

РАЗЪЕМНЫЕ ГЕРМЕТИЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Г.В. Божко

*Кафедра ЮНЕСКО «Техника экологически чистых производств»,
ГОУ ВПО «Московский государственный университет
инженерной экологии»; hitema@npp-htm.ru*

Представлена членом редколлегии профессором Ю.В. Воробьевым

Ключевые слова и фразы: герметичность; классификация; конструкция; метод расчета; неподвижные соединения; податливость; подвижные соединения; уплотняющие поверхности.

Аннотация: Герметичность разъемных соединений технологического оборудования зависит от их конструкции, физико-механических свойств материалов, составляющих конструкцию элементов, состояния их уплотняющих поверхностей, давления и температуры уплотняемой среды и т.д. Разъемные герметичные соединения делятся, прежде всего, на подвижные и неподвижные. Разработаны и представлены предложения по их классификации. Рассмотрен ряд вопросов современных методов расчета разъемных герметичных соединений, и даны рекомендации по их совершенствованию и разработке.

Анализ причин аварий промышленных объектов и загрязнения окружающей среды показывает, что значительное их количество происходит из-за нарушения герметичности разъемных герметичных соединений (РГС) промышленного оборудования.

Герметизация – это обеспечение непроницаемости разъемных соединений машин и аппаратов для жидкостей и газов (происходит от имени египетского мудреца Гермеса, которому приписывалось искусство плотной закупорки сосудов).

Герметичность РГС зависит от их конструкции, физико-механических свойств материалов составляющих конструкцию элементов, состояния их уплотняющих поверхностей, давления и температуры уплотняемой среды и ее агрегатного состояния (газ или жидкость), качества изготовления, технического обслуживания и других факторов. Существующие нормативные документы и правила безопасной эксплуатации оборудования, а также система планово-предупредительного ремонта, как правило, не регламентирует оценку технического состояния и порядка подготовки РГС к эксплуатации. В результате детали РГС: уплотнительные, резьбовые и опорные поверхности накапливают значительные дефекты, что приводит к разгерметизации, и, как следствие, к авариям при эксплуатации оборудования. Кроме того, в существующих ныне нормативных материалах, разработанных специалистами по прочности, основное внимание уделяется проблеме прочности отдельных элементов РГС, а не их герметичности, хотя именно расчеты на герметичность определяют, в основном, геометрические и силовые параметры разрабатываемого РГС.

Нарушение герметичности снижает и экономичность производства. Так, по данным исследований немецкой фирмы, проведенным на стандартной нефтеперерабатывающей установке средней мощности, потери продукта за счет нормированных утечек через разъемные соединения различного типа составили 17 т/год, или в денежном эквиваленте 60 000 марок в год (по ценам 1980 года) [1].

Долгое время разработка уплотнений была основана лишь на опыте и интуиции конструктора, применяющего при разработке РГС общие методы проектирования деталей машин. Но повышение давлений и температур уплотняемых сред, использование агрессивных сред в технологических процессах, увеличение скоростей движения уплотняемых деталей потребовало всестороннего изучения факторов, влияющих на работоспособность уплотнения. В результате появилась новая отрасль науки и техники – уплотнительная техника или герметология, – разрабатывающая научные основы и практические методы герметизации объектов. Работоспособность РГС определяет надежность самого объекта (машины, аппарата), что требует постоянного их совершенствования.

В связи с этим актуальным является поиск новых технологий для создания и эксплуатации РГС, удовлетворяющих всем требованиям, предъявляемых к современному оборудованию.

Многообразие видов оборудования, условий их работы, различие в рабочих параметрах (давление, температура, цикличность) и свойствах уплотняемой среды (жидкости, газы) привело к возникновению множества различных типов и конструкций РГС, так как для каждого конкретного случая требуется определенная конструкция уплотнительного узла, соответствующая требованиям, предъявляемым к оборудованию.

В связи с этим полной стандартизованной классификации РГС, устанавливающей их иерархическую зависимость, системы индексации кодирования пока не создано. Однако сложилась определенная система понятий и терминов, используемых в научно-технической литературе, технической документации и производственной сфере. Существует определенная структура кодирования лишь некоторых видов уплотнений в общесоюзном классификаторе продукции [2].

Основное общепринятое деление РГС – на неподвижные и подвижные соединения, так как условия их работы принципиально различны. Если неподвижные соединения можно считать статическими, то при наличии относительного движения элементов соединения существенным фактором, определяющим их работоспособность, является сила трения.

На основании анализа существующих в научно-технической литературе рекомендаций по классификации РГС, а также наших специальных исследований, нами было сформулировано предложение по классификации РГС. Уплотнения подвижных соединений, в общем, классифицируют (рис. 1) по характеру движения уплотняемой детали (вала или штока): на РГС для вращающихся элементов (валов), РГС для элементов, движущихся возвратно-поступательно (штоков, поршней) и комбинированные. По принципу обеспечения герметичности соединения РГС подразделяют на контактные и неконтактные.

Применяют РГС с силовым контактом между неподвижным уплотнителем и уплотняемой деталью (сальниковые и торцевые). Основное достоинство этих уплотнений – повышенная степень герметичности. Существенным недостатком таких РГС является наличие сил трения в зоне относительного смещения элементов соединения, что снижает общий КПД машины и ресурс ее работы. Основой проектирования таких уплотнений является снижение сил трения как за счет подбора материалов пары трения, так и за счет минимизации удельной нагрузки на уплотняющие поверхности. В разных конструкциях используют или принудительное уплотнение, или самоуплотнение.

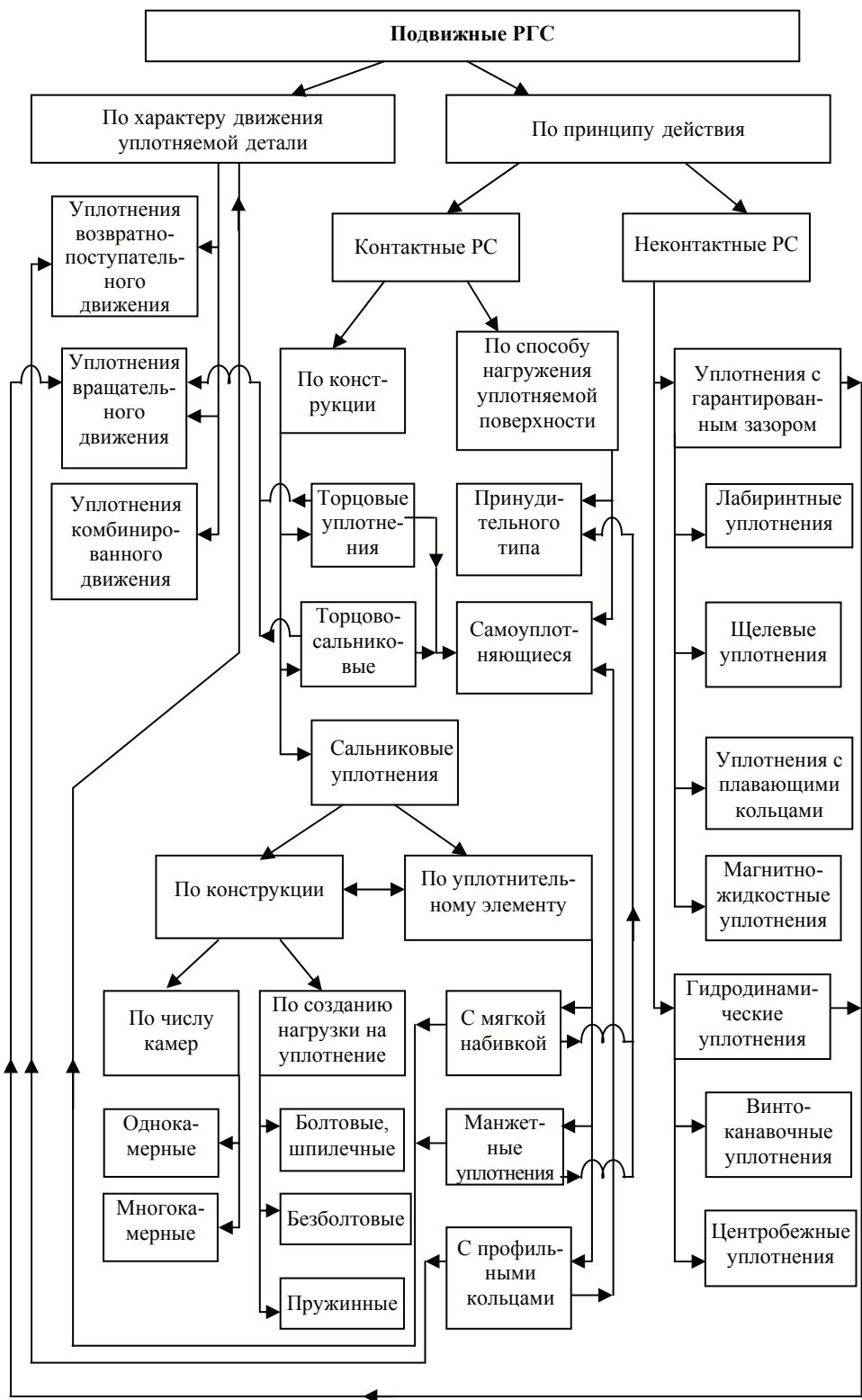


Рис. 1. Схема классификации подвижных соединений

Применяют соединения с гарантированным зазором, к которым относятся лабиринтные, щелевые уплотнения и уплотнения с плавающими кольцами, у которых отсутствует контакт между уплотняемой деталью и уплотнителем. Так как нет силового взаимодействия в зоне уплотнения, то и нет износа деталей. Однако наличие зазора между уплотняемой деталью и уплотнителем существенно снижает степень герметичности соединения. Проектирование этих уплотнений сводится к обеспечению зазора при максимальном его гидравлическом сопротивлении.

В последние годы для герметизации подвижных соединений применяют магнитножидкостные уплотнения, в которых зазор между подвижной и неподвижной деталями заполнен магнитной жидкостью, то есть жидкостью, содержащей наночастицы железа или кобальта. Жидкость находится в постоянном магнитном поле и обеспечивает непроницаемость зазора, правда, при небольшом перепаде давления рабочей среды (до 1 МПа).

В качестве уплотнений для вращающихся валов применяют импеллерные уплотнения, то есть насосы простейшей конструкции (винтовые или центробежные), которые размещают на выходных участках вала. Так как эти насосы обеспечивают герметичность объекта при определенном числе оборотов, то при остановке машины герметичность обеспечивается за счет стояночных (неподвижных) РГС. Проектирование этих уплотнений сводится к проектированию выбранного типа насоса на заданный перепад давления и заданную производительность (утечку) рабочей среды [3].

Наиболее широкое применение получили неподвижные РГС. И хотя ввиду статичности их работы они обеспечивают высокий уровень герметичности, основную долю утечек в общий баланс вносят из-за их массовости именно неподвижные РГС. Так, согласно указанным выше исследованиям, около 90 % от общего объема утечек приходится на неподвижные РГС [1].

Можно привести такой пример. В единичном агрегате получения синтетического аммиака производительностью 1360 т/сут. содержится около 15 000 единиц неподвижных РГС. Количество подвижных, – у насосов и компрессоров, исчисляется единицами. Поэтому повышенное внимание необходимо уделять неподвижным соединениям, схема классификации которых представлена на рис. 2. Основное направление наших исследований – это неподвижные РГС.

По механическим свойствам материала уплотнителя все неподвижные РГС могут быть отнесены к РГС с пластичным уплотнителем или с упругим уплотнением. По конструкции – к фланцевым, муфтовым и сальниковым. По способу нагружения – к соединениям принудительного типа или самоуплотняющимся.

В соединениях с пластичным уплотнителем используют прокладку, выполненную из материала, предел текучести которого значительно меньше предела текучести материала замыкающих ее деталей. При сборке соединения (при затяжке крепежных деталей) прокладка доводится до пластического состояния и, деформируясь пластически, заполняет все макро- и микронеровности на замыкающих ее поверхностях. Применение мягкой прокладки снижает требования к точности изготовления и шероховатости замыкающих ее поверхностей, что существенно повышает герметичность соединения и снижает его стоимость. Однако при колебаниях температуры вследствие различия коэффициентов линейного расширения материалов прокладки и сопрягаемых с ней деталей возможно нарушение герметичности соединения. К недостаткам этих соединений следует также отнести и однократность применения такой прокладки.

При использовании прокладки важен способ ее установки между фланцами – без радиальных ограничений, с внешним радиальным ограничением и в замкнутом объеме. На рис. 3 представлены условия размещения прокладки между фланцами. Наши исследования показали, что ввиду расположения нейтрального радиуса прокладки вблизи ее внутреннего радиуса, при осевом сжатии в процессе

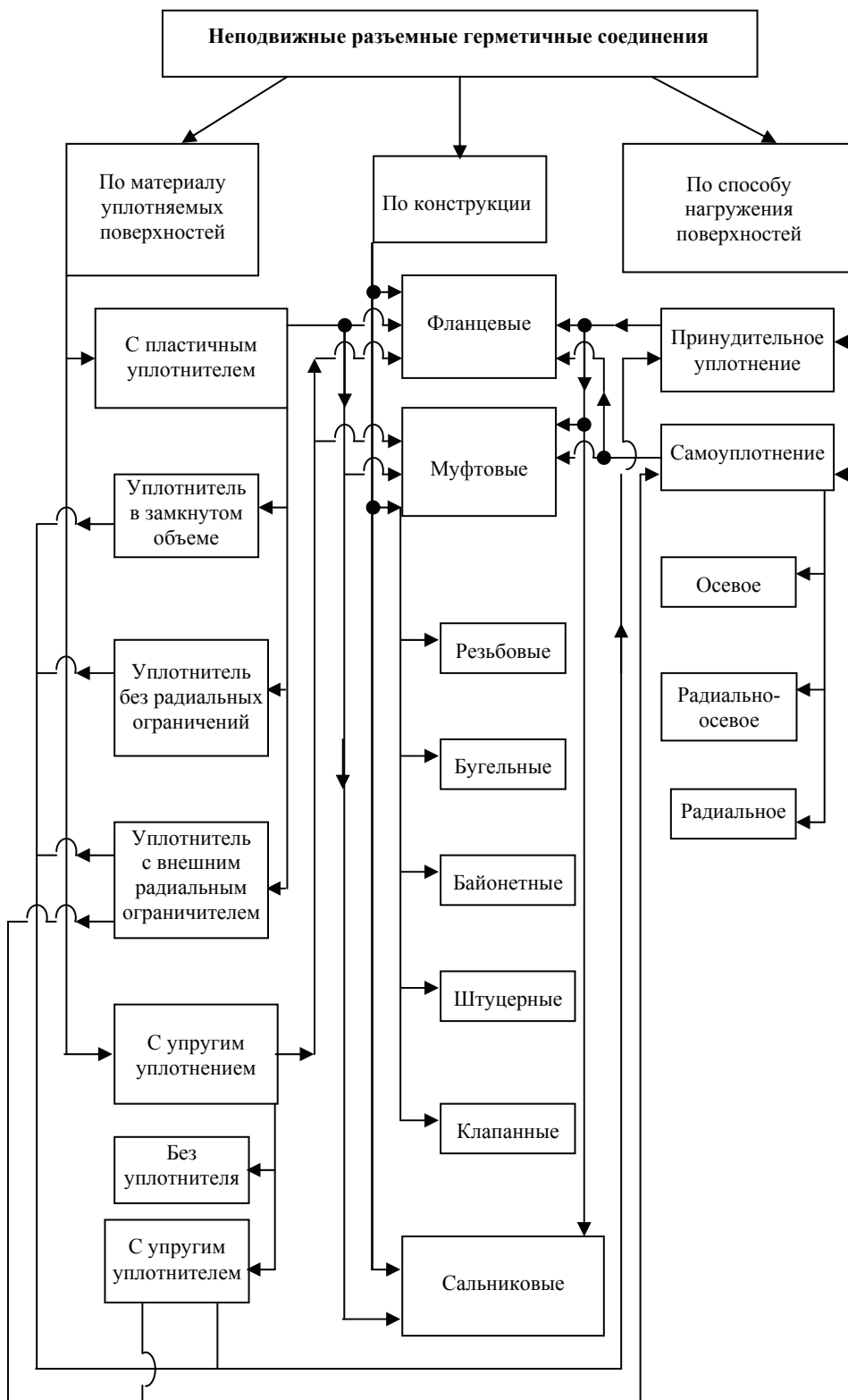


Рис. 2. Схема классификации неподвижных РГС

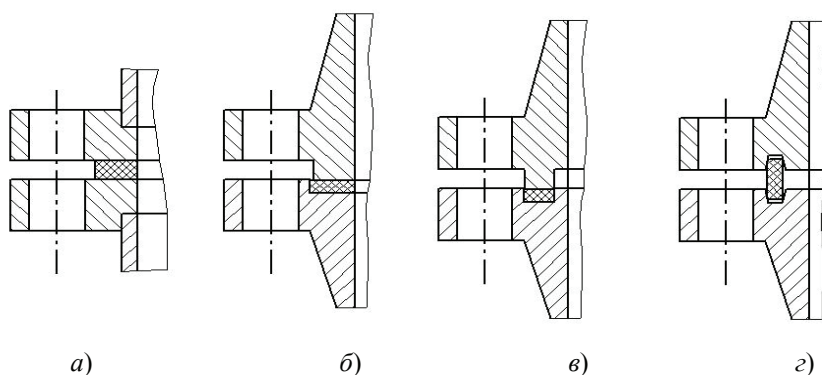


Рис. 3. Основные конструктивные формы уплотнительных поверхностей фланцев: *a* – плоская уплотнительная поверхность; *b* – фланцы с выступом-впадиной; *v* – фланцы с шип-пазом; *z* – уплотнительные поверхности под стальную профильную прокладку

сборки соединения радиальная деформация прокладки происходит от ее центра к внешнему контуру. Нейтральный радиус прокладки – это радиус, на котором нет ее радиальной деформации при осевом нагружении. В зависимости от условий размещения прокладки между фланцами характер ее деформации влияет на значение модуля сжатия материала прокладки, который является важным расчетным параметром [4].

У неподвижных РГС с упругим уплотнением предел текучести материала уплотнителя близок по значению к пределу текучести материала замыкающих уплотнитель фланцев, а при его отсутствии герметичность обеспечивается за счет упругого контакта торцевых соприкасающихся поверхностей фланцев.

Так как в этих соединениях уплотняющие поверхности не доводятся до пластического состояния, а работают упруго, то для обеспечения герметичности требуется высокая точность изготовления и чистота обработки сопрягаемых поверхностей РГС, что отражается на стоимости оборудования. Материалы соединения имеют примерно одинаковое значение коэффициента термического расширения и они малочувствительны к колебаниям температуры рабочей среды. В результате упругого контакта уплотняющих поверхностей отсутствуют заметные остаточные деформации, что позволяет многократно использовать эти соединения без дополнительной доводки.

Для уменьшения предварительной нагрузки на крепежные детали уплотняющие поверхности делают коническими. В этом случае требуемая для герметизации нормальная нагрузка на сопрягаемые поверхности обеспечивается при меньшей осевой силе. Если сравнить соединения с одинаковыми расчетными параметрами (с коническим и плоским упругим уплотнением), то при значении угла конуса $\beta = 10^\circ$ и угле трения в коническом сопряжении $\rho = 7^\circ$ для конического уплотнения потребуется сила предварительного нагружения уплотняющих поверхностей в 3,6 раза меньшая, чем для плоского уплотнения.

По конструкции неподвижные РГС отличаются силовыми узлами, обеспечивающими предварительное обжатие уплотнительного элемента и прочность РГС при максимальной нагрузке. Основной характеристикой силового узла является величина его осевой податливости, которая входит в основные расчетные выражения.

Фланцевые соединения (см. рис. 3) широко применяют в технике во всех отраслях промышленности – в оборудовании и для соединения трубопроводных магистралей. Они состоят из фланцев, стяжных деталей, достигающих в диаметре

200 мм и более, и, в большинстве случаев, включают уплотнительный элемент, который помещается между фланцами и может быть как пластичным, так и упругим. Эти соединения обеспечивают герметичность даже в случае небольших угловых перекосов фланцев или при несоосных соединениях стыкуемых элементов, например, за счет применения уплотнительных поверхностей типа конус-сфера и гаек со сферическими опорными поверхностями (рис. 4, *а*) или с помощью комплекта прокладок, имеющих скос уплотнительных поверхностей (рис. 4, *в*). Для соединений трубопровода при высоких давлениях применяют соединение с упругим линзовым кольцом (рис. 4, *б*), обеспечивающим одновременно с компенсацией углового перекоса компенсацию несоосности стыкуемых фланцев [5].

В муфтовых соединениях муфта играет роль стяжного элемента, и в качестве крепежных элементов используется резьба или кольцевые элементы, выполняемые в муфте, крышке и корпусе. Муфты в РГС могут быть цельными или состоять из нескольких частей. Муфтовые РГС делятся на резьбовые, бугельные, байонетные, штуцерные и клапанные [3, 5].

При малых диаметрах сосудов и больших давлениях (свыше 100 МПа) в РГС чаще, чем шпилечное, применяют резьбовое крепление, при котором резьба выполняется по наружной поверхности крышки и внутренней поверхности корпуса.

Среди муфтовых РГС следует выделить бугельные соединения, в которых стягивающие усилия на фланцы передаются от болтовых крепежных деталей через полухомуты, называемые бугелями (рис. 5). Бугельное соединение – относительно простое по конструкции и удобное в эксплуатации.

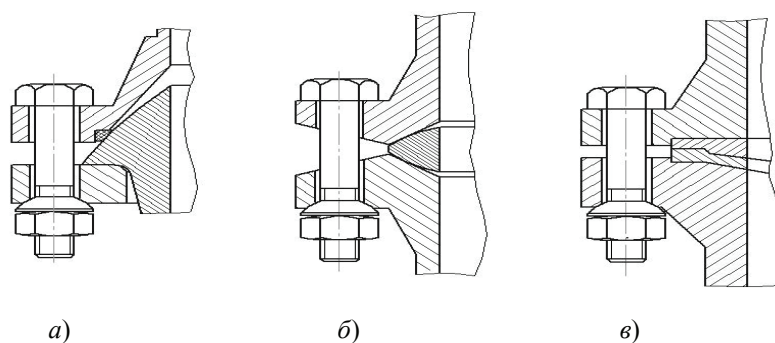


Рис. 4. Фланцевые соединения:

а – уплотнение конус-сфера; *б* – уплотнение с линзовой прокладкой;
в – уплотнение со скошенными прокладками

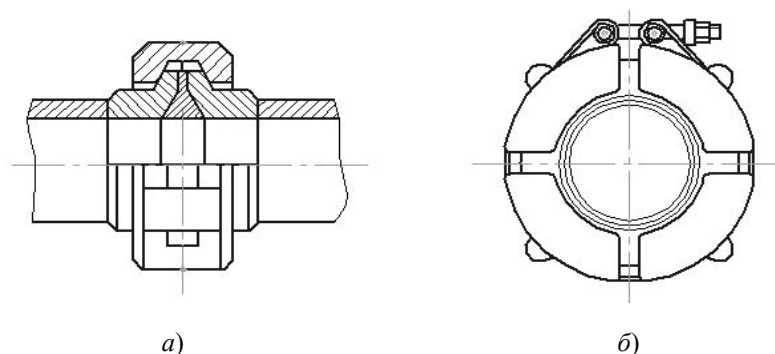


Рис. 5. Бугельные соединения:

а – с цельными полухомутами; *б* – с профильными сегментами

Известно применение бугелей из профильных сегментов, соединенных охватывающей лентой (рис. 5, б). Бугели со стяжной лентой обеспечивают более равномерное обжатие прокладок, но применяются при меньших давлениях рабочей среды по сравнению с цельными бугелями. Сближение секторов бугеля обеспечивает центрирование соединяемых деталей при одновременной затяжке уплотнительного соединения. Усилие затяжки стяжных болтов зависит от конусности стыковочных поверхностей бугелей.

Эта конструкция по сравнению с фланцевой (при прочих равных условиях) требует меньших трудозатрат на сборку соединения 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 [5].

В байонетных соединениях предусмотрены поворотные крышки или кольца. В кольце 1 (рис. 6) сверху выполнены пазы для прохождения выступов крышки 2. При затяжке кольцо поворачивается с помощью гидроцилиндра 3, при этом выступы крышки и кольца совпадают. Байонетные соединения могут применяться при достаточно высоких давлениях.

В штуцерных соединениях, которые используются, в основном, в пневматических и гидравлических магистралях с малыми проходными сечениями, основными элементами являются резьба на штуцере и на накидной гайке. Известно большое число конструкций штуцерных соединений, отличающихся размещением посадочного места под уплотнитель.

Клапанные разъемные соединения предназначены для перекрытия потока рабочей среды. Существует клапанные устройства с широкими притертыми уплотнительными поверхностями (2...5 мм) и повышенной контактной жесткостью, а также с контактом по линии. Кроме того, применяют клапанные устройства, в которых уплотнения металл–полимер обеспечивают высокую степень герметичности при малом контактном давлении. Схемы этого вида бывают различные по форме как полимерной прокладки, так и стального элемента, выполненного в виде конуса, плоскости, шара и т.д.

Одним из видов конструкции РГС являются сальниковые уплотнения. Они используются для уплотнения штуцеров, карманов для термопар, температурных датчиков и т.д. в технологическом оборудовании [6]. В их конструкции используются манжеты или мягкая сальниковая набивка, подобная той, что используется для уплотнения подвижных соединений.

По способу нагружения сопрягаемых поверхностей уплотнителя РГС делятся на соединения принудительного типа и самоуплотняющиеся [7].

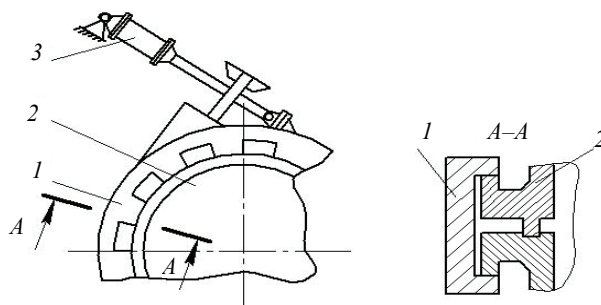


Рис. 6. Байонетное РГС:

1 – кольцо; 2 – крышка; 3 – гидроцилиндр

Типовые соединения принудительного типа представлены (см. рис. 3 *a, б, в*). При сборке соединения крепежные детали и прокладка нагружаются усилием затяжки. При подаче в аппарат рабочей среды под давлением нагрузка на крепежные детали увеличивается, а на прокладку падает. Поэтому общий недостаток разъемных герметичных соединений принудительного типа – высокое значение силы предварительной затяжки крепежных деталей.

Самоуплотняющиеся разъемные соединения характеризуются увеличением нагрузки на уплотняющие поверхности за счет давления уплотняемой среды. В зависимости от ориентации сопрягаемых уплотняющих поверхностей относительно оси уплотняемого разьема такие соединения делят на РГС с осевым самоуплотнением (уплотняющая поверхность перпендикулярна оси аппарата) и радиальным уплотнением (уплотняющая поверхность параллельна оси аппарата).

При наличии самоуплотнения уменьшается или полностью исключается влияние колебаний температуры на герметичность соединения, так как вне зависимости от температурных деформаций элементов соединения его сопрягаемые поверхности нагружаются давлением рабочей среды.

Разъемные герметичные соединения с осевым самоуплотнением в основном используют в аппаратуре, работающей при высоких давлениях и возможных колебаниях температуры. На рис. 7, *a* в качестве примера представлен затвор сосуда высокого давления с осевым самоуплотнением типа Найтроджен [8].

Предварительное нагружение прокладки в этом соединении обеспечивается крепежными шпильками. Сила от давления рабочей среды, действующая на площадь крышки, диаметр которой равен наружному диаметру прокладки, передается через прокладку и нажимной фланец на крепежные шпильки. Интенсивность увеличения нагрузки на прокладку различна для разных стадий повышения давления в аппарате. Сначала при наличии контакта крышки с заплечиком корпуса основная доля силы самоуплотнения разгружает зону их контакта, меньшая часть увеличивает нагрузку на прокладку. Отношение этих сил зависит от отношения жесткостей деталей соединения. После полной разгрузки сопряжения крышка–корпус вся осевая сила идет на увеличение нагрузки на прокладку.

Соединения с осевым самоуплотнением обеспечивают надежную герметичность. К недостаткам такого типа соединений следует отнести сложность его разборки, так как материал относительно узкой прокладки при действии значительной силы от давления рабочей среды затекает в зазоры сопряжения крышка–корпус. При применении упругого уплотнения можно использовать принцип осевого самоуплотнения для создания легко разбираемого и собираемого, например, затвора Уде–Бредтшнейдера [8].

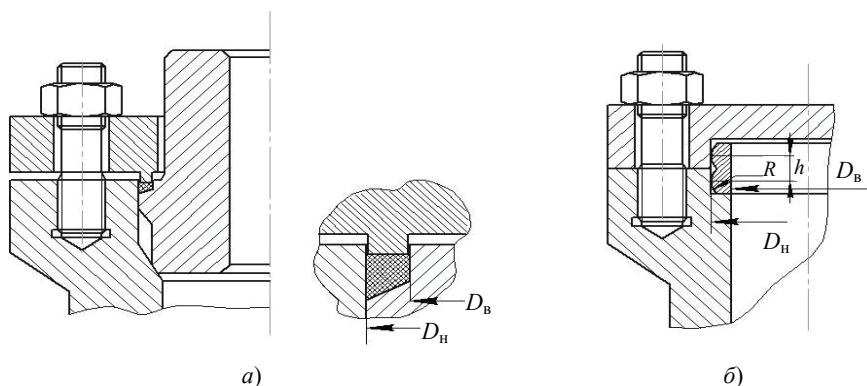


Рис. 7. Разъемные герметичные соединения с самоуплотнением:
a – осевым; *б* – радиальным

В разъемных герметичных соединениях с радиальным самоуплотнением (см. рис. 7, б) предварительное нагружение уплотнителя обеспечивается при его запрессовке в цилиндрические выточки крышки и корпуса [8]. Это соединение требует повышенной точности изготовления уплотнителя и сопрягаемых с ним поверхностей. Кроме того, при повторной сборке соединения обычно необходима замена уплотнителя с индивидуальной его подгонкой, так как возникающие при запрессовке уплотнителя напряжения сдвига приводят к износу не только поверхности уплотнителя, но и сопрягаемых с ними поверхностей фланцев.

Испытывались также разъемные герметичные соединения с радиально-осевым самоуплотнением [7]. В таких соединениях в пазах фланцев установлено стальное кольцо. Вследствие угловой деформации фланцев герметизация осуществляется благодаря как силовому контакту кромки фланца с боковой поверхностью кольца, так и контакту фланца с торцами уплотнителя. Эти соединения по сравнению с другими имеют повышенную степень герметичности за счет большего самоуплотнения и наличия двух зон контакта, большую технологичность изготовления ввиду простоты геометрических форм уплотнителя и кольца фланца, кроме того, допускаемая угловая деформация фланцев определяется только условиями их прочности, что позволяет снизить металлоемкость соединения.

Представленные классы деления РГС тесно переплетаются между собой, так как зависят друг от друга по горизонтали (см. рис. 1, 2). Так, например, фланцевые и муфтовые соединения (см. рис. 1) могут быть принудительного типа и самоуплотняющиеся. Одновременно эти соединения могут быть с мягкой прокладкой или с упругим взаимодействием уплотняющих поверхностей.

Разъемные герметичные соединения – это конструктивный узел, который должен обеспечить герметичность разъема за счет силового контакта его уплотняющих поверхностей. Для расчетов геометрических и силовых параметров РГС применяют различную нормативную документацию. Так, например, герметичность неподвижных разъемных соединений в РД 26-01-168–88 определяется, исходя из условия прочности прокладки, предела смятия ее материала, что неприемлемо для многих уплотнительных материалов, таких как фторопласт-4, терморасширенный графит и др. Если материал прокладки течет, изменяется ее высота и, соответственно, нагрузки на прокладку и крепежные элементы, что приводит к разгерметизации соединения в рабочих условиях.

В другом нормативном документе – РД 26-15–88 приводится методика расчета неподвижного разъемного соединения на герметичность, в частности, с мягкими неметаллическими прокладками на основе учета податливостей элементов соединения. Удельная нагрузка, при которой соединение считается герметичным в рабочих условиях, здесь не определяется. В методике расчета приводится только проверка получаемой удельной нагрузки на прокладку, которая не должна превышать допустимого значения разрушения материала прокладки. В методике расчета дана таблица с указанием рекомендуемых удельных нагрузок для различных материалов прокладок для создания герметичного соединения при 20 °С и предельных (допускаемых) значений. Так, например, для фторопласта-4 рекомендуется удельная нагрузка на прокладку $q = 20$ МПа, а допустимое значение $[q] = 40$ МПа. В соответствии с результатами наших исследований рекомендации по фторопласту-4, приведенные в РД 26-15–88, завышены в несколько раз. Подобный подход наблюдается и в новом ГОСТ Р 52857.4–2007 [9].

Существенный вклад в совершенствование методологии расчета разъемных соединений внесли русские ученые Л.П. Карасев, О.В. Румянцев, А.Д. Домашнев, В.Д. Продан, В.К. Погодин и др. Они, учитывая совместность деформации элементов соединения в рабочем состоянии, впервые показали связь между максимальной нагрузкой на элементы соединения и его герметичностью и получили

универсальные расчетные выражения [7, 8, 10]. Ими был разработан метод расчета с учетом податливости отдельных элементов соединения, широко используемый сегодня в мировой практике.

Расчет сводится к решению уравнения

$$[Q] \leq Q_{\text{п}} = Q_3 + \xi p + \Delta Q_t - \int v(\tau) d\tau, \quad (1)$$

где $[Q]$ и $Q_{\text{п}}$ – усилия герметизации и нагрузка на прокладку в рабочих условиях соответственно, МН; Q_3 – сила затяжки крепежных элементов, МН; ξ – степень самоуплотнения (для соединений принудительного типа принимает знак минус, для самоуплотняющихся соединений – плюс); p – давление уплотняемой среды, МПа; ΔQ_t – изменение нагрузки на элементы соединения, вызванное изменением температуры элементов соединения, МН; $v(\tau) = \Delta Q/\tau$ – скорость падения нагрузки на детали соединения ΔQ в единицу времени τ , МН/ч.

$$[Q] = Fkp \quad \text{или} \quad [Q] = Lk_1 p,$$

где $k = [q]/p$ или $k_1 = [q_1]/p$ – прокладочный коэффициент; F, L – площадь и длина контакта соответственно. Критерий герметичности $[q]$ применяют для уплотняющих поверхностей с относительно большой шириной контакта, а также для уплотнений с пластической прокладкой. Критерий герметичности $[q_1]$ используют при относительно малой ширине зоны контакта уплотняющих поверхностей (линзовые соединения, соединения с овальными уплотнительными кольцами и др.), а также при сопряжении конических уплотняющих поверхностей. В этом случае, вследствие неизбежных угловых отклонений каждой из сопрягаемых поверхностей удельная нагрузка неравномерно распределяется по ширине контакта этих поверхностей. Поэтому вся нагрузка $[Q]$ на конические уплотняющие поверхности сосредоточивается по периметру среднего диаметра их зоны контакта.

Предварительная нагрузка Q_3 , создаваемая при сборке соединения, определяется по выражению

$$Q_3 = [Q] - \xi p - \Delta Q_t + \int_0^{\tau} v(\tau) d\tau.$$

Из выражения (1) следует, что герметичность соединения $[Q]$ зависит от усилия предварительного нагружения уплотнителя Q_3 , давления p и температуры рабочей среды t , времени эксплуатации τ и конструкции соединения ξ или α .

В качестве примера на рис. 8. представлена силовая диаграмма фланцевого соединения (см. рис. 3, а) принудительного типа с мягкой прокладкой. В этом случае усилия на болты и прокладку определяются выражениями:

$$Q_{\text{б}} = Q_3 + (1 - \alpha) Q_{\text{Г}}; \quad Q_{\text{п}} = Q_3 - \alpha Q_{\text{Г}},$$

где α – коэффициент жесткости соединения, $\alpha = \Sigma \lambda_{\text{б}} / (\Sigma \lambda_{\text{б}} + \Sigma \lambda_{\text{п}})$, в которое входят значения коэффициентов осевой податливости элементов соединения, зависящие от модуля упругости материала элементов:

$$\lambda_{\text{б}} = \frac{l_{\text{б}}}{E_{\text{б}} f_{\text{б}} Z_{\text{б}}}; \quad \lambda_{\text{п}} = \frac{h_{\text{п}}}{E_{\text{п}} f_{\text{п}}}, \quad (2)$$

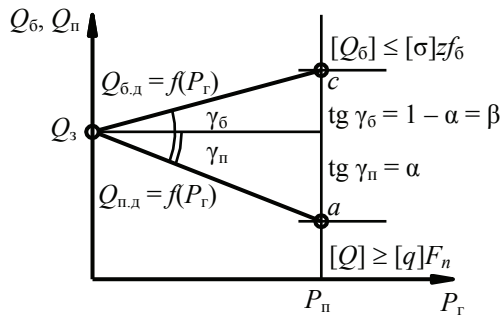


Рис. 8. Силовая диаграмма разъемного соединения

где l_b, h_p, f_b, f_p – осевые размеры и площади поперечного сечения деталей системы «болта» (индекс «б») и системы «прокладка» (индекс «п»), м и м², соответственно; Z_b – количество болтов; E_b, E_p – модули упругости болтов и прокладки, МПа.

В соединениях с принудительным уплотнением к системе «болта» относятся детали, нагрузка на которые растет в рабочих условиях, к системе «прокладки» – падает.

Точка a (см. рис. 8) характеризует величину нагрузки на прокладку $Q_{п,д}$ при заданном давлении, при котором соединение считается герметичным, $[q]$ – минимальная удельная нагрузка герметизации соединения. Точка c – величину нагрузки $Q_{б,д}$ в рабочих условиях (максимально возможную исходя из условия прочности $[\sigma]$ крепежных деталей).

При грамотно выполненном расчете соединения и правильно выбранной силе затяжки точки a и c лежат на одной вертикальной прямой, соответствующей абсциссе рабочего давления, что характерно при максимальной работоспособности соединения.

Таким образом, интенсивность изменения нагрузки на детали разъемного, герметичного соединения принудительного типа определяется коэффициентом жесткости соединения α (тангенсом угла наклона линии $Q_3 - a$) или коэффициентом основной нагрузки β (тангенсом угла наклона линии $Q_3 - c$) [8]. В общем случае коэффициенты α, β и ξ характеризуют конструкцию соединения и дают возможность не только оценить, но и предварительно задать при конструировании изменение нагрузки на крепежные детали и прокладку. Связь между α и ξ

$$\alpha = \frac{\sum \lambda_b}{\sum \lambda_b + \sum \lambda_p} = \frac{4\xi}{\pi D_{cp}^2}, \quad (3)$$

где D_{cp} – средний диаметр прокладки, м.

Изменение температуры уплотняемой среды также отражается на герметичности соединения из-за разности температурных деформаций элементов соединения [7, 8]

$$\Delta Q_t = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i l_i \Delta t_i - \sum_{j=1}^k \varphi_j l_j \Delta t_j}{\sum_{i=1}^n \lambda_i + \sum_{j=1}^k \lambda_j}.$$

Индексы i и j относятся к элементам соединения, подверженным соответственно сжимающим и растягивающим напряжениям. Здесь φ – коэффициент термического расширения материала рассматриваемой детали, град⁻¹; l – расчетная

длина (толщина) рассматриваемой детали, м; Δt – изменение температуры рассматриваемой детали, °С.

Изменение температуры уплотняемой среды также может отразиться на герметичности соединения из-за изменения свойств самой среды. Величина утечки уплотняемой среды (жидкости) зависит от ее вязкости, а для газовых сред (при молекулярном режиме течения) – от длины свободного пробега молекулы. Значение вязкости зависит от температуры. С увеличением температуры вязкость жидкостей падает, вязкость газовых сред растет. Следовательно, с увеличением температуры величина утечки уплотняемой жидкости растет, а величина утечки газа падает (при ламинарном режиме течения). При молекулярном течении газа повышение его температуры также приводит к снижению утечки из-за увеличения скорости движения молекул (длины свободного пробега молекулы).

Скорости падения нагрузки в соединении в результате релаксации напряжения в j -й детали [7]

$$v(\tau) = \Delta Q / \tau = \sum_{j=1}^k B_j(\tau) q_j^{mj} / \left(\sum_{z=1}^n \lambda_z \right) / \left(\sum_{z=1}^n h_z \right), \quad (4)$$

где k – количество релаксируемых деталей соединения; n – общее количество деталей в соединении.

В выражении (4) ΔQ – падение нагрузки на элементы соединения за время эксплуатации от $\tau = 0$ до $\tau = \tau$, где τ – время эксплуатации очередной ревизии соединения.

Общий подход к расчету на герметичность неподвижных разъемных соединений, работающих под давлением, основан на определении усилий, воспринимаемых деталями соединения при затяжке и в рабочих условиях (под давлением) с учетом их совместной деформации.

Таким образом, для проведения силового анализа неподвижного РГС и определения его геометрических параметров необходимо знать такие характеристики, как модуль упругости, характер ползучести материалов составляющих его элементов. Модуль упругости необходим для определения коэффициентов осевой податливости (2) и степени самоуплотнения или коэффициента жесткости (3). Знание этих коэффициентов необходимо для решения основного уравнения герметичности разъемного соединения (1). В применяемых расчетах соединений на прочность и герметичность геометрические параметры отдельных элементов и их податливости принимаются постоянными, независимыми от величины и вида нагружения, что для некоторых материалов принципиально неверно [11].

При расчете подвижных РГС учитывается, что при сборке и затяжке сальникового уплотнения под действием осевой силы происходит сжатие набивки и ее смещение относительно замыкающих поверхностей камеры сальника и уплотняемой детали. При этом сжатию набивки препятствует внутреннее трение ее материала, а в зоне контакта набивки с замыкающими ее поверхностями возникает сила трения. На компенсацию влияния этого суммарного трения затрачивается часть приложенной осевой силы. Вследствие этого осевая удельная нагрузка q_z по длине набивки z уменьшается согласно уравнению [6]:

$$q_z = q_0 \exp\left(\frac{-2fk'z}{b}\right), \quad (5)$$

где f – коэффициент трения набивки о замыкающие ее поверхности; k' – коэффициент бокового давления (отношение радиальной нагрузки на набивку q_r к осевой q_z); b – ширина набивки, м; q_0 – удельная нагрузка на верхний слой набивки.

По выражению (5) определяется усилие затяжки сальника q_0 . Принято, что при длине сальника $z = L$ $q_z = q_L = p$, где p – давление среды в аппарате. Но герметичность уплотнения обеспечивается за счет удельной нагрузки герметизации $[q]$ сальниковой набивки на уплотняемые поверхности вала, штока и камеры сальника. Поэтому надо принимать $q_L = [q]/k'$.

С увеличением длины набивки увеличиваются потери подводимой мощности N_T на трение подвижной детали о набивку. Так, при вращении вала

$$N_T = \pi^2 d^2 h k' q_{cp} n f,$$

где n – число оборотов вала, мин; q_{cp} – усредненное значение удельной осевой нагрузки, МПа. При возвратно-поступательном движении штока

$$N_T = \pi d h k' f q_{cp} v_{cp}.$$

где v_{cp} – средняя скорость движения штока, м/с.

Ширину набивки b следует выбирать из условия максимальной допускаемой нагрузки σ на набивку, причем $\sigma \geq q_0$.

Щелевые и лабиринтные уплотнения рассчитывают по значению допускаемой утечки газа G , кг/с, которое можно найти по выражению

$$G = \gamma \pi D \delta \left[\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{P_1 V_1 z} \right]^{1/2},$$

где γ – коэффициент расхода; V_1 – удельный объем газа пред уплотнением, м³; D – диаметр вала, м; δ – зазор между втулкой и валом, м; z – число лабиринтов.

Величина утечки уплотняемой жидкости (при ламинарном режиме течения) W , м³/с, находится по формуле

$$W = \frac{\pi D \delta^3 (P_1 - P_2)}{12 \mu L},$$

где μ – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды, м²/с.

Работа гидродинамических уплотнений связана с затратами энергии. Так, мощность, потребляемая винтоканавочным уплотнением,

$$N = W \Delta P,$$

а центробежным

$$N = 0,308 \pi r \omega^2 R^4 (v \omega)^{1/2},$$

где ΔP – перепад давления между входным и выходным участками винта уплотнения, МПа; v – кинематический коэффициент вязкости уплотняемой среды, м²/с; ρ – плотность, кг/м³; ω – угловая скорость вращения вала, с⁻¹; R – внешний радиус диска уплотнения, м.

При разработке РГС оборудования необходимо учитывать следующие общие требования: обеспечение необходимой герметичности в рабочих условиях; максимальная простота конструкции, обеспечивающая удобство и легкость изготовления и монтажа, возможность многократного использования; достаточная механическая прочность; минимальная относительная масса.

Кроме общих, нужно учитывать требования, определяемые конкретными условиями эксплуатации оборудования, например, работой при циклических нагружениях давлением среды, сохранением герметичности при значительных колебаниях температуры при работе с агрессивными веществами и т.д.

При совершенствовании и разработке РГС необходимо тщательно подбирать материалы уплотнителей и проводить расчеты на герметичность с учетом физико-механических свойств всех деталей соединения. В современных методах расчета много коэффициентов, которые определяются экспериментально для каждого конкретного материала, причем банк данных по их значениям в настоящее время не очень большой. Часто требуется проводить дополнительные эксперименты для получения какого-то коэффициента для определенного материала.

При разработке конструкции РГС с пластичной прокладкой, надо определять ее ширину, способ и зону размещения между охватываемыми ее деталями. Стремиться к уменьшению нагрузки на прокладку при сборке соединения, например, устанавливать параллельно прокладке кольцо бóльшей жесткости, которое при сборке соединения нагрузку больше удельной нагрузки герметизации принимает на себя. Необходимо использовать эффект самоуплотнения.

При сборке и ремонте РГС необходимо пользоваться устройствами, фиксирующими силу затяжки соединения, которая должна быть строго расчетной. Необходимо использовать нормализованные режимы затяжки, то есть порядковую и силовую последовательности нагружения крепежных элементов. Необходимо точно соблюдать график технологических осмотров и ремонтов, который учитывает время эксплуатации оборудования и промежутки времени, через которые необходимо проводить осмотр крепежных деталей соединения.

Список литературы

1. Bierl, A. Zeckraten von Dichtelementen / A. Bierl // Chemie – Ingenieur – Technik. – 1977. – Vol. 49, No. 2. – P. 89–95.
2. Общесоюзный классификатор. Высшие классификационные группировки, промышленная и сельскохозяйственная продукция 175044 / Госплан СССР. – М. : Статистика, 1977. – 813 с.
3. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л.А. Кондаков [и др.] ; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1994. – 448 с.
4. Продан, В.Д. Влияние условий размещения прокладки между фланцами на ее осевую податливость / В.Д. Продан, Г.В. Божко // Хим. и нефтегаз. машиностроение. – 2009. – № 12. – С. 27–28.
5. Погодин, В.К. Разъемные соединения и герметизация в оборудовании высокого давления / В.К. Погодин ; под ред. А.М. Кузнецова. – Иркутск : Иркутская областная типография № 1, 2001. – 406 с.
6. Разъемные соединения с фторопластовыми уплотнениями : справочник / В.Д. Продан [и др.]. – М. : Тривола, 1995. – 180 с.

7. Продан, В.Д. Техника герметизации разъемных неподвижных соединений / В.Д. Продан. – М. : Машиностроение, 1991. – 160 с.
 8. Румянцев, О.В. Оборудование цехов синтеза высокого давления в азотной промышленности / О.В. Румянцев. – М. : Химия, 1970. – 375 с.
 9. ГОСТ Р 52857.4–2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. – Введ. 2008–04–01. – М. : Стандартинформ, 2008. – 41 с.
 10. Карасев, Л.П. Экспериментальное исследование изменений усилий во фланцевом соединении под действием внешних нагрузок / Л.П. Карасев, Л.Г. Ротницкая // Хим. машиностроение. – 1964. – № 1. – С. 21–28.
 11. Божко, Г.В. Влияние вида нагружения на деформационные характеристики прокладки из фторопласта-4 / Г.В. Божко // Хим. и нефтегаз. машиностроение. – 2007. – № 12. – С. 32–34.
-

Split Hermetical Compounds

G.V. Bozhko

*Department of UNESCO “Wholesome Production Engineering”
Moscow State University of Engineering Ecology;
hitema@npp-htm.ru*

Key words and phrases: classification; construction; calculation method; hermetical ability; motionless compounds; pliability; mobile compounds; condensing surfaces.

Abstract: Hermetical ability of split hermetical compounds of technological equipment depends on their construction, physical and mechanical properties of the materials of construction elements, their condensing surfaces, condensed sphere pressure and temperature conditions, etc. Split hermetical compounds (SHC) are primarily subdivided into mobile and immobile ones. Suggestions on their classification have been developed and submitted. Some aspects concerning SHC calculation methods have been considered as well as the recommendations on their upgrading and development have been given.

Trennbare luftdichte Koppelungen

Zusammenfassung: Die Luftdichtheit der trennbaren Koppelungen der technologischen Ausrüstung hängt von ihrer Konstruktion, den physikalisch-mechanischen Eigenschaften der die Konstruktion der Elementen bildenden Stoffe, dem Zustand ihrer verdichtenden Oberflächen, dem Druck und der Temperatur des verdichtenden Mediums ab. Die trennbaren luftdichten Koppelungen (TLK) werden auf bewegliche und unbewegliche geteilt. Es sind die Vorschläge nach ihrer Klassifikation erarbeitet. Es ist eine Reihe von den Fragen der modernen Methoden der Berechnung der TLK betrachtet und sind die Empfehlungen für ihre Vervollkommnung angegeben.

Assemblages hermétiques séparables

Résumé: L'herméticité des assemblages séparables de l'équipement technologique dépend de leur construction, des propriétés physiques et mécaniques des matériaux composant la construction des éléments, de l'état de leurs surfaces obturantes, de la pression et de la température du milieu obturant, etc. Les assemblages hermétiques séparables (AHS) sont d'abord subdivisés sur ceux mobiles et immobiles. Sont élaborées et présentées les propositions sur leur classification. Est examinée une série des questions concernant des méthodes modernes du calcul des AHS et sont données les recommandations sur leur perfectionnement et leur conception.

Авторы: *Божко Григорий Вячеславович* – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры ЮНЕСКО «Техника экологически чистых производств», ГОУ ВПО «Московский государственный университет инженерной экологии».

Рецензент: *Ткачев Алексей Григорьевич* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Техника и технологии производства нанопродуктов», ГОУ ВПО «ТГТУ».
