

Б. Х. Аврущенко

РЕЗИНОВЫЕ УПЛОТНИТЕЛИ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ХИМИЯ»
Ленинградское отделение · 1978

Аврущенко Б. Х.

Резиновые уплотнители. Л., «Химия», 1978.

В книге рассмотрены различные резиновые уплотнители; описаны методы их конструирования, расчета и определения долговечности; рассмотрены особенности выбора уплотнителей для герметизации вакуума и жидких агрессивных сред.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, связанных с конструированием, изготовлением и эксплуатацией уплотнителей. Кроме того, может служить пособием для студентов вузов, учащихся техникумов, специализирующихся по расчету и конструированию резинотехнических изделий.

136 стр., 89 рис., 22 табл., список литературы 57 ссылок.

А $\frac{31411-062}{050(01)-78}$ 62-78

Редактор Л. В. Егорова
Техн. редактор З. Е. Маркова
Корректор А. А. Борисенкова

ИБ № 298

М-13598. Сдано в наб. 17/VI 1977 г. Подп. в печ. 24/X 1977 г.
Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Бумага тип. № 1. Усл. печ. л. 8,5.
Уч.-изд. л. 8,45. Тираж 6400 экз. Зак. 624. Изд. № 658.
Цена 45 коп.

Издательство «Химия», Ленинградское отделение, 191186, Ленинград,
Д-186, Невский пр., 28

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградская типография № 2
имени Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном
комитете Совета Министров по делам издательства, полиграфии
и книжной торговли. 198052, Ленинград, Л-52, Измайловский пр., 29.

© Издательство «Химия», 1978

В Ленинградском филиале НИИ резиновой промышленности наряду с разработкой рецептур и технологии изготовления резин и резинотехнических изделий проводится комплекс работ по созданию и исследованию конструкций резиновых уплотнителей для различных отраслей машиностроения.

Теоретические разработки и многолетний практический опыт привели к созданию ряда новых и оптимизации существующих конструкций резиновых уплотнителей. Тщательное изучение механизма работы, разработка методов расчета работоспособности и прогнозирования долговечности уплотнительных узлов, проведенные в достаточно большом объеме, позволили внедрить в промышленность многие виды резиновых уплотнителей, работоспособных в течение 10—15 лет без необходимости их замены. При этом уже доказано, что эти сроки не являются предельными.

Однако сложилось несоответствие между достигнутыми результатами, с одной стороны, и уровнем их систематизации, обобщения и доведения до широкого круга заинтересованных специалистов резиновой промышленности и смежных отраслей, с другой.

Предлагаемая книга — первый шаг на пути устранения указанного несоответствия в отношении достигнутых результатов. В ней обобщены и систематизированы результаты работ, выполненных автором совместно с Л. А. Акопяном, М. В. Вакориной, И. В. Дамаскиным, А. П. Езжевым, А. И. Ерченковым, Н. Г. Колядиной, В. П. Никифоровым, Б. В. Ратнером, Г. Р. Хачатряном, которым автор выражает глубокую признательность.

В современных машинах, аппаратах и приборах нашли широкое применение пневматические, гидравлические и вакуумные системы, функционирование которых связано с надежной герметизацией полостей с различной средой или давлением.

В качестве герметизирующих элементов используют различного рода уплотнители из металла, пластмассы, кожи, резины и других материалов. Резина, обладающая такими необходимыми для уплотнителей свойствами, как эластичность, долговечность, коррозионностойкость, простота в изготовлении и экономичность, занимает одно из первых мест в качестве конструкционного материала.

Резиновые уплотнители прочно вошли в конструкции современных самолетов, судов, автомобилей и тракторов, насосов и трубопроводной арматуры, контрольно-измерительных приборов и т. д.

Широта использования резиновых уплотнителей выдвинула перед их создателями высокие требования по эксплуатационным и качественным показателям как материала, так и конструкции уплотнителей. От резиновых уплотнителей требуют сохранения работоспособности в контакте с различными средами (от инертных газов до высококонцентрированных кислот, с хладагентами и теплоносителями, с маслами и топливами) в диапазоне температур от минус 60 до плюс 300 °С, при давлениях от тысяч атмосфер до глубокого разрежения, при фрикционном, ударном и вибрационном воздействиях. Резиновые уплотнители не должны вызывать коррозию контактирующих с ними материалов, не выделять вредные для человека вещества. Продолжительность работы уплотнителей измеряется десятками лет, сотнями тысяч километров пробега машин, миллионами циклов нагружения.

Подобный набор требований не может быть обеспечен одним материалом и одной универсальной конструкцией уплотнителя. Поэтому существует большой ассортимент каучуков и ингредиентов [1], используемых резиновой промышленностью для производства уплотнителей, и еще большая номенклатура типов и размеров уплотнительных деталей и сборочных единиц, выпускаемых заводами РТИ.

[История производства и применения резиновых уплотнителей насчитывает более 100 лет. Однако глубокое изучение и научная разработка принципов их конструирования начались не многим более четверти века назад. Еще и сейчас многие практические задачи герметизации решаются с помощью длительного и трудоемкого эксперимента, сдерживающего темпы создания машины в целом.]

Вместе с тем накопленный в отечественной практике материал не получил требуемого обобщения и достаточной систематизации, способствующих его использованию при новом проектировании. Известная литература [2—6] содержит лишь краткие сведения о методах конструирования, расчета и условиях применения многих типов резиновых уплотнителей.

Конструктор машины при проектировании уплотнительного соединения, как правило, стремится подобрать известный резиновый уплотнитель, проверенный в предшествующих проектах, серийно выпускаемый промышленностью. При этом не всегда принимается во внимание недопустимость даже незначительных, на первый взгляд, изменений сопрягаемых деталей, кинематики механизма, величины герметизируемого давления и т. д.

Безусловно, основную роль в герметизации того или иного соединения выполняет резиновый элемент, входящий в его конструкцию. Он воспринимает на себя избыточное давление, действие среды и температуры, различных видов нагружения. Однако резиновый элемент работает в непосредственном контакте с другими элементами уплотнительного соединения. Поэтому от их согласованной конструкции во многом зависит работоспособность системы в целом. Один и тот же резиновый уплотнитель в зависимости от конкретных условий его применения требует различного подхода к конструированию сопряженных деталей. На это не всегда обращают внимание проектиранты машин и авторы работ, посвященных уплотнительным устройствам.

С другой стороны, [разнообразие типов уплотнителей, являющееся результатом недостаточной унификации и стандартизации материалов, конструкций, мест установки и условий применения уплотнителей, затрудняет их выбор. Одной из причин недостаточной унификации является трудность классификации уплотнителей. Последнее связано с наличием нескольких существенных признаков, по которым приходится классифицировать уплотнители: функциональное назначение, конструкция, материал, род уплотняемой среды, способ изготовления и др.]

↓ По функциональному назначению уплотнители могут быть разделены на ряд классов.

1. Уплотнители неподвижных соединений, работающие при осевом и радиальном сжатиях и при радиальном растяжении.

2. Уплотнители подвижных соединений с возвратно-поступательным, вращательным, вращательно-колебательным и винтовым движением.

3. Уплотнители периодического действия.

Классифицируя уплотнители по конструктивному признаку, из всего многообразия можно выделить следующие основные типы:

1. Кольцевые прокладки прямоугольного и квадратного, круглого и овального, трапецеидального и Т-образного, Х-образного, П-образного и других сечений.

2. Прокладки различного сечения со сложной формой периметра: прямоугольной, овальной, трапецеидальной, треугольной и т. п.

3. Манжеты V-образного профиля.

4. Шевронные уплотнители.

5. Манжеты с металлической арматурой (сальники)

6. Резинометаллические клапаны.

7. Мембраны.

8. Трубчатые уплотнители.

9. Пластины, диски и пр.

По роду герметизируемой среды уплотнители можно разделить на следующие виды:

1. Уплотнители газообразных сред.

2. Уплотнители жидких сред (физически агрессивных, химически агрессивных).

3. Уплотнители вакуума.

Используя при дальнейшем изложении материала приведенную классификацию, рассмотрим общие признаки и частные случаи конструирования, расчета и применения основных типов резиновых уплотнителей.

МЕХАНИЗМ РАБОТЫ РЕЗИНОВЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

ОСНОВЫ УПЛОТНЕНИЯ

Герметизация любого соединения, в котором действует избыточное давление или разрежение, заключается в надежном перекрытии зазоров между двумя сопрягаемыми поверхностями. Наличие зазоров либо необходимо в силу конструктивных причин, либо неизбежно вследствие поля допусков на размеры сопрягаемых элементов, допускаемых отклонений от их формы, заданной шероховатости их поверхностей. Величина этих зазоров может колебаться от долей до нескольких миллиметров и в процессе эксплуатации соединения не остается постоянной. Зазоры могут увеличиваться и уменьшаться вследствие деформации элементов соединения под действием избыточного давления, износа и приработки трущихся поверхностей, коррозионного разрушения, а также по другим причинам.

Добиться надежного перекрытия зазоров без нарушения функционального назначения того или иного соединения — сложная техническая задача, решаемая различными способами. Одним из таких способов является контактный метод герметизации, заключающийся в установке между сопрягаемыми поверхностями вспомогательного элемента из более мягкого материала, способного заполнять имеющиеся зазоры, перекрывая доступ через них избыточного давления среды из одной полости в другую. Очевидно, чем выше податливость такого материала, тем более полно он перекроет зазоры и создаст более надежную герметизацию. Однако такой материал не должен вытекать из зазоров под действием избыточного давления, не должен разрушаться вследствие механического воздействия. Кроме того, он должен самопроизвольно «следить» за возможными случайными и закономерными изменениями величины зазора.

Таким образом, наряду с податливостью материал уплотнительного элемента должен обладать высокой механической прочностью, упругостью, способностью к значительным обратимым деформациям, т. е. высокой эластичностью. Общая деформация ϵ^* такого материала складывается из трех составляющих: обратимой высокоэластической, необратимой пластической и упругой, т. е.:

$$\epsilon^* = \epsilon_{эл} + \epsilon_{пл} + \epsilon_{упр}$$

В зависимости от конкретных условий применения уплотнителя в материале, из которого он изготовлен, может преобладать одно из указанных свойств, т. е. доля каждого слагаемого в приведенном выражении будет различной.

Вулканизованная резина является материалом с ярко выраженной высокоэластичностью, т. е. способностью значительно и обратимо изменять форму и размеры под действием внешних сил. Это свойство резины делает ее одним из основных конструкционных материалов для контактных уплотнительных пар практически любых видов соединений.

Перекрытие резиной зазоров между уплотняемыми поверхностями происходит в результате их взаимодействия на некоторой площади фактического контакта. Для создания плотного контакта уплотнитель должен быть деформирован на величину

$$e = (h_0 - h)/h_0$$

где h_0 и h — размеры уплотнителя в направлении деформации соответственно до и после деформирования.

При деформации резиновый уплотнитель сравнительно легко принимает форму отведенного под его установку объема, заполняя зазор и микрозазоры между сопряженными с ним поверхностями (рис. 1).

В результате приложения внешней силы Q , необходимой для деформации уплотнителя, на контакте развивается некоторое условное напряжение $f = Q/S_0$, где S_0 — геометрическая площадь контакта недеформированного уплотнителя. Принимая, что резина при деформации не изменяет своего объема, имеем

$$S_0 h_0 = S_n h \text{ или } S_n = S_0 h_0 / h = S_0 / \lambda$$

где $\lambda = h/h_0$ — кратность деформации (для сжатия $\lambda = 1 - e$); S_n — площадь номинального контакта деформированного уплотнителя.

Тогда истинное контактное напряжение σ , развиваемое на контакте, составит:

$$\sigma = Q/S_n = Q\lambda/S_0 = f\lambda$$

Напряжение является функцией степени деформации уплотнителя и структуры резины. Для резины связь между напряжением и деформацией не линейна практически во всем диапазоне деформаций.

Экспериментальные исследования наполненных и ненаполненных резин в различных видах напряженного состояния [7, 8] показали, что для практических расчетов резиновых деталей наиболее применимо уравнение Бартенева — Хазановича, имеющее для одноосной деформации вид:

$$\sigma = A \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - \lambda \right) \quad (1)$$

В указанном уравнении постоянная A зависит от структуры материала и имеет размерность и физический смысл высокоэластического модуля резины. Для инженерных расчетов можно принять $A = \frac{2}{3}E$, где E — высокоэластический статический модуль резины, определяемый по ГОСТ 11053—64.

Механические свойства резины (модуль), величина и время приложения нагрузки (контактное напряжение) определяют

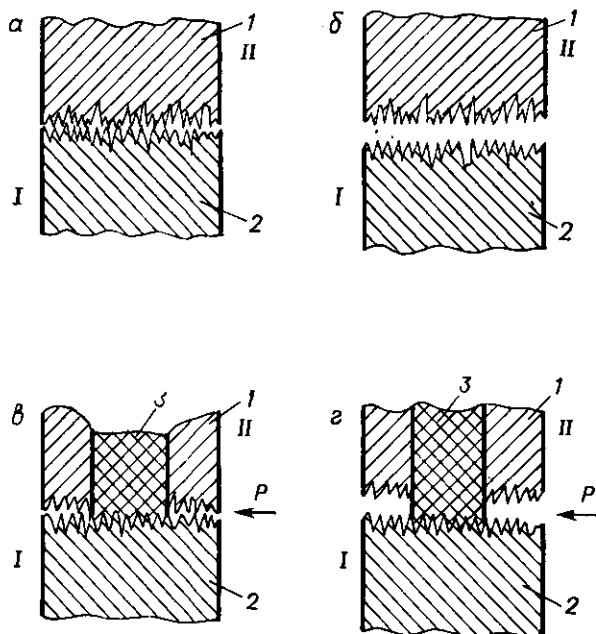


Рис. 1. Схема работы резинового уплотнителя:

а, б — сопряжения без уплотнителя; *в, г* — сопряжения с уплотнителем; *а, в* — сопряжения с плотной посадкой; *б, г* — сопряжения с гарантированным зазором;

1, 2 — уплотняемые поверхности; *3* — резиновый уплотнитель; *I, II* — полости, разделяемые уплотнителем; *P* — направление действия уплотняемого давления.

величину площади контакта. Площадь фактического контакта [9] определяется из соотношения

$$S_{\Phi} = S_{\Pi} \left(1 - e^{-\frac{j}{E} \sigma} \right)$$

где j — коэффициент, характеризующий параметры шероховатости поверхности.

Однако имеется большое число других факторов, влияющих на образование и изменение площади контакта, т. е. на уровень герметизации. Выявление этих факторов и их влияния на герметизацию составляет сущность исследований механизма работы резиновых уплотнителей, а их учет является

определяющим при выборе материала и конструкции уплотнителя.

Следует различать две группы факторов, от которых зависит герметизация соединения.

1. Факторы, определяющие работоспособность уплотнителя, т. е. способность к одноразовому или непродолжительному функционированию.

2. Факторы, определяющие долговечность уплотнителя, т. е. способность к многократному или длительному функционированию.

Первоначально рассмотрим основные факторы первой группы. Как было отмечено, процесс герметизации заключается в достижении определенной степени перекрытия микрозазоров резиной, т. е. в образовании некоторой поверхности контакта. Чем более развита эта поверхность, тем меньше вероятность разгерметизации соединения. Следовательно, факторы, способствующие образованию поверхности контакта, положительно влияют на работоспособность уплотнителя. Факторы, препятствующие образованию или способствующие разрушению поверхности контакта, приводят к снижению или потере работоспособности уплотнителя. Как будет показано далее, одни и те же факторы в зависимости от конкретных условий по-разному влияют на работоспособность уплотнителя.

Анализ механизма работы различных уплотнительных соединений позволил выделить основные конструктивные и эксплуатационные факторы, определяющие их работоспособность:

1. Тип уплотняемого соединения.
2. Рельеф уплотняемой поверхности.
3. Величину герметизируемого давления.
4. Вид герметизируемой среды.
5. Воздействие низких температур.

ВЛИЯНИЕ ТИПА СОЕДИНЕНИЯ

Принципиально возможны два типа соединения: неподвижное, в котором контактирующие поверхности не совершают относительного перемещения, и подвижное, в котором контактирующие поверхности совершают какое-либо относительное перемещение. Первый тип соединения реализуется при уплотнении фланцев трубопроводов и арматуры, при их бесфланцевом сочленении, при герметизации радиальных зазоров между неподвижными элементами различных устройств и т. п. Второй тип соединения широко известен в машинах и приборах с возвратно-поступательным движением штока или поршня относительно цилиндра, в устройствах с вращающимся валом или штоком, совершающим винтовое движение. Имеются соединения, в которых уплотняемые поверхности перемещаются навстречу друг другу и т. д.

Соответствующим подбором материала и конструкции уплотнителя можно добиться полного перекрытия микрозазоров

в любом типе соединения. Однако, если в неподвижном соединении это перекрытие не зависит от кинематики герметизируемого узла, то в подвижном они взаимосвязаны.

Чтобы образовать достаточно плотный контакт и развитую контактную поверхность, необходимо приложить значительную нагрузку. Созданные при этом нормальные к поверхности контактные напряжения приведут к возникновению силы трения $T = \mu_{\text{тр}} \sigma \cdot S_{\text{н}}$, где $\mu_{\text{тр}}$ — коэффициент трения пары резина — металл. При этом величина силы трения может достигнуть столь большого значения (имеется в виду сухое трение), что для ее преодоления в подвижном соединении может не хватить мощности привода, либо уплотнитель будет разрушен при первом же перемещении. В реальных условиях при наличии смазки относительное перемещение контактных поверхностей приведет к изменению условий контакта: последний будет непрерывно разрушаться и возникать вновь на другом участке движущейся поверхности.

Степень заполнения резиной микронеровностей движущейся поверхности зависит от того, насколько быстро резина будет «следить» за непрерывно меняющимся профилем поверхности контртела. При заданных размерах микронеровностей и скорости перемещения уплотняемой поверхности степень заполнения резиной этих неровностей зависит от скорости восстановления деформированной резины. Каждая марка резины характеризуется собственной скоростью восстановления, зависящей от типа каучука и рецептурного состава.

Скорость восстановления деформированной резины является величиной конечной, поэтому при различной скорости перемещения штока одной и той же резиной будет достигаться разная степень заполнения впадин микронеровностей уплотняемой поверхности. Исследуя герметизирующую способность уплотнителей соединений с возвратно-поступательным движением, Г. Р. Хачатрян [10] показал, что для уплотнителей одной конструкции, но из разных резин, произведение удельной утечки G и скорости восстановления резины $v_{\text{в}}$ есть величина постоянная:

$$G v_{\text{в}} = \text{const}$$

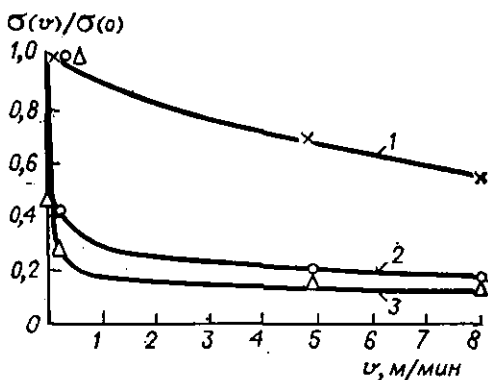


Рис. 2. Зависимость степени заполнения микронеровностей от скорости перемещения уплотняемой поверхности резиной с различной скоростью восстановления (в м/с): 1—3,2; 2—2,0; 3—1,3.

Это значит, что чем больше скорость восстановления резины, тем выше герметичность подвижного соединения, так как при этом выше степень перекрытия микронеровностей движущейся поверхности контртела.

Степень заполнения резиной микронеровностей движущейся поверхности можно косвенно охарактеризовать через отношение $\sigma(v)/\sigma(0)$ контактных напряжений, измеренных при движущейся со скоростью v и неподвижной $v = 0$ уплотняемой поверхности (рис. 2).

Чем меньше скорость восстановления резины, тем больше спад контактного напряжения при малых скоростях перемещения штока, что связано с неполным перекрытием микронеровностей движущейся поверхности. С увеличением скорости перемещения резины (кривые 2 и 3) (см. рис. 2) с меньшей скоростью восстановления не обеспечивают заполнения рельефа контактной поверхности, в то время как другая резина (кривая 1) даже при больших скоростях движения обеспечивает определенное заполