосина наружную поверхность испытуемого объекта покрывают тонким слоем меловой замазки. Просочившийся сквозь неплотности керосин образует на белом фоне замазки хорошо заметные желтые пятна, которые указывают место нарушения герметичности. Этот метод позволяет определить дефекты диаметром до  $10^{-3}$  мм.

К капиллярному методу относится люминесцентный метод, для которого в качестве пробных веществ используют жидкости, содержащие люминесцирующие вещества, светящиеся под действием ультрафиолетового освещения, например, в лучах ртутно-кварцевой лампы.

В качестве пробного вещества при люминесцентном методе используют трихлорэтилен ( $C_2HCl_3$ ), бензол ( $C_6H_6$ ) и четыреххлористый углерод ( $CCl_4$ ), в которые добавляются люминофоры.

Метод опрессовки применяется и для количественной оценки величины протечки жидкости. В этом случае зона предполагаемого нарушения герметичности обкладывается предварительно взвешенным слоем гигроскопичного сухого материала, во внутреннюю полость объекта подают жидкость под определенным давлением и через определенное время  $\tau$  взвешивают этот слой. Место течи при этом не определяется.

Величина протечки

$$W = (G_\tau - G_0) / \tau,$$

где  $G_0$  и  $G_\tau$  – вес слоя гигроскопичного материала соответственно исходного и после выдержки в зоне уплотнения в течение времени  $\tau$ .

При *методе замера падения давления* используют в качестве контрольной среды и газ, и жидкость. По этому методу герметичность объекта оценивается по падению давления среды во внутренней его полости с течением времени. Место течи при этом не определяется.

Величина протечки для газа

$$W = V\Delta p / \tau, \quad (11.2)$$

где  $V$  – объем внутренней полости испытуемого объекта;  $\Delta p$  – падение давления во внутренней полости за время  $\tau$ .

Изменение объема внутренней полости объекта при изменении давления газа здесь не учитывается.

Для жидкой среды, ввиду ее практической несжимаемости, падение давления во внутренней полости испытуемого объекта будет компенсироваться за счет восстановления до определенных размеров деформированной исходным давлением его внутренней полости. Так, для цилиндрической оболочки с коэффициентом толстостенности  $\beta$  величина протечки уплотняемой жидкости

$$W = 2\Delta p V [\beta^2 + 1 + \mu (\beta^2 - 1)] / (\beta^2 - 1) E t, \quad (11.3)$$

где  $E$  и  $\mu$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала оболочки.

Выражения (11.2) и (11.3) приемлемы при неизменной за весь цикл испытания температуре, так как коэффициенты объемного температурного расширения газа (жидкости) и металла существенно различаются. При возможном изменении температуры необходимо вносить соответствующие поправки.

При использовании метода падения давления для оценки герметичности следует обеспечить надежную герметичность всей запорной арматуры испытуемого объекта.

### Газогидравлические методы

*Метод «аквариума»* – погружение объекта, заполненного газом под давлением, в жидкость. Обнаружение течей по выделению пузырьков газа в жидкости.

Чувствительность этого метода зависит от вида газа и свойств жидкости. Так, при использовании воздуха и воды нижний предел определяемой протечки  $10^{-2}$  л·мкм/с, а при использовании водорода и спирта –  $5 \cdot 10^{-4}$  л·мкм/с. Чувствительность метода существенно зависит от давления газа в испытуемом объекте (табл. 11.1).

При проведении этого метода испытания на герметичность необходимо учитывать, что объект, находящийся под давлением газовой среды, представляет потенциальную опасность в случае его разрушения, так как при этом выделится (практически мгновенно) большое количество энергии

$$E = pV.$$

**Таблица 11.1**

$P$ , МПа	0,101	0,110	0,200	0,300	1,000
$W_{\min}$ , л·мкм/с	$10^{-1}$	$10^{-2}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-5}$

Для уменьшения объема вводимого в объект газа внутреннюю его полость (по возможности) заполняют твердыми телами.

*Метод обмыливания.* На поверхность деталей, образующих соединение, наносится мыльная эмульсия, а во внутреннюю полость соединения подается избыточное газовое давление. В местах утечки образуются пузырьки мыльной эмульсии.

Метод обмыливания применяется при проверке тех узлов, которые нельзя погрузить в жидкость. Достоинства этого метода: относительная простота выполнения и низкая стоимость, испытание может проводить малоквалифицированный персонал, точно определяется местоположение источника протечки.

## 11.2. НОРМАТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГЕРМЕТИЧНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ

Нормативные условия испытания оборудования на герметичность зависят от условий эксплуатации оборудования (свойств рабочей среды, ее рабочего давления), типа оборудования и экологических норм эксплуатации. Так, для оборудования химической и нефтехимической промышленности в существующих в настоящее время нормативных документах [158] испытания на герметичность оборудования рекомендуют замером падения давления. Это наиболее простой и дешевый метод оценки герметичности, не требующий специального дорогостоящего оборудования. Однако оценка герметичности по этому методу довольно приближенная.

Вводится допускаемый коэффициент негерметичности  $m$ , соответствующий величине падения давления в единицу времени при испытании объекта на герметичность:

$$m = (P_n T_k - P_k T_n) / P_n T_k \tau,$$

где  $P_n = P_n^b + P_n^M$ ;  $P_k = P_k^b + P_k^M$  – абсолютные давления в начале и конце испытания (Па); индексы «б» и «М» – барометрическое и показание манометра;  $T$  – абсолютная температура среды в испытываемом оборудовании.

Если температура и барометрическое давление в процессе испытание остаются постоянными, то

$$m = \Delta P / \tau P_n.$$

Если испытания проводятся при давлениях, меньших чем рабочее, то вводится поправка, учитывающая влияние давления согласно табл. 11.2

В таблице 11.3 представлены значения допускаемых коэффициентов негерметичности  $m$  для отдельных видов оборудования.

Таблица 11.2

$P$ , МПа	До 0,2	0,2	0,7	1,7	4,1	49,1
$m$ , ч <sup>-1</sup>	0,04	0,03	0,01	0,005	0,0005	0,0002

Таблица 11.3

Оборудование	Среда в оборудовании	Длительность испытания, $P_{нач}$	$m$ , ч <sup>-1</sup>
Сосуды, поршневые компрессоры и другое оборудование под давлением			
Вновь установленное оборудование	Токсичная	24 ч при рабочем давлении	$10^{-3}$
	Пожаро- и взрывоопасная		$2 \cdot 10^{-3}$
При повторных испытаниях	Токсичная, пожаро- и взрывоопасная	4 ч при рабочем давлении	$5 \cdot 10^{-3}$
Трубопроводы для горючих, токсичных и сжиженных газов			
Внутрицеховые	Токсичные и горючие	24 ч при рабочем давлении	$5 \cdot 10^{-4*}$
	Прочие горючие газы		$10^{-3*}$
Межцеховые	Токсичные и горючие		$10^{-3*}$
Пылеуловители механические	Запыленный воздух	1 ч при $p = 2,5$ кПа	Падение давления < 200 Па/ч
Электрофильтр для сажи			Падение давления < 50 Па/ч

При  $D_y > 250$  мм коэффициент  $m$  следует умножить на  $K = 250 / D_y$ .

Испытание на герметичность проводят воздухом или азотом, а затем, при оценке количества протечки, пересчитывают на рабочий газ по выражению

$$G = 1,2 \cdot 10^{-4} \eta m V P (M_p / T_p),$$

где  $\eta$  – коэффициент запаса, учитывающий ухудшение герметичности соединений с течением времени их эксплуатации,  $\eta = 1,5 \dots 2,0$ ;  $M_p$  – молярная масса рабочего газа;  $T_p$  – его рабочая температура;  $V$  – объем рабочей полости объекта.

## Глава 12

# ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

---

---

### 12.1. БУГЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ (см. рис. 9.1) [122]

Исходные данные для расчета: внутренний диаметр  $D_1 = 100$  мм, материал прокладки – фторопласт-4, давление рабочей среды (воздух)  $p = 1,6$  МПа, температура  $20$  °С. Учитывая относительно большую податливость материала прокладки, параллельно ей размещаем более жесткий в осевом направлении опорный элемент.

Принимаем: ширину и толщину прокладки соответственно  $b = 6$  и  $h_0 = 4$  мм, угол  $\beta$  конуса бугеля  $30^\circ$ , число крепежных болтов  $m = 2$ .

Учитывая наличие значительного числа определяемых параметров, в расчете применяем метод последовательных приближений.

**Первое приближение.** Определяем нагрузку на крепежные болты только в процессе сборки соединения, не учитывая деформации элементов соединения от силы давления рабочей среды.

Осевая сила, компенсируемая нагрузкой на крепежные болты:

$$Q_{3,0} = Q_{31} + Q_{32}, \quad (12.1)$$

где  $Q_{31}$  – требуемая осевая нагрузка на прокладку в рабочих условиях;  $Q_{32}$  – компенсация осевой силы разгрузки опорного элемента от давления рабочей среды,

$$Q_{31} = \pi D_{\text{cp}} b [\sigma_z];$$

здесь  $[\sigma_z]$  – минимальная удельная нагрузка на прокладку, обеспечивающая заданную степень герметичности ( $W_r = 10^{-3}$  см<sup>3</sup>/с). Для прокладки из фторопласта-4 при  $b$  в см. [21]

$$[\sigma_z] = 6,57b^{-0,77} p^{0,28} = 6,57 \cdot 0,006^{-0,77} \cdot 1,6^{0,28} = 11,09 \text{ МПа.}$$

При этих значениях

$$Q_{31} = 3,14 \cdot 0,124 \cdot 0,006 \cdot 11 \cdot 10^6 = 2,57 \cdot 10^4 \text{ Н;}$$

$$Q_{32} = \pi D_{\text{cp}}^2 p / 4 = 3,14 \cdot 0,124^2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 = 1,93 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Суммарная нагрузка по выражению (12.1)

$$Q_{3,0} = (2,57 + 1,93)10^4 = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Сила затяжки крепежных болтов

$$Q_{3,6} = Q_{3,0}(\operatorname{tg}\beta + f)/(1 - f\operatorname{tg}\beta), \quad (12.2)$$

где  $f$  – коэффициент трения в зоне контакта конических поверхностей бугеля и кольцевых выступов соединяемой трубы,  $f = 0,1$  [82];

$$Q_{3,6} = 4,5 \cdot 10^4(0,577 + 0,1)/(1 - 0,1 \cdot 0,577) = 3,23 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Материал болтов Сталь 35,  $\sigma_b = 500$  МПа,  $[\sigma_6] = 282$  МПа [73].

Определяем диаметр болтов

$$Q_{3,6}k_1k_2/[\sigma_6] = 3,23 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 1,2/282 \cdot 10^6 = \pi d_6^2/4,$$

где  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты, учитывающие соответственно метод затяжки и точность ее контроля [31]. Принимаем моментную и контролируемую затяжку резьбовых элементов.

Отсюда внутренний диаметр резьбы болта  $d_6 = 10,25$  мм. Принимаем резьбу М12 – 1,75 [76].

Учитывая, что параллельно фторопластовой прокладке установлен более жесткий опорный элемент, определяем разность между исходной высотой прокладки и опорного элемента

$$\Delta = [\sigma_z]h_0 / E_{сж}, \quad (12.3)$$

где  $E_{сж}$  – модуль сжатия фторопласта-4 [23]

$$E_{сж} = 3135 \sigma_z^{-1,27} = 3135 \cdot 11,09^{-1,27} = 151,58 \text{ МПа.}$$

Используя выражение (12.3), получим

$$\Delta = 11,09 \cdot 0,004 / 151,58 = 0,3 \text{ мм.}$$

Такая величина зазора должна быть обеспечена до затяжки крепежных болтов.

Изменение осевой нагрузки на элементы соединения с изменением давления рабочей среды зависит от осевой податливости составляющих соединение элементов.

Согласно принятому [117] делению элементов соединения по характеру их нагружения на элементы системы «болта» и системы «прокладки» относим к системе «болта» бугель  $\lambda_{ст}$ , крепежные болты  $\lambda_{к,б}$  и концевые участки соединяемых труб  $\lambda_{к,у}$ . Суммарная осевая податливость системы «болта»

$$\lambda_1 = \lambda_{ст} + \lambda_{к,б} + \lambda_{к,у}; \quad (12.4)$$

$$\lambda_{ст} = b_1 / [(\pi D_1 - 4C)b_1 + 4b_2S_3]E, \quad (12.5)$$

где  $b_1$ ,  $D_1$ ,  $C$  – соответственно высота, средний диаметр и толщина стенки бугеля;  $b_2$ ,  $S_3$  – толщина и ширина бугеля на участке размещения крепежных болтов.



В первом приближении и по конструктивным соображениям принимаем все геометрические параметры элементов соединения:  $b_1 = 48$  мм,  $D_1 = 136$  мм,  $C = 5$  мм,  $b_2 = 8$  мм,  $S_3 = 30$  мм;

$$\lambda_{\text{ст}} = 0,048 / [(3,14 \cdot 0,136 - 4 \cdot 0,005) 0,048 + 4 \cdot 0,008 \cdot 0,03] 2 \cdot 10^{11} = \\ = 1,17 \cdot 10^{-11} \text{ м / Н};$$

$$\lambda_{\text{кб}} = 2l_6 \text{tg}\beta(1 - f \text{tg}\beta) / m 0,785 d_6^2 E (f + \text{tg}\beta), \quad (12.6)$$

где  $l_6$  – длина болта между торцами гайки и головки; принимаем  $l_6 = 128$  мм

$$\lambda_{\text{кб}} = 2 \cdot 0,128 \cdot 0,577(1 - 0,1 \cdot 0,577) / 2 \cdot 0,785 \cdot 0,012^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} (0,1 + 0,577) = \\ = 455 \cdot 10^{-11} \text{ м / Н};$$

$$\lambda_{\text{кр}} = \frac{L_1}{4\pi d_{\text{к}} E (1 + f \text{tg}\beta)} \left[ \frac{L_1}{W_{\phi}} + \frac{C_1}{W} \right], \quad (12.7)$$

где  $W_{\phi}$  – момент сопротивления сечения фланца;  $W$  – момент сопротивления сечения бугеля;  $L$  – высота конических выступов бугеля;  $L_1$  – расстояние от середины отверстия под крепежные болты к середине конического выступа бугеля;  $C_1$  – расстояние от середины конического выступа бугеля до середины его стенки;  $l$  – высота стенки бугеля;  $d_{\text{к}}$  – внутренний диаметр конических выступов бугеля;

$$W_{\phi} = b_1 b_2^2 / 6. \quad (12.8)$$

Используя принятые значения параметров  $b_1$  и  $b_2$ , по выражению (12.8) получим

$$W_{\phi} = 0,048 \cdot 0,008^2 / 6 = 5,12 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W = J_x / (b_1 - v), \quad (12.9)$$

где  $J_x$  – момент инерции относительно оси  $X$ ,

$$J_x = \frac{b_1 C^3 + 2h_2 (b_1 - C)^3}{12} + b_1 C (v - 0,5C)^2 + 2h_2 [0,5(b_1 - C) + C - v]^2; \quad (12.10)$$

$v$  – координата центра тяжести сечения бугеля по оси  $Y$ ,

$$v = 0,5(b - C). \quad (12.11)$$

При  $b = 0,024$  м и  $C = 0,005$  м  $v = 0,5(0,024 - 0,005) = 0,0095$  м.

По выражению (12.10) определим момент инерции сечения бугеля

$$J_x = [0,044 \cdot 0,005^3 + 2 \cdot 0,01(0,044 - 0,005)^3]0,083 + \\ + 0,044 \cdot 0,005(0,0095 - 0,5 \cdot 0,005)^2 + 2 \cdot 0,01[0,5(0,044 - 0,005) + 0,005 - \\ - 0,0095]^2 = 46,110^{-7} \text{ м}^4.$$

По выражению (12.9) определяем момент сопротивления сечения бугеля

$$W = 46,110^{-7} / (0,044 - 0,0095) = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

При  $W_\phi = 5,12 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ ;  $W = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ ;  $L = 0,013 \text{ м}$ ;  $L_1 = 0,03 \text{ м}$ ;  $C_1 = 0,012 \text{ м}$ ;  $l = 0,023 \text{ м}$ ;  $d_k = 0,12 \text{ м}$ ,

$$\lambda_{кв} = \frac{0,013 \cdot 0,023}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,12 \cdot 2 \cdot 10^{11} (1 + 0,1 \cdot 0,577)} \left[ \frac{0,03}{5,12 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,012}{1,33 \cdot 10^{-4}} \right] = \\ = 4,47 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Суммарное значение осевой податливости системы «болта» (12.4)

$$\lambda_1 = 10^{-11} (1,17 + 455 + 4,47) = 460,64 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Осевая податливость системы «прокладки»

$$\lambda^* = \lambda_\pi \lambda_\gamma / (\lambda_\pi + \lambda_\gamma), \quad (12.12)$$

где  $\lambda_\pi$  и  $\lambda_\gamma$  – осевые податливости прокладки и упора,

$$\lambda_\pi = (h_0 - \Delta) / \pi D_{cp} b E_{сж} = \\ = (0,004 - 0,0003) / 3,14 \cdot 0,124 \cdot 0,006 \cdot 151,58 \cdot 10^6 = 0,01 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н};$$

$$\lambda_\gamma = h_\gamma / \pi D_\gamma b_\gamma E = 0,01 / 3,14 \cdot 0,14 \cdot 0,008 \cdot 2 \cdot 10^{11} = 5,68 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Используя выражение (12.12), получим

$$\lambda^* = 0,01 \cdot 10^{-6} \cdot 5,68 \cdot 10^{-11} / (1000 + 5,68) 10^{-11} = 5,64 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Коэффициент жесткости бугельного соединения

$$\alpha = \lambda_1 / (\lambda_1 + \lambda^*) = 460,64 \cdot 10^{-11} / (460,64 + 5,64) 10^{-11} = 0,988.$$

Коэффициент основной нагрузки

$$X = 1 - \alpha = 1 - 0,988 = 0,012.$$

Прирост нагрузки на элементы соединения от осевой силы давления рабочей среды

$$\Delta Q = X Q_{32} = 0,012 \cdot 1,93 \cdot 10^4 = 0,226 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Прирост нагрузки на крепежные болты от осевой силы давления рабочей среды определяем по выражению (12.2):

$$\Delta Q_6 = 0,0226 \cdot 10^4 (0,577 + 0,1) / (1 - 0,1 \cdot 0,577) = 162 \text{ Н.}$$

Этот прирост нагрузки составляет 0,5% от действительной нагрузки на крепежные болты. Его можно не учитывать.

Проверяем принятые геометрические параметры отдельных элементов бугельного соединения на прочность.

Стенку бугеля рассматриваем как полосу единичной ширины, нагруженную погонной максимальной нагрузкой, которая складывается из осевой составляющей силы затяжки крепежных болтов и осевой силы давления уплотняемой среды

$$Q_{\max} = Q_{31} + Q_{32} = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Вертикальная погонная нагрузка

$$q_{\max} = Q_{\max} \cos \beta / \pi d_k = 4,5 \cdot 10^4 \cdot 0,866 / 3,14 \cdot 0,12 = 10,3 \cdot 10^4 \text{ Н/м.}$$

Напряжение в среднем сечении конических выступов бугеля

$$\sigma = 6Lq_{\max} / h_2^2 = 6 \cdot 0,013 \cdot 10,3 \cdot 10^4 / 0,01^2 = 80,3 \text{ МПа,}$$

где  $h_2$  – толщина конического выступа бугеля в его средней части.

Для изготовления бугеля применяем сталь Ст.3, у которой предел текучести  $\sigma_T = 230$  МПа.

Запас прочности кольцевых выступов  $n = 230/80 = 2,8$ .

Напряжение в стенке бугеля

$$\sigma = q_{\max}(C + 6L)/C^2 = 10,3 \cdot 10^4 (0,005 + 6 \cdot 0,017) / 0,005^2 = 440 \text{ МПа.}$$

Стенка по прочности не проходит.

Допускаемое напряжение  $[\sigma] = \sigma_T / 1,2$  [119];  $[\sigma] = 230 / 1,2 = 192$  МПа.

При этом напряжении определим толщину стенки бугеля  $C$ :

$$C = 0,5q_{\max}\sigma^{-1} + [(0,5q_{\max}\sigma^{-1})^2 + 6q_{\max}L\sigma^{-1}]^{0,5};$$

$$C = 0,5 \cdot 10,3 \cdot 10^4 / 192 \cdot 10^6 + [(0,5 \cdot 10,3 \cdot 10^4 / 192 \cdot 10^6)^2 + 6 \cdot 10,3 \cdot 10^4 \cdot 0,017 / 192 \cdot 10^6]^{0,5} = 7,6 \text{ мм.}$$

При определении толщины болтовых полок рассматриваем полку как балку в жесткой заделке, нагруженную болтовой силой на расстоянии  $L_1$  от оси болта.

Изгибающий момент в заделке балки

$$M = 0,5Q_{36}L_1 = 0,5 \cdot 3,23 \cdot 10^4 \cdot 0,03 = 484,5 \text{ Н·м,} \quad (12.13)$$

но

$$M = W_{\phi}\sigma \text{ и } W_{\phi} = b_1 b_2^2 / 6. \quad (12.14)$$

Используя выражение (12.14), определим толщину фланца  $b_2$ :

$$b_2 = (6M/b_1\sigma)^{0,5} = (6 \cdot 484,5 / 0,03 \cdot 192 \cdot 10^6)^{0,5} = 0,0225 \text{ м.}$$

Для определения толщины  $h_2$  в основании конического участка бугеля, рассматриваем конический участок как прямоугольный:

$$h_2 = 0,8 \left[ \left( \frac{D_2 - D_1 - S_2}{D_2 - D_1} \right) \left( \frac{Q_{\max}}{[\sigma]} - \frac{1,56 D_1 S_2^2}{D_2 - D_1 - S_2} \right) \right]^{0,5}, \quad (12.15)$$

где  $D_2$  и  $D_1$  – наружный и внутренний диаметры бугеля;  $S_2$  – толщина стенки соединяемой трубы.

При принятых значениях  $D_2 = 164$  мм,  $D_1 = 114$  мм и значении  $S_2 = 3,0$  мм по выражению (12.15) определим толщину конического основания бугеля  $h_2$ :

$$h_2 = 0,8 \left[ \left( \frac{164 - 114 - 3,0}{164 - 114} \right) \left( \frac{4,5 \cdot 10^4}{192 \cdot 10^6} - \frac{1,56 \cdot 0,114 \cdot 0,003^2}{0,164 - 0,114 - 0,003} \right) \right]^{0,5} = 0,011 \text{ м.}$$

После первого приближения получили толщины стенки бугеля и фланцев соответственно 7,6 и 18,5 мм. Используя полученные новые значения, переходим ко второму приближению.

Так как толщина фланца увеличилась на 10 мм, то это приводит к увеличению длины болта. По выражению (12.6) определяем осевую податливость  $\lambda_{к.б}$  болтов, которая в данном случае составит  $523,3 \cdot 10^{-11}$  м/Н, что больше ранее определенного на 15%.

По выражению (12.5) при  $D_1 = 156,4$  мм и  $C = 7,6$  мм получили новое значение  $\lambda_{ст}$ :

$$\begin{aligned} \lambda_{ст} &= 0,048 / [(3,14 \cdot 0,136 - 4 \cdot 0,0076) 0,048 + 4 \cdot 0,00185 \cdot 0,03] 2 \cdot 10^{11} = \\ &= 2,6 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н,} \end{aligned}$$

что больше ранее полученного на 6,8%.

По выражению (12.14) определяем момент сопротивления сечения фланца

$$W_{\phi} = 0,048 \cdot 0,018^2 / 6 = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$v$  – координата центра тяжести сечения бугеля по оси  $Y$ :

$$v = 0,5(b - C). \quad (12.16)$$

При  $b = 0,024$  м и  $C = 0,0076$  м  $v = 0,5(0,024 - 0,0076) = 0,0082$  м.

По выражению (12.10) определим момент инерции сечения бугеля

$$\begin{aligned} J_x &= [0,044 \cdot 0,0076^3 + 2 \cdot 0,01(0,044 - 0,0076)^3] 0,083 + \\ &+ 0,044 \cdot 0,0076(0,0082 - 0,5 \cdot 0,0076)^2 + 2 \cdot 0,01[0,5(0,044 - 0,0076) + \\ &+ 0,0076 - 0,0082]^2 = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \end{aligned}$$

По выражению (12.9) определяем момент сопротивления сечения бугеля

$$W = 7 \cdot 10^{-6} / (0,044 - 0,0082) = 0,195 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

По выражению (12.7) при  $W = 0,195 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  и  $W_{\phi} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  получили новое значение  $\lambda_{к.у}$ :

$$\lambda_{к.у} = \frac{0,013 \cdot 0,023}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,12 \cdot 2 \cdot 10^{11} (1 + 0,1 \cdot 0,577)} \left[ \frac{0,03}{2,6 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,012}{0,195 \cdot 10^{-3}} \right] = 1,08 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Суммарную осевую податливость  $\lambda_1$  системы «болта» по выражению (12.4) во втором приближении получили равной  $537 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}$ , что более чем на 14% отличается от суммарной осевой податливости, полученной в первом приближении.

Коэффициент жесткости бугельного соединения

$$\alpha = \lambda_1 / (\lambda_1 + \lambda^*) = 537 \cdot 10^{-11} / (537 + 5,64) 10^{-11} = 0,989.$$

Коэффициент основной нагрузки

$$X = 1 - \alpha = 1 - 0,988 = 0,0104.$$

Полученный коэффициент основной нагрузки на 13% меньше ранее принятого.

Прирост нагрузки на элементы соединения от осевой силы давления рабочей среды

$$\Delta Q = X Q_{32} = 0,0104 \cdot 1,93 \cdot 10^4 = 0,02 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Прирост нагрузки на крепежные болты от осевой силы давления рабочей среды определяем по выражению (12.2):

$$\Delta Q_6 = 0,0226 \cdot 10^4 (0,577 + 0,1) / (1 - 0,1 \cdot 0,577) = 143,3 \text{ Н}.$$

Этот прирост нагрузки меньше на 12% от ранее полученной, что пойдет в запас по прочности крепежных болтов.

После расчетов во втором приближении можно считать, что полученные результаты, проверенные расчетами на прочность соответствующих элементов, практически приемлемы для выполнения бугельного соединения при заданных геометрических параметрах и нагрузке.

Полученные конечные значения отдельных геометрических параметров элементов бугельного соединения представлены в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Элементы бугельного соединения	Размеры
Ширина $b$ и толщина $h_0$ прокладки, ее материал	$b = 6$ мм, $h_0 = 4$ мм, фторопласт-4
Число болтов $m$ , диаметр болта $d_6$ , материал	$m = 2$ , $d_6 = M12 \cdot 1,75$ , сталь 35
Угол конуса бугеля $\beta$ , материал бугеля	$\beta = 30^\circ$ , сталь Ст3
Осевая нагрузка в рабочем состоянии при $p = 1,6$ МПа	$Q_{30} = 4,5 \cdot 10^4$ Н
Суммарная сила затяжки болтов	$Q_{3,6} = 3,23 \cdot 10^4$ Н
Исходное превышение $\Delta$ толщины прокладки	$\Delta = 0,3$ мм
Толщина стенки бугеля	$C = 7,6$ мм
Толщина болтового фланца	$b_2 = 22,5$ мм
Расстояние от оси болта до заделки болтового фланца	$b_1 = 48$ мм
Толщина основания конической полки бугеля	$h_2 = 11$ мм
Внутренний диаметр соединяемых труб	$d = 100$ мм
Приближенная масса бугельного соединения	$G = 5,3$ кг

Для обеспечения нормальной работы соединения необходимо обеспечить заданный натяг конических полок бугеля на концевые конические утолщения соединяемых труб. Для этого нужно обеспечить требуемое исходное превышение толщины прокладки над толщиной упорного элемента. В проведенном расчете это превышение должно быть  $\Delta = 0,3$  мм. Следовательно, при сборке соединения (затяжке крепежных болтов) бугель должен переместиться к центру на величину  $e = \Delta/2 \operatorname{tg} \beta = 0,3/2 \cdot 0,577 = 0,26$  мм. Для выполнения этого условия необходимо относительно точно выполнить угловые и линейные размеры бугеля и сопрягаемых с ним концевых участков труб. Проверка

заданных условий сопряжения может быть выполнена или сравнением замеров входного (начального) участка бугеля и конечного участка собранных с прокладкой кольцевых элементов труб с учетом принятых допусков на угловые размеры конических поверхностей бугеля и соединяемых труб, или по предварительно собранному соединению без уплотнительной прокладки. В первом случае разность замеров должна соответствовать полученному значению  $\Delta$ . Во втором случае между кольцевыми полками бугеля и наружной поверхностью трубы должен быть зазор определенной величины (2...3 мм).

Рассмотрим бугельное соединение, в котором отсутствует опорное кольцо, а прокладка одна воспринимает осевую силу предварительной затяжки крепежных болтов.

Исходные данные для расчета принимаем такие же, как и для рассмотренного выше варианта с опорным кольцом: внутренний диаметр  $D_1 = 100$  мм, материал прокладки – фторопласт-4, давление рабочей среды (воздух)  $p = 1,6$  МПа, температура  $20$  °С.

Учитывая наличие значительного числа определяемых параметров, в расчете применяем метод последовательных приближений.

Для первого приближения используем некоторые параметры, полученные в предыдущем расчете бугельного соединения с опорным кольцом.

**Первое приближение.** Ширину прокладки определяем по выражению (2.31), так как прокладка предварительно нагружается удельной нагрузкой большей, чем требуется по условию герметичности соединения в рабочих условиях.

Принимаем  $\alpha = 0,98$ ,  $q_{пр} = 25$  МПа,  $K = 1,2$ . Используя выражение (2.31), получим

$$b_0 = \frac{0,98 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{[4(25 - 1,2 \cdot 11,09) - 0,98 \cdot 1,6]10^6} = 0,00347 \text{ м.}$$

Принимаем  $b_0 = 4,0$  мм, исходную толщину прокладки  $h_0 = 3,0$  мм.

Определяем нагрузку на крепежные болты только в процессе сборки соединения, не учитывая деформации элементов соединения от силы давления рабочей среды.

Осевую силу, компенсируемую нагрузкой на крепежные болты, определяем по выражению (12.1).  $Q_{31}$  – требуемая осевая нагрузка на прокладку в рабочих условиях.

При  $D_{ср} = 0,12$  м  $Q_{31} = 1,66 \cdot 10^4$  Н и  $Q_{32} = 1,8 \cdot 10^4$  Н. Согласно выражению (12.1)  $Q_{3,0} = 3,46 \cdot 10^4$  Н.

По выражению (12.2) определяем силу затяжки крепежных болтов

$$Q_{3,6} = 3,46 \cdot 10^4 (0,577 + 0,1) / (1 - 0,1 \cdot 0,577) = 2,47 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Материал болтов Сталь 35,  $\sigma_B = 500$  МПа,  $[\sigma_6] = 282$  МПа [73]

$$Q_{3,6} k_1 k_2 / [\sigma_6] = 2,47 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 1,2 / 282 \cdot 10^6 = 2 \cdot 3,14 d_6^2 / 4;$$

$$d_6 = 0,09 \text{ м.}$$

Принимаем болты М12-1,75.

Суммарную осевую податливость системы «болта» определяем по уравнению (12.4).

Осевая податливость бугеля по выражению (12.5)

$$\lambda_{ст} = 2,6 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Осевая податливость болтов по выражению (12.6)

$$\lambda_{к.б} = 523,3 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Осевая податливость концевых участков соединяемых труб по выражению (12.7)

$$\lambda_{к.у} = 1,08 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

По выражению (12.10) определим момент инерции сечения бугеля

$$J_x = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

По выражению (12.9) определяем момент сопротивления сечения бугеля

$$W = 0,195 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Суммарное значение осевой податливости системы «болта» (12.4)

$$\lambda_1 = 537 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Осевая податливость системы «прокладки» при  $E_{вс} = 140\sigma^{0,69}$  и  $\sigma = 11 \cdot 10^6$  МПа

$$\begin{aligned} \lambda_{п} &= h_0 / \pi D_{ср} b_0 E_{вс} = 0,003 / 3,14 \cdot 0,12 \cdot 0,004 \cdot 140 (11 \cdot 10^6)^{0,69} = \\ &= 292 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н.} \end{aligned}$$

Коэффициент жесткости бугельного соединения

$$\alpha = \lambda_1 / (\lambda_1 + \lambda_{п}) = 537 \cdot 10^{-11} / (537 \cdot 10^{-11} + 292000 \cdot 10^{-11}) = 0,0018.$$

Коэффициент основной нагрузки

$$X = 1 - \alpha = 1 - 0,0018 = 0,998.$$

В рабочих условиях осевая нагрузка на элементы бугельного соединения увеличится на величину

$$\Delta Q = \pi D_{ср}^2 p X / 4 = 3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 1,6 \cdot 0,998 / 4 = 0,018 \text{ МН.}$$



Прирост нагрузки на болты в рабочих условиях (12.2)

$$\Delta Q_6 = \Delta Q(\operatorname{tg}\beta + f)/(1 - f \operatorname{tg}\beta) = 0,018(0,55 + 0,1)/(1 - 0,1 \cdot 0,55) = 0,0124 \text{ МН.}$$

Нагрузка на болты в рабочих условиях

$$Q_6 = (2,47 + 1,24)10^4 = 3,71 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Определяем диаметры болтов:

$$Q_6 k_1 k_2 / [\sigma_6] = 3,71 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 1,2 / 282 \cdot 10^6 = \pi d_6^2 / 4;$$

$$d_6 = [4 \cdot 3,71 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 1,2 / 2 \cdot 3,14 \cdot 282 \cdot 10^6]^{0,5} = 0,0109 \text{ м.}$$

Принимаем резьбу М12-1,75.

Определяем геометрические параметры отдельных элементов бугельного соединения из условия их прочности.

Стенку бугеля рассматриваем как полосу единичной ширины, нагруженную погонной максимальной нагрузкой

$$Q_{\max} = \pi D_{\text{ср}} \{ p D_{\text{ср}} / 4 + b [q] \} = 3,14 \cdot 0,12 \{ 1,6 \cdot 0,12 / 4 + 0,004 \cdot 11 \} = 3,47 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Вертикальная погонная нагрузка

$$q_{\max} = Q_{\max} \cos\beta / \pi d_k = 3,47 \cdot 10^4 \cdot 0,866 / 3,14 \cdot 0,12 = 8,0 \cdot 10^4 \text{ Н/м.}$$

Напряжение в среднем сечении конических выступов бугеля

$$\sigma = 6Lq_{\max} / h_2^2 = 6 \cdot 0,013 \cdot 8,0 \cdot 10^4 / 0,01^2 = 62,4 \text{ МПа,}$$

где  $h_2$  – толщина конического выступа бугеля в его средней части.

Для изготовления бугеля применяем сталь Ст.3, у которой предел текучести  $\sigma_T = 230$  МПа.

Запас прочности кольцевых выступов  $n = 230 / 62,4 = 3,68$ .

Напряжение в стенке бугеля

$$\sigma = q_{\max} (C + 6L) / C^2 = 8,0 \cdot 10^4 (0,0076 + 6 \cdot 0,017) / 0,0076^2 = 151,8 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение  $[\sigma] = \sigma_T / 1,2$ ;  $[\sigma] = 230 / 1,2 = 192$  МПа.

При этом напряжении определим толщину стенки бугеля  $C$ :

$$C = 0,5 q_{\max} \sigma^{-1} + [(0,5 q_{\max} \sigma^{-1})^2 + 6 q_{\max} L \sigma^{-1}]^{0,5};$$
$$C = 0,5 \cdot 8,0 \cdot 10^4 / 192 \cdot 10^6 + [(0,5 \cdot 8,0 \cdot 10^4 / 192 \cdot 10^6)^2 + 6 \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 0,017 / 192 \cdot 10^6]^{0,5} = 6,7 \text{ мм.}$$

При определении толщины болтовых полок рассматриваем полку как балку в жесткой заделке, нагруженную болтовой силой на расстоянии  $L_1$  от оси болта (12.13).

Изгибающий момент в заделке балки

$$M = 0,5 Q_{36} L_1 = 0,5 \cdot 3,71 \cdot 10^4 \cdot 0,03 = 556,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

но

$$M = W_{\phi} \sigma \text{ и } W_{\phi} = b_1 b_2^2 / 6.$$

Используя выражение (12.8), определим толщину фланца  $b_2$ :

$$b_2 = (6M/b_1\sigma)^{0,5} = (6 \cdot 556,5 / 0,03 \cdot 192 \cdot 10^6)^{0,5} = 0,024 \text{ м}.$$

Для определения толщины  $h_2$  в основании конического участка бугеля, рассматривая конический участок как прямоугольный, используем выражение (12.17) [122]:

$$h_2 = 0,8 \left[ \left( \frac{D_2 - D_1 - S_2}{D_2 - D_1} \right) \left( \frac{Q_{\max}}{[\sigma]} - \frac{1,22 D_1 S_1^2}{D_2 - D_1 - S_2} \right) \right]^{0,5}, \quad (12.17)$$

где  $D_2$  и  $D_1$  – наружный и внутренний диаметры бугеля;  $S_1$  и  $S_2$  – ширина основания конического перехода соединяемой трубы и ее толщина.

При принятых значениях  $D_2 = 164$  мм,  $D_1 = 114$  мм и уточненном значении  $S_1 = 3,5$  мм и  $S_2 = 3$  мм по выражению (12.17) определим толщину конического основания  $h_2$ :

$$\begin{aligned} h_2 &= 0,8 \left[ \left( \frac{164 - 114 - 3,0}{164 - 114} \right) \left( \frac{3,47 \cdot 10^4}{192 \cdot 10^6} - \frac{1,22 \cdot 0,114 \cdot 0,0035^2}{0,164 - 0,114 - 0,003} \right) \right]^{0,5} = \\ &= 0,0094 \text{ м}. \end{aligned}$$

После первого приближения получили расхождение только в толщине фланца бугеля. Вместо 18,5 мм получили 24 мм. Увеличение толщины фланцев потребует увеличения длины болтов на 4 мм, что отразится и на осевой податливости болтов. Расчеты показали, что увеличение податливости болтов будет всего на 3%, что можно не учитывать.

После расчетов по первому приближению можно считать, что полученные результаты, проверенные расчетами на прочность, соответствующих элементов, практически приемлемы для выполнения бугельного соединения при заданных геометрических параметрах и нагрузке.

Полученные конечные значения отдельных геометрических параметров элементов бугельного соединения представлены в табл. 12.2.

Таблица 12.2

Элементы бугельного соединения	Размеры
Ширина $b$ и толщина $h_0$ прокладки, ее материал	$b = 4$ мм; $h_0 = 3$ мм; фторопласт-4
Число болтов $m$ , диаметр болта $d_6$ , материал	$m = 2$ ; $d_6 = M12 \cdot 1,75$ ; сталь 35
Угол конуса бугеля, материал бугеля	$\beta = 30^\circ$ ; сталь Ст.3
Осевая нагрузка в рабочем состоянии при $p = 1,6$ МПа	$Q_{30} = 4,5 \cdot 10^4$ Н
Суммарная сила затяжки болтов	$Q_{3,6} = 2,47 \cdot 10^4$ Н
Толщина стенки бугеля	$C = 6,7$ мм
Толщина болтового фланца	$b_2 = 24$ мм
Расстояние от оси болта до заделки болтового фланца	$b_1 = 48$ мм
Толщина основания конической полки бугеля	$h_2 = 11$ мм
Внутренний диаметр соединяемых труб	$d = 100$ мм

Сравнение результатов расчетов бугельного соединения с опорным элементом повышенной осевой жесткости, размещенным параллельно уплотнительной прокладке, и без такового при одинаковых нагрузках и геометрических параметрах показали, что в первом варианте сила предварительной затяжки крепежных болтов на 24% больше, чем во втором.

Однако во втором варианте рабочая нагрузка на крепежные болты и фланцы больше, чем в первом на 13%, что потребовало увеличения толщины фланцев на 9%.

Достоинство соединения с размещенным параллельно прокладке опорным кольцом с повышенной осевой жесткостью обеспечивает постоянство требуемой по условию герметичности соединения удельной нагрузки на прокладку. Это, в основном, сохраняет упругие свойства материала прокладки и существенно замедляет в ней скорость релаксации напряжения. Данная конструкция особенно эффективна для соединений с прокладками, выполненными из относительно мягкого материала, такого, как резина, фторопласт-4, терморасширенный графит и др.

## 12.2. РАЗЪЕМНЫЕ ГЕРМЕТИЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С РЕЗИНОВОЙ ПРОКЛАДКОЙ КРУГЛОГО РАДИАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

Исходные данные для расчета: внутренний диаметр соединения  $D_1 = 100$  мм, материал прокладки – резина марки СКН-18,  $E_{сж} = 4,5$  МПа (табл. 7.9), диаметр радиального сечения  $d = 8$  мм, средний диаметр прокладки  $D_{ср} = 116$  мм, давление рабочей среды (воздух)  $p = 1,6$  МПа, температура  $20$  °С. Соединение снабжено упорным кольцом, размещенным с внешней стороны прокладки. Толщина опорного кольца устанавливается, исходя из требуемого предварительного сжатия прокладки, ширина кольца – 4 мм.

Канавку для размещения прокладки принимаем прямоугольного сечения шириной  $b = 8$  мм и глубиной  $h = 6,4$  мм. Канавка образована внешним опорным кольцом и внутренним выступом фланца. Предварительное сжатие прокладки на величину  $\delta = 0,2$ ,  $d = 0,2 \cdot 8 = 1,6$  мм необходимо для обеспечения герметичности соединения в рабочих условиях. Следовательно, толщина опорного кольца меньше диаметра прокладки на 1,6 мм и равна 6,4 мм.

Осевая сила, компенсируемая нагрузкой на крепежные болты:

$$Q_{30} = Q_{31} + Q_{32}, \quad (12.18)$$

где  $Q_{31}$  – требуемая осевая нагрузка на прокладку в рабочих условиях;  $Q_{32}$  – компенсация осевой силы разгрузки опорного элемента от давления рабочей среды

$$Q_{31} = \pi D_{ср} q. \quad (12.19)$$

Максимальное напряжение, возникающее в зоне контакта резинового кольца и замыкающего его фланцев [141]

$$\sigma = 0,798 \left[ \frac{q}{D_{ср} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \right]^{0,5}; \quad (12.20)$$

здесь нижние индексы 1 и 2 относятся соответственно к материалам сталь и резина. Принимаем значение  $\sigma = 0,2E_2$ .

Из выражения (12.20) определяем  $q$ :

$$q = D_{ср} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) 0,0628 E_2^2.$$

Подставив значения  $E_1 = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $E_2 = 4,5$  МПа;  $\mu_1 = 0,3$ ;  $\mu_2 = 0,5$  и  $D_{ср} = 0,116$  м, получим  $q = 147 \cdot 10^3$  Н/м.

По выражению (12.19)

$$Q_{31} = 3,14 \cdot 0,116 \cdot 147 \cdot 10^3 = 53,5 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$Q_{32} = \pi D_{\text{ср}}^2 p / 4 = 3,14 \cdot 0,116^2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 / 4 = 16,7 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Согласно (12.18) сила затяжки болтов  $Q_{30} = 70,2 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

Площадь сечения всех болтов

$$F_6 = Q_{30} K_1 K_2 / [\sigma] = m \pi d_6^2 / 4, \quad (12.21)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты, учитывающие метод затяжки и контроль за ее величиной.

Согласно принятому по ГОСТ 6971 фланцу на  $D_y = 100 \text{ мм}$  и  $p = 1,6 \text{ МПа}$  число крепежных болтов  $m = 8$  и диаметр болта М16. По выражению (12.21) проверяем их приемлемость для данных условий работы соединения.

При допускаемом напряжении на материал болтов  $282 \cdot 10^6 \text{ Па}$

$$F_6 = 70,2 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,2 / 282 \cdot 10^6 = 0,358 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_6 = 8 \cdot 0,016^2 / 4 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

что больше на 30%, чем требуется по прочности болтов.

Проверяем контактирующую поверхность опорного кольца на прочность при максимальной силе затяжки крепежных болтов. Ширина опорного кольца  $b = 4 \text{ мм}$ , его средний диаметр  $D_{\text{ср}} = 128 \text{ мм}$ , площадь контакта

$$F_{\text{к}} = \pi b D_{\text{ср}} = 3,14 \cdot 0,004 \cdot 0,128 = 0,0016 \text{ м}^2.$$

Удельная нагрузка в зоне контакта.

$$q = Q_{30} / F_{\text{к}} = 70,2 \cdot 10^3 / 0,0016 = 43,8 \text{ МПа}.$$

Полученное значение  $q = 43,8 \text{ МПа}$  в четыре раза меньше допускаемого  $[q] = 192 \text{ МПа}$ .

Осевая податливость прокладочного узла (выражение (12.12))

$$\lambda^* = \lambda_{\text{п}} \lambda_{\text{y}} / (\lambda_{\text{п}} + \lambda_{\text{y}}),$$

где  $\lambda_{\text{п}}$  – осевая податливость прокладки круглого радиального сечения (5.6);  $\lambda_{\text{y}}$  – осевая податливость опорных колец;

$$\lambda_{\text{п}} = 4 \frac{1 - \mu^2}{\pi^2 D_{\text{ср}} E} \left[ 0,41 + \ln \left\{ \frac{0,85 D_{\text{ср}}}{(pd/E)^{0,5}} \right\} \right],$$

где  $\mu = 0,5$  – коэффициент Пуассона для резины;  $D_{\text{ср}} = 0,116 \text{ м}$  – средний диаметр прокладки;  $E = 4,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$  – модуль упругости резины;  $d = 0,008 \text{ м}$  – диаметр сечения прокладки;  $p = Q_{30} / (\pi D_{\text{ср}}) = 95 \text{ 365 Н/м}$  – средняя погонная нагрузка на прокладку.

Используя эти данные, получим

$$\lambda_{\text{п}} = 4 \frac{1 - 0,5^2}{\pi^2 \cdot 0,116 \cdot 4,5 \cdot 10^6} \left[ 0,41 + \ln \left\{ \frac{0,85 \cdot 0,116}{(95 \cdot 365 \cdot 0,008 / 4,5 \cdot 10^6)^{0,5}} \right\} \right] =$$

$$= 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н.}$$

Осевая податливость опорного кольца

$$\lambda_{\text{y}} = h / \pi E b D_{\text{ср.}}$$

Подставив известные значения параметров, получим

$$\lambda_{\text{y}} = 0,0064 / 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,004 \cdot 0,128 = 2 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

По выражению (12.12) определим осевую податливость прокладочного узла

$$\lambda^* = 1,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^{-11} / (1,4 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 10^{-11}) = 2 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Осевая податливость системы болтов:

$$\lambda_{\text{с.б}} = \lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{ф}}, \quad (12.22)$$

$$\lambda_{\text{б}} = (l_{\text{б}} + 0,33d_{\text{б}}) / m f_{\text{б}} E.$$

При  $l_{\text{б}} = 45$  мм – длина болта между торцами головки и гайки;  $d_{\text{б}} = 16$  мм – диаметр болта;  $m = 8$  – число болтов;  $f_{\text{б}} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  – площадь сечения болта и  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па – модуль упругости материала болта значение

$$\lambda_{\text{б}} = (0,045 + 0,33 \cdot 0,016) / 8 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{11} = 0,157 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н.}$$

Осевую податливость фланца в рабочем состоянии определяем по табл. 4.11:

$$\lambda_{\text{ф}} = 0,866 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н.}$$

Коэффициент жесткости соединения

$$\alpha = (2\lambda_{\text{ф}} + \lambda_{\text{б}}) / (\lambda_{\text{п}}^* + 2\lambda_{\text{ф}} + \lambda_{\text{б}}) = (2 \cdot 0,866 \cdot 10^{-9} +$$

$$+ 0,157 \cdot 10^{-8}) / (1,069 \cdot 10^{-11} \cdot 2 \cdot 0,866 \cdot 10^{-9} + 0,157 \cdot 10^{-8}) = 0,997.$$

Коэффициент основной нагрузки  $T_0 = 1 - \alpha = 1 - 0,997 = 0,0032$ .

Дополнительная нагрузка на крепежные болты и фланцы в рабочих условиях

$$\Delta Q = T_0 \pi D_{\text{ср}}^2 p = 0,0032 \cdot 3,14 \cdot 0,116^2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 = 216 \text{ Н,}$$

что составляет 0,03% от максимальной нагрузки  $70,2 \cdot 10^3$  Н. Этот прирост нагрузки можно не учитывать.

## Глава 13

# РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ САЛЬНИКОВОГО ТИПА С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

---

---

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой (рис. 13.1) применяются, в основном, для герметизации подвижных элементов машин (валов, штоков, плунжеров, шпинделей). Сальниковые уплотнения используют также и для герметизации неподвижных соединений оборудования различного назначения.

В камеру сальника устанавливается набивка, выполненная, как правило, из колец плетеного сальникового материала, и нажимными болтами (шпильками) через нажимной фланец набивка нагружается требуемой осевой силой  $Q_3$ . Под действием этой силы набивка сжимается в осевом направлении и расширяется в радиальном в соответствии со значениями ее модуля сжатия и коэффициента Пуассона. При осевом сжатии набивки уменьшается ее пористость (уменьшается проницаемость), а за счет радиального расширения набивки обеспечивается силовой контакт боковых поверхностей набивки и поверхностей камеры сальника и уплотняемой детали. Силой затяжки нажимных болтов обеспечиваются требуемые условия герметичности, так как каналами протечки рабочей среды могут являться сама набивка (ее поры) и зона контакта набивки и сопрягаемых с ней поверхностей штока и камеры сальника.

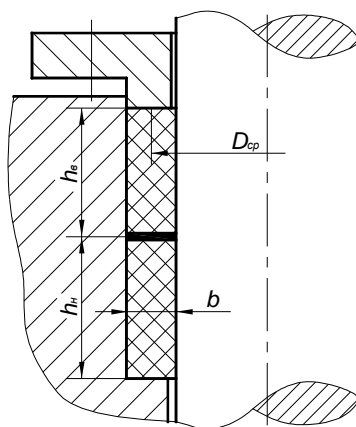


Рис. 13.1

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

Качество работы сальникового уплотнения зависит от величин радиальных зазоров между поверхностью уплотняемой детали и элементами сальникового узла (нажимного фланца, нажимной и направляющей втулками). Эти зазоры должны быть минимальными, исходя из условия исключения выдавливания через них сальниковой набивки [108]. Зазор между уплотняемой деталью и корпусом (подсальниковым кольцом) или нажимной втулкой не должен быть более  $0,04b$  на сторону, где  $b$  – ширина набивки.

Шероховатость уплотняемой поверхности подвижной детали, контактирующей с набивкой, должна быть не выше  $Ra = 0,32$  мкм, а шероховатость поверхности стенки сальниковой камеры – не выше  $Rz = 20$  мкм.

Для обеспечения нормальной работы сальникового уплотнения с мягкой набивкой необходимо установить оптимальные геометрические параметры его составных элементов. В этом отношении существенное значение имеет правильный выбор длины (высоты) набивки и площадь ее поперечного сечения или ширины  $b$ .

Исходными при определении этих параметров являются: диаметр уплотняемой детали; допускаемая величина протечки уплотняемой среды, которая зависит от ее свойств и условий работы уплотняемого объекта, требуемый минимальный ресурс работы сальникового узла, который задается по отрезку времени работы объекта без нарушения заданной степени герметичности.

При сборке сальникового уплотнения в процессе затяжки крепежных элементов под действием осевой силы на нажимную втулку происходит сжатие набивки и ее смещение относительно замыкающих поверхностей камеры сальника и уплотняемой детали. При этом сжатие набивки препятствует сила трения в зоне контакта набивки с замыкающими ее поверхностями, а также сила внутреннего трения самой набивки. На компенсацию влияния этого суммарного трения затрачивается часть приложенной осевой силы. Вследствие этого осевая удельная нагрузка по длине набивки  $z$  уменьшается согласно уравнению

$$q_z = q_0 \exp(-2fkz/b), \quad (13.1)$$

где  $q_0$  – удельная нагрузка на верхний слой набивки, соприкасающийся с нажимной втулкой;  $f$  – коэффициент трения набивки о замыкающие ее поверхности;  $k$  – коэффициент бокового давления, равный отношению радиальной нагрузки на набивку к осевой;  $b$  – ширина набивки.



При выводе уравнения (13.1) не учитывалось влияние внутреннего трения в набивке и принимали [103] значение комплекса  $f_k$  одинаковым и для внешнего контура набивки, и для внутреннего, т.е. считали, что удельная радиальная нагрузка на внешнем и внутреннем контуре одинакова. Это допущение не корректно.

В некоторых исследованиях [45] было установлено, что радиальная нагрузка на внутреннем контуре сальниковой набивки превышает нагрузку на внешнем контуре. Это различие в нагрузках объясняли разными значениями коэффициента трения на внешней и на внутренней поверхностях сальниковой набивки. Даже при одинаковой чистоте обработки замыкающих набивку поверхностей принимали, что значение коэффициента трения на внешнем контуре выше, чем на внутреннем.

Как показали специально проведенные исследования [123] при кольцевой форме сальниковой набивки, основная доля радиальной деформации кольцевого элемента при осевом его сжатии приходится на внешний контур. Но ограничение деформации набивки по внешнему контуру жесткой стенкой камеры сальника исключает увеличение внешнего радиуса набивки, и материал сжатого кольца будет перемещаться к центру до контакта набивки с внутренней (жесткой) поверхностью уплотняемого элемента. Возникает радиальная нагрузка на уплотняемый элемент, которая, как показали исследования, превышает радиальную нагрузку по внешнему контуру набивки. Получено выражение для определения соотношения нагрузок на внутреннем и внешнем радиусах кольцевой набивки:

$$q_r/q_R = 2\beta^2/[\beta^2 + 1 + \mu(\beta^2 - 1)] = k_{R/r}, \quad (13.2)$$

где  $\beta$  – коэффициент толстостенности сальниковой набивки,  $\beta = R/r$ .

Если принять [59], что  $\mu = k / (1 + k)$ , то при  $\beta = 1,41$  и  $k = 0,072; 0,51$  и  $0,924$  по выражению (13.2) получим  $q_r / q_R = 1,3; 1,2$  и  $1,15$ . Значения  $k$  взяты из статьи [4]. Следовательно, соотношение нагрузок, действующих на боковые поверхности сальниковой набивки, зависит от коэффициента Пуассона материала набивки. Однако в любом случае коэффициент бокового давления на внутренней поверхности набивки на 15...30% выше, чем на внешней. Следовательно, величина протечки уплотняемой среды (при прочих равных условиях) по стенке камеры будет большей, чем по поверхности уплотняемой детали.

С учетом этого уточненное выражение (13.1) примет вид

$$q_z = q_0 \exp[-4fk_{cp}Ddz/b(D + d)], \quad (13.3)$$

где  $k_{cp}$  – среднее значение коэффициента бокового давления,

$$k_{cp} = (k_R + k_r)/2.$$

Ресурс работы сальникового уплотнения во многом зависит от радиальной нагрузки на набивку и на уплотняемый элемент. Большинство существующих конструкций сальниковых камер выполнено со скосами на торцевой стороне сальниковой камеры и на нажимной втулке, направленными к оси камеры под углом  $\alpha$ . При таком исполнении возникает радиальная составляющая  $\Delta q_r$  осевой нагрузки  $q_z$ , дополнительно нагружающая уплотняемую деталь. При этом на такую же величину уменьшается радиальная нагрузка на стенку сальниковой камеры

$$\Delta q_r = q_z \operatorname{tg} \alpha.$$

По мнению авторов, в этой конструкции увеличивается нагрузка на поверхность уплотняемой детали.

В отдельных конструкциях сальниковых уплотнений рекомендуют [21, 59, 147, 165] выполнять торцевые поверхности замыкающих набивку колец не коническими, а плоскими, что несколько снижает разность между радиальными нагрузками на уплотняемую деталь и стенку камеры сальника.

Учитывая, что нагрузка на поверхность уплотняемой детали всегда превышает нагрузку на стенку камеры сальника, более целесообразно было бы выполнить замыкающие сальниковую набивку кольца с обратным конусом с вершиной суммарного угла конуса, расположенного внутри сальникового уплотнения. Значение этого суммарного угла  $2\alpha$  можно определить по выражению [21]

$$2\alpha = \arcsin\{4k_{R/l}\beta^2/[\beta^2 + 1 + \mu(\beta^2 - 1)] - 1\}.$$

Для оценки влияния длины набивки и площади ее поперечного сечения на величину протечки уплотняемой среды (вода) были проведены специальные исследования [138]. Как и следовало ожидать, утечка уменьшается с увеличением длины сальника и увеличивается с увеличением площади ее сечения. Так, для набивки АГ-50 при давлении воды 10 МПа и диаметре уплотняемой детали  $d = 20$  мм зависимость величины протечки воды от отношения длины набивки  $l$  к диаметру может быть выражено уравнением

$$W = 0,4(l/d)^{-1,5}, \quad \text{см}^3/\text{мин.} \quad (13.4)$$

Зависимость протечки от отношения ширины набивки к диаметру уплотняемой детали при этих же условиях

$$W = 0,15 + 0,336b/d, \quad \text{см}^3/\text{мин.} \quad (13.5)$$

Как следует из (13.4) и (13.5), чем больше будет длина сальниковой набивки  $l$  и меньше ее ширина  $b$ , тем меньше величина протечки уплотняемой среды. Следует учитывать, что коэффициент проницаемости набивки зависит от действующей на нее величины осевой

удельной нагрузки  $q_z$ , которая в свою очередь зависит от сил трения в зоне контакта боковой поверхности набивки и сопрягаемых с ней уплотняемых поверхностями уплотняемой детали и камеры сальника согласно выражению (13.1).

Отношение площади сечения набивки к периметру контакта ее боковой поверхности

$$F/\Pi = \pi(D + d)(D - d)/4\pi(D + d).$$

При  $D = d + 2b$

$$F/\Pi = b/2.$$

Отношение осевой силы к силе трения на боковых поверхностях

$$Fq_z/\Pi k f q_z l = b/2fk l.$$

Следовательно, с уменьшением ширины набивки увеличивается влияние сил трения, т.е. уменьшается осевая удельная нагрузка на набивку.

Увеличение длины  $l$  набивки приводит не только к увеличению габаритов сальникового узла, но и, согласно выражению (13.1), к снижению величины осевой удельной нагрузки  $q_l$  (при  $z = 1$ ).

На основании результатов исследований и практического опыта эксплуатации сальниковых уплотнений в зависимости от условий их работы приводятся различные (в основном – эмпирические) рекомендации по выбору длины и ширины сальниковой набивки.

Так, в интервале давления рабочей среды 10...20 МПа для набивки армированной АГ-50 рекомендуют [37] принимать  $l/d$  от 0,6 до 1,2. Рекомендуют также [103] длину набивки  $l$  выбирать в зависимости от ее ширины  $b$ : от  $l = 4b$  для неответственных конструкций при низких давлениях уплотняемой среды, до  $l = 10b$  – при высоких давлениях.

Иногда требуемую длину набивки  $l$  выражают через число  $i$  колец набивки, которое зависит от давления  $p_0$  уплотняемой среды (см. табл. 13.1).

Для набивок, содержащих ТРГ, выбор числа колец ( $6 \geq i \geq 3$ ) в зависимости от давления рабочей среды (МПа) рекомендуют по эмпирическому выражению

$$i = \exp(0,185 \ln p_0 + 1,108). \quad (13.6)$$

**Таблица 13.1**

$p_0$ , МПа	До 0,2	0,2...1,0	1,0...2,0	Свыше 2,0
$i$	3	4	5	6

Если сравнить данные, представленные в табл. 13.1 и соответственно рассчитанные по выражению (13.6), то из сравнения следует, что при прочих равных условиях при использовании набивок из ТРГ требуется меньшее число колец (меньшая длина набивки). Так, при  $p_0 = 2,0$  МПа для набивки АГ-50 рекомендуют обеспечить длину набивки, соответствующую пяти кольцам, а для набивки из ТРГ достаточна длина, соответствующая 3,5 колец. В этом случае существенно улучшается работа сальника и снижаются затраты на набивку. Здесь следует отметить, что при проектировании нового оборудования необходимо учитывать особенности выбора высоты камеры сальника для набивки из ТРГ, а при использовании этой набивки на существующем оборудовании – уменьшать высоту камеры специальной вставкой (см. рис. 13.2) [108].

Ширину набивки  $b$  следует выбирать из условия максимальной допускаемой нагрузки  $\sigma$  на набивку в зоне контакта ее с нажимной втулкой. При этом необходимо, чтобы  $\sigma \geq q_0$ . Однако следует учитывать, что с увеличением ширины набивки увеличивается площадь проницаемости уплотняемой среды через набивку.

При выборе ширины набивки  $b$  обычно руководствуются эмпирическими зависимостями [9]: для машин  $b = (1,5 \dots 2,5)d$ , для арматуры  $b = (1,4 \dots 2,0)d$ . Для арматуры рекомендуют [103] также  $b = (0,7 \dots 1,5)d^{0,5}$ ; здесь  $d$  – в мм. Для графитофторопластовых сальниковых набивок фирма Burgmann (Германия) рекомендует  $b = d^{0,5}$ .

Ресурс работы сальникового узла зависит от усилия затяжки крепежных элементов (удельной нагрузки  $q_0$ ), качества поверхности уплотняемой детали, материала и структуры набивки, а также высоты пакета набивки  $l$ , ее ширины  $b$ .

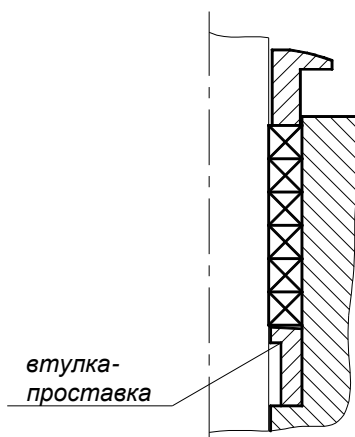


Рис. 13.2

Удельная нагрузка в набивке сальника  $q_z$ , созданная затяжкой крепежных элементов нажимного фланца, по высоте сальника  $z$  распределяется по экспоненциальному закону. Крайний слой набивки, контактирующий с нажимной втулкой, несет удельную нагрузку  $q_0$ , замыкающий слой (при  $z = l$ ) нагружен удельной нагрузкой  $q_l$ .

Принято, что герметичность сальникового уплотнения будет обеспечена при  $q_l \geq p$  – рабочего давления уплотняемой среды. Это основное условие расчета сальникового уплотнения. При заданном давлении рабочей среды из выражения (13.1) определяют необходимое значение  $q_0$  и осевую силу  $Q_3$  нагружения нажимной втулки.

В рабочих условиях торцевая поверхность набивки контактирует с опорным кольцом и нагружена рабочим давлением  $p$  уплотняемой среды. 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  $Q_n$  несколько падает за счет уменьшения силы прижатия опорного кольца крепежными элементами при сборке соединения. Конечные значения нагрузок

$$Q_v = Q_3 + (1 - \alpha)Q_\Gamma; \quad (13.7)$$

$$Q_n = Q_3 - \alpha Q_\Gamma, \quad (13.8)$$

где  $Q_\Gamma$  – осевая сила давления рабочей среды с учетом силы трения в сопряжении набивки с уплотняемой деталью и стенкой камеры сальника,

$$Q_\Gamma = \pi D_{cp} b p - k_{cp} f q_{cp} l \pi (D + d); \quad (13.9)$$

$\alpha$  – коэффициент жесткости соединения [117],

$$\alpha = \lambda_\sigma / (\lambda_\sigma + \lambda_n);$$

здесь  $\lambda_\sigma$  и  $\lambda_n$  – коэффициенты осевой податливости соответственно крепежного узла (крепежных элементов, нажимного фланца и нажимной втулки) и сальниковой набивки;  $q_{cp}$  – среднее значение осевой удельной нагрузки в набивке

$$q_{cp} = (q_0 + q_l) / 2;$$

$$\lambda_n = 1 / \pi D_{cp} b E_{сж}.$$

Определение  $\lambda_\sigma$  см. главу 4.

Представленный здесь вывод (13.7) подтвержден экспериментально [59]. Так, для сальникового уплотнения с набивкой АГ-50 разность нагрузки на нажимную втулку при давлении уплотняемой среды (воды) 12,5 МПа и при отсутствии давления вне зависимости от силы предварительного нагружения (в диапазоне 6000...14 000 Н) оставалась практически постоянной и равной 3200 Н. Прирост удельной нагрузки на нажимную втулку пропорционален давлению уплотняемой

среды. Так, для набивки АГ-50 зависимость между приростом нагрузки  $\Delta q$  на нажимную втулку и давлением уплотняемой среды может быть представлена выражением

$$\Delta q = 0,9p.$$

В соответствии с уравнением (13.7)

$$(1 - \alpha) = 0,9,$$

если не учитывать второй член уравнения (13.9), который в этом случае равен 2,  $kfq_{cp}l/b < p$ .

Авторы работ [59, 103] считают, что причиной увеличения нагрузки на нажимную втулку является увеличение осевой удельной нагрузки на набивку, вызванное давлением уплотняемой среды (эффект самоуплотнения). С этим мнением согласиться нельзя.

Материал сальниковой набивки – пористый. Каждый элементарный слой набивки практически находится в условиях силового равновесия от давления рабочей среды, проникшей в набивку. Поэтому можно считать, что давление уплотняемой среды, находящейся в набивке, практически не влияет на осевую нагрузку, созданную в набивке при затяжке крепежных элементов, т.е. дополнительно не уплотняет набивку. Это подтверждает и характер износа вала, уплотняемого сальниковой набивкой, и характер износа самой набивки [32]. Так, повышенный износ набивки после 70 ч работы при протечке уплотняемого масла через сальник до 20 мл / ч наблюдали у нажимной втулки (5%) и у упорной втулки (2%). На среднем участке набивки (более 50% ее общей длины) износ был минимальный (менее 1%) при относительно равномерном его распределении по длине набивки. Подобный характер износа наблюдали и у вала. Увеличение износа на концевом участке набивки у нажимной втулки связано с характером распределения осевой силы, созданной в набивке при сборке сальникового уплотнения. Некоторое увеличение износа у упорной втулки происходит за счет давления уплотняемой среды на слой набивки, контактирующий с упорной втулкой, а также с возможным наличием в рабочей среде твердых абразивных примесей, которые задерживаются первыми слоями набивки. В этой связи неправомерны предположения о возникновении эффекта самоуплотнения за счет давления уплотняемой среды, проникшей в полость набивки. Самоуплотнение возможно только при наличии в пористой набивке непроницаемых кольцевых прокладок.

Для определения необходимой удельной нагрузки  $q_0$  нажимной втулки на набивку сальника рекомендуют [150] полуэмпирические зависимости для всех набивочных (пористых) материалов:

– для газообразных сред

$$q_0 = -\frac{k_0}{0,043} \lg \frac{W\mu}{3,62 \cdot 10^{-6} D_{cp} S_0 p (p + 0,2)};$$

– для жидких сред

$$q_0 = -\frac{k_0}{0,043} \lg \frac{W\mu}{7,3 \cdot 10^{-7} D_{cp} S_0 p},$$

где  $W$  – заданная величина протечки уплотняемой среды, м<sup>3</sup>/мин;  $l$  – длина (высота) сальниковой набивки, м;  $D_{cp}$  – средний диаметр сальниковой набивки, м;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды, Па·с;  $p$  – давление уплотняемой среды, МПа;  $S_0$  и  $k_0$  – опытные коэффициенты, учитывающие свойства материала набивки. Так, для набивки марки АФ-1  $k_0 = 18$  МПа и  $S_0 = 5 \cdot 10^{-6}$ .

Размерности  $S_0$ : м<sup>3</sup>/(МПа<sup>2</sup>·мин) – для газа и м<sup>3</sup>/(МПа·мин) – для жидкости.

Для сальниковых набивок, содержащих ТРГ, рекомендуют [168] величину  $q_0$  устанавливать в зависимости от давления  $p$  (МПа) уплотняемой среды по выражению

$$Q_0 = 2p, \text{ МПа}, \quad (13.10)$$

но не менее чем 10 МПа.

Выражение (13.10) является весьма приближенным. Оно не отражает влияние на силу затяжки геометрических параметров сальникового уплотнения, состава набивки, ее плотности, допускаемой протечки уплотняемой среды (проницаемости) и других факторов.

Допускаемое максимальное значение силы затяжки (удельной нагрузки при затяжке  $q_{0 \max}$ ) определяется из условия, выраженного уравнением (13.7), как

$$q_{0 \max} = \sigma_{\text{доп}} - (1 - \alpha) Q_{\Gamma} / \pi D_{cp} b,$$

где  $\sigma_{\text{доп}}$  – допускаемое напряжение сжатия материала набивки.

В соответствии с рекомендуемым (13.10) значением  $q_0$  в табл. 13.2 представлены требуемые значения обжатия колец сальниковой набивки, выполненных из ТРГ.

Величина обжатия комплекта уплотнения определяется суммированием величин обжатия входящих в него колец.

**Таблица 13.2**

Высота одного кольца, мм	Величина обжатия одного кольца $\Delta H$ , мм											
	Кольцо КГФ и КГФ типа О						Кольцо КГФ типа С					
	Рабочее давление, МПа											
	9	14	18	25	35	38	10	14	18	25	35	38
1,5...1,9	–	–	–	–	–	–	0,05	0,05	0,06	0,08	0,1	0,1
5	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	0,1	0,1	0,15	0,2	0,3	0,3
6	0,3	0,5	0,7	1,0	1,1	1,2	0,15	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4
8	0,4	0,7	0,9	1,3	1,5	1,6	0,15	0,2	0,25	0,4	0,5	0,5
10	0,5	0,9	1,1	1,6	1,9	2,0	0,2	0,25	0,3	0,4	0,6	0,7
13	0,7	1,1	1,5	2,1	2,4	2,5	0,25	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9
16	0,8	1,4	1,8	2,6	3,0	3,1	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,1

Пример.

Комплект колец (с диаметрами –  $52 \times 36$  мм и общей высотой в свободном состоянии – 48 мм), состоящий из двух колец КГФ – с высотой 8 мм каждое и четырех колец КГФ высотой 8 мм каждое необходимо обжать на рабочее давление 25 МПа. Величина обжатия ( $\Delta H$ ) составит  $\Delta H = 2 \cdot 0,4 + 4 \cdot 1,3 = 6$  мм.

Допуски соосности и симметричности уплотняемой детали штока и сальниковой камеры – по 10 степени точности.

Шероховатость поверхности цилиндрической части уплотняемой детали, соприкасающейся с уплотнением из ТРГ, – не выше 0,32 мкм. Некоторые фирмы полируют и обкатывают роликом или алмазным выглаживателем цилиндрическую часть уплотняемой детали до шероховатости  $Ra$  0,16.

Поле допуска диаметра уплотняемой детали –  $d_{11}$ .

### 13.1. МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Перед установкой набивки в сальниковую камеру необходимо проверить соосность вала и расточки сальниковой камеры. Отклонение не должно превышать 0,1 мм при любом угловом повороте уплотняемой детали. При применении набивки из ТРГ в сальниковую камеру следует устанавливать не более 4–5 уплотняющих колец. Если камера имеет большую глубину, то необходимо использовать кольцо-вставку (см. рис. 13.2). Высота этого кольца  $h_{п.к}$  определяется как разность ме-



жду глубиной сальниковой камеры  $L$  и суммой высоты сальниковой набивки  $l$ , состоящей из 4–5 колец набивки, подпрессованных на 20...25% и  $1/4$  длины рабочей части нажимной втулки  $h_{гр}$ :

$$h_{п.к} = L - (l + 0,25h_{гр}).$$

Перед установкой сальниковых колец в камеру необходимо их предварительно опрессовать, уменьшив на 25% ее исходную высоту. Опресовку осуществляют в специальной прессформе. Неопрессованная набивка изнашивается в 2–3 раза быстрее опрессованной и имеет увеличенную протечку.

Допускается проводить опрессовку набивки в сальниковой камере. При этом кольца подпрессовываются поочередно по одному специальной монтажной втулкой.

Кольца устанавливают со смещением разрезов на  $120^\circ$  при нечетном их числе и на  $90^\circ$  или  $180^\circ$  при четном. После завершения сборки сальника (установки пакета набивки) нажимная втулка должна входить в гнездо не более чем на  $1/3$  ее высоты, но не менее чем на 2 мм. Необходимость частичной или полной замены сальниковой набивки определяют по увеличению протечки уплотняемой среды, которую не удастся устранить подтяжкой крепежных элементов сальника. При замене набивки изношенные кольца удаляют из сальниковой коробки с помощью специальных приспособлений, выполненных в виде штопора на гибком стержне. Наиболее эффективным является использование специальных устройств для гидравлического извлечения отработанной набивки. В этом случае исключаются повреждения уплотняемых поверхностей, и обеспечивается их очистка от следов старой набивки.

При установке плетеной набивки ГРАФЛЕКС ее предварительно нарезают на мерные отрезки. Для сальниковых камер мерные куски должны отрезаться под углом  $45^\circ$ , как указано на рис. 13.3.

Длину мерных отрезков для заготовок набивочных колец можно рассчитать по выражению

$$L = 1,07(d + b)\pi.$$

В этом случае точно вырезается отрезок для первого кольца, а далее он используется как шаблон для нарезки последующих колец.

Резку на мерные куски удобнее производить при помощи специальной линейки для резки сальниковой набивки производства ЗАО «Унихимтек», которая обеспечивает нужную длину отрезка и необходимые углы реза.

Возможно применение также намоточного метода нарезки колец. Для этого из бухты новой набивки отрезают шнур длиной  $\pi(d + 2b)i$ , где  $d$  – наружный диаметр защитной втулки;  $b$  – ширина набивки;  $i$  – число колец в уплотнении. Отрезанный шнур плотно наматывают

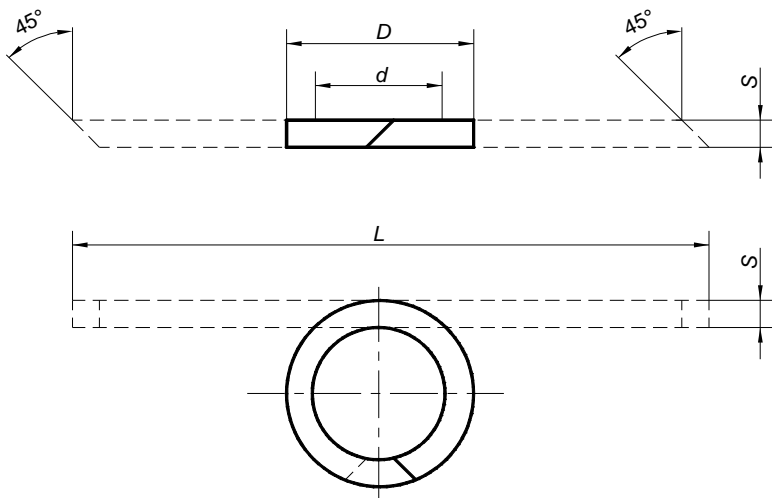


Рис. 13.3

на вспомогательную втулку, наружный диаметр которой соответствует наружному диаметру штока или защитной втулки, и разрезают на кольца. Разрез выполняют под углом  $45^\circ$  к оси по спирали. Допускается разрезать шнур под прямым углом к плоскости колец. При обмотке места разреза набивки тонкой пленкой разрез получается более аккуратным.

При сборке сальникового уплотнения необходимо обеспечить требуемую величину силы  $Q_3$  затяжки его резьбовых крепежных элементов. На практике более удобным является определение не силы обжатия набивки, а величины усадки пакета набивки, которая пропорциональна  $Q_3$ . Для этого рекомендуют воспользоваться приближенной зависимостью, полученной для набивок, содержащих ТРГ:

$$\Delta H = H_c(p_0)^{0,5}/10\rho_n^3,$$

где  $\Delta H$  – величина усадки, мм;  $H_c$  – высота пакета набивки сальника в свободном состоянии, мм;  $p_0$  – рабочее давление уплотняемой среды, МПа;  $\rho_n$  – исходная плотность материала набивки, г/см<sup>3</sup>.

Величину усадки набивки можно определить по выражению

$$\Delta H = H_c Q_3 / \pi D_{cp} b E_{сж},$$

где  $D_{cp}$  – средний диаметр кольца набивки;  $b$  – ширина набивки;  $E_{сж}$  – модуль сжатия материала набивки.

Высота комплекта набивки ГРАФЛЕКС в обжатом состоянии для отдельных марок приведена в табл. 13.3.

Таблица 13.3

Марка набивки	Величина обжатия набивки, $H_k$ , %			
	Давление рабочей среды, МПа			
	$p_p \leq 4$	$p_p \leq 6,5$	$p_p \leq 10$	$p_p > 10$
Неопрессованная набивка, исходная плотность в состоянии поставки				
Н 1100 (НГФ-ХБ)	35	37	40	45
Н 1200 (НГФ-С)	35	37	40	45
Н 1300 (НГФ-М)	35	37	40	45
НУ 1250 (Н 1251)	20	22	23	25
НУ 1120 (НГФ-ХБ-Ф4)	25	28	32	37
Набивки предварительно-подпрессованные в прессформе на 35%				
Н 1100 (НГФ-ХБ)	8	10	15	18
Н 1200 (НГФ-С)	8	10	15	18
Н 1300 (НГФ-М)	8	10	15	18
НУ 1250 (Н 1251)	10	12	16	18
НУ 1120 (НГФ-ХБ-Ф4)*	25	28	32	37

\* Набивка НУ 1120 (НГФ-ХБ-Ф) имеет исходную плотность  $\rho = 1,3 \pm 0,05 \text{ г / см}^3$ .

Учитывая, что проницаемость пористой набивки прямо пропорциональна давлению уплотняемой среды и обратно пропорциональна ее плотности, для обеспечения заданного уровня герметичности рекомендуют предварительно опрессовывать набивку до достижения определенной плотности, значение которой зависит от давления уплотняемой среды  $p_0$  и может быть определено по уравнению

$$\rho_n = 0,013p_0 + 1,17,$$

где  $\rho_n$  (г / см<sup>3</sup>) и  $p_0$  (МПа).

Исследования показали, что увеличение плотности на 20% приводит к снижению величины протечки уплотняемой среды более чем на 80%. Предварительная опрессовка необходима для создания более равномерной нагрузки сальниковой набивки по высоте уплотняемой детали. При этом уменьшаются затраты труда на замену набивки и снижаются требования к квалификации персонала. Допускается опрессовка колец набивки в камере сальника нажимным фланцем с помощью специальной разъемной нажимной втулки. Величина удельной нагрузки на набивку при опрессовке должна превышать на 0,2...0,3 МПа давление уплотняемой среды.

От значения пористости набивочного материала зависит его проницаемость, т.е. герметичность сальникового уплотнения. Проницаемость материала набивки зависит как от типа самого материала (его пористости), так и от удельной нагрузки сжатия этого материала, давления и свойств уплотняемой среды. Проницаемость материала набивки определяется экспериментально.

Рассматриваемые здесь сальниковые набивки содержат волокна различных материалов. Как показала практика использования набивок, наличие графита в качестве составляющей набивки влияет на ее пористость, причем, чем большая доля графита, тем ниже пористость набивки и, следовательно, тем выше ее герметичность при прочих равных условиях. Так, при  $q = 40$  МПа проницаемость набивки из асбестового волокна П = 32%, а АГ-50 – 12% [138]. Здесь следует отметить, что влияние графита как основного уплотняющего компонента превалирует над его смазочным свойством, которое до недавнего времени считалось единственным его достоинством при использовании как компонента в сальниковых набивках. В данном случае асбест выполняет в основном функцию каркаса.

### **13.2. ТИПЫ САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК, ИХ ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Наибольшее распространение до настоящего времени имели сальниковые набивки марок АГ, АГИ и АС, изготавливаемые из плетеного шнура квадратного сечения. Основной составляющей этих на-

бивок является асбест. Для уплотнения штоков арматуры высокого давления чаще всего применяли прессованные кольца марки АГ-50, содержащие 50% графита, 45% асбеста и 5% алюминиевой пудры. Эти кольца обладают достаточно хорошими уплотняющими свойствами, но являются недостаточно прочными при хранении, транспортировке и монтаже.

В условиях переменных тепловых и динамических нагрузок асбестосодержащие уплотнительные материалы релаксируют и теряют упругость, что приводит к разгерметизации уплотнения. Кроме этого асбестосодержащие уплотнители провоцируют коррозию металлических поверхностей. Наряду с этим асбест является канцерогеноопасным материалом. В странах ЕС по этой причине принята программа, которая предусматривает с 01.01.2005 г. полное запрещение производства и применения асбестосодержащих материалов.

В последнее время широкое распространение получили сальниковые набивки, содержащие чистый графит: шнуровые из синтетических графитовых волокон и в виде колец, полученных прессованием графитовых листов или спирально свернутой ленты.

Набивки в виде шнура из графитовых волокон в чистом виде и в комбинации с фторпластом-4 разработали фирмы «Гарлок» (Швейцария) – марка «Графайт 200», «Крэйн Пэкинг» (Великобритания) – марки 425 и 25gP, «Меркель» и «Бургмани» (Германия) – марки 6030, 6060 и 6062, «Нипон Карбон» (Япония) – марки 111 и 122, «Латти» (Франция) – марка «Графил». В нашей стране был освоен выпуск набивок марок УС (углеродная, пропитанная суспензией фторопласта-4) и УСФ (углеродная с сердечником из фторлона, пропитанная суспензией фторопласта-4).

Эти набивки обладают высокой химической и термической стойкостью, хорошо прирабатываются к уплотняемым поверхностям и не требуют специальных смазок. Однако, ввиду повышенной пористости плетеной структуры применение их в таком виде для особо ответственной арматуры, например, для АЭС, ограничено.

Находят применение набивки из ленты, выполненной из графитовых волокон, спрессованных между собой без связующего. Из полученной ленты или листа выполняют кольца набивки слоеные или навитые по спирали и сжатые между собой. Марки этих набивок «Графойл» (фирма «Юнион Карбайд») и «Ротатерм» (фирма «Бургмани»).

Набивка «Графойл» содержит тонкие кольца из цинка, выполняющего функцию растворимого анода. Кольца набивки изготавливают с определенными допусками, обеспечивающими заданный натяг по внутреннему и внешнему диаметрам.

Наряду с определенными достоинствами эти набивки имеют ряд недостатков, проявляющихся в процессе эксплуатации. Отдельные

слои спирально навитой ленты набивки не всегда возможно достаточно плотно сблизить между собой даже при значительных усилиях затяжки крепежных деталей. При повышенных значениях затяжки крепежных элементов графит налипает на поверхности уплотняемой детали, что существенно ускоряет износ набивки. По этой причине эти набивки применяют при давлении уплотняемой среды до 3,0 МПа.

За рубежом для уплотнения арматуры применяют сальниковые уплотнения из терморасширенного графита (ТРГ) и фторопласта. Набивки из ТРГ обладают высокой пластичностью, упругостью, не стареют в процессе эксплуатации, не теряют своих первоначальных свойств, имеют практически неограниченный срок службы.

Терморасширенный графит обладает рядом ценных свойств, необходимых для уплотнения. Для повышения эффективности работы уплотнения в определенных условиях и снижения его стоимости без ущерба для качества используют различные материалы в качестве компонентов сальниковых набивок. Так, использование стекловолокна повышает жесткость набивки и прочность при сжатии, ее теплостойкость, уменьшает коэффициент линейного расширения. Стекловолоконно способствует снижению износа набивки и увеличению ее теплопроводности. Применение фторопласта-4 и двусернистого молибдена способствует снижению коэффициента трения набивки при уплотнении подвижных соединений. Хлопчатобумажные и синтетические волокна используют в качестве наполнителей с целью снижения расхода более дорогого терморасширенного графита.

Одним из показателей надежности работы сальникового уплотнения является термостойкость материала набивки. Увеличение протечки уплотняемой среды при повышенных температурах происходит вследствие увеличения пористости набивки из-за выгорания отдельных ее составляющих. В основном это относится к набивкам, содержащим легковыгорающие компоненты (хлопок, очесы и т.п.).

Для оценки термостойкости материала набивки были проведены специальные исследования [138].

Материал с фиксированной массой прогревали при заданной температуре (100...700°) в муфельной печи определенное время (4 ч) и затем взвешивали. По величине снижения массы после прогрева судили о термостойкости материала. Было исследовано 11 типов набивочного материала. Исследования показали, что наиболее термостойким является графит (потеря массы 3% при температуре 350 °С). Для сравнения: кольца из УСК при этих условиях теряют до 50% массы.

Набивки, содержащие фторопласт-4, теряют упругость вследствие спекания волокон под действием нагрузки и температуры.

В таблице 13.4 представлены основные типы сальниковых набивок из ТРГ отечественных производителей.

Таблица 13.4

Марка	Состав набивки	Технические условия	Производитель
НГФ-С	Плетенная из шнура ТРГ, армированного стеклонитью	ТУ 5728-004-17172478–99	НПО «УНИХИМТЕК» (г. Москва)
НГФ-ХБ	Плетенная из шнура ТРГ, армированного хлопчатобумажной нитью		
НГФ-С-Ф4	Плетенная из шнура ТРГ, армированного стеклонитью с угловой оплеткой из фторопласта-4		
НГФ-ХБ-Ф4	Плетенная из шнура ТРГ, армированного хлопчатобумажной нитью с угловой оплеткой из фторопласта-4		
НГФ-С-ФГр	Плетенная из шнура ТРГ, армированного стеклонитью с угловой оплеткой из фторопласта, наполненного ТРГ		
НГФ-ХБ-ФГр	Плетенная из шнура ТРГ, армированного хлопчатобумажной нитью с угловой оплеткой из фторопласта, наполненного ТРГ		
НФ-Гр	Плетенная из фторопласта, наполненного ТРГ		
ВАТИ 320 ВАТИ 320АР	Плетенная из шнура ТРГ, армированного синтетическими нитями	ТУ 2573-065-00149363–97	АО «ВАТИ» (г. Волжский)
НГ-Л	Плетенная из шнура ТРГ, армированного лавсановыми нитями	ТУ 2573-002-12058737–2000	ЗАО «Новомет» (г. Пермь)

Зарубежные фирмы выпускают сальниковые набивки из ТРГ, отдельные типы которых подобны отечественным. В таблице 13.5 представлены типы набивок зарубежных фирм, по своей структуре соответствующие отечественным маркам НГФ-С, ВАТИ 320, ВАТИ 320АР и НГ-Л.

НПО «УНИХИМТЕК» производит уплотняющие материалы на базе терморасширенного графита под общим названием ГРАФЛЕКС по полному циклу производства, начиная от переработки сырья до изготовления готовой продукции. Это позволяет поддерживать высокое качество продукции на всех стадиях производства. Перечень основной номенклатуры изделий из материала ГРАФЛЕКС приводятся в табл. 13.6.

**Таблица 13.5**

Страна	Фирма	Типы
Германия	BURGMANN	Isartherm/A, Buraflex 2000
США	Garlock	1300, 1304
Германия	PROPACK	A-44, 441
Германия	Kempchen	K-95, K-99
США	CESTERTON	1400
Китай		MS-101, MS-131

**Таблица 13.6**

Наименование изделия	Характеристики	Область применения	Среда	Температура, t °С	Давление, МПа
1. Уплотнительные сальниковые кольца КГН	Внутренний диаметр 9...130 мм	Уплотнение штоков арматуры низкого давления	Пар, воздух, инертная среда	+ 560 +400 -200... +3000	До 6,3
2. Кольца уплотнительные КГУ	Наружный диаметр 10...440 мм	Уплотнение узлов газотурбинных двигателей	Горячий воздух	+ 600	До 6,0
3. Уплотнительные сальниковые кольца КГФ	Внутренний диаметр 9...130 мм	Уплотнение штоков арматуры высокого давления	Нефтепродукты, вода, пар, газ, кислоты, щелочи	+600 +600 +100	До 50,0



Продолжение табл. 13.6

Наименование изделия	Характеристики	Область применения	Среда	Температура, $t$ °С	Давление, МПа
4. Уплотнительные сальниковые кольца КГФА-армированные	Внутренний диаметр 9...130 мм	Замыкающие кольца в комплекте уплотнений штоков арматуры высокого давления	Нефтепродукты, вода, пар, газ, кислоты, щелочи	+600 +600 +100	До 50,0
5. Комплекты сальниковых колец для уплотнения крышка-корпус	Наружный диаметр 120...420 мм	Уплотнение крышка корпус арматуры и сосудов высокого давления	Вода, пар, сосуды в/д	+280 +560 -40...+560	38,0 40,0 40,0
6. Комплект колец поршня сервопривода	Наружный диаметр 110...300 мм	Уплотнение поршня сервопривода главных предохранительных клапанов котлов	Пар	+600	40,0
7. Набивки плетеные уплотнительные:					
НГФ-ХБ-армированная х/б нитью;	Сечения от 6х6 до 40х40	Уплотнение штоков арматуры низкого давления, валов центробежных насосов;	Вода, пар	+280	10,0
НГФ-С-армированная стекловолокном		штоков арматуры высокого и низкого давления		+600	40,0

Для уплотнения насосов применяют уплотнительные элементы в виде колец (КГН-кольца низкоплотные из материала ГРАФЛЕКС) и плетеные набивки (НГФ-набивки плетеные из материала ГРАФЛЕКС). Уплотнительные кольца КГН изготавливают нескольких типов, витые (КГН-В) и слоеные – типа КГН-СО, КГН-СОП. Плетеные набивки из терморасширенного графита выпускают марки Н-1200 (НГФ-С, плетеной из нитей терморасширенного графита и армированной стеклонитью), марки Н1300 (НГФ-М плетеной из нитей терморасширенного графита и армированной металлической проволокой), предназначены для герметизации сальниковых уплотнений арматуры, при давлении среды до  $p = 35$  МПа и температуре от  $-200$  до  $+400$  °С [132, 135].

Плетеная набивка марки Н1100 (НГФ-ХБ из нитей терморасширенного графита и армированная хлопчатобумажной нитью) предназначена для герметизации сальниковых узлов арматуры при давлении среды до  $p = 8$  МПа и температуре от  $-60$  до  $+160$  °С.

Плетеная набивка марки НУ1120 (НГФ-ХБ-Ф, из нитей терморасширенного графита с угловой оплеткой из фторопласта) предназначена для герметизации сальниковых узлов арматуры при давлении среды до  $p = 8$  МПа и температуре от  $-60$  до  $+160$  °С.

Плетеная набивка марки Н1250 и 1251 (НГФ-А и НГФ-А-Пф, из нитей терморасширенного графита с угловой оплеткой из арамидного волокна без пропитки и с пропиткой фторопластовой суспензией) предназначена для герметизации сальниковых узлов арматуры при давлении среды до  $p = 40$  МПа и температуре от  $-100$  до  $+280$  °С.

Оптимальное количество колец входящих в комплект для уплотнения сальникового узла соответствует приведенным ниже значениям:

5–6 колец –  $p \leq 6,5$  МПа;

7 колец –  $6,5 < p \leq 10$  МПа;

8 колец –  $p > 10$  МПа.

При давлении  $p > 6,5$  МПа набивку необходимо предварительно опрессовать, а в комплект набивки включить замыкающие кольца из комбинированной набивки с угловой оплеткой высокопрочным волокном (арамидным) марок НУ1250, или НУ1251. Средние уплотнительные кольца устанавливаются из набивки ГРАФЛЕКС марки Н1200 (Н1100). Допускается установка комплекта без замыкающих колец из предварительно опрессованных на 30% колец набивки Н1300. Для уменьшения высоты сальниковой камеры используют проставочную втулку (см. рис. 13.2) определенной высоты, которая изготавливается из материала, соответствующего свойствам рабочей среды. Высота проставочной втулки выбирается из условия заглубления нажимной втулки в сальниковую камеру, после окончательного обжатия на  $1/2$  высоты ее заходной части ( $H_f$ ). Наружный и внутренний диаметры проставочной втулки изготавливаются в соответствии с диаметром штока и диаметром сальниковой камеры.

Витые кольца изготавливают путем спиральной намотки графитовой ленты с последующим холодным прессованием в пресс-форме до определенной плотности. В результате такого прессования слои фольги деформируются в виде гофра в осевом направлении и плотно соединяются между собой, обеспечивая герметичность. Плотность опрессованных колец определяется условиями последующей эксплуатации и находится обычно в пределах  $\rho = 0,9 \dots 1,35 \text{ г/см}^3$ . Эти кольца имеют относительно высокий коэффициент бокового давления ( $k = 0,7 \dots 0,85$ ) и поэтому используются для обеспечения герметизации при относительно малых значениях осевой нагрузки.

Слоеные кольца состоят из чередующихся горизонтальных (перпендикулярных оси кольца) слоев графитовой фольги, вырубленных из листа. Кольцо КГН-СО изготавливается послойной укладкой и склейкой слоев между собой. Кольцо КГН-СОП изготавливается из графитовой фольги с поочередной укладкой каждого слоя и последующей холодной подпрессовкой. Эти кольца обладают высокой теплопроводностью в радиальном направлении ( $\lambda \geq 120 \text{ Вт / м}$ ) и относительно низким коэффициентом бокового давления ( $k = 0,1 \dots 0,15$ ), поэтому используются для отвода теплоты и в качестве дросселирующих элементов. Благодаря малому значению  $k$ , между валом и кольцом при обжатии сохраняется относительно узкая щель, в которой и происходит дросселирование потока среды, что обеспечивает более благоприятные условия работы остальных уплотнительных колец.

Плетеные уплотнительные набивки изготавливают в виде шнура, в основном, квадратного сечения, сквозного, многорядного, диагонального плетения. Нить для плетения получают путем скручивания ленты из графитовой фольги. Для придания прочности плетеной набивке на стадии изготовления фольги ее армируют нитями из различного материала (хлопчатобумажной нитью, стекловолокном, металлической проволокой и другими упрочняющими элементами). Для расширения свойств уплотнительного материала применяют плетеные набивки в комбинации с другими материалами, в частности, с экспандированным фторопластом, высокопрочным волокном – «Кевлар» (СВМ). Для повышения герметичности плетеных набивок, а также уменьшения их коэффициента трения и коррозионной активности, применяют пропитку специальными составами и смазками. Опыт длительной эксплуатации арматуры с уплотнениями из материала ГРАФ-ЛЕКС показал высокие эксплуатационные качества этих уплотнений. Для более эффективного применения набивок из материала ГРАФ-ЛЕКС необходимы отдельные изменения в конструкциях узлов уплотнения штоков. Для арматуры высокого давления при использовании материала набивки на основе ТРГ предусматривается установка замы-

кающих колец, которые размещают между нажимной втулкой и пакетом набивки. Эти кольца применяют для предотвращения выноса из камеры сальника уплотняющего материала набивки, и их выполняют из более прочного, чем набивка, материала. В качестве замыкающих колец, как показала практика эксплуатации, лучше всего использовать армированные металлической фольгой кольца (типа КГФА) или кольца из предварительно обжато до плотности 1,7...1,8 г/см<sup>2</sup> плетеного армированного шнура (типа НГФ-С). Требуемую нагрузку на стенку камеры и уплотняемую деталь можно обеспечить, если в качестве сальниковой набивки использовать уплотняющие элементы с определенными физико-механическими характеристиками. В этом отношении наиболее эффективным являются материалы, выполненные на основе ТРГ. Результаты исследований показали, что в зависимости от способа изготовления уплотнительного элемента из ТРГ, его физико-механические характеристики, такие как теплопроводность, электропроводность, пластичность, прочность на сжатие и коэффициент бокового давления существенно меняются. В таблице 13.7 приведены значения изменения наиболее важных физико-механических характеристик уплотнительных элементов в зависимости от способа изготовления.

**Таблица 13.7**

Способ изготовления и тип элемента	Теплопроводность, Вт/м·°К	Допустимая скорость скольжения, м/с	Коэффициент бокового давления
Витые кольца изготавливаются путем спиральной намотки графитовой ленты с последующим холодным прессованием в пресс-форме до определенной плотности	3...5	10	0,75...0,85
Слоеные кольца состоят из чередующихся, горизонтальных слоев графитовой фольги, вырубленных из листа (перпендикулярно оси кольца)	Более 120	Более 25	0,1...0,15

Продолжение табл. 13.7

Способ изготовления и тип элемента	Теплопроводность, Вт/м·°К	Допустимая скорость скольжения, м/с	Коэффициент бокового давления
Плетеные уплотнительные набивки изготавливаются в виде шнура, в основном, квадратного сечения, сквозного, многорядного, диагонального плетения. Нить для плетения получают путем скручивания ленты из графитовой фольги	35...50	20	0,5...0,6
Плетеные уплотнительные набивки изготавливаются в виде шнура, в основном, квадратного сечения, сквозного, многорядного, диагонального плетения. Для упрочнения – вплетенные по поверхности или по углам высокопрочные нити, пропитанные фторопластовой суспензией	1...3	15	0,35...0,45

На рисунке 13.4 представлена одна из возможных схем комплектации сальникового узла с применением уплотняющих элементов различного типа.

Теплоотводящие кольца, изготовленные из колец слоеного типа, обеспечивают эффективный отвод тепла за счет высокой теплопроводности материала. Контактная нагрузка между теплоотводящими кольцами и уплотняемой деталью относительно небольшая, что обес-

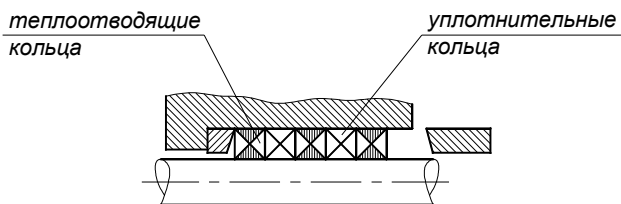


Рис. 13.4

печивает снижение давления рабочего потока за счет его дросселирования. Такое конструктивное решение обеспечивает работу уплотнения практически без протечек рабочей среды (величина протечки составляет 1...5 капель в минуту), позволяет снизить температуру внутри сальникового узла и обеспечивает равномерный износ материала и как результат – повысить ресурс работы сальникового узла более чем в два раза.

Для снижения давления рабочей среды, а также для рабочих сред, содержащих абразивные примеси, может быть установлено со стороны рабочей среды несколько дросселирующих колец.

Вместо металлических (стальных, бронзовых) подсальниковых колец, устанавливаемых для дросселирования среды с минимальными зазорами по валу  $\delta = 0,2...0,3$  мм, возможна установка специальных дросселирующих колец из ТРГ ГРАФЛЕКС типа КГН-С. За счет достаточной упругости материала, низкого коэффициента трения, высокой теплопроводности и износостойкости дросселирующие кольца долго сохраняют первоначальные зазоры.

Опыт эксплуатации на электростанциях АО «Мосэнерго» и АО «Ленэнерго» уплотнений из материала ГРАФЛЕКС в течение 10-и лет, показал, что изделия из этого материала сохраняют упругие свойства в течение всего периода работы между капитальными ремонтами. Арматура с ручным приводом легко открывается и закрывается даже при редком ее использовании. Набивка не высыхает, в течение длительного времени сохраняет первоначальный объем, что обеспечивает герметичность уплотнения в течение многих лет. Отмечен в процессе работы арматуры эффект самолечения графитом небольших царапин и изъянов на уплотняющей поверхности шпинделей. Эффект «самолечения» заключается в том, что при контакте с уплотнительными изделиями из ТРГ, уплотняемая поверхность покрывается тонким слоем графита, в результате чего происходит заполнение микронеровностей и поверхность становится более гладкой. Дальнейший контакт набивки происходит с прографиченной поверхностью и, как следствие, коэффициент трения снижается до  $f = 0,02...0,05$  (сухое трение ТРГ по стали  $f = 0,1...0,12$ ). Все это способствует уменьшению износа набивки

и обеспечивает заданный ресурс работы уплотнительного узла при меньшем числе уплотняющих элементов.

Срок службы набивки ГРАФЛЕКС по сравнению с ранее применявшимися сальниковыми набивками АГ-50 и АГ-1 увеличился в 3 – 5 раз. В результате сократился расход материала набивки, уменьшилось количество вынужденных по вине сальникового уплотнения остановок.

### **13.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК**

Основные расчетные параметры определяются опытным путем или непосредственно на промышленном образце сальникового уплотнения, или на специально созданной экспериментальной установке. Так, исследования сальниковых набивок, работающих при возвратно-поступательном движении штока, проводили [138] на специально созданной установке. В качестве рабочей среды использовали насыщенный или перегретый пар и конденсат при давлении до 13 МПа и температуре до 400...500 °С.

Конструкция этой установки дала возможным создавать требуемую удельную нагрузку на сальниковую набивку; определять силу трения в сальнике; оценить герметичность сальника в зависимости от материала набивки (АГ-50 и АС), параметров рабочей среды (давления и температуры), количества циклов перемещения штока, числа теплосмен и времени наработки.

Результаты проведенного исследования показали, что зависимость величины протечки уплотняемой среды (конденсата или пара) от температуры определяется ее агрегатным состоянием при данной температуре. Так, с увеличением температуры величина протечки конденсата увеличивается вследствие уменьшения его вязкости, затем при переходе конденсата в пар массовая его утечка резко падает из-за повышения вязкости пара.

Анализ результатов проведенных исследований позволил сделать вывод, что предварительная опрессовка сальниковой набивки влияет на ее проницаемость и, следовательно, на герметичность сальника. Этот вывод был проверен [138] специальными исследованиями на набивках типа АГ-50. Эти набивки предварительно опрессовывались удельной нагрузкой  $q = 20...120$  МПа и проверялись на герметичность (определялась протечка уплотняемой среды) при одинаковых условиях. Так, при увеличении значения опрессовки от 20 до 100 МПа величина протечки уменьшалась почти в шесть раз. Подобный результат получен и при увеличении предварительной нагрузки  $q_0$  на набивку.

Для оценки деформационных свойств материала сальниковых набивок используют коэффициент бокового давления  $k$ , равный отношению удельных нагрузок на набивку в радиальном  $q_r$  и осевом  $q_z$  направлениях, т.е.

$$k = q_r / q_z.$$

Коэффициент бокового давления является важным расчетным параметром, входящим в основное расчетное выражение (13.1) для сальников с мягкой набивкой.

Рассмотрим элементарную частичку набивки, нагруженную осевой удельной нагрузкой  $q_z$ .

В свободном состоянии под действием осевой нагрузки частица сжималась бы в осевом направлении и расширялась в радиальном и кольцевом соответственно на относительные величины:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_t = \mu q_z / E,$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона.

Ввиду относительно большой жесткости замыкающих набивку поверхностей стенки камеры и штока  $\varepsilon_r = \varepsilon_t = 0$  на боковых поверхностях набивки под действием осевой нагрузки  $q_z$  возникнет сжимающая удельная нагрузка  $q_r = \mu q_z$ . Учитывая трехосное напряженное состояние рассматриваемой элементарной частицы, радиальную удельную нагрузку на шток можно представить как

$$q_r = \mu(q_z + q_r)$$

или

$$k = q_r / q_z = \mu / (1 - \mu). \quad (13.11)$$

Боковое давление в общем виде (без учета различия радиусов замыкающих контуров набивки) может быть выражено как

$$q_r = kq_z + C,$$

где  $C$  – коэффициент, зависящий от условий размещения набивки в камере сальника. Если диаметры набивки соответствуют диаметрам камеры и уплотняемого штока, то  $C = 0$ . Если набивка выполнена с натягом по внешнему и внутреннему контуру, то  $C = q^\circ$ , где  $q^\circ$  – боковое давление, обусловленное предварительным натягом. Если сечение сальниковой набивки меньше, чем сечение кольцевого зазора сальника, то  $C = -q^\circ$ , так как некоторая доля осевой силы идет на расширение набивки и заполнение объема кольцевой камеры сальника.

Здесь не учитываются особенности деформации кольцевого элемента, нагруженного осевой силой.

Коэффициент бокового давления зависит от многих факторов: материала набивки, степени ее предварительного обжатия и осевой



удельной нагрузки  $q_z$  на набивку и определяется только экспериментально. Известен ряд методов определения этого коэффициента. В работах [59, 145]  $k$  оценивали по кольцевой деформации внешней поверхности стенки камеры, определяемой или по показаниям наклеенных на ней тензорезисторов [138], или по показаниям упругого элемента, контактирующего с внешней поверхностью стенки камеры [145] при осевой нагрузке на размещенную в камере набивку. В работе [146] – по показаниям тензорезисторов, наклеенных на поверхности внутренней втулке. Точность оценки  $k$  в этом случае зависит от радиальной жесткости стенки камеры (ее толщины): чем больше жесткость, тем более достоверные результаты (см. вывод выражения (13.11)). Однако, при применении тензорезисторов достижение требуемой точности их показаний возможно только при относительно малой жесткости деформируемой стенки. В этом и заключается один из недостатков рассматриваемого метода оценки коэффициента бокового давления. Кроме этого определяется деформация только одной поверхности: внешней или внутренней, т.е. принимают, что коэффициент бокового давления одинаков на обеих поверхностях набивки. Но как следует из результатов проведенных исследований, отношение радиальных нагрузок на внутреннем и внешнем контурах набивки всегда больше единицы.

В работе [109] в качестве камеры сальника применяли составленную из двух отдельных сегментов, сжатых упругими элементами, втулку. По перемещению этих сегментов в результате осевой нагрузки на набивку и, фиксируемому упругими элементами по показаниям тензорезисторов, и определяли значение  $k$ . Как и в ранее рассмотренных методах, точность оценки результатов эксперимента зависит от жесткости упругого элемента.

Значения коэффициента бокового давления для различных марок набивок изменялся в диапазоне от 0,14 (набивка асбестовая сухая марки АС) до 0,75 (набивка асбестопроволочная, прорезиненная, пропитанная марки АПРПП). Для графита чешуйчатого малозольного марки ГМА получено значение  $k = 0,36$ .

Значение  $k$  для волокнистых предварительно необжатых материалов существенно зависит от нагрузки  $q$ .

Так, для набивок типа АС и АПП получены [103] значения  $k$  в зависимости от осевой нагрузки, которую можно приближенно выразить уравнением

$$k = 0,09q_z^{0,5}. \quad (13.12)$$

Выражение (13.12) справедливо в интервале нагрузки  $q_z = 5,0 \dots 90$  МПа. Ширина набивки  $b$  не оказывает существенного влияния на полученные значения коэффициента бокового давления.

Проведенные эксперименты показали, что для предварительно опрессованных набивок  $k$  не зависит от удельной нагрузки, если она не превышает удельную нагрузку опрессовки.

Общая ошибка практически всех методов [31] определения коэффициента бокового давления заключается в том, что его значение принимают одинаковыми как для внешнего контура набивки (в сопряжении ее со стенкой камеры сальника), так и по внутреннему контуру (в сопряжении с поверхностью уплотняемого элемента). При таком подходе для оправдания полученных результатов даже вынуждены принимать разные значения коэффициента трения на внешней  $f_2$  и на внутренней  $f_1$  поверхностях сальниковой набивки  $f_1 > f_2$  при одинаковой чистоте их обработки. Так, значения отношения  $f_1 / f_2$  с увеличением нагрузки увеличивают [103] от 1,2 при  $q_z = 20$  МПа до 1,6 при  $q_z = 80$  МПа.

Однако радиальная нагрузка на внутреннем контуре сальниковой набивки всегда больше, чем по наружному и, следовательно, и значения  $k$ , различны на внутреннем и внешнем контурах сальниковой набивки. Поэтому величина протечки уплотняемой среды (при прочих равных условиях и без учета влияния движения уплотняемого элемента) по стенке камеры будет большей, чем по поверхности уплотняемой детали.

Для оценки коэффициента бокового давления сальниковых набивок была разработана экспериментальная установка, конструктивная схема которой представлена на рис. 13.5.

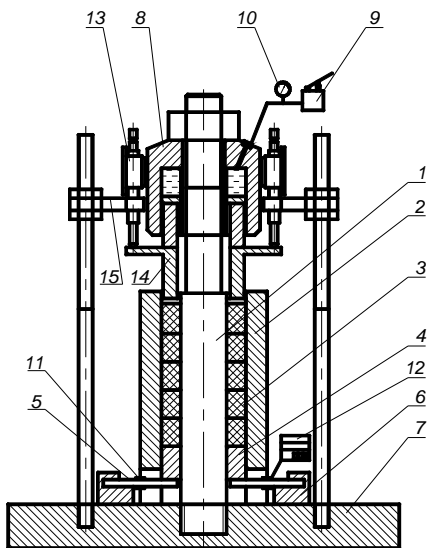


Рис. 13.5

Установка содержит шток 1, корпус сальникового уплотнения 2, установленный на плите 7. В кольцевой зазор между штоком 1 и корпусом 2 размещается исследуемая набивка 3. Нижнее кольцо 4 опирается на три упругие балочки равного сопротивления, жестко закрепленные в упорах 6, которые в свою очередь приварены к плите 7. Шток 1 нижней частью ввернут в плиту 7, а на верхнем его конце установлен гидродомкрат 8, гидроцилиндр которого соединен с плунжерным насосом высокого давления 9. Давление в гидроцилиндре контролируется манометром 10. Между поршнем гидродомкрата 8 и набивкой 3 размещена нажимная втулка 14, в которую упираются хвостовики двух индикаторов часового типа 13, закрепленные в кронштейнах 15.

При увеличении давления в гидроцилиндре его поршень, перемещаясь вниз, нагружает сальниковую набивку 3 определенным усилием. Это усилие идет на сжатие набивки (преодоление сил внутреннего трения), преодоление сил трения набивки о поверхность штока 1 и стенки корпуса 2 и на деформацию упругих балочек 5. Деформация балочек оценивается прибором 12 по показаниям тензорезисторов 11, наклеенных на верхней и нижней стороне каждой балочки. Следовательно, разность нагрузок между суммарной силой, создаваемой гидродомкратом, и воспринимаемой балочками 5, и есть потерянная сила: на внутреннее трение набивки и трение сальниковой набивки о сопрягаемые с ней поверхности штока и корпуса.

По разности значения осевой силы, созданной гидродомкратом и затраченной на преодоления сил трения набивки, определяется коэффициент ее бокового давления.

Методика проведения исследования состоит из двух этапов: тарировка тензорезисторов, наклеенных на упругих балочках и определение силы, создаваемой гидродомкратом, на преодоление трения в сальниковой набивке.

По первому этапу на шток 1 между кольцами 4 и 14 устанавливается втулка с определенными радиальными зазорами между поверхностью штока и стенкой корпуса для исключения контакта между ними и втулкой. Этой втулкой усилие, создаваемое гидродомкратом, передается непосредственно на упругие балочки. Фиксируя давление в гидродомкрате  $p$  и соответствующее ему показание  $n$  прибора 12, получают тарировочные графики зависимости  $n = f(p)$  при нагружении и разгрузке упругих балочек, которые используют в дальнейшем для оценки силы, затрачиваемой на преодоление трения в набивке сальника.

По второму этапу в кольцевой зазор между штоком 1 и стенкой камеры сальника 3 размещают кольца сальниковой набивки общей высотой  $h$ . Ступенчато увеличивая давление в гидроцилиндре домкрата, фиксируют показания тензорезисторов упругих балочек (остаточ-

ную силу, создаваемую гидродомкратом). Для определения коэффициента бокового давления  $k$  используют выражение

$$kf = -b \ln(Q_z / Q_0) / h, \quad (13.13)$$

где  $b$  – ширина набивки;  $Q_0$  – осевая сила, создаваемая гидродомкратом;  $Q_z$  – осевая сила, воспринимаемая упругими балочками;  $f$  – суммарный коэффициент трения в набивке.

В процессе исследования изменяли значения  $Q_0$  и  $h$  для получения зависимостей  $kf = f(Q_0)$  и  $kf = f(h)$ .

На этой же установке одновременно с определением коэффициента бокового давления, а точнее – комплекса  $kf$ , по показаниям индикаторов 13 определяют осевую деформацию набивки при ее нагружении, разгрузке, а также остаточную деформацию. Кроме того, показания индикаторов дают возможность определить значения высоты  $h$  набивки в процессе нагружения или разгрузки, необходимые для оценки  $kf$  по (13.13).

Преимущество представленного метода оценки коэффициента бокового давления по сравнению с ранее широко применяемыми заключается в том, что получаемые результаты не зависят от геометрических параметров камеры сальника, так как в процессе эксперимента оценивается исходная осевая сила, приложенная к набивке, и осевая сила, воспринимаемая упругими балочками. Разность между значениями этих сил – потери на трение набивки о замыкающие ее поверхности камеры и штока и внутреннее трение. Получаемое значение  $k$  – есть среднее значение между коэффициентом бокового давления на внешнем и внутреннем контуре набивки. Здесь определяется не истинное значение  $k$ , а комплекс  $kf$ , который входит во все расчетные зависимости. Это обстоятельство повышает ценность полученных результатов.

Исследовали пять типов набивок: НА-ПФ (№ 1), НГФ-С (№ 2), НГФ-ХБ (№ 3), НГФ-С-ПФ (№ 4) и НГФ-С-Ф (№ 5). Размер набивок 7×7. Определяли влияние на  $kf$  удельной нагрузки  $q$  в интервале 5... 27 МПа, числа колец набивки  $z = 1 - 6$  и количества нагружений.

Проведенные исследования показали, что при первом нагружении наблюдается значительная нестабильность показаний, которые отличаются от результатов замеров при последующих нагружениях. При повторных нагружениях вне зависимости от их числа сохраняется относительная стабильность получаемых данных. Этим подтверждаются практические рекомендации о необходимости предварительного обжатия сальниковых набивок. Учитывая это обстоятельство, результаты первых нагружений в дальнейшей обработке не рассматривались.

Экспериментальную зависимость  $kf = F(q)$  можно выразить уравнением вида

$$kf = a^* + b^*q + c^*q^2. \quad (13.14)$$

Значения коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$  для каждого типа набивки представлены в табл. 13.8.

Для практического применения более удобными являются средние интегральные значения  $kf$ , полученные по (13.14) при соответствующих коэффициентах, взятых из табл. 13.8 при удельных нагрузках  $q$  до 10 МПа (табл. 13.9).

В таблицах 13.8 и 13.9 даны значения для набивок из трех колец. Изменение числа колец  $z$  влияет на значение  $kf$ . В зависимости от вида материала набивки это влияние различно. Так, для материалов № 1, № 3 и № 5 с увеличением числа колец значение  $kf$  падает, а для № 2 и № 4 – растёт.

**Таблица 13.8**

№ набивки	$a^*$	$b^*$	$c^*$
1	0,15967	-0,01564	0,00045
2	0,15976	-0,01629	0,00052
3	0,04664	-0,00591	0,00024
4	0,21920	-0,01772	0,00043
5	0,04404	-0,00625	0,00023

**Таблица 13.9**

№ набивки	Среднее интегральное значение $kf$
1	0,0487
2	0,0488
3	0,011
4	0,085
5	0,0045
6	0,067
7	0,028
8	0,012

Влияние числа колец  $z$  на величину любого коэффициента  $X = a = b = c$ , входящего в (13.14), может быть с некоторым приближением выражено уравнением

$$X = mz^n.$$

Значения коэффициентов  $m$  и  $n$  для каждого значения  $X$  представлены в табл. 13.10.

Для оценки значения  $k f$  использовали также метод, основанный на замере момента  $M$ , необходимого для срагивания с места вала в набивке, сжатой осевой удельной нагрузкой  $q$ .

Значение момента можно выразить как

$$M = 0,5\pi q k f h d^2$$

или

$$k f = 2M / \pi q h d^2. \quad (13.15)$$

При  $d = 0,12$  м и  $h = 0,01$  м (одно кольцо),  $M$  в Н · м и  $q$  в Па выражение (13.15) примет вид

$$k f = 0,004423M / q. \quad (13.16)$$

В таблице 13.9 номерами набивки 6, 7 и 8 представлены результаты, полученные по изменению крутящего момента (13.16) для внутренней поверхности набивок. Так, № 6 соответствует набивке набивки КГН типа «В», № 7 – набивке НГФ и № 8 – набивке КГН слоеного типа.

Характер изменения  $k f$  от осевой нагрузки для каждого типа набивки зависит, в основном, от изменения плотности материала и коэффициента трения в зоне сопряжения набивки и замыкающих ее поверхностей вала и стенки камеры и внутреннего трения в набивке. Для набивок 1 – 5 в табл. 13.9 представлены средние интегральные значения  $k f$  между внешней и внутренней поверхностями набивки, которые

**Таблица 13.10**

№ набивки	$X = a$		$X = b$		$X = c$	
	$m$	$n$	$m$	$n$	$m$	$n$
1	0,252	-0,29	0,029	-0,4	0,0009	-0,52
2	0,0197	1,9	0,003	1,53	0,00011	1,44
3	0,103	-0,72	0,0173	-0,98	0,00072	-1,0
4	0,0084	2,97	0,00235	1,84	0,00011	1,24
5	0,176	-1,26	0,0244	-1,24	0,0009	-1,24

получены при ее осевом смещении. Для номеров 6 – 8 –  $k f$  на внутренней поверхности набивки при ее окружном перемещении. Однако, не смотря на эти различия, полученные различными методами величины комплекса  $k f$  близки по своему значению.

При расчете и проектировании сальниковых уплотнений с мягкой набивкой необходимо иметь правильное представление о величине и природе сил трения в отдельных сопряжениях элементов этих уплотнительных узлов.

При сборке сальникового уплотнения (предварительном сжатии сальниковой набивки нажимным фланцем) силы трения в зоне контакта сальниковой набивки и уплотняемых поверхностей и внутренние силы трения в набивке препятствуют осевой деформации набивки. Это является причиной неравномерного распределения по длине сальника осевой нагрузки на набивку и радиальной нагрузки на поверхности уплотняемой детали и стенки камеры сальника (см. (13.1)).

В этом случае значение силы трения

$$T = \pi(D + d)l f_3 q_z k,$$

где  $f_3$  – суммарный коэффициент трения набивки при затяжке крепежных деталей сальника. Ввиду малой скорости относительного перемещения его можно считать как коэффициент трения покоя.

В рабочих условиях при движении уплотняемого штока (вала) силы трения направлены против движения. Так, при возвратно-поступательном движении штока сила трения направлена против движения:

$$T = \pi d l f_d q_z k. \quad (13.17)$$

При вращении вала возникает момент трения

$$M_T = 0,5 \pi d^2 l f_d q_z k, \quad (13.18)$$

где  $f_d$  – коэффициент трения движения при контакте движущегося уплотняемого элемента и набивки.

Нагрузка от трения (сила или момент) снижает КПД исполнительного механизма, на котором установлено сальниковое уплотнение. В результате действия нагрузки от трения увеличивается температура сальникового узла, что увеличивает интенсивность износа и сальниковой набивки и уплотняемой подвижной детали (штока или вала).

Как следует из (13.17) и (13.18), одним из параметров, от величины которого зависит значение нагрузок  $T$  и  $M_T$ , является коэффициент трения  $f_d$ .

Величина коэффициента трения  $f_d$  зависит от многих факторов: материала и состояния поверхностей трущейся пары, силы прижатия этих поверхностей, скорости относительного их смещения и характера движения, наличия между ними прослойки антифрикционного материала (смазки) и его свойств, температуры и др. Для каждого конкретного случая коэффициент трения определяется экспериментально.

Для сальниковых набивок АГ-50 и АГ-1 были проведены исследования по определению коэффициентов трения при возвратно-поступательном движении штока. В качестве уплотняемой среды использовали воду и газообразный азот при давлении до 30 МПа. Сила трения  $T$  оценивалась по показаниям динамометра, установленного между штоком и механизмом перемещения штока. По полученным значениям  $T$  определяли коэффициент трения, используя (13.17).

Проведенные исследования показали, что с увеличением давления уплотняемой среды (воды или газа) значение  $f_d$  падает. Так при увеличении давления воды от 10 до 25 МПа значение  $f_d$  уменьшается от 0,17 до 0,07 (для набивки АГ-50 при  $q_0 = 10$  МПа). Подобная зависимость получена при этих же условиях и для уплотнения азота: 0,28 и 0,12. Значения  $f_d$  зависят и от предварительной нагрузки  $q_0$ . Так, для воды при давлении 15 МПа при изменении  $q_0$  от 5 до 25 МПа  $f_d$  меняется от 0,096 до 0,18. При тех же условиях для азота: от 0,2 до 0,24.

На основании этих экспериментальных данных можно сделать определенные выводы.

Повышенное значение  $f_d$  при уплотнении азота по сравнению со значением его для воды есть следствие в различии механизмов трения: при газовой среде фактически имеет место сухое трение, при наличии жидкости определенная зона контакта набивки работает в условиях полужидкостного трения. Этот вывод подтверждается и тем обстоятельством, что увеличение  $f_d$  от  $q$  для воды более значительно ( $0,18 / 0,096 = 1,875$ ), чем для азота ( $0,24 / 0,2 = 1,2$ ). Проницаемость воды с увеличением  $q$  уменьшается и, следовательно, уменьшается область полужидкостного трения. Для сухого же трения область проникновения газовой среды в набивку практически никакого влияния на силу трения не оказывает.

Полученное снижение  $f_d$  при увеличении давления рабочей среды является следствием неправильной оценки силы трения  $T$ . При ее оценке не учитывалось то обстоятельство, что при увеличении давления уплотняемой среды уменьшается осевая и, следовательно, уменьшается и радиальная нагрузка на набивку вследствие увеличения нагрузки на крепежные элементы сальникового узла.

Для оценки коэффициента внешнего трения, входящего в (13.13), была разработана экспериментальная установка.

Установка включает пресс с гидравлическим силовым узлом, в который устанавливается ползун, охватываемый исследуемой сальниковой набивкой. Набивка сжимается прессом осевой силой  $N$  и натяжным винтом через динамометр ползун нагружается поперечной силой  $T$  до начала его перемещения. Отношения поперечной силы  $T$  к осевой  $N$  и есть коэффициент трения  $f$ :

$$f = T / N. \quad (13.19)$$



В процессе экспериментов менялись значения осевой силы  $N$  и определялась зависимость  $f = F(q)$ . Полный процесс исследования для каждой сальниковой набивки повторялся. Полученные зависимости с достаточной для практического применения точностью могут быть выражены уравнением вида

$$f = a + bq + cq^2. \quad (13.20)$$

В таблице 13.11. представлены для исследованных типов набивки значения эмпирических коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$  для первого (верхняя строка) и второго (нижняя строка) процессов нагружения и среднеинтегральные значения коэффициента трения  $f_{\text{ср.ин}}$  (в интервале нагрузок до 10,0 МПа) и коэффициента бокового давления.

При повторных испытаниях набивок значения получаемых результатов несколько снижены по сравнению с первыми испытаниями, но характер зависимости  $f = F(q)$  отличается незначительно.

Учитывая незначительные расхождения между первым и вторым процессами нагружения, среднеинтегральные значения коэффициента трения получены как средние между ними.

Определяли также значения внутреннего коэффициента трения набивки.

При сжатии уплотнительного элемента силы трения, как внешние, так и внутренние, направлены против движения (деформации). При уменьшении нагрузки на элемент после его сжатия, уплотнительный элемент, находясь в упругом состоянии, должен восстанавливаться. Однако исследования [3, 83, 117] показывают, что восстановление происходит не синхронно с изменением величины осевой силы, а

**Таблица 13.11**

Тип набивки	$a$	$b$	$c$	$f_{\text{ср.ин}} / k_{\text{ср.ин}}$
НГФ-С-ПФ	0,14304	-0,02329	0,001573	0,092/0,924
	0,11981	-0,01891	0,001074	
НГФ-С	0,12136	-0,00575	0,000177	0,107/0,45
	0,13143	-0,00947	0,000585	
НБ 001 НА ПФ	0,13756	-0,01404	0,000618	0,095/0,51
	0,12846	-0,01130	0,000392	
НГФ-С-Ф	0,07703	-0,00143	-0,000203	0,074/0,072
	0,07479	-0,00173	-0,000046	
НГФ-ХБ	0,13369	0,00194	-0,000747	0,112/0,098
	0,13545	0,00069	-0,000403	

после снятия определенного ее значения  $\Delta q_3$ , после чего начинается деформация уплотнительного элемента в обратном направлении. Причиной запаздывания восстановления при уменьшении нагрузки является предварительное смещение [83] или реверс сил трения [117], который завершается только после снижения нагрузки до определенной величины.

При исследовании проницаемости сальниковых набивок [3] было установлено, что при увеличении давления уплотняемого воздуха в опытной модели сальникового уплотнения до определенного значения  $p_c$  осевая удельная нагрузка  $q_3$ , созданная при сборке соединения, сохраняет свое начальное значение.

При  $p > p_c$  нагрузка на набивку снижается, а давление в полости гидроцилиндра самопроизвольно увеличивается (см. рис. 13.6) вследствие изменения условий трения как в сопряжении набивки и замыкающих ее поверхностей (внешнее трение), так и в слоях самой набивки (внутреннее трение). Следовательно, если нет деформации набивки, разгружаемой в процессе эксперимента, то существует равновесие между осевой силой, действующей на сечение набивки, и силами сопротивления ее восстановлению (трение в уплотнении поршня гидроцилиндра, трение на боковых поверхностях набивки и внутреннее трение в самой набивке).

Условие силового равновесия набивки в момент завершения реверса сил трения

$$Q_b = Q_n + Q_T + Q_{b,T}, \quad (13.21)$$

где  $Q_b$  – осевая сила давления воздуха в опытном образце;  $Q_n$  – сила трения в уплотнении поршня гидропресса;  $Q_T$  – сила трения на боковых поверхностях набивки;  $Q_{b,T}$  – сила внутреннего трения материала набивки;

$$\begin{aligned} Q_n &= \pi p D_{cp}^2 / 4; \\ Q_T &= f_t q_0 k (D + d) H ]; \\ Q_{b,T} &= f_{bt} q_0 \pi D_{cp} bH. \end{aligned} \quad (13.22)$$

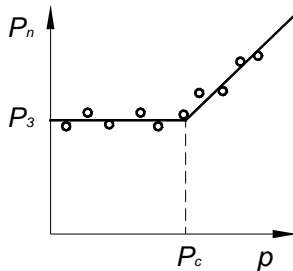


Рис. 13.6

Здесь  $f_T$  – коэффициент внешнего трения;  $f_{в.т}$  – коэффициент внутреннего трения материала набивки;  $D_{ср}$ ,  $b$  и  $H$  – соответственно средний диаметр, ширина и высота набивки;  $k$  – коэффициент бокового давления материала набивки.

Значение осевой удельной нагрузки  $q_z$  в текущем значении сечения набивки зависит от рассматриваемой высоты набивки. При  $z = 0$   $q_z = q_0$ , при  $z = H$   $q_z = q_0 \exp(-2f kH / b)$ .

Среднеинтегральное значение  $q_z$

$$q_z^* = \frac{q_0 b}{2f kH} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{2f kH}{b}\right) \right]. \quad (13.23)$$

Используя (13.21) – (13.23) при  $q_z^* = q_z$ , получим

$$\frac{0,25 p_c D_{ср}}{q_z b} = \frac{Q_{п}}{\pi D b q_z} + \left[ 1 + \exp\left(-\frac{2f kH}{b}\right) \right] \left( 1 + \frac{f_{в.т} b}{E_{сж}} \right), \quad (13.24)$$

где  $E_{сж}$  – модуль сжатия материала набивки [4];  $H$  – высота набивки, сжатая нагрузкой  $q_z$ :

$$H = H_0(1 - q_0 / E_{сж}). \quad (13.25)$$

Выражение (13.24) содержит две неизвестные величины  $f_{в.т}$  и  $Q_{п}$ . Для определения  $f_{в.т}$  исключается  $Q_{п}$  использованием двух значений, полученных по (13.24) при разной высоте набивки  $H$ , но одной и той же удельной нагрузке  $q_z$ . Принимаем, что величина  $f_{в.т}$  не зависит от  $H$ , что допустимо при оценке нагрузки, создаваемой гидропрессом.

После определения из системы двух уравнений среднего значения  $f_{в.т}$  можно определить  $Q_{п}$ . Значение  $p_c$  определяли по экспериментальным данным [3].

При определении коэффициента внутреннего трения  $f_{в.т}$  использовали экспериментальные значения произведения  $kf$  и модуля  $E_{сж}$ , полученные в работе [3] для рассматриваемых материалов набивки.

Исследовали сальниковые набивки трех типов: Н1100 (плетеная из нитей графитовой фольги, армированная хлопчатобумажной нитью); Н1201 (плетеная из нитей графитовой фольги, армированная стеклонитью и пропитанная фторопластовой суспензией); Н5001 (плетеная из арамидных волокон, пропитанная фторопластовой суспензией).

Определенные из (13.24) значения  $f_{в.т}$  имеют размерность  $m^{-1}$ , так как они получены из условия, что сопротивление деформации набивки от внутреннего трения формируется в объеме набивки, величина которой зависит от высоты.

Результаты обработки экспериментальных данных (усредненные) представлены в табл. 13.12.

Таблица 13.12

Набивка	$q$ , МПа	$p_c$ , МПа	$f_{в.т}$ , мм <sup>-1</sup>	$H$ , мм	$fk$	$E_{сж}$ , МПа
H1100	25,76	5,19	0,0187	16,0	0,02	161
H1201	12,88	3,23	0,015	15,73	0,062	51,3
	21,47	6,27	0,071	10,8	0,062	62,2
H5001	12,88	3,85	0,0489	16,9	0,042	226,8
	17,17	5,07	0,0559	19,49	0,042	239,7
	21,47	7,13	0,0635	10,99	0,042	254,4
	25,76	6,24	0,0307	15,27	0,042	268

Как следует из результатов проведенных экспериментов [7], значение коэффициента  $f_{в.т}$  увеличивается с увеличением удельной нагрузки  $q$  и уменьшается с увеличением высоты набивки  $H$ . Внутреннее трение зависит от плотности материала набивки. Плотность, в частности, зависит от удельной нагрузки: чем выше нагрузка, тем больше плотность материала и тем больше сопротивление относительно смещению отдельных частиц материала. С увеличением высоты набивки  $H$  удельная нагрузка по высоте согласно (13.23) уменьшается и, следовательно, уменьшается и среднее значение плотности набивки.

Внутреннее трение в набивке оказывает определенное влияние на модуль ее сжатия  $E_{сж}$  и коэффициент бокового давления  $k$ , что подтверждено экспериментами [7].

Материалы сальниковых набивок, как правило, пористые. Поэтому протечка уплотняемой среды через набивку носит фильтрационный характер и для ее оценки может быть использован линейный закон фильтрации Дарси

$$W = k_n dp / \mu dl, \quad (13.26)$$

где  $k_n$  – опытный коэффициент проницаемости;  $p$  – давление уплотняемой среды, МПа;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды, Па·с;  $l$  – длина (высота) сальниковой набивки, м.

Исходя из геометрических параметров сальниковой набивки и условий проведения эксперимента, величину протечки можно выразить через коэффициент проницаемости  $k_n$ , давление уплотняемой среды  $p$ , среднюю удельную нагрузку на набивку  $q_{ср}$ , и геометрические параметры – площадь сечения  $F$  и высоту (длину) набивки  $l$ , т.е.

$$W = k_{\text{п}} p F / q_{\text{ср}} l, \quad (13.27)$$

$$q_{\text{ср}} = (q_0 + q_k) / 2,$$

где  $q_0$  – начальная удельная нагрузка на набивку от нажимного кольца;  $q_k$  – конечная удельная нагрузка на длине сальника  $l$ .

Учитывая информацию, представленную в разд. 11.2, получим

$$q_{\text{ср}} = q_0 [1 + \exp(-2k f l / b)] / 2.$$

Выражение (13.27) используется для определения коэффициента проницаемости определенной исследованной рабочей среды. Для оценки проницаемости  $k_{\text{пх}}$  другой среды, отличной от  $k_{\text{п}}$  исследованной, можно воспользоваться зависимостью

$$k_{\text{пх}} = k_{\text{п}} \mu_{\text{п}} / \mu_{\text{пх}},$$

если предполагается ламинарное течение уплотняемой среды.

При молекулярном течении газа

$$k_{\text{пх}} = k_{\text{п}} d_{\text{п}} / d_{\text{пх}},$$

где  $d_{\text{п}}$  – эффективный диаметр молекулы уплотняемого газа. Так, для азота  $d_{\text{п}} = 3 \cdot 10^{-8}$  см, а отношение эффективных диаметров азота и гелия и азота и водорода равны соответственно 1,60 и 1,43.

Для отдельных набивочных материалов (АСТ, АГ-60, АПС, АГ-1 и АС) были проведены экспериментальные исследования [59] по оценке коэффициента проницаемости для воды при давлении 10 МПа в диапазоне удельных нагрузок на набивки 10...60 МПа.

Проведенные исследования показали что значение коэффициента проницаемости зависит от типа набивки и удельной нагрузки на набивку. Так, при  $q = 40$  МПа для набивки типа АСТ  $k_{\text{п}} = 0,25 \cdot 10^{-5}$  см<sup>2</sup>, а для набивки АС –  $k_{\text{п}} = 1,2 \cdot 10^{-5}$  см<sup>2</sup>. Значение  $k_{\text{п}}$  для всех набивок с увеличением нагрузки падает. При удельной нагрузке  $q = 60$  МПа для всех пяти исследованных набивок значение  $k_{\text{п}}$  было примерно одинаково и равно  $0,25 \cdot 10^{-5}$  см<sup>2</sup>. К недостаткам методики исследования следует отнести то обстоятельство, что исследования проводили не на кольцевой сальниковой набивке, а на плоском круглом образце. В этом случае не определялось влияние геометрических параметров набивки, от которых зависит значение коэффициента проницаемости. Кроме того, при использовании в качестве уплотняемой среды жидкости необходимо учитывать продолжительность очередного эксперимента, так как с течением времени скорость протечки жидкости уменьшается вследствие облитерации малых зазоров (пор набивки).

Величину протечки уплотняемой среды через сальниковую набивку рекомендуют [150] оценивать по выражениям:

– для газовых сред

$$W = 3,62D_{\text{cp}} Sp(p + 0,2) / l\mu, \quad (13.28)$$

– для жидких сред

$$W = 0,73D_{\text{cp}} Sp / l\mu, \quad (13.29)$$

где  $l$  – длина (высота) сальниковой набивки, м;  $D_{\text{cp}}$  – средний диаметр сальниковой набивки, м;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды, Па·с;  $p$  – давление уплотняемой среды, МПа;  $S$  – опытный коэффициент, учитывающий удельную нагрузку на набивку и свойства материала набивки.

Так, для набивки марки АФ-1 зависимость  $S$  от удельной нагрузки  $q_0$  (МПа)

$$S = 1,1 \cdot 10^{-4} q_0^{-1,4}.$$

Размерности  $S$ :  $\text{м}^3/(\text{МПа}^2 \cdot \text{мин})$  – для газа и  $\text{м}^3/(\text{МПа} \cdot \text{мин})$  – для жидкости.

Расчеты протечки, выполненные по (13.28) и (13.29) для набивки АФ-1 показали несостоятельность этих уравнений. Так, при давлении уплотняемой среды 1,0 МПа, температуре 20 °С, диаметре уплотняемого штока 0,1 м при удельной нагрузке  $q_0 = 40$  МПа величина протечки воздуха составила 125  $\text{см}^3/\text{с}$ , а воды – 4,0  $\text{см}^3/\text{с}$ , что представляется не реальным.

Если использовать (13.27) при  $k_{\text{п}} = 10^{-5} \text{см}^2$  [19], то при указанных выше условиях величина протечки для воды  $W = 10^{-4} \text{см}^3/\text{с}$ .

Для увеличения гидравлического сопротивления пористой набивки рекомендуют [59] устанавливать между отдельными кольцами набивки непроницаемые кольцевые перегородки, выполненные из металлической фольги.

Оценка влияния этих колец на герметичность сальникового уплотнения была выполнена на набивке АГ-50. Проведенные испытания показали, что при прочих равных условиях величина протечки в сальнике, в котором между отдельными элементами набивки установлены металлические кольца, в 5 – 7 раз меньше, чем при набивке без промежуточных колец.

Применение кольцевых непроницаемых перегородок существенно увеличивает гидравлическое сопротивление набивки и способствует возникновению определенной степени самоуплотнения, т.е. дополнительного уплотнения набивки за счет давления уплотняемой среды.

Для оценки проницаемости сальниковой набивки была разработана [3] экспериментальная установка, содержащая модель сальникового уплотнения и обеспечивающая создание требуемой осевой нагрузки на набивку, заданного давления уплотняемой среды (воздуха) и оценку величины протечки уплотняемой среды.

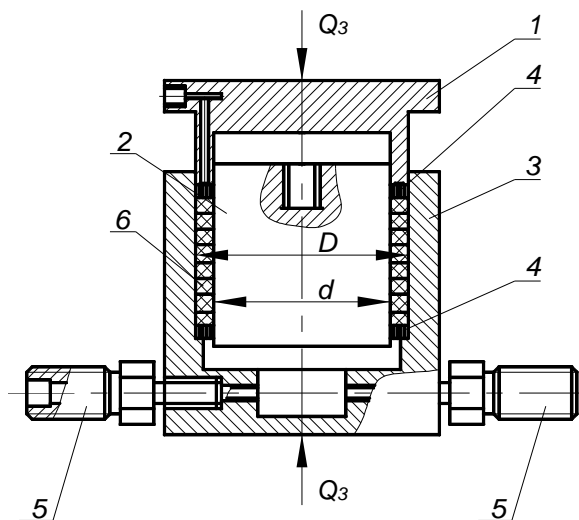


Рис. 13.7

На рисунке 13.7 представлен общий вид опытной модели сальникового уплотнения для исследования проницаемости сальниковой набивки выполненных из ТРГ.

Сальниковой набивкой *b* на определенную высоту *h* заполняют кольцевой зазор между штоком 2 и стенкой камеры 3 и закрывают решеткой 4 и нажимной крышкой 1. Модель помещают в пресс с мембранным силовым узлом и сжимают определенной осевой силой *N*. Через нижний штуцер 5 в полость модели подают воздух под заданным давлением *p* и фиксируют величину протечки уплотняемой среды через резьбовое отверстие, выполненное в крышке 1. Ко второму нижнему штуцеру 5 подсоединен манометр для оценки давления уплотняемого воздуха.

В процессе проведения исследований меняли значения осевой удельной нагрузки  $\sigma_z$  до 45 МПа, давление уплотняемого воздуха *p* до 25 МПа, высоту набивки *h* в пределах 12...36 мм (2, 3 и 4 кольца) и определяли влияние этих параметров на величину протечки *W*.

Из выражения  $W = k_{\pi} p F / \sigma_z h \mu$  определяли коэффициент проницаемости набивки  $k_{\pi}$ .

В результате обработки экспериментальных данных получено уравнение, связывающее коэффициент проницаемости  $k_{\pi}$  и удельную осевую нагрузку  $\sigma_z$  для пяти типов сальниковых набивок (табл. 13.13)

$$k_{\pi} = \exp[-(a + b\sigma_z)]. \quad (13.30)$$

Таблица 13.13

Марка набивки	$k_f$	$a$	$b$
HУ1251	0,010	5,1	0,133
H1100	0,020	6,2	0,21
H5001	0,042	7,1	0,193
H1200	0,047	7,7	0,19
H1201	0,062	8,2	0,22

Значения  $k_f$  взяты из статьи [4].

Исследования показали, что при определенной удельной нагрузке на верхний слой набивки изменяется характер зависимости  $k_n = f(\sigma_z)$ . Так, в качестве примера: при нагрузке 30 МПа для материала набивки H1200 завершается явное ее сжатие и величина протечки уплотняемой среды уже практически не зависит от дальнейшего повышения нагрузки.

Анализ результатов исследования проницаемости сальниковых набивок показал, что коэффициент  $a$  (табл. 13.13) зависит от сил трения на боковых поверхностях набивки: с увеличением  $k_f$  увеличивается значение коэффициента  $a$ .

Значение коэффициента  $b$  (табл. 13.13) определяется жесткостью (модулем сжатия  $E_{сж}$ ) набивки: чем больше модуль сжатия, тем меньше значение коэффициента  $b$ . От модуля сжатия набивки зависит и удельная нагрузка, при которой завершается явное ее сжатие: чем больше значение  $E_{сж}$ , тем больше эта удельная нагрузка.

Эксперименты показали, что величина протечки уплотняемой среды при прочих равных условиях практически не зависит от высоты набивки. Так, для набивки H1200 при  $q_0 = 17,2$  МПа и  $p = 2,5$  МПа протечка составила для двух колец  $W = 0,13$  см<sup>3</sup>/с, для трех колец – 0,11 см<sup>3</sup>/с, для четырех колец – 0,095 см<sup>3</sup>/с. Такое незначительное влияние высоты набивки на величину протечки объясняется тем, что, несмотря на то, что с уменьшением высоты набивки уменьшается ее гидравлическое сопротивление, однако при этом уменьшается и площадь трения набивки о замыкающие ее боковые поверхности, что увеличивает осевую силу сжатия набивки.

Значение коэффициента проницаемости (13.30) получено для воздуха. При определении коэффициента проницаемости для другой рабочей среды, отличающейся от воздуха по вязкости, необходимо полу-



ченное по (13.30) значение  $k_n$  умножить на коэффициент, равный отношению динамической вязкости уплотняемой среды и воздуха.

**Влияние удельной нагрузки на плотность сальниковой набивки.** Экспериментально определяли зависимость изменения плотности набивки  $\rho$  от удельной нагрузки сжатия  $q$ . В условиях замкнутого объема матрицы сжимали два слоя (два кольца набивки  $7 \times 7$  мм) и определяли изменения ее плотности для каждого кольца: верхнего, находящегося непосредственно за подвижным пуансоном, и нижнего.

Экспериментально полученные зависимости с достаточной для практического применения точностью могут быть описаны уравнением вида

$$\rho = aq^b + c. \quad (13.31)$$

Типы исследованных набивок, а также значения коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$  для верхнего слоя набивки представлены в табл. 13.14.

Для второго слоя набивки значения  $\rho$  несколько меньшие, чем для верхнего. Это объясняется влиянием сил трения в зоне контакта верхнего слоя и стенки матрицы при деформации верхнего слоя под действием удельной нагрузки  $q$ . Чем меньше потери на трение (меньшее значение коэффициентов трения и бокового давления), тем меньше определяемая разность плотности верхнего и нижнего слоев. Усредненные значения полученных разностей плотности (в % относительно плотности верхнего слоя) представлены в табл. 13.14 как  $\Delta\rho$ .

Используя (13.31), выразим изменение плотности материала набивки в зависимости от ее относительной деформации:

$$\rho = a[a_1 \varepsilon \exp(b_1 \varepsilon)]^b + c.$$

**Таблица 13.14**

№ набивки	Тип набивки	$a$	$b$	$c$	$\Delta\rho, \%$
1	НФ-Э Н3000	0,427	0,251	1,0	2,5
2	НГ-Ф-ХБ Н1100	0,159	0,395	1,0	5,8
3	НУ Н6400	0,144	0,27	1,07	5,4
4	НА-ПФ Н5001	0,24	0,171	1,25	2,3
5	НУ-Пфг Н6503	0,396	0,156	1,22	5,3
6	НУ-Пф Н6401	0,278	0,196	0,8	6,5
7	НГФ-С Н1200	0,158	0,425	1,0	6,6
8	НУ-Пф Н6001	0,165	0,255	0,95	7,24

Значение коэффициентов  $a$ ,  $a_1$ ,  $b$ ,  $b_1$  и  $c$  см. табл. 13.14 и 13.15. Так, для набивки типа НУ-ПФ Н6001

$$\rho = 0,165[1,746\epsilon \exp(14,913\epsilon)]^{0,255} + 0,95.$$

**Оценка модулей упругости и сжатия сальниковых набивок.** Слой набивки 7×7 мм сжимали заданной силой (удельной нагрузкой  $q$ ) в замкнутом объеме специальной матрицы и фиксировали его осевую деформацию  $\Delta l$ :

$$\epsilon = \Delta l / l. \quad (13.32)$$

Полученные экспериментальные зависимости с достаточной для практических расчетов точностью можно выразить уравнениями вида

$$q = a_1 \epsilon \exp(b_1 \epsilon). \quad (13.33)$$

В таблице 13.15 представлены значения коэффициентов  $a_1$  и  $b_1$  для исследованных типов набивок.

Интенсивность изменения удельной нагрузки  $q$  на набивку от величины относительной ее деформации есть  $\Delta q / \Delta \epsilon$  или в дифференциальной форме  $dq / d\epsilon$ . Продифференцировав (13.33), получим

$$dq / d\epsilon = a_1 e^{b_1 \epsilon} (1 + b_1 \epsilon) = E_{\pi}. \quad (13.34)$$

Выражение (13.34) по аналогии с результатами анализа деформации плоских прокладок есть модуль сжатия набивки  $E_{сж}$ . Коэффициенты  $a_1$  и  $b_1$  см. табл. 13.15.

**Таблица 13.15**

№ набивки	Тип набивки	$a_1$	$b_1$
1	НФ-ЭГ Н4000	0,896	13,0
2	НГФ-С Н1200	2,877	8,038
3	НГФ-ХБ Н1100	3,08	8,39
4	НУ-Пфг Н6503	0,6124	15,84
5	НУ-ПФ Н6401	1,762	14,65
6	НУ-ПФ Н6001	1,746	14,913
7	НФ-ЭГ-А НУ4051	0,9574	18,98
8	НУ Н6400	0,201	28,0
9	НФ-Э Н3000	0,186	30,82

Применение модуля сжатия набивки  $E_{\text{сж}}$  необходимо при оценке деформации набивки (13.32) или сжимаемости при заданном значении  $q$ :

$$\Delta l = lq / E_{\text{сж}}$$

или для определения требуемой удельной нагрузки на набивку при заданной величине ее деформации

$$q = E_{\text{сж}} \Delta l / l.$$

Основными деформационными характеристиками сальниковой набивки является интенсивность ее деформации под действием приложенной нагрузки – сжимаемость  $C$  и восстанавливаемость при снятии нагрузки  $B$ .

Были выполнены специальные исследования по определению восстанавливаемости отдельных типов сальниковых набивок.

Полученные результаты с достаточной для практических целей точностью могут быть выражены уравнением типа

$$B = a_2 q^{-b_2}. \quad (13.35)$$

где  $B$  – в долях единицы.

В таблице 13.16 представлены типы исследованных набивок и значения коэффициентов  $a_2$  и  $b_2$  для каждого вида набивки.

Для набивки типа НФ-Э Н3000 (№ 7) более приемлемым будет выражение

$$B = 0,094 \exp(-0,06q). \quad (13.36)$$

Интенсивность восстановления набивки при снижении нагрузки зависит от модуля упругости  $E$  ее материала.

**Таблица 13.16**

№ набивки	Тип набивки	$a_2$	$b_2$
1	НУ Н6400	0,39	0,27
2	НУ-ПФ Н6001	0,328	0,218
3	НГФ-С Н1200	0,388	0,419
4	НГФ-ХБ Н1100	0,376	0,459
5	НУ-Пфг Н6503	0,536	0,566
6	НФ-ЭГ-А Н4051	0,656	0,873
7	НФ-Э Н3000		

Восстановление набивки можно выразить как

$$B = (l_2 - l_1)/(l_0 - l_1) = \Delta l_B / \Delta l_C,$$

но

$$\Delta l_b / l_1 = q/E$$

или

$$E = l_1 q / \Delta l_b.$$

Используя (13.33) – (13.35), получим

$$E = (1 - \epsilon) q^{1+b_2} / \epsilon a_2 = (1 - \epsilon) [a_1 \epsilon \exp(b_1 \epsilon)]^{1+b_2} / \epsilon a_2, \quad (13.37)$$

где  $\epsilon$  – относительная деформация набивки при ее сжатии (см. (13.32)).

Представленные выше данные по деформации набивки при ее сжатии и восстановлении в диапазоне удельной нагрузки 10...100 МПа получены на одном кольце сечения 7×7. Определение деформационных характеристик сальниковых набивок при диапазоне удельных нагрузок 2,0...27 МПа, но при числе колец от одного до шести проводили на установке, конструктивная схема которой представлена на рис. 13.5, одновременно с оценкой их коэффициента бокового давления. Определяли также влияние числа нагружения на деформационные характеристики набивки.

При нагружении набивки 3 силой  $Q$  происходит ее усадка на величину  $\Delta \delta$  и прогиб силомерных балочек 5 на величину  $\delta_2$ .

После очередного нагружения набивки усилием  $Q_i$  по показаниям индикаторов 13 оценивали изменение зазора  $\delta_1$  между нажимным кольцом 14 и корпусом камеры сальника 2 (см. рис. 13.6). Усадка набивки

$$\Delta \delta_i = \delta_1 - \delta_2. \quad (13.38)$$

Значение  $\delta_2$  рассчитывали по выражению

$$\delta_2 = 2P(L/h)^3 / Eb,$$

где  $P$  – суммарная нагрузка на силомерные балочки (показания тензорезисторов);  $L$ ,  $h$  и  $b$  – длина балочки, ее толщина и ширина в заделке.

В экспериментах значение конечной нагрузки на набивку во всех опытах было одинаковым и равным  $q_n = 26,74$  МПа.

Полученные экспериментальные зависимости удельной нагрузки от относительной деформации набивки с достаточной для практических расчетов точностью могут быть выражены уравнением вида

$$q = A_i + B_i \epsilon + C_i \epsilon^2, \text{ МПа.} \quad (13.39)$$

В таблице 13.18 представлены типы исследованных набивок и значения коэффициентов  $A_i$ ,  $B_i$  и  $C_i$  для каждой набивки.

Таблица 13.18

№ набивки	Тип набивки	$A_1$	$B_1$	$C_1$	$A_3$	$B_3$	$C_3$	$A_6$ $A_2$	$B_6$ $B_2$	$C_6$ $C_2$
1	НБ 001 НА ПФ	1,44 2,39	24,23 50,64	46,97 69,05	1,83 2,46	26,03 157,0	438,6 577,5	2,46 3,16	5,31 372,4	1231,6 1663,4
2	НГФ-С				2,09 3,28	5,06 136,5	118,5 370,6	1,35 1,84	9,7 67	77,5 70,0
3	НГФ-ХБ				2,33 2,17	-4,35 127,9	89,5 404,1	3,0 2,38	-20,1 86,8	112,5 237,9
4	НГФ-С-ПФ				0,84 3,93	21,6 189	59,1 -113	1,69 1,66	2,6 108,4	74,9 53,3
5	НГФ-С-Ф				2,0 1,64	-7,03 111,4	205,3 430,4	1,85 2,10	2,81 85,3	139,1 430,4

$A_6, B_6$  и  $C_6$  – только для набивки НБ 001 НА ПФ.

При снятии нагрузки набивка будет упруго восстанавливаться, т.е. перемещаться в обратном направлении. Это условие можно представить как растяжение набивки усилием

$$\Delta Q = Q_i - Q^*.$$

Проводили соответствующие замеры при уменьшении нагрузки до  $Q_j^*$ . В этом случае определяли разность между новым значением  $\Delta\delta$ , полученным при  $Q^*$ , и значением  $\Delta\delta_i$ , полученным при  $Q_i$ :

$$d\delta = \Delta\delta - \Delta\delta_i.$$

В частности, выполняли исследования при  $Q_j^* = 0$ .

За относительную деформацию принимали отношение восстановления набивки к ее толщине, полученной после завершения прямого нагружения (сжатия).

Полученные экспериментальные зависимости могут быть выражены уравнением вида

$$q^* = A_i^* \epsilon^{B_i^*}. \quad (13.40)$$

В таблице 13.19 представлены типы исследованных набивок и значения коэффициентов  $A_i^*$  и  $B_i^*$  для каждой набивки.

Таблица 13.19

№ набивки	Тип набивки	$A_1^*$	$B_1^*$	$A_2^*$	$B_2^*$	$A_3^*$	$B_3^*$	$A_6^*$	$B_6^*$
1	НА ПФ	24,9	0,66			80,5	0,77	106,6	0,66
		24,36	0,54			57,9	0,556	87,4	0,56
2	НГФ-С			28,9	0,57	31,7	0,52		
				31,3	0,57	39,51	0,53		
3	НГФ-ХБ			25,3	0,55	39,03	0,546		
				27,6	0,56	39,9	0,58		
4	НГФ-С-ПФ			33,2	0,57	47,15	0,631		
				36,1	0,52	46,51	0,591		
5	НГФ-С-Ф			34,6	0,57	45,55	0,606		
				37,4	0,63	44,3	0,543		

Интенсивность изменения удельной нагрузки при сжатии и восстановлении набивки в зависимости от ее относительной деформации можно оценить соответствующими модулями:

– при сжатии набивки

$$E_{сж} = dq / d\varepsilon,$$

– при восстановлении

$$E_{в} = dq^* / d\varepsilon.$$

Продифференцировав уравнения (13.39) и (13.40), получили соответственно:

$$E_{сж} = B_i + 2C_i\varepsilon; \quad (13.41)$$

$$E_{в} = A_i^* B_i^* \varepsilon^{B_i^*-1}. \quad (13.42)$$

Более приемлемым для практического применения является зависимость этих модулей от удельной нагрузки. Так, используя выражения (13.40), (13.42) и значения коэффициентов  $A_i^*$  и  $B_i^*$  (табл. 13.19), получили выражение

$$E_{в} = a_i(q^*)^{-b_i}. \quad (13.43)$$

Значения  $a_i$  и  $b_i$  для исследованных типов набивок представлено в табл. 13.20.

Таблица 13.20

№ набивки	Тип набивки	$a_1$	$b_1$	$a_2$	$b_2$	$a_3$	$b_3$	$a_6$	$b_6$
1	НА ПФ	92,7 199,1	0,51 0,85			223,7 826,8	0,3 0,8	792,6 1525,3	0,52 0,77
2	НГФ-С			210,6 248,0	0,76 0,77	150,8 534,4	0,93 0,88		
3	НГФ-ХБ			196,6 218,9	0,82 0,80	448,1 334,1	0,83 0,72		
4	НГФ-С-ПФ			261,1 150,9	0,75 0,52	283,5 390,3	0,58 0,69		
5	НГФ-С-Ф			289,7 192,5	0,76 0,58	330,8 580,3	0,65 0,84		

В таблицах 13.18 – 13.20 нижние индексы 1, 2, 3 и 6 при коэффициентах относятся к набивке, состоящей соответственно из одного, двух, трех и шести слоев. Верхние цифры в каждом столбце – первое нагружение, нижние – последующие.

Изменение жесткости набивок при повторном их нагружении есть следствие изменения плотности набивки после обжатия при первом нагружении. Влияние высоты набивки на увеличение ее жесткости связано с увеличением сил трения в сопряжении набивки и замыкающих ее поверхностей штока и камеры сальника. Поэтому полученные результаты являются несколько условными и справедливы только для набивок, находящихся в замкнутом объеме камеры сальника.

**Определение скорости релаксации сальниковых набивок.** Как показывает практика эксплуатации сальниковых уплотнений с мягкой набивкой после сборки соединения и затяжки крепежных элементов сила затяжки с течением времени уменьшается. Так, через 20 мин у набивок из АПП, АС и фторопласта нагрузка примерно снизилась соответственно на 50, 30 и 25% [103]. В дальнейшем скорость падения нагрузки с течением времени уменьшается.

Для оценки снижения напряжения в нагруженной сальниковой набивке в зависимости от времени и температуры была разработана установка, отличающаяся простотой конструкции, удобством ее обслуживания и относительно высокой точностью (до 1,0 мкм) замера деформации.

Установка включает опытный образец с центральным болтом, имитирующий сальниковое уплотнение; раму, состоящую из верхней и нижней траверс, стянутых стойками. На верхней траверсе закреплен индикатор часового типа и рычажный мультипликатор, содержащий шарнирно связанные между собой два рычага. На нижней траверсе установлен опорный винт.

Порядок проведения исследования следующий. Собирают опытный образец, но центральный болт не затягивают. Устанавливают образец между нижним рычагом и упорным винтом и по показаниям индикатора фиксируют исходную длину  $L$  центрального болта. Стягивают набивку в опытном образце определенным усилием, фиксируют время окончания затяжки и по показаниям индикатора определяют его удлинение  $\Delta L$ . Величину нагружения  $Q_3$  определяют по выражению

$$Q_3 = E f_6 \Delta L / L,$$

где  $f_6$  – площадь сечения центрального болта.

Устанавливают опытный образец в раму между нижним рычагом и опорным болтом и через определенные промежутки времени  $\Delta t$  фиксируют показания индикатора. При наличии релаксации нагрузки длина нагруженного центрального болта с течением времени будет уменьшаться на величину  $\Delta L_\tau$  в зависимости от отрезка времени  $\Delta t$ , т.е.  $\Delta L_\tau = f(\Delta t)$ .

В качестве примера здесь представлены результаты исследований, полученных на материале набивки типа АФ-АГ и НЧ-4051 при высоте набивки 60 и 30 мм соответственно в числителе и знаменателе (см. табл. 13.21). Значение предварительного нагружения набивки  $Q_3 = 15 \dots 18$  кН. Температура в процессе проведения исследований  $22 \dots 24$  °С. Время выдержки образцов под нагрузкой до 12 суток. Полученная относительная деформация образцов (относительная ползучесть) может быть выражена уравнением

$$\varepsilon = A \exp(B / \tau), \quad (13.44)$$

где время – в минутах.

Значения коэффициентов  $A$  и  $B$ , а также значение остаточной деформации  $\Delta h$  при значительном времени нагружения (при  $\tau \rightarrow \infty$ ) для исследованных материалов набивок представлены в табл. 13.21.

Как следует из представленных зависимостей, интенсивность ползучести с увеличением высоты слоя набивки в два раза уменьшается в среднем в 3,8 раза.

Полученные результаты могут быть использованы и для оценки релаксации напряжения. Снижение напряжения в набивке во времени

$$\sigma = \varepsilon E_{в.с} = A \exp(B / \tau) E_{в.с}.$$



Таблица 13.21

Исследованные материалы	<i>A</i>	<i>B</i>	$\Delta h$ , мм
АФ-АГ	0,00148 / 0,00132	-21,17 / -6,76	0,088 / 0,039
НЧ-4051	0,000183 / 0,00189	-6,28 / -1,39	0,011 / 0,056

При исследовании влияния температуры на релаксацию набивки опытный образец с предварительно стянутой центральным болтом набивкой и замеренной его длиной помещают в термостат, выдерживают при заданной температуре определенный отрезок времени, вынимают из термостата и после охлаждения опытного образца до исходной температуры замеряют длину центрального болта в установке индикатором. Изменяя отрезки времени  $\Delta t$ , получают искомую зависимость  $\Delta L_{\tau} = f(\Delta t)$ , но уже при заданной температуре.

#### 13.4. ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ЭЛЕМЕНТОВ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ И УПЛОТНЯЕМОЙ ДЕТАЛИ

Одним из важнейших условий увеличения ресурса работы сальникового уплотнения является правильный выбор материалов его составных элементов. В предыдущих разделах были изложены требования к материалу уплотнительного элемента сальника – мягкой набивке. Однако уровень надежности работы уплотнения зависит и от правильного подбора материалов сопрягаемых элементов, чистоты и точности обработки их сопрягаемых поверхностей и допусков на линейные и угловые размеры этих составных элементов сальникового узла.

Наиболее оптимальным условием нормальной работы уплотнения является применение различных по твердости материалов его элементов в возможных узлах их касания. Так, детали с большей поверхностью касания (штоки, шпиндели) должны иметь и большую твердость по сравнению с деталями с меньшей площадью касания (нажимная и направляющая втулки, фонарное кольцо).

Втулки, фонарные кольца выполняют из бронзы с содержанием никеля от 2 до 30% (никерон). Эти элементы сальникового уплотнения выполняют также из хромистых, хромоникелевых и хромомолибденовых сталей. В качестве материала для направляющих втулок применяют антифрикционный графитированный материал, типа АГ-1500 или АГ-1500БрС30. Коэффициент трения этих материалов по стали – 0,04...0,05.

К материалам подвижных элементов предъявляют более жесткие требования. Эти материалы должны обладать высокой прочностью, износостойкостью, повышенному сопротивлению к коррозионному и эрозионному разрушению.

### **13.5. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ**

Применительно к уплотнениям, которые являются элементами определенного механизма, под надежностью в соответствии с нормативными документами следует понимать их свойство, обусловленное безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью и способностью сохранять рабочие показатели в заданных пределах в течение заданного отрезка времени при данных условиях эксплуатации.

Рабочие показатели сальниковых уплотнений – это величина протечки уплотняемой среды, скорость износа элементов уплотнения и т.д. Условия эксплуатации: нагрузка, скорость относительного перемещения уплотняемого элемента, свойства и рабочие параметры уплотняемой среды.

За отказ уплотнительного узла принимают такое событие, при котором оно теряет свою работоспособность. Отказы могут быть внезапными, случайного характера (например, разрушение крепежной системы сальника) или постепенными – в результате длительного временного изменения основных рабочих параметров набивки (ее износа или старения). Последний вид отказа наиболее присущий сальниковому уплотнению с мягкой набивкой.

Отказы могут быть зависимыми и независимыми. Независимые отказы сальника связаны только с параметрами набивки или, что более редко, уплотняемой подвижной детали.

Зависимые отказы связаны с отказами других элементов механизма. Так, для сальникового уплотнения это усиление вибрации вала в связи с нарушением балансировки ротора и др.

Ресурс работы сальникового уплотнения зависит от многих факторов: материала набивки, качества поверхности сопрягаемых с набивкой деталей, характера движения и скорости их относительного смещения, свойств уплотняемой среды и степени влияния среды на уплотнительные характеристики набивки. Здесь имеется в виду величина осевой силы сжатия набивки, ее высота и характер распределения осевой силы по высоте набивки и др.

Увеличение протечки уплотняемой среды через сальниковое уплотнение, в основном, происходит вследствие снижения упругости сальниковой набивки. Снижение упругости сальниковой набивки может быть или из-за уменьшения ее объема в камере сальника, вызван-

ное или износом набивки, что присуще уплотнениям подвижных соединений, или в результате термического, химического или радиоактивного воздействия на нее уплотняемой среды, или по другим причинам, изложенным ниже.

Вследствие уменьшения объема набивки при сохранении первоначального объема сальниковой камеры, плотность набивки уменьшится, что приведет к уменьшению нагрузки на набивку (осевой и радиальной) и увеличению коэффициента проницаемости набивки. Все это является причиной увеличения протечки уплотняемой среды. Для снижения проницаемости набивки до требуемого уровня необходимо увеличить ее плотность, что достигается дополнительной затяжкой крепежных элементов сальникового уплотнения. Однако восстановить первоначальную герметичность соединения дополнительной затяжкой возможно только при сохранении набивкой ее упругих свойств, которые зависят от допускаемой конкретной нагрузки. Подтяжку сальниковой набивки выполняют при определенной, установленной для каждого материала набивки наработке. Так, для сальниковой набивки, выполненной из фторопласта-4, подтяжку сальника проводят через 250...300 м пути скольжения.

Критерием качества сальникового уплотнения подвижных элементов является ресурс его работы, являющийся одной из характеристик надежности, под которой понимают наработку элемента или узла до предельного технического состояния, установленного технической документацией. Ресурс оценивается числом циклов перемещения или оборотов вращения уплотняемой детали до возникновения отказа. В качестве отказа принимается износ набивки (реже уплотняемой детали), при котором величина протечки уплотняемой среды превышает допускаемую. Ресурс может быть представлен временем наработки на отказ или длиной пути относительного скольжения набивки по поверхности уплотняемой детали [59, 74, 159].

При возвратно-поступательном движении пройденный путь скольжения

$$S_{\text{ск}} = 2mL\tau,$$

где  $m$  – число циклов перемещения уплотняемого штока в единицу времени;  $L$  – длина хода штока.

При вращательном движении вала

$$S_{\text{ск}} = \pi n d \tau,$$

где  $n$  – число оборотов вала в мин;  $d$  – его диаметр;  $\tau$  – время работы уплотнения до отказа, мин.

При винтовом движении шпинделя запорной арматуры

$$S_{\text{ск}} = 2\pi m d i / \cos\alpha,$$

где  $i$  – число витков резьбы шпинделя, соответствующее его рабочему ходу;  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии резьбы.

Путь скольжения при возвратно-поступательном движении шпинделя регулирующей арматуры

$$L = n_1 t Z_1,$$

где  $n_1$  – частота включения,  $\text{ч}^{-1}$ ;  $t$  – время работы арматуры, ч;  $Z_1$  – перемещение шпинделя за одно включение.

Герметичность сальникового уплотнения (величина протечки уплотняемой среды) при прочих равных условиях зависит от геометрических параметров набивки. Для неподвижных (малоподвижных) соединений определяющим является отношение высоты набивки к площади ее поперечного сечения, т.е.  $l/\pi D_{\text{ср}} b$ . Для подвижных соединений по мере увеличения износа набивки в зоне сопряжения поверхность уплотняемой детали – набивка определяющим будет отношение  $l/d$ .

Ресурс работы сальникового уплотнения определяется специальными испытаниями влияния соответствующих параметров с учетом реальных условий эксплуатации.

Оценка ресурса работы сальникового уплотнения в зависимости от отношения  $l/d$  проводилась [59] на набивке АГ-50 для пара при давлении 11...12 МПа (температура 400...450 °С) при отношении  $l/d = 0,9...1,8$  при диаметре штока  $d = 20$  мм. Величина предварительного нагружения набивки  $q_0 = 15...30$  МПа.

В процессе эксперимента определяли величину протечки уплотняемой среды  $W$ ,  $\text{см}^3/\text{мин}$ , в зависимости от  $l/d$  и пути относительного скольжения  $S_{\text{ск}}$ , м.

Зависимость протечки от  $l/d$  и от пути относительного скольжения  $S_{\text{ск}}$  до исчерпания ресурса работы

$$W = 0,3 - 0,133l/d + 0,0007(l/d)^{-2} S_{\text{ск}}. \quad (13.45)$$

Предельное значение пути скольжения (исчерпание ресурса работы вследствие резкого увеличения протечки) в зависимости от  $l/d$ , м

$$S_{\text{ск}} = 88,5(l/d)^{2,6}.$$

Как следует из (13.45), герметичность сальникового уплотнения с мягкой набивкой (величина протечки уплотняемой среды) и в статическом состоянии, и при движении уплотняемой детали существенно зависит от значения отношения  $l/d$ : с увеличением этого отношения протечка уменьшается. Максимальное значение  $l/d = 1,8$  было в процессе исследования. Однако при дальнейшем увеличении этого отношения следует ожидать уменьшение интенсивности снижения протечки из-за увеличения неравномерности нагружения набивки по высоте.

Влияние величины предварительного нагружения набивки удельной нагрузкой  $q_0$  (МПа) на ресурс работы сальника оценивали [59] на набивке АГ-50 при отношении  $(l/d) = 1,04$  и давлении пара 11 МПа.

Предельное значение пути скольжения в зависимости от  $q_0$

$$S_{\text{ск}} = 28,4q_0 - 295, \text{ м.}$$

Положительное влияние предварительной нагрузки  $q_0$  на ресурс работы сальникового уплотнения связано с сохранением упругости набивки в процессе ее износа. Однако нельзя увеличивать  $q_0$  до предельного значения нагрузки, при которой набивка теряет свои упругие свойства.

Ресурс работы сальниковой набивки во многом зависит от качества сопрягаемой с ней поверхности подвижной детали, которое определяется технологией ее обработки. Большой объем выполненных исследований по влиянию формы микронеровностей сопрягаемых поверхностей на их износ показал, что основная характеристика их формы является опорная способность микровыступов, образующих поверхность трения, т.е. величина износа, определяется не столько высотой микровыступа, сколько его геометрической формой.

В работе [59] представлены результаты оценки ресурса работы сальникового уплотнения с набивкой из АГ-50 при различных методах обработки поверхности уплотняемого штока диаметром 20 мм. Уплотняемая среда – пар под давлением 12,0...12,5 МПа.

Критерием, характеризующим влияние качества поверхности штока на ресурс работы сальникового уплотнения, был принят путь скольжения, при котором протечка уплотняемой среды достигала  $0,35 \text{ см}^3 / \text{мин}$ .

Так, для штока, выполненного из стали 38ХМЮА, зависимость ресурса работы от чистоты обработки (при  $Ra = 0,14...0,34 \text{ мкм}$ ) поверхности штока

$$S_{\text{ск}} = 0,092Ra^{-3,6}, \text{ м.}$$

Для оценки влияния на работу сальникового уплотнения скорости относительного перемещения  $v$  поверхности уплотняемой детали и контактной нагрузки (бокового давления)  $p_k$ , предложен [26] критерий

$$k = p_k v.$$

При  $p_k v > 5,6 \text{ МН м / с}$  необходимо обеспечить подачу смазки от постоянного источника или использовать в качестве смазочного и охлаждающего компонента уплотняемую (рабочую) среду.

Предварительная пропитка набивки смазочным материалом в этом случае необходима только для приработки набивки в начальный период работы сальникового уплотнения. Следует отметить, что пропитка набивки жидкой смазкой повышает упругие свойства набивки.

В процессе эксплуатации с течением времени жидкая смазки из набивки постепенно удаляется и некоторые типы набивок теряют свои упругие свойства [150]. При этом дальнейшая подтяжка сальника для повышения его герметичности может быть бесполезна, и набивку следует менять на новую.

Наблюдается также потеря упругости набивок при уплотнении ими растворов солей вследствие насыщения набивок выпадающими из раствора солями.

Наиболее сложные условия работы сальниковых уплотнений имеют место в питательных насосах, перекачивающих горячие жидкости. В этих условиях по мере прохождения жидкости через набивку происходит снижение ее давления. При достижении определенного значения давления (критического) жидкость вскипает, что является причиной интенсивного разрушения сальниковой набивки.

Основные причины преждевременного отказа сальникового уплотнения как следствие неправильной его эксплуатации [74] заключаются в следующем: материал сальниковой набивки не соответствует условиям работы; неправильная сборка сальника (неравномерная обтяжка колец набивки сальника); повышенная вибрация вала или биевание защитной втулки; чрезмерная затяжка сальника при предельном износе набивки, что приводит к износу защитной втулки; эксплуатация сальника при изношенной защитной втулке приводит к интенсивному износу набивки. Как показывает практика, наибольший износ наблюдается у первых со стороны нажимной втулки колец набивки, что подтверждает аналитическое выражение распределения нагрузки по длине набивки (см. раздел 11.2). У первых двух колец износ составляет до 70% общего износа сальника [26].

Одной из причин снижения ресурса работы сальникового уплотнения с мягкой набивкой является коррозионное разрушение элементов уплотнительных узлов.

Выбор устойчивых против коррозии конструкционных материалов для деталей разъемных соединений оборудования, как и для остальных элементов самого оборудования, определяется не только физико-химическими свойствами рабочей среды, но и условиями эксплуатации (например, рабочей температурой), конструктивными особенностями элементов оборудования (наличие узлов трения, узких зазоров, концентраторов напряжения и др.). Материалы уплотнительных элементов разъемных соединений в общем, как правило, менее чувствительны к агрессивному воздействию рабочих сред, чем металлы, из которых выполнены основные детали оборудования. Однако специфические условия работы уплотнительного узла могут вызвать коррозионное разрушение не только уплотнительного элемента, но и уплотняемой детали даже если материал детали в общем устойчив против агрессивного воздействия уплотняемой среды.

Для защиты от коррозионного разрушения уплотняемых деталей их выполняют из материалов, сохраняющих пассивное состояние в среде электролитов, т.е. сталей с малым содержанием углерода, содержащих хром (до 17%) и никель. Для повышения антикоррозийной стойкости деталей из низкохромистых сталей их поверхности азотируют [44]. Но наиболее эффективным и относительно недорогим методом защиты от коррозионного разрушения уплотняемых деталей является электрохимическая (катодная) защита.

Для повышения устойчивости сальникового уплотнения против коррозии применяют консервирующую смазку, наносимую на контактирующие поверхности шпинделя и набивки. Так, японская фирма «Окано Вэлв» применяет специальную жидкость «Питгол», английская фирма «Крэйн Пэкинг» – антизадирную и антикоррозийную пасту «Тредгаард». В отечественной практике при производстве ответственной арматуры используют консервационную смазку К-17 (ГОСТ 10877).

### **Методы оценки износа сальниковых набивок**

Под износостойкостью понимают способность детали (узла) оказывать сопротивление изнашиванию при нормальной работе механизма. Количественно износостойкость оценивают сроком службы детали до предельно допустимого износа. Износостойкость и качество работы сальникового уплотнения рекомендуют [74] оценивать тремя факторами: периодом работы уплотнения без обслуживания, наработкой до замены сальниковой набивки и наработкой до замены защитной втулки или вала (штока). Замена набивки не требует разборки машины в отличие от замены защитной втулки или вала.

Различают [83] три вида износа: при упругом контакте, пластическом контакте и при микрорезании. Износ неметаллических элементов, сопрягаемых со стальными деталями, происходит при упругом контакте.

Основные методы оценки степени повреждения (износа) элемента: непосредственное измерение размеров (массы) испытуемой детали и измерение внешнего выходного параметра, который зависит от величины износа, например, величину протечки уплотняемой среды для сальника. Оба эти метода имеют свои достоинства и недостатки.

Применение первого метода оценки эффективно, если известна причина снижения ресурса работы изделия. Тогда по интенсивности и характеру износа рассматриваемого объекта можно дать оценку надежности его работы.

Наиболее удобным выходным параметром для уплотнений является величина протечки уплотняемой среды, которая и является показателем их надежности. Поэтому второй метод оценки повреждений является наиболее приемлемым при определении параметров надежности работы сальниковых уплотнений. Однако этот метод позволяет оценить

работоспособность уплотнения в целом, но не указывает путей повышения его надежности. Увеличение протечки уплотняемой среды, которая принята в качестве выходного параметра, может быть из-за повышенного механического износа набивки, потери упругости материала набивки из-за релаксации напряжения или ее старения, износа поверхности уплотняемой подвижной детали, ослабления силы затяжки крепежных элементов сальникового узла, смещение осей симметрии сальниковой набивки и уплотняемой подвижной детали и др.

Анализ факторов, влияющих на износ, показывает, что для снижения интенсивности износа между трущимися поверхностями необходимо обеспечить промежуточную пленку; при этом одна из поверхностей должна быть более твердой, чем другая.

Расчет износостойкости уплотнений сводится к установлению возможной продолжительности их работы – ресурса в заданных условиях эксплуатации.

Для сальникового уплотнения определяющим обычно является радиальный износ набивки  $\Delta b$ .

В качестве показателя при определении износостойкости принимают скорость износа, т.е. отношение величины износа или ко времени работы элемента  $\Delta b_\tau$ , или к относительному пути перемещения трущихся элементов  $\Delta b_S$ :

$$\Delta b_\tau = \Delta b / \tau \quad \text{или} \quad \Delta b_S = \Delta b / S.$$

Обратное значение скорости износа есть износостойкость  $\phi$  элемента или узла, т.е.

$$\phi = 1 / \Delta b_\tau \quad \text{или} \quad \phi = 1 / \Delta b_S. \quad (13.46)$$

Для сальникового уплотнения скорость износа

$$\Delta b_y = \Delta b_\tau + \Delta b_{\text{тв}},$$

где  $\Delta b_{\text{тв}}$  – скорость износа уплотняемого элемента.

Износостойкость уплотнения

$$\phi_y = 1 / \Delta b_y = 1 / (\Delta b_\tau + \Delta b_{\text{тв}}). \quad (13.47)$$

В сальниковых уплотнениях износостойкость стальной уплотняемой детали значительно превышает износостойкость мягкой набивки. Поэтому часто принимают  $\Delta b_{\text{тв}} = 0$ .

Ресурс уплотнения  $M_y$ , определяется по допускаемому предельному износу набивки  $\Delta b_{\text{пр}}$

$$M_y = \Delta b_{\text{пр}} / \Delta b_y.$$

Иногда ресурс уплотнительной набивки оценивают по времени или по числу рабочих циклов, в течение которых она теряет упругость не вследствие ее износа, а из-за релаксации напряжения или старения ее материала.



Общее выражение для оценки скорости износа при упругом контакте [83]

$$b_y = c_1 \frac{(1-\mu^2)}{E} q_a \left\{ \frac{k f q_c}{c_2 \sigma_0} \left[ \frac{E}{(1-\mu^2) q_c} \right]^{1-\beta} \right\}^t, \quad (13.48)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $t$  – показатель кривой усталости;  $q_a$  и  $q_c$  – номинальная и контурная удельная нагрузка;  $\sigma_0$  – экстраполированное значение растягивающего напряжения;  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $k$  и  $\beta$  – коэффициенты, значения которых зависят от геометрических параметров.

Выражение (13.48) отражает влияние на износ элемента только силовых и геометрических параметров при упругом его контакте с сопрягаемой деталью. Оно не учитывает условий эксплуатации трущейся пары (скорости относительного смещения, свойств уплотняемой среды и др.). Износ набивок сальниковых уплотнений является функцией многих параметров, которая может быть записана [159] в виде

$$\Delta b_y = f(\Delta p, k_c, l, \vartheta_m, \Delta \Sigma, q_0, v),$$

где  $k_c$  – коэффициент, характеризующий уплотняемую среду (температуру, коррозионную агрессивность и др.);  $l$  – высота набивки;  $\vartheta_m$  – коэффициент, характеризующий материал подвижной детали и чистоту обработки ее поверхности;  $\Delta \Sigma$  – суммарный натяг набивки по внешнему и внутреннему диаметрам;  $v$  – средняя скорость движения уплотняемого элемента.

Процесс износа в паре трения графит – металл имеет свои характерные особенности.

Изнашивается в основном только набивка; металлическая поверхность подвижной детали покрывается пленкой, образованной из продуктов износа, которая и защищает поверхность уплотняемой детали от износа, так как трение происходит между набивкой и этой пленкой. Интенсивность процесса образования пленки из графита зависит от материала подвижной детали, класса обработки ее поверхности и чистоты самой поверхности. На загрязненной поверхности графитовая пленка не образуется.

Износ набивки во времени неравномерен. Наибольший износ имеет место в начальный период работы, в течение которого происходит образование пленки и приработка трущейся поверхности набивки. С течением времени износ уменьшается и через определенное время (окончание периода приработки) становится стабильным. Так, интенсивность изнашивания графитового материала АГ через 5 ч приработки уменьшилась в 50 раз [159].

По мере приработки набивки уменьшается коэффициент трения, величина которого после завершения приработки остается постоянной.

При повышении температуры и нагрузки свыше допустимого предела износ резко возрастает и процесс нормальной приработки нарушается.

Зависимость интенсивности износа от времени можно выразить [159] уравнением

$$\Delta b_y = C + a / \tau, \quad (13.49)$$

где  $a$  – коэффициент, который характеризует общий износ единицы поверхности набивки за время  $\tau$ , в течение которого  $\Delta b_y$  падает от максимального до стабильного значения  $C$  после окончания приработки.

Как следует из (13.49), при определенной продолжительности работы уплотнения значение его второго члена становится малой величиной по сравнению с постоянной  $C$  и  $\Delta b_y \rightarrow C$ . При этом  $\tau$  стремится к ресурсу работы уплотнения  $M$ .

Как показали исследования [159], скорость износа графита по металлу можно описать уравнением (13.49), причем значения коэффициентов  $a$  и  $C$  зависят от вида металла, свойств уплотняемой среды и других условий процесса трения. Так, при износе графитового материала марки АГ по хрому в воздушной среде при  $q = 1,0$  МПа  $a = 5,0$  и  $C = 0,05 \dots 0,1$  мкм / ч. Следовательно, через 100 ч приработка графита к хрому практически закончится. При износе графитового материала марки АО по чугуна в атмосфере сухого насыщенного пара при  $q = 0,6$   $a = 110$  и  $C = 0,2 \dots 0,4$  мкм/ч. В этом случае на приработку потребуется около 500 ч.

Эти примеры показывают, что для снижения интенсивности износа сальниковой набивки необходим выбор определенного материала уплотняемой детали.

При пропитке графитовых материалов смолами износ уменьшается. Так, графитовый материал марки АГ, пропитанный фенолформальдегидной смолой, более износостойкий (в 5 раз), чем непропитанный.

Износ набивки зависит от качества обработки поверхности уплотняемой подвижной детали. Наличие на ней рисок, царапин и других изъянов приводит к резкому возрастанию износа. Поверхности уплотняемых деталей должны быть шлифованы с шероховатостью  $Ra$  не более  $0,2 \dots 0,4$  мкм, что согласуется с оценкой влияния шероховатости на ресурс работы сальникового уплотнения, выраженный через предельный путь относительного скольжения.

### 13.6. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Рассматривают сальниковое уплотнение как систему, состоящую из трех последовательно соединенных элементов: уплотняемой подвижной детали (штока или вала), сальниковой набивки, и крепежного

узла (нажимной фланец и резьбовые элементы). Выбор такой расчетной схемы обусловлен тем, что отказ любого из трех элемента приведет к отказу сальникового уплотнения в целом. Поэтому надежность сальникового уплотнения зависит от надежности его составляющих, т.е. от целого ряда факторов, многие из которых – случайные. Поэтому количественные характеристики надежности имеют вероятностный характер. Эти характеристики получают на основании опытных и статистических данных [107].

Определяющий фактор надежности уплотнения – его безотказность. Поэтому основными характеристиками его надежности будут служить:

– вероятность безотказной работы

$$P(t) = \exp(-\lambda t);$$

– вероятность отказа

$$Q(t) = 1 - \exp(-\lambda t);$$

– частота отказа

$$a(t) = \lambda \exp(-\lambda t);$$

– интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const};$$

– среднее время безотказной работы

$$T_{\text{cp}} = 1 / \lambda.$$

Если известны количественные характеристики надежности каждого из трех элементов, то можно найти их и для всего уплотнения. Они имеют вид

$$P(t) = \prod_{i=1}^3 P_i(t); \quad \lambda(t) = \sum_{i=1}^3 \lambda_i(t);$$

$$a(t) = \sum_{i=1}^3 a_i(t) \frac{\prod_{i=1}^3 P_i(t)}{P_i(t)}; \quad T_{\text{cp}} = \int \prod_{i=1}^3 P_i(t) dt.$$

Такой расчет позволяет определить наиболее слабое звено уплотнения, исходя из его надежности, и наметить пути ее повышения.

Важной характеристикой надежности, кроме безотказности, является ремонтпригодность, которые в совокупности определяют эффективность уплотнения. Сальниковые уплотнения имеют довольно высокую ремонтпригодность, так как в основном их ремонт сводится к замене износившейся набивки.

Количественные характеристики надежности могут быть получены и по данным эксплуатации, и в результате специально проведенных

испытаний, которые, естественно, должны быть близки условиям эксплуатации.

Вероятность отказа уплотнения в интервале времени  $(0, t)$

$$Q(t) = n(t) / N,$$

где  $n(t)$  – число уплотнений или элементов набивки, у которых в определенном интервале времени  $(0, t)$  произошел хотя бы один отказ;  $N$  – общее число испытываемых уплотнений (элементов набивки).

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - Q(t) = [N - n(t)] / N.$$

Так как в сальниковых уплотнениях с мягкой набивкой большинство отказов происходит из-за набивки, то особое внимание при испытаниях или в процессе эксплуатации должно быть уделено наблюдению за временем работы элементов набивки.

Частота отказов

$$a(t) = m(t) / N\Delta t,$$

где  $m(t)$  – число уплотнений (элементов), отказавших за время  $\Delta t = t_1 - t_2$ .

Следует отметить, что функция  $a(t) \geq 0$  и в пределе при  $t \rightarrow \infty$   $a(t) \rightarrow 1$ . Это значит, что у бесконечно долго работающего элемента отказ все равно наступит.

Интенсивность отказов  $\lambda(t)$  – плотность условной вероятности отказа в момент  $t$  при условии, что до этого момента отказа не было:

$$\lambda(t) = m(t) / n_1(t)\Delta t,$$

где  $n_1(t)$  – число уплотнений (элементов) из общего количества  $N$ , не имевших отказов до момента  $t$ .

Частота и интенсивность отказов являются локальными показателями надежности, которые характеризуют ее в некоторый момент времени  $t$ . Применительно к уплотнениям они дают возможность выделить характерные, исходя из надежности, периоды времени работы уплотнений или их элементов.

Среднее время безотказной работы  $T_{cp}$  – математическое ожидание времени работы до отказа:

$$T_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N \tau_i}{N},$$

где  $\tau_i$  – время работы до отказа  $i$ -го уплотнения (элемента).

Дисперсия времени безотказной работы

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\tau_i - T_{cp})^2}{N - 1}.$$

Дисперсия характеризует меру рассеивания около среднего значения времени работы до отказа. Применительно к уплотнениям большие значения дисперсии могут быть объяснены неоднородностью материала набивок и различием в качестве их изготовления и монтажа.

Для более быстрой оценки надежности могут быть проведены ускоренные испытания, которые позволяют повышением отдельных параметров (давления, температуры, скорости перемещения и др.) получить результаты, соответствующие более длительному ресурсу работы уплотнения при параметрах в нормальных условиях эксплуатации. При ускоренных испытаниях должны быть определены критерии, позволяющие рассчитать действительный ресурс уплотнения, его износ и характеристики надежности, соответствующие нормальным условиям работы.

Например, если удельная нагрузка на уплотнительное кольцо в процессе эксплуатации  $q_1$ , а во время ускоренных испытаний  $q_2$ , причем  $q_2 > q_1$ , то скорость износа  $\Delta b$  в эксплуатации (если все остальные условия испытания соответствуют эксплуатации)

$$\Delta b_1 = \Delta b_2 / K_p,$$

где  $\Delta b_2$  – скорость износа во время испытания;  $K_p = f(q_2 / q_1)$  – критерий испытания, зависящий от многих факторов и их влияния на искомый параметр.

По соответствующим критериям могут быть получены при ускоренных испытаниях и другие характеристики.

По этим критериям могут быть получены и обратные зависимости.

Например, при известном ресурсе работы  $M_1$  сальникового уплотнения при давлении уплотняемой среды  $p_1$  ресурс работы уплотнения  $M_2$  при давлении  $p_2$  ( $p_2 > p_1$ ) ориентировочно может быть определен из выражения

$$M_1 / M_2 = (p_2 / p_1)^{(S/7)+1}, \quad (13.50)$$

где  $S$  – коэффициент, учитывающий усталостную прочность материала защитной втулки в данной среде (например, в морской воде для стали типа 12Х18Н9Т  $S = 8,4$ ; для бронзы типа БрОФ 6,5-0,15  $S = 18,9$ ) [150]. Для выражения (13.50)

$$(p_2 / p_1)^{(S/7)+1} = K_p.$$

Выражение (13.50) справедливо для уплотнения, работающего в нейтральной среде без абразивных включений в диапазоне давлений 0,15...1,0 МПа.

В результате специально проведенных исследований [77] была получена плотность распределения времени отказов сальниковых уплотнений насосов. Выход из строя уплотнений наблюдался в 51 случае. Статистическая обработка показала, что здесь плотность распределения времени отказов подчиняется нормальному закону с параметрами  $m = 0,827$  и  $\sigma = 0,442$ .

Плотность распределения для этого типа отказов имеет следующий вид

$$\lambda(t) = [0,442(2\pi)^{0,5}]^{-1} \exp[-(t - 0,827)^2 / 2 \cdot 0,442^2],$$

что показывает лучшие условия эксплуатации и повышенную надежность по сравнению с существующей.

## Глава 14

# ОТДЕЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ОБОСНОВАНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТА

---

---

Новое техническое решение будет эффективным, если оно обеспечивает более высокую производительность труда или лучшие условия эксплуатации и повышенную надежность по сравнению с существующим. Оценка эффективности нового технического решения

$$\Delta \mathcal{E} = Z / (\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) = Z / \Sigma \mathcal{E}, \quad (14.1)$$

где  $Z$  – дополнительные затраты, связанные с внедрением нового технического решения;  $(\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) = \Sigma \mathcal{E}$  – суммарная экономия в результате применения нового технического решения.

Эффективность использования нового уплотняющего материала на основе графита базируется на следующих показателях, определяющих его преимущества по сравнению с традиционно применяемыми уплотняющими материалами:

- повышенный ресурс работы материала, отсутствие его выгорания, высокая износостойчивость материала при использовании его в подвижных соединениях;
- уменьшение износа валов насосов, штоков и шпинделей арматуры за счет низкого коэффициента трения;
- снижение количества уплотняющих колец в камере сальника при применении граффлекса по сравнению с ранее используемыми материалами;
- исключение коррозии поверхностей уплотняемых элементов;
- существенное снижение протечек арматуры, что ведет не только к снижению потерь рабочей среды, но и повышает эксплуатационную и экологическую безопасность работы объекта;
- высокие экологические показатели материала, что снимает ограничения на его применение;
- упрощение технологии, сокращение материальных и трудовых затрат при переходе уплотнения фланцевого разъема с традиционной технологии на прокладки из граффлекса.

При экономическом обосновании необходимо учитывать конкретные условия эксплуатации рассматриваемого объекта: его мощно-

сти или производительности, установленного ресурса работы, стоимости ремонтов и др. Необходимо учитывать также стоимость материалов набивки, ее изготовления и монтажа.

Отдельную экономию по указанным показателям можно подсчитывать по следующей схеме.

Экономия от повышения ресурса работы

$$\mathcal{E}_{\text{рес}} = (\tau_1 - \tau_2)\Delta\Pi + (A_2 - A_1), \quad (14.2)$$

где  $\tau_1$  и  $\tau_2$  – ресурс объекта, сальниковое уплотнение которого выполнено соответственно из ТРГ и другого, ранее применяемого сравнимого материала, ч;  $\Delta\Pi$  – чистый экономический эффект от эксплуатации объекта в течение одного часа, р. / ч;  $A_1$  и  $A_2$  – амортизационные отчисления соответственно при применении ТРГ и сравнимого материала,  $A_1 = [\Pi_1 + K_{p1}n_1 - O_1] / \tau_{c1}$  и  $A_2 = [\Pi_2 + K_{p2}n_2 - O_2] / \tau_{c2}$ ;  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  – первоначальная стоимость объекта с набивкой из ТРГ и сравнимого материала;  $K_{p1}$  и  $K_{p2}$  – стоимость капитального ремонта в первом и во втором случаях;  $n_1$  и  $n_2$  – число капитальных ремонтов в первом и во втором случаях;  $O_1$  и  $O_2$  – остаточная стоимость (можно принять  $O_1 = O_2$ );  $\tau_{c1}$  и  $\tau_{c2}$  – предельный срок службы объекта (его долговечность) в первом и втором случаях, годы.

Как следует из выражения (14.2), экономия может быть достигнута за счет увеличения срока службы объекта и сокращения затрат на ремонт.

Экономия от повышения механического КПД

$$\mathcal{E}_{\text{мех}} = (\eta_1 - \eta_2)N\tau_1\Delta\Pi_N, \quad (14.3)$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  – коэффициенты полезного действия объекта соответственно при применении ТРГ и сравнимого материала;  $N$  – номинальная мощность, потребляемая объектом, кВт;  $\Delta\Pi_N$  – чистый экономический эффект от повышения полезной мощности на один кВт (р.);  $\tau_1$  – ресурс объекта, сальниковое уплотнение которого выполнено из ТРГ.

В данном случае экономия достигается за счет увеличения полезной мощности, потребляемой объектом.

В соответствие с приведенной методикой можно определить экономию и по другим, приведенным выше показателям.

В качестве примера приведем расчет экономической эффективности при использовании в качестве уплотнительного материала ГРАФЛЕКС. Для сравнения взят асбест – широко применяемый до недавнего времени материал.

Экономическая эффективность использования материала в первую очередь определяется его характеристиками. В таблице 14.1 представлены отдельные сравнительные характеристики асбеста и ГРАФЛЕКСА.



**Таблица 14.1**

Характеристика	Асбест	ГРАФЛЕКС
Плотность, г/см <sup>3</sup>	2,74...2,76	1...1,6
Относительный срок службы	1	2,5...5
Эксплуатационная безопасность	Токсичен	Нетоксичны, экологически безопасны
Рабочая температура, °С	До 400	До 3000
Химическая стойкость	Взаимодействует с сильными кислотами и щелочами	Химически инертны
Пластичность	Непластичен	Пластичен
Упругие деформации, %	1,5...3,5	10...15
Коэффициент трения по стали	0,34...0,38	0,08...0,12

Из сравнения плотности материалов следует, что для уплотнения сальника (при прочих равных условиях) требуется в 1,5 – 2,0 раза меньше массы ГРАФЛЕКСА, чем асбеста.

Увеличение срока службы уплотняющего материала снижает общую его потребность в 2,5 – 5 раз. Следовательно, сокращение потребления ГРАФЛЕКСА по сравнению с асбестом будет в 3,5 – 10 раз. Экономический эффект от снижения массы материала можно оценить по выражению

$$\mathcal{E}_{\text{мат}} = (C_{\text{асб}}G_{\text{асб}} / n_{\text{асб}} - C_{\text{гр}}G_{\text{гр}} / n_{\text{гр}})7000,$$

где  $C_{\text{асб}}$ ,  $C_{\text{гр}}$  – цена, соответственно, асбеста и ГРАФЛЕКСА, р. / кг;  $G_{\text{асб}}$ ,  $G_{\text{гр}}$  – расход материала на сальниковое уплотнение, соответственно из асбеста и ГРАФЛЕКСА, кг;  $n_{\text{асб}}$  и  $n_{\text{гр}}$  – срок службы уплотнений из асбеста и ГРАФЛЕКСА при прочих равных условиях, ч.

В качестве примера, рассмотрим изменение затрат на материалы для центробежного насоса, используемого для перекачки битума на Сызранском НПЗ с учетом реальных сроков службы уплотнений

$$\mathcal{E}_{\text{мат}} = (0,4 \cdot 150/420 - 0,27 \cdot 1350/4368) \cdot 7000 = 415 \text{ р./год.}$$

Таким образом, несмотря на значительно более высокую цену уплотнений ГРАФЛЕКС ( $C_{гр} = 1350$  р./кг, а  $C_{асб} = 150$  р./кг, по данным на 2010 г.), в итоге экономия затрат на материал за год составляет 415 рублей на один насос. Высокая теплопроводность ГРАФЛЕКСА и низкий коэффициент трения при контакте его со стальными поверхностями позволяют обеспечить работу сальниковых узлов центробежных насосов без протечек перекачиваемой среды через уплотнения (в отдельных случаях предусматривается определенная величина протечки до 1...2 капель в минуту). При применении других типов набивок необходимо обеспечить протечку через сальник определенного количества перекачиваемой среды (5...10 капель в минуту или около 0,5 л/ч) для предотвращения разогрева элементов сальника. За год (7000...8000 ч работы насоса) такие запланированные протечки составляют 3...4 т продукта.

Экономический эффект за счет снижения запланированной протечки рабочей среды

$$\mathcal{E}_{\text{э.пр}} = C_{\text{пр}} G_{\text{пот}},$$

где  $G_{\text{пот}}$  – количество перекачиваемой жидкости, т/год;  $C_{\text{пр}}$  – цена 1 т перекачиваемой жидкости, р./т.

С учетом цены исходного продукта битума – нефти, соответственно 7500 р./т, эффект от сокращения потерь в этом случае составит от 30 000 р./год до 60 000 р./год.

Сокращение числа уплотняющих элементов позволяет уменьшить габаритные размеры насосов, снизить металлоемкость изделия, сократить затраты на уплотняющие материалы.

Определенный эффект достигается в процессе эксплуатации. Ниже приводятся результаты оценки эффективности применения материалов ГРАФЛЕКС по сравнению с традиционными набивками.

Снижение более чем в 3 раза коэффициента трения по сравнению с условием работы уплотнения с набивкой из асбеста позволяет уменьшить затраты энергии на привод насоса. Эти затраты значительно превышают расходы на приобретение уплотнительного материала из ГРАФЛЕКСА. Для современных центробежных насосов механический КПД, который учитывает потери энергии от трения в уплотнениях, подшипниках и рабочем колесе  $\eta_m = 0,92...0,99$  [155]. Наибольшее влияние на величину  $\eta_m$  оказывает конструкция и тип сальникового уплотнения. Затраты энергии на преодоление сил механического трения в сальнике составляют около 50% от суммарных механических потерь.

Используя выражение (14.3), можно определить экономический эффект на следующем примере. Так, для насоса, потребляющего мощность в среднем  $N_3 = 10$  кВт, замена сальниковой набивки уплотнения с асбестовой на ГРАФЛЕКС позволяет на 2/3 сократить потери энер-

гии в сальниковом узле. Если принять внутренний и исходный КПД насоса соответственно  $\eta_b = 0,81$  и  $\eta_m = 0,95$  [155] и стоимость 1 кВт/ч =  $\Delta\Pi_N = 2$  р., то в результате получим значение экономии за счет снижения механического КПД при  $\tau_1 = 7000$  ч:

$$\Theta_{\text{мех}} = 0,81 \cdot 0,95 (1 - 2/3) 0,5 \cdot 10 \cdot 7000 \cdot 2 = 17\,800 \text{ р./год.}$$

Для сравнения комплект сальниковой набивки на такой насос в среднем стоит около 500 р.

Определенный экономический эффект получается за счет увеличения срока службы защитной втулки вала при применении ГРАФЛЕКСА. Как уже указывалось выше, опыт эксплуатации показал, что при прочих равных условиях срок ее службы увеличивается более, чем в 3 раза. Следовательно, экономия от увеличения ресурса защитной втулки (их в сальнике насоса две)

$$\Theta_{3,в} = 2C_{3,в} + 2S_{р,р},$$

где  $C_{3,в}$  – цена защитной втулки для данного насоса, р.;  $S_{р,р}$  – стоимость ремонтных работ по замене защитной втулки, р.

Высокая теплопроводность материала и низкий коэффициент трения позволяют увеличить рабочую скорость в месте контакта вала с сальником до 25 м/с (набивки на основе асбеста позволяют только 6... 8 м/с). Повышение скорости дает возможность изменить конструкцию насоса, уменьшить его габариты и металлоемкость при сохранении той же производительности и напора, что приведет к снижению себестоимости насоса и повышению конкурентоспособности.

По рассмотренной выше методике можно оценить экономию от применения для уплотнений материала ГРАФЛЕКС и по другим показателям.

Экономия ежегодных затрат, связанных с уменьшением износа штоков арматуры или валов насосов:

$$\Theta_{ш,в} = Z_1 - Z_2,$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – годовые затраты, связанные с ремонтом или заменой штоков и валов насосов (защитных втулок валов), соответственно при традиционных набивках и набивках выполненных из ТРГ. Значение  $Z_1$  можно рассчитать по выражению

$$Z_1 = \sum_{i=1}^{n1} S_{ni} + \sum_{i=1}^{n1} Z_{ni} t_{ni} + \sum_{j=1}^{m1} S_{шj} + \sum_{j=1}^{m1} Z_{шj} t_{шj},$$

где  $n_1$  – общее число насосов и арматуры, на которых необходима замена (ремонт) вала или штока при работе на традиционной сальниковой набивке;  $S_{ni}$ ,  $S_{шi}$  – стоимость заменяемой детали, р.;  $Z_{ni}$ ,  $Z_{шi}$  – соответственно удельные затраты, связанные с заменой или ремонтом на-

соса и арматуры, р. / ч;  $t_{шт}$ ,  $t_{щ}$  – соответственно затраты времени на выполнение работ по замене или ремонту насоса и арматуры.

Аналогично рассчитывается и  $Z_2$ , только число изношенных элементов, подлежащих замене  $n_{шт2}$  и  $m_{щ2}$  будет в 3–4 раза меньше.

Уменьшение парения и протечек рабочей среды позволяет получить экономию за счет снижения затрат, связанных с ее подготовкой. Экономия от снижения утечек и парения может быть определена по выражению

$$\mathcal{E}_{yt} = \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_B.$$

Здесь экономический эффект от уменьшения протечек и парения за счет экономии топлива ( $\mathcal{E}_T$ ) и за счет подготовки воды ( $\mathcal{E}_B$ )

$$\mathcal{E}_T = D_{ym} 10^3 (h - h_{исх}) / (Q^H \eta_{ка} \eta_{тр}) C_T \cdot 10^{-3},$$

где  $D_{ym}$  – уменьшение потерь рабочего тела, т/ч;  $h$ ,  $h_{исх}$  – энтальпия рабочего тела в зоне протечки и энтальпия исходной среды, кДж/кг;  $Q^H$  – низшая теплотворная способность натурального топлива, кДж/кг;  $\eta_{ка}$  и  $\eta_{тр}$  – КПД котельного агрегата и транспорта тепла, соответственно;  $C_T$  – стоимость натурального топлива, р./т.

Следует отметить, что протечка одной тонны острого пара приводит к потере 0,1...0,12 т условного топлива.

Потери рабочего тела приводят также к дополнительным затратам, связанным с его подготовкой (в частности – обессоливанием). Эти потери зависят от состава исходной воды и от способа и схемы подготовки воды.

Так, для ТЭЦ АО Мосэнерго, расположенных в пределах г. Москвы, стоимость подготовки одной тонны питательной воды  $C_B = 6...24$  р./т. Кроме этого, технология подготовки питательной воды для энергетических котлов и подпиточной воды для теплосети предусматривает образование сточных вод. Их объем в зависимости от качества исходной воды и принятой схемы водоподготовки составляет от 6 до 24% от объема подготовленной воды (для г. Москвы).

Экономию на подготовке воды за счет уменьшения протечек можно определить по выражению

$$\mathcal{E}_B = D_{ym} C_B + k_{ст} D_{ym} C_{ст},$$

где  $C_B$  и  $C_{ст}$  – соответственно, стоимость подготовки воды и стоимость сбрасываемой сточной воды, р. / т;  $k_{ст}$  – коэффициент, учитывающий количество сточных вод, образующихся при подготовке одной тонны рабочей воды.

Суммарная экономия от применения граффлекса в целом составит

$$\mathcal{E}_\Sigma = \mathcal{E}_{мех} + \mathcal{E}_{шт.н} + \mathcal{E}_{зв} + \mathcal{E}_{yt} + \mathcal{E}_{мат}.$$

Суммарный экономический эффект можно определить также по выражению (14.2).

В таблице 14.2 приведены средние сроки службы уплотнений для различных типов арматуры, полученные на основании опыта эксплуатации арматуры высокого давления на тепловых электрических станциях за последние десять лет.

Уплотнительные материалы ГРАФЛЕКС эффективно используются при уплотнении сальников центробежных и поршневых насосов, работающих с различными средами. Надежность и долговечность эксплуатации плунжерных и центробежных насосов, работающих на феноле, растворителях, битуме и других рабочих средах, проверена на ряде предприятий ТЭК, а также на нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводах.

Отдельные результаты, свидетельствующие об эффективности использования уплотнений ГРАФЛЕКС, представлены в табл. 14.3, как практические результаты применения уплотнений ГРАФЛЕКС (примеры).

**Таблица 14.2**

Характеристики	Срок службы уплотнения, месяцев	
	Асбест	ГРАФЛЕКС
Запорная арматура: вентили	6...12	24...48
затворы на паре	4...6	24...48
затворы на воде	до 12	до 48
Регулирующая арматура: регулирующие клапаны	5...8	12...24
клапаны впрыска	3...4	12

**Таблица 14.3**

Тип оборудования	Среда	Температура среды, °С	Тип уплотнения	Срок службы уплотнений ГРАФЛЕКС / ранее применявшихся
Центробежный насос	Нефтепродукты (тяжелый газойль)	400	Комплект колец ГРАФЛЕКС	2,5 сут. / 8...12 ч

Тип оборудования	Среда	Температура среды, °С	Тип уплотнения	Срок службы уплотнений ГРАФЛЕКС / ранее применявшихся
Центробежный насос	Растворители и органические вещества	60...80	Комплект колец ГРАФЛЕКС	4 мес. / 21 сут.
Центробежный насос	Битум	450	Комплект колец ГРАФЛЕКС	6 мес. / 2...3 недели
Центробежный насос	Растворители и органические вещества	120	Набивка НГФ-ХБ	3 мес. / 14 сут.
Плунжерный насос	Нефтепродукты (парафин)	150	Комплект колец ГРАФЛЕКС	4 мес. / 20 сут.
Арматура	Раствор экстрактов (фенол, масло, смола)	250	Комплект колец ГРАФЛЕКС	1 г. / 30 сут.

Срок службы сальниковой набивки из материала ГРАФЛЕКС по сравнению с сальниковыми набивками АГ-50 и АГ-1, применявшимися ранее, увеличен в 2,5 – 5 раз. Сальниковая набивка из колец ГРАФЛЕКС после вскрытия и ремонта задвижек используется повторно. Окупаемость затрат – менее полугода.

Высокая эффективность использования уплотнительных изделий серии ГРАФЛЕКС становится очевидной при сравнении общих затрат на ремонт арматуры и насосов в случае использования традиционных набивок типа АГ-50 (суммарные затраты на ремонт оборудования за 4-х летний период эксплуатации между капитальными ремонтами приняты за 100%) и новых уплотнений на основе графита.

В таблице 14.4 представлено распределение общих расходов при использовании традиционных уплотнений, уплотнений из ГРАФЛЕКСА и зарубежных уплотнений нового поколения.

Таблица 14.4

Статьи затрат	Общие затраты, %			
	С применением сальниковых уплотнений ГРАФЛЕКС	С традиционными набивками типа АГ-50	Современные материалы западных фирм*	Перспективные материалы западных фирм*
Суммарные расходы на уплотнительные изделия за 4 г.	0,3	1	3	3
Рабочие расходы по перепаковке сальника	5	21	13	8
Расходы на замену деталей арматуры, протечки, затраты энергии	5	22	24	12
Расходы при аварийных остановках из-за проблем в уплотнении	18	56	60	25
<b>ВСЕГО ЗАТРАТ</b>	<b>28,3</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>50</b>

\* По данным фирмы PROPACK.

Как видно из приведенных в таблице данных, затраты российского потребителя при применении сальниковых уплотнений ГРАФЛЕКС на арматуре высокого давления при прочих равных условиях сокращаются почти в 10 раз (при наличии внеплановых аварийных остановок энергоблока) и в 4–5 раз (без учета этих остановок). В западных странах, где в настоящее время широко используются уплотнения на основании фторопласта, углеволокна, стекловолокна и других современных материалов, использование материалов нового поколения приводит к экономии приблизительно в два раза. Здесь следует обратить внимание на то, что основной эффект как для ГРАФЛЕКСА, так и для материалов западных фирм, достигается, в основном, за счет повышения надежности работы оборудования и значительной мере меньше от других факторов. Например, стоимость новых уплотняющих материалов может быть выше стоимости ранее применявшихся.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

---

В книге рассмотрены проблемы, связанные с обеспечением герметичности разъемных соединений оборудования, работающего под давлением рабочей среды. Представлены два типа разъемных соединений: неподвижные прокладочные и сальниковые с мягкой набивкой. Объединение этих двух типов соединений обусловлено подобием процесса обеспечения герметичности.

Представлен характер течения уплотняемой среды (газа и капельной жидкости). Установлено, что для газовой среды обеспечение абсолютной герметичности разъемным соединением практически неосуществимая задача. В качестве условной герметичности рекомендовано применять допускаемую в данных условиях протечку. Для капельной жидкости возможны достижения герметичности соединения (без учета ее испарения).

Представлена методика экспериментальной оценки герметичности соединения и даны рекомендации по выбору требуемой удельной нагрузки на уплотняющие поверхности соединения при заданной степени герметичности. Изложены основные требования, предъявляемые к уплотнительным элементам разъемного соединения.

Впервые получено выражение для определения рациональной ширины прокладки, что позволяет повысить надежность работы соединения при сокращении его материалоемкости.

Получена методика расчета разъемных соединений с параллельно прокладке установленном опорном кольце. Применение опорного кольца практически исключает релаксацию напряжений в элементах соединения и снимает влияние цикличности нагрузки.

На основании проведенных экспериментов показано, что для большинства материалов, применяемых для уплотнительных элементов, зависимость удельной нагрузки (разгрузки) от относительной деформации имеет нелинейный характер при существенном различии и характера, и значений как при нагружении, так и при снятии нагрузки. Учитывая, что уплотнительный элемент в процессе работы испытывает и напряжения сжатия, и восстановления, предложено в расчетные зависимости для этих соединений вводить модули сжатия и восстановления, что существенно повышает точность результатов.

Установлено, что кольцевая прокладка при осевом ее нагружении деформируется в радиальном направлении в основном только по внешнему контуру. Установлено, что для каждой конструкции разъемного соединения с радиальным ограничением деформации или без таковой будут различные значения модулей сжатия и восстановления при одной и той же осевой нагрузке.



Учитывая, что современные прокладочные материалы имеют относительно высокую стоимость и, как правило, прокладки изготавливают на специальных предприятиях, предложено ввести определенные допуски на диаметры прокладок и посадочных гнезд во фланцах. Исследования показали, что только для резиновой прокладки целесообразно применять соединение типа шип-паз. Для прокладок из других материалов (более твердых) это соединение не обеспечивает требуемое условие объемного сжатия.

Выявлено влияние трения уплотнительного элемента о замыкающие его поверхности фланцев. Установлено наличие реверса сил трения при изменении нагрузки на уплотняющие поверхности профильных уплотнительных элементов и влияние реверса на работу соединения.

Представлены физико-механические характеристики основных материалов, используемых для уплотнительных элементов. Большое внимание в книге уделено новым материалам: терморасширенному графиту и композициям на основе фторопласта-4. Представлены результаты исследования релаксации напряжений в прокладке от времени, температуры и нагрузки, влияния цикличности нагружения на герметичность соединения.

Расчет разъемных герметичных соединений основан на учете деформации их составных элементов как при сборке соединения, так и в рабочих условиях, т.е. на применении значений податливостей. Приведена методика определения податливости элементов соединения и представлены расчетные выражения для их оценки. Представлены рассчитанные значения податливостей (в таблицах) для элементов типовых конструкций.

Рассмотрены условия эксплуатации разъемных соединений: свойства уплотняемой среды; изменение давления и температуры, времени эксплуатации.

Учитывая, что надежность работы соединения в основном зависит от условий его сборки, представлены режимы затяжки резьбовых крепежных элементов, обеспечивающие равномерное распределение конечной нагрузки по отдельным крепежным элементам и значительное сокращение времени сборки и разборки соединения. Представлены конструктивные варианты устройств для затяжки крепежных деталей. Изложены методы оценки силы затяжки крепежных элементов и контроля герметичности разъемных соединений.

Даны примеры расчета отдельных типов разъемных соединений, не имеющих пока четко выраженных нормативных методов расчета: бугельное соединение и соединение с резиновой прокладкой круглого поперечного сечения.

Определенное внимание в книге уделено сальниковым уплотнениям с мягкой набивкой. Представлена оригинальная конструкция установки и методика определения деформационных характеристик (коэффициента бокового давления и модулей сжатия и восстановления) для сальниковых набивок. Получены их значения для новых материалов на основе терморасширенного графита. Выявлено, что нагрузка по внутреннему контуру набивки превышает нагрузку по ее внешнему контуру. Это условие влияет как на конструкцию сальникового уплотнения, так и на методику его расчета.

Определены коэффициенты трения новых типов набивок, необходимые для расчета сальниковых уплотнений.

Представлены основы расчета надежности работы сальникового уплотнения и экономической целесообразности применения новых материалов на основе терморасширенного графита для сальниковых набивок.

Изложенные в книге решения отдельных проблем представлены впервые. Само содержание книги охватывает практически весь объем информации, необходимой для грамотного конструирования разъемных герметичных соединений и их нормальной эксплуатации. Эти материалы могут служить основой при разработке нормативных документов по расчету и конструированию разъемных соединений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

---

1. **Абрамович, Г.Н.** Прикладная газовая динамика. – М. : Наука, 1969. – 824 с.
2. **Авдеев, В.В.** Методика расчета фланцевого соединения с уплотнительной прокладкой из терморасширенного графита / В.В. Авдеев, Е.Т. Ильин, Г.А. Уланов и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2003. – № 4. – С. 15 – 18.
3. **Авдеев, В.В.** Исследование проницаемости сальниковых набивок, выполненных на основе терморасширенного графита / В.В. Авдеев, Е.Т. Ильин, С.Г. Ионов и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 3. – С. 26 – 28.
4. **Авдеев, В.В.** Деформационные характеристики сальниковых набивок из терморасширенного графита / В.В. Авдеев, Е.Т. Ильин, С.Г. Ионов и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – № 9. С. 28 – 31.
5. **Айнбиндер, С.Б.** Холодная сварка металлов. – Рига : Изд-во Академии наук Латвийской ССР, 1957. – 165 с.
6. **Аникеенко, В.А.** Исследование герметичности разъемных соединений с прокладками из терморасширенного графита / В.А. Аникеенко, С.Г. Ионов, В.Н. Левин и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2007. – № 12. – С. 30–31.
7. **Аникеенко, В.А.** Определение коэффициента внутреннего трения сальниковой набивки / В.А. Аникеенко, С.Г. Ионов, В.Н. Левин и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2007. – № 7. – С. 43–44.
8. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя. – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 1. – 728 с.
9. **Арламенков, А.И.** Выбор оптимальных размеров гидравлических устройств для вытяжки шпилек / А.И. Арламенков, Ю.В. Данченков, Ю.А. Ермилов и др. // Тяжелое машиностроение. – 1992. – № 9. – С. 37 – 39.
10. **Ахматов, А.С.** Молекулярная физика граничного трения. – М. : Физико-математическая литература, 1963. – 472 с.
11. **Бабкин, В.Т.** Герметичность неподвижных соединений гидравлических систем / В.Т. Бабкин, А.А. Зайченко, Б.Ф. Александров и др. – М. : Машиностроение, 1977. – 120 с.
12. **Банников, М.Т.** Исследование влияния свойств жидкости на коэффициент трения и герметичность торцевого уплотнения : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М. : МИХМ, 1974. – 22 с.
13. **Баранов, Н.С.** Газопроницаемость резиновых уплотнений при воздействии давления в пульсирующем режиме / Н.С. Баранов, В.Е. Соколов, А.И. Елькин, С.А. Потемкин // Каучук и резина. – 1985. – № 10. – С. 28 – 30.
14. **Бартош, Е.Т.** Аэродинамический расчет контактных уплотнений // Труды НИИ железнодорожного транспорта. – 1961. – Вып. 214. – С. 121 – 136.

15. **Бартенев, Г.М.** О механизме потери герметичности и расчетах устойчивости резиновых прокладок при уплотнении жидких сред / Г.М. Бартенев, В.А. Лепетов, В.И. Новиков // Труды НИИРП. – М. : Госхимиздат, 1957. – № 4. – С. 105 – 124.

16. **Бартенев, Г.М.** О механизме уплотнения резиновыми прокладками фланцевых соединений / Г.М. Бартенев, Н.Г. Колядина // Каучук и резина. – 1960. – № 10. – С. 29 – 34.

17. **Бартенев, Г.М.** Прочность и разрушение высокоэластических материалов / Г.М. Бартенев, Ю.С. Зуев. – М.–Л. : Химия, 1964. – 387 с.

18. **Башта, Т.М.** Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1970. – 504 с.

19. **Беляев, Н.М.** Соппротивление материалов / Н.М. Беляев. – М. : Наука, 1965.

20. **Биргер, И.А.** Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1990. – 368 с.

21. **Божко, Г.В.** Совершенствование герметичных разъемных соединений с уплотняющими элементами из материалов с зависящими от нагрузки физико-механическими свойствами : дис. ... д-ра техн. наук / Г.В. Божко ; Тамб. гос. техн. ун-т. – Тамбов, 2010. – 357 с.

22. **Божко, Г.В.** Влияние цикличности нагружения на деформацию элементов из фторопласта-4 / Г.В. Божко, В.Д. Продан, М.А. Кобяков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 12. – С. 41 – 43.

23. **Божко, Г.В.** Влияние вида нагружения на деформационные характеристики прокладки из фторопласта-4 / Г.В. Божко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2007. – № 12. – С. 32 – 34.

24. **Божко, Г.В.** Выбор ширины прокладки фланцевого соединения / Г.В. Божко, В.Д. Продан, Т.В. Шадрина, Т.С. Полякова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2003. – № 5. – С. 8–9.

25. **Божко, Г.В.** Герметизация разъемных соединений с фторопластовыми элементами : дис. ... канд. техн. наук / Г.В. Божко ; МИХМ. – М., 1991. – 206 с.

26. **Борохов, А.М.** Волокнистые и комбинированные сальниковые уплотнения / А.М. Борохов, А.С. Ганшин, Н.Т. Додонов. – М. : Машиностроение, 1966. – 182 с.

27. **Бухина, М.Ф.** Техническая физика эластомеров / М.Ф. Бухина. – М. : Химия, 1984. – 224 с.

28. **Виницкий, Л.Е.** Влияние геометрии резиновых элементов на их характеристики / Л.Е. Виницкий // Резина – конструкционный материал современного машиностроения. – М. : Химия, 1967. – С. 95 – 105.

29. **Вiryюкин, В.П.** Устройство для затяжки шпилек сосудов высокого давления / В.П. Вiryюкин, Ю.Л. Гармазов, Л.А. Калитин и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1979. – № 12. – С. 25–26.

30. **Вихман, Г.Л.** Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов / Г.Л. Вихман, С.А. Круглов. – М. : Машиностроение, 1978. – 328 с.

31. **Вологодский, Н.Б.** Определение коэффициентов бокового давления и усадки мягких сальниковых набивок / Н.Б. Вологодский // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1970. – № 12. – С. 7.

32. **Вологодский, Н.Б.** Износ трущихся поверхностей в сальниковом уплотнении с мягкой набивкой / Н.Б. Вологодский, Н.А. Животовский, С.Л. Ямпольский // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1972. – № 4. – С. 9–10.

33. **Волошин, А.А.** Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов / А.А. Волошин. – Л. : Судпромгиз, 1959. – 292 с.

34. **Волошин, А.А.** Расчет и конструирование фланцевых соединений : справочник / А.А. Волошин, Г.Т. Григорьев. – Л. : Машиностроение, 1979. – 125 с.

35. **Вольфсон, А.С.** К расчету резьбовых соединений, работающих в условиях ползучести / А.С. Вольфсон // Вестник машиностроения. – 1968. – № 10. – С. 38–41.

36. **Гельфанд, М.Л.** Сборка резьбовых соединений / М.Л. Гельфанд, Я.И. Ципенюк, О.К. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1978. – 105 с.

37. **Горелик, Б.М.** Замер давления на контакте сжатых резиновых колец и сопряженных с ними металлических деталей / Б.М. Горелик, А.В. Ратнер // Каучук и резина. – 1963. – № 7. – С. 24–25.

38. **Горелик, Б.М.** Исследование сжатия уплотнительных колец круглого сечения со смазанными поверхностями / Б.М. Горелик, А.В. Ратнер, М.Ф. Бухина, Л.А. Крайнева // Каучук и резина. – 1965. – № 8. – С. 21–24.

39. **Горелик, Б.М.** Исследование и разработка стыковых соединений из резин для асбестоцементных водопроводов / Б.М. Горелик, А.В. Ратнер, М.Ф. Бухина, В.И. Каштын // Каучук и резина. – 1962. – № 7. – С. 19–23.

40. **Горелик, Б.М.** Некоторые принципы конструирования формовых резиновых деталей машин / Б.М. Горелик // Каучук и резина. – 1962. – № 10. – С. 7–14.

41. **Горелик, Б.М.** Влияние степени сжатия резины на остаточную деформацию и контактное давление / Б.М. Горелик, М.Ф. Бухина // Каучук и резина. – 1961. – № 9. – С. 22–26.

42. **Горелик, Б.М.** Исследование резиновых уплотнительных колец круглого поперечного сечения / Б.М. Горелик, А.В. Ратнер, М.Ф. Бухина и др. // Резина – конструкционный материал современного машиностроения. – М. : Химия, 1967. – С. 79–90.

43. **Горяинова, А.В.** Фторопласты в машиностроении / А.В. Горяинова, Г.К. Божков, М.С. Тихонова. – М. : Машиностроение, 1971. – 233 с.

44. **Гошко, А.И.** Монтаж и техника герметизации фланцевой арматуры : технический справочник / А.И. Гошко, В.Д. Продан, А.С. Асцатуров. – М. : Инструмент, 2004. – 156 с.

45. **Гуревич, Д.Ф.** Расчет и конструирование трубопроводной арматуры / Д.Ф. Гуревич. – Л. : Машиностроение, 1969. – 887 с.

46. **Гуревич, Д.Ф.** Гидравлическая плотность цилиндрических соединений с малыми зазорами / Д.Ф. Гуревич // Вестник машиностроения. – 1964. – № 10. – С. 31 – 37.
47. **ГОСТ 9550–81.** Пластмассы. Методы определения модуля упругости при растяжении, сжатии и изгибе.
48. **ГОСТ 52376–2005.** Прокладки спирально-навитые термостойкие. Типы. Основные размеры.
49. **ГОСТ Р 52857.4–2007.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчеты на прочность и герметичность фланцевых соединений.
50. **Данг Винь Шан.** Улучшение расчетных параметров сферических шайб / Данг Винь Шан, И.Г. Калабеков, В.Д. Продан // Проблемы в машиностроении и надежности машин. – 1991. – № 1. – С. 71 – 75.
51. **Дегтева, Т.Г.** Повышение сроков сохранения уплотнительных свойств резины при техническом ее старении в сжатом состоянии / Т.Г. Дегтева, И.М. Граневская, В.М. Гудкова, А.А. Донцев // Тепло- и агрессивостойкие резины и резинотехнические изделия : сб. науч. тр. – М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1979. – № 6/13. – С. 63 – 74.
52. **Демкин, Н.Б.** Качество поверхности и контакт деталей машин / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. – М. : Машиностроение, 1981. – 244 с.
53. **Денни, Д.Ф.** Исследование гидравлических уплотнений / Д.Ф. Денни // Машиностроение за рубежом. – 1959. – № 4. – С. 53 – 61.
54. **Динник, А.Н.** Удар и сжатие упругих тел / А.Н. Динник // Избран. тр. 1. – Киев : АН УССР, 1952. – С. 83.
55. **Демкин, Н.Б.** Влияние микрогеометрии на герметичность разъемных соединений с прокладками из низко модульных материалов / Н.Б. Демкин, В.Б. Лемберский, В.И. Соколов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1976. – № 7. – С. 26 – 30.
56. **Добрушкин, Д.Б.** Ресурс уплотнения кольцами круглого сечения при радиальном сжатии в неподвижных соединениях / Д.Б. Добрушкин, В.И. Шевченко // Каучук и резина. – 1968. – № 8. – С. 32 – 35.
57. **Добрушкин, Д.Б.** Изучение условий выдавливания вулканизированной резины через щель / Д.Б. Добрушкин, Е.С. Эпель, З.Д. Орлов // Каучук и резина. – 1963. – № 9. – С. 19 – 24.
58. **Добрушкин, Д.Б.** Влияние физико-механических характеристик резин на работоспособность манжет, герметизирующих высокое давление / Д.Б. Добрушкин, Л.И. Бичевская, Н.И. Хомякова // Каучук и резина. – 1963. – № 7. – С. 26 – 28.
59. **Домашнев, А.Д.** Сальниковые уплотнения арматуры АЭС / А.Д. Домашнев, В.Л. Хмельникер. – М. : Атомиздат, 1980. – 162 с.
60. **Долгинов, Л.Ш.** Расчет и конструирование фланцевых соединений судовых трубопроводов и сосудов / Л.Ш. Долгинов, В.К. Прокопов, Ю.А. Самсонов. – Л. : Судостроение, 1972. – 264 с.
61. **Затяжка** крупных резьб ручным инструментом / под ред. В.И. Кривомазова. – М. : ЦБНТИ, 1976. – 40 с.

62. **Зикеев, В.А.** Исследование особенностей течения в деформированных щелях торцевых уплотнений / В.А. Зикеев, И.С. Ушаков // Машиноведение. – 1970. – № 3. – С. 83 – 91.

63. **Зуев, Ю.С.** Стойкость эластомеров в эксплуатационных условиях / Ю.С. Зуев, Т.Г. Дегтева. – М. : Химия, 1986. – 263 с.

64. **Зябликов, Ю.Н.** Графический метод расчета уплотнительных колец из пластмасс в затворах трубопроводной арматуры / Ю.Н. Зябликов, Ю.И. Тарасьев, Л.А. Куницина и др. // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1970. – № 2. – С. 8–9.

65. **Игнатенко, Ю.В.** Механические свойства резины при объемном сжатии в амортизаторах удара / Ю.В. Игнатенко, Л.Е. Веницкий // Резина – конструкционный материал в машиностроении. – М. : Химия, 1967. – С. 112 – 118.

66. **Иосилевич, Г.Б.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Ю.В. Шарловский. – М. : Машиностроение, 1985. – 223 с.

67. **Калабеков, И.Г.** Термодомкраты для затяжки шпилек затворов сосудов высокого давления / И.Г. Калабеков, В.Д. Продан // Разработка, исследование и расчет машин и аппаратов химических производств : междуз. сб. науч. тр. – М. : МИХМ, 1980. – С. 65 – 68.

68. **Калабеков, И.Г.** Герметичное фланцевое соединение с параллельным включением уплотнительного элемента / И.Г. Калабеков, Г.В. Божко, В.Д. Продан // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1991. – № 6. – С. 22–23.

69. **Карасев, Л.П.** Метод определения усилий, возникающих в прочноплотных соединениях от действия внутреннего давления и поперечных нагрузок, и применение его к исследованию затворов сосудов и уплотнений трубопроводов : дис. ... канд. техн. наук / Л.П. Карасев ; МИХМ. – М., 1972. – 158 с.

70. **Карасев, Л.П.** Анализ работы фланцевого соединения с помощью критерия жесткости / Л.П. Карасев // Вопросы прочности в химическом машиностроении. – М. : НИИХИММаш, 1958. – № 21. – С. 9 – 20.

71. **Карасев, Л.П.** Экспериментальное исследование изменения усилий во фланцевом соединении под действием внешних нагрузок / Л.П. Карасев, Л.Г. Ротницкая // Химическое машиностроение. – 1964. – № 1. – С. 21 – 28.

72. **Карпук, И.И.** Исследование условий герметизации фланцевых узлов политетрафторэтиленовыми прокладками : дис. ... канд. техн. наук / И.И. Карпук ; МИХМ. – М., 1965. – 125 с.

73. **Киселев, П.И.** Основы уплотнений в арматуре высокого давления / П.И. Киселев. – М. : Госэнергоиздат, 1950.

74. **Киселев, Г.Ф.** Техническое обслуживание и ремонт насосных установок / Г.Ф. Киселев, Д.С. Рязанов. – М. : Химия, 1985.

75. **Кичин, И.Н.** Облитерация и способы борьбы с ней. Система устройств и элементы пневмо- и гидроавтоматики / И.Н. Кичин. – М. : АН СССР, 1959. – С. 205 – 215.

76. **Коллинз, Р.** Течение жидкостей через пористые материалы / Р. Коллинз. – М. : Мир, 1964. – 350 с.
77. **Комаров А.А.** Надежность гидравлических систем / А.А. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 235 с.
78. **Колядина, Н.Г.** Влияние остаточной деформации на высокоэластичную восстанавливаемость резины при низких температурах / Н.Г. Колядина, Г.М. Бартенов, Б.Х. Аврущенко // Каучук и резина. – 1952. – № 10. – С. 28 – 31.
79. **Кондаков, Л.А.** Уплотнение гидравлических систем / Л.А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1972. – 240 с.
80. **Кондаков, Л.А.** Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л.А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.
81. **Корсаков, В.С.** Справочник по механизации и автоматизации сборочных работ / В.С. Корсаков, М.П. Новиков. – М. : Машгиз, 1961. – 374 с.
82. **Крагельский, И.В.** Коэффициенты трения / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. – М. : Машгиз, 1962. – 218 с.
83. **Крагельский, И.В.** Трение и износ / И.В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 480 с.
84. **Краснов, В.И.** Прокладки для разъемных соединений нефтехимического оборудования : справочник / В.И. Краснов. – М. : Химия, 1992. – 64 с.
85. **Кузнецова, И.А.** Прогнозирование сроков сохранения герметизирующей способности резиновых колец с малым нормируемым натеканием / И.А. Кузнецова, Т.С. Кленова, Г.М. Бартенов, В.В. Медведева // Каучук и резина. – 1985. – № 10. – С. 23 – 25.
86. **Лашинский, А.А.** Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справочник / А.А. Лашинский, А.Р. Толчинский. – М. : Машиностроение, 1970. – 752 с.
87. **Левин, А.Я.** Новый метод герметизации разъемных соединений при высоких давлениях и температурах уплотняемой среды / А.Я. Левин, Л.Б. Израилевский, А.Ф. Степченко, И.А. Лежин // 7<sup>th</sup> International Meeting and 1st International Exhibition on SealingTechnology / Budapest. – 21 – 23 April. – 1982. – Vol. 2. – P. 735 – 741.
88. **Лемберский, В.Б.** Расчет величины утечки через неподвижные разъемные соединения / В.Б. Лемберский, Р.В. Фишкин, А.Д. Домашнев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1977. – № 4. – С. 10–11.
89. **Лепетов, В.А.** Расчет и конструирование резиновых изделий / В.А. Лепетов, Л.Н. Юрцев. – Л. : Химия, 1987. – 408 с.
90. **Лившиц, В.И.** Исследование усилий в элементах затворов высокого давления с радиально самоуплотняющимися обтюраторами / В.И. Лившиц // Вопросы прочности сосудов высокого давления. – Иркутск, 1969. – С. 177 – 199.
91. **Лившиц, В.И.** Исследование герметичности при контакте стальных шероховатых поверхностей / В.И. Лившиц // 7<sup>th</sup> International Meeting and 1st International Exhibition on SealingTechnology / Budapest. – 21 – 23 April. – 1982. – Vol 2. – P. 563 – 577.



92. **Лившиц, В.И.** Результаты испытаний опытных сосудов высокого давления с дельта затворами / В.И. Лившиц // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1970. – № 7. – С. 9–10.

93. **Лившиц, О.П.** Исследование герметичности элементов с цинковым покрытием для газовых сред / О.П. Лившиц, Г.Д. Гридин // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1977. – № 8. – С. 10 – 12.

94. **Макаров, Г.В.** Уплотнительная техника / Г.В. Макаров. – Л. : Машиностроение, 1973. – 232 с.

95. **Малинин, Н.Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н.Н. Малинин. – М. : Машиностроение, 1975. – 399 с.

96. **Манин, В.Н.** Физико-химическая стойкость полимерных материалов в условиях эксплуатации / В.Н. Манин, А.Н. Громов. – Л. : Химия, 1980. – 248 с.

97. **Никитин, Г.А.** О некоторых особенностях течения жидкости через зазоры микронных размеров / Г.А. Никитин // Известия ВУЗов. Авиационная техника. – 1965. – № 4. С. 38 – 45.

98. **Никитин, Г.А.** Влияние температуры рабочей жидкости на облитерацию щелевых уплотнений гидроагрегатов / Г.А. Никитин, А.М. Ипатов // Вопросы надежности гидравлических систем. – 1967. – Вып. 4. – С. 30 – 34.

99. **Нормы** расчета на герметичность фланцевых соединений с прокладками из терморасширенного графитового материала «ГРАФЛЕКС» : Отчет 23.6514. «Инженерный центр прочности, надежности и ресурса оборудования атомной техники Минатома России». – М., 2000. – 70 с.

100. **Панкратов, В.В.** Экспериментальное определение эффекта самоуплотнения линзового obtюратора / В.В. Панкратов, В.Д. Продан, О.В. Румянцев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1972. – № 5. – С. 8 – 10.

101. **Панкратов, В.В.** Условия герметизации жидких сред линзовыми уплотнениями / В.В. Панкратов, В.Д. Продан, О.В. Румянцев // Вестник машиностроения. – 1971. – № 8. – С. 42–43.

102. **Першин, А.Ф.** Предварительная затяжка затворов с профильным obtюратором / А.Ф. Першин, В.Д. Продан, Ю.А. Даванков // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1975. – № 5. – С. 13 – 15.

103. **Перцев, Л.П.** Влияние эффекта самоуплотнения на усилие в крепежных шпильках герметичных соединений / Л.П. Перцев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1970. – № 11. – С. 10–11.

104. **Погодин, В.К.** Разъемные соединения и герметизация в оборудовании высокого давления / В.К. Погодин. – Иркутск, 2001. – 406 с.

105. **Погодин, В.К.** Экспериментальное исследование условий герметизации для уплотнительного соединения типа тор–плоскость / В.К. Погодин, В.И. Лившиц, А.К. Древин // Машиноведение. – 1974. – № 1. – С. 91 – 95.

106. **Потураев, В.Н.** Резиновые и резинометаллические детали машин / В.Н. Потураев. – М. : Машиностроение, 1966.

107. **Проников, А.С.** Надежность машин / А.С. Проников. – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с.

108. **Продан, В.Д.** Уточнение коэффициента разгрузки при затяжке резьбовых соединений / В.Д. Продан, А.Ф. Першин, О.В. Румянцев // Вестник машиностроения. – 1974. – № 1. – С. 27.

109. **Продан, В.Д.** Влияние трения на работу двойного конического обтюлятора / В.Д. Продан, А.Ф. Першин, О.В. Румянцев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. – № 9. – С. 14–15.

110. **Продан, В.Д.** Исследование условий герметизации плоских упругих неподвижных соединений / В.Д. Продан, О.В. Румянцев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1971. – № 4. – С. 3 – 5.

111. **Продан, В.Д.** Условия герметизации упругими уплотняющими поверхностями прочноплотных соединений / В.Д. Продан, Ю.М. Морозов, К. Сейтжанов // Экспресс-информация. Сер. ХМ-16. – 1975. – № 1. – 19 с.

112. **Продан, В.Д.** Расчет усилия затяжки крепежных деталей фланцевых соединений с линзовой прокладкой / В.Д. Продан // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1982. – № 5. – С. 20–21.

113. **Продан, В.Д.** Резьбовое соединение с коническими элементами / В.Д. Продан, И.Г. Калабеков, В.П. Вирюкин, В.К. Погодин // Машиноведение. – 1982. – № 5. – С. 118 – 120.

114. **Продан, В.Д.** Режимы затяжки групповых резьбовых соединений / В.Д. Продан // Вестник машиностроения. – 1982. – № 9. – С. 23 – 25.

115. **Продан, В.Д.** Методы расчета и техника герметизации разъемных неподвижных соединений : дис. ... д-ра техн. наук / В.Д. Продан ; МИХМ. – М., 1985. – 472 с.

116. **Продан, В.Д.** Герметичность разъемных неподвижных соединений машин и аппаратов химических производств / В.Д. Продан. – М. : МИХМ, 1984. – 71 с.

117. **Продан, В.Д.** Техника герметизации разъемных неподвижных соединений / В.Д. Продан. – М. : Машиностроение, 1991. – 160 с.

118. **Продан, В.Д.** Влияние условий размещения прокладки между фланцами на ее осевую податливость / В.Д. Продан, Г.В. Божко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2009. – № 12. – С. 27–28.

119. **Продан, В.Д.** Режимы затяжки крепежных шпилек разъемных соединений сосудов высокого давления / В.Д. Продан, И.Г. Калабеков, Ю.Г. Нефедов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1986. – № 2. – С. 19–20.

120. **Продан, В.Д.** Погрешности при определении минимальной нагрузки герметизации / В.Д. Продан, М.Л. Баранова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2001. – № 4. – С. 10 – 12.

121. **Продан, В.Д.** Разъемные соединения с фторопластовыми уплотнениями : справочник / В.Д. Продан, И.Г. Калабеков, Г.В. Божко и др. ; под ред. В.Д. Продана. – М. : Тривола, 1995. – 180 с.

122. **Продан, В.Д.** Конструирование бугельного герметичного соединения / В.Д. Продан, Г.В. Божко, В.К. Погодин // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2009. – № 11. – С. 23 – 26.

123. **Продан, В.Д.** Оценка коэффициента бокового давления сальниковых набивок с учетом радиальных нагрузок / В.Д. Продан, Г.В. Божко, А.В. Васильев, М.А. Исакова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2010. – № 4. – С. 35 – 37.
124. **Продан, В.Д.** Радиальная деформация кольцевой прокладки при осевом ее сжатии / В.Д. Продан, А.В. Васильев, Г.В. Божко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2011. – № 11.
125. **Продан, В.Д.** Экспериментальное определение коэффициента осевой податливости промежуточных деталей / В.Д. Продан, Ю.Г. Нефедов // Машиноведение. – 1986. – № 5. – С. 91 – 95.
126. **Протопопов, В.Б.** Уплотнение судовых фланцевых соединений / В.Б. Протопопов. – Л. : Судостроение, 1966. – 180 с.
127. **Раац, А.** Исследование работоспособности бугельного соединения с гибким силовым элементом / А. Раац, В.Д. Продан, И.Г. Калабеков // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1993. – № 1. – С. 8–9.
128. **Радченко, И.В.** Молекулярная физика / И.В. Радченко. – М. : Наука, 1965. – 479 с.
129. **Расчет** и конструирование машин и аппаратов химических производств / под ред. М.Ф. Михалева. – Л. : Машиностроение, 1984. – 301 с.
130. **Резниковский, М.М.** Механические испытания каучука и резины / М.М. Резниковский, А.И. Лукомская. – М. : Химия, 1968. – 500 с.
131. **Решетов, Д.Н.** Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1974. – 655 с.
132. **Руководящий** технический материал. Техническое обслуживание и ремонт центробежных и вихревых насосов. РТМ 02.01–2002. УНИХИМТЕК. – М., 2003. – 34 с.
133. **Рзаев, Ф.Г.** Соединения испытательных установок высокого давления / Ф.Г. Рзаев, Л.Е. Лизнард // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. – № 11. – С. 45 – 47.
134. **Рот, А.** Вакуумные уплотнения / А. Рот. – М. : Энергия, 1971. – 444 с.
135. **Руководящий** технический материал. Техническое обслуживание и ремонт пароводяной арматуры ТЭС. РТМ 02.01–2002. УНИХИМТЕК. – М., 2003. – 44 с.
136. **Руководящий** технический материал. Унифицированные гидромеханические устройства для затяжки резьбовых соединений.  $M_{кр} = 300 - 2500$  кгс·м. РД РТМ 26-3046–79. МИНХИММАШ, 1979.
137. **Румянцев, О.В.** Оборудование цехов синтеза высокого давления в азотной промышленности / О.В. Румянцев. – М. : Химия, 1970. – 375 с.
138. **Румянцев, О.В.** Экспериментальное определение коэффициента трения при контакте сферы и конуса / О.В. Румянцев, В.Д. Продан, А.Ф. Першин // Машиноведение. – 1970. – № 4. – С. 101 – 103.
139. **Сейтжанов, К.С.** Герметизация упругих уплотнений с сопряжением сфера-конус / К.С. Сейтжанов, В.Д. Продан // Экспресс-информация. Серия ХМ-10. – 1976. – № 3. – 8 с.

140. **Сосуды и трубопроводы высокого давления** : справочник. – М. : Машиностроение, 1990. – 384 с.
141. **Справочник** машиностроителя : в 6 т. / под ред. проф. Э.И. Сагаля. – М. : Машиностроение, 1964. – Т. 6. – 540 с.
142. **Стрелков, С.П.** Механика / С.П. Стрелков. – М. : Наука, 1965. – 526 с.
143. **Тимошенко, С.П.** Сопротивление материалов / С.П. Тимошенко. – М. : Наука, 1965. – Т. 1. – 363 с.
144. **Тимошенко, С.П.** Сопротивление материалов / С.П. Тимошенко. – М. : Наука, 1965. – Т. 2. – 480 с.
145. **Тимошук, А.С.** К определению бокового давления мягких сальниковых набивок / А.С. Тимошук // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1969. – № 8. – С. 8–9.
146. **Тимошук, А.С.** Расчет сальников тихоходных валов и штоков с асбестографитовой набивкой / А.С. Тимошук, Д.А. Бартнев, М.Н. Моносова // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1985. – № 4. – С. 20–21.
147. **Тихонова, М.С.** Новые уплотнительные материалы на основе фторопласта-4 с комбинированными наполнителями для компрессоров, работающих без смазки / М.С. Тихонова // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1965. – № 12. – С. 30 – 32.
148. **Ткач, Л.И.** Исследование герметичности торцевых уплотнений : дис. ... канд. техн. наук / Л.И. Ткач ; МИХМ. – М., 1968. – 168 с.
149. **Топтуненко, Е.Т.** Основы конструирования и расчета химических аппаратов и машин / Е.Т. Топтуненко. – Харьков : Изд-во Харьк. ун-та, 1968. – Ч. 1. – 276 с.
150. **Уплотнения** и уплотнительная техника : справочник. – М. : Машиностроение, 1994. – 463 с.
151. **Федьдман, Э.Б.** Исследование механизма работы двойного конического затвора сосудов высокого давления / Э.Б. Федьдман, О.В. Румянцев, Г.К. Уйк // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1968. – № 7. – С. 26 – 30.
152. **Шатинский, В.Ф.** Исследование герметичности металлических уплотнений арматуры для жидких и газовых сред / В.Ф. Шатинский, М.С. Гойхман, Р.Н. Гарлинский // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1975. – № 8. – С. 33–34.
153. **Чайлдс, У.** Физические постоянные / У. Чайлдс. – М. : Физматгиз, 1962. – 80 с.
154. **Чергиньянц, К.** Математические методы кинематической теории газа / К. Чергиньянц. – М. : Мир, 1973. – 242 с.
155. **Черкасский, В.М.** Насосы, компрессоры, вентиляторы / В.М. Черкасский, Т.М. Романова, Р.А. Кауль. – М. : Энергия, 1968. – 304 с.
156. **Чехов, О.С.** Гидравлические устройства для затяжки резьбовых соединений сосудов высокого давления за рубежом / О.С. Чехов, В.Д. Продан, В.П. Клюс, В.П. Вирюкин // Химическая промышленность за рубежом. – 1978. – Вып. 10(190). – С. 51 – 61.

157. **Экслер Л.И.** О работе контактного металлического уплотнения / Л.И. Экслер // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1966. – № 2. – С. 5 – 8.
158. **Эльтерман, В.М.** Охрана воздушной среды на химических и нефтехимических предприятиях / В.М. Эльтерман. – М. : Химия, 1985. – С. 160.
159. **Юдицкий, Ф.Л.** Неметаллические уплотнения в судовых энергетических установках / Ф.Л. Юдицкий. – Л. : Судостроение, 1971. – 248 с.
160. **Якушев, А.И.** Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А.И. Якушев, Р.Х. Мустаев, Р.Р. Мавлютов. – М. : Машиностроение, 1979. – 215 с.
161. **Brown, V.A.** Vacuum radial flow from viscous through the free molecule regime. Vacuum / V.A. Brown, V.A. Ajohu. – 1970. – Vol. 20. – № 12. – P. 525 – 533.
162. **Eshel R.** Prediction of extrusion failures of O-ring seals. ASLE Ttrans / R. Eshel. – 1984. – Vol. 27. – № 4. – P. 332 – 340.
163. **Forest, O.** Metal-to-Metal and Metal Gasketed seals / O. Forest, J. Rathbum // Machin Design. – 1985. – August 5.
164. **Graham, J.** Gas Leakage in Sealed Sitems / J. Graham // Chemical Engineering. – 1964. – Vol. 71. – № 10. – P. 169 – 174.
165. **Sandstrom, C.O.** Gasket for Pressure Vesels and Htat Exhaners / C.O. Sandstrom // Cvtnical and Metallurgical Engineering. March. – 1934. – Vol. 41. – № 3. – P. 130 – 134.
166. **Sebel, E.** Untersuchungen and Dichtungen fur Rohrleitungen / E. Sebel, E. Kragelock // Konstruktion. – 1955. – № 7. – P. 45.
167. **Schmitz, K.H.** Beitrag zur Optimierung des gruppenweisen Anspannens von Schrauben on Druckehalter unter Berucheichtigung der Relaxation / K.H. Schmitz // Konstruktion. – 1977. – Vol. 29. – № 2. – P. 43 – 48.
168. **Fukizoc, Fadasu.** On the mechanism of contact betwin metall surface – the penetrating daphth and the overage cltarance / Fadasu Fukizoc, Ferunasa Hisakado // Paper. Amer. Soc. Mech. – 1964.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	3
<b>Глава 1. ТЕЧЕНИЕ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ В ЗОНЕ КОНТАКТА УПЛОТНЯЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ</b> .....	7
1.1. Течение газовых сред в малых зазорах .....	7
1.2. Течение капельной жидкости в малых зазорах .....	9
<b>Глава 2. РАЗЪЕМНЫЕ ГЕРМЕТИЧНЫЕ НЕПОДВИЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ</b> .....	11
2.1. Основы классификации разъемных герметичных неподвижных соединений .....	11
2.2. Принцип работы разъемных герметичных неподвижных соединений .....	13
2.3. Особенности радиальной деформации кольцевых элементов (прокладок) при осевом их нагружении .....	19
2.4. Выбор рациональной ширины прокладки .....	26
<b>Глава 3. УСЛОВИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b> .....	30
<b>Глава 4. ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b> ..	36
4.1. Осевая податливость микронеровностей сопрягаемых стальных деталей .....	36
4.2. Коэффициенты осевой податливости крепежных деталей .....	37
4.3. Коэффициенты осевой податливости шайбы .....	42
4.4. Коэффициенты осевой податливости фланцев .....	44
4.5. Коэффициенты осевой податливости уплотнительного элемента (прокладки) .....	48
4.6. Осевая податливость концевой участка сосуда высокого давления, контактирующего с коническим уплотнительным элементом	59
<b>Глава 5. ТРЕНИЕ В СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ</b> .....	61
<b>Глава 6. ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b> .....	66
6.1. Физико-механические свойства уплотняемой среды .....	66
6.2. Изменение температуры элементов соединения .....	67
6.3. Время эксплуатации соединения .....	68
6.4. Изменение нагрузки на элементы соединений .....	69
<b>Глава 7. МАТЕРИАЛ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА (ПРОКЛАДКИ)</b> .....	76
7.1. Терморасширенный графит .....	76
7.2. Фторопласт-4 .....	79
7.3. Резина .....	82
7.4. Металлы .....	90

<b>Глава 8. ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ</b> .....	92
<b>Глава 9. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b>	101
9.1. Бугельное соединение .....	101
9.2. Разъемные соединения с уплотнителями, выполненными из резины .....	112
9.3. Соединения с опорным кольцом, размещенным параллельно прокладки .....	121
<b>Глава 10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ (ЗАТЯЖКИ) РЕЗЬБОВЫХ КРЕПЕЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b> ..	127
10.1. Способы затяжки крепежных резьбовых элементов .....	128
10.2. Режимы затяжки крепежных резьбовых элементов .....	135
10.3. Особенности затяжки крепежных деталей соединения с меняющимся в процессе затяжки значением коэффициента осевой податливости уплотнительного элемента .....	145
10.4. Контроль силы затяжки крепежных резьбовых элементов .....	148
10.5. Средства механизации затяжки крепежных резьбовых элементов разъемных герметичных соединений .....	153
<b>Глава 11. КОНТРОЛЬ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b> .....	167
11.1. Методы и устройства для контроля герметичности .....	168
11.2. Нормативные требования к герметичности соединений .....	172
<b>Глава 12. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ РАЗЪЕМНЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ</b> .....	175
12.1. Бугельное соединение .....	175
12.2. Разъемные герметичные соединения с резиновой прокладкой круглого радиального сечения .....	188
<b>Глава 13. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ САЛЬНИКОВОГО ТИПА С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ</b> .....	191
13.1. Монтаж и эксплуатация сальниковых уплотнений .....	200
13.2. Типы сальниковых набивок, их основные характеристики .....	204
13.3. Определение расчетных параметров сальниковых набивок .....	215
13.4. Выбор конструкционных материалов элементов сальникового уплотнения и уплотняемой детали .....	241
13.5. Оценка надежности работы сальниковых уплотнений .....	242
13.6. Расчет показателей надежности работы сальниковых уплотнений .....	250
<b>Глава 14. ОТДЕЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ОБОСНОВАНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТА</b> .....	255
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	264
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	267

Учебное издание

ПРОДАН Василий Дмитриевич

**ГЕРМЕТИЧНОСТЬ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ  
ОБОРУДОВАНИЯ, ЭКСПЛУАТИРУЕМОГО  
ПОД ДАВЛЕНИЕМ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ**

Учебное пособие

Редактор З.Г. Чернова  
Компьютерное макетирование М.А. Евсейчевой

Подписано в печать 7.12.2012.  
Формат 60 × 84 / 16. 16,28 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 616

Издательско-полиграфический центр  
ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14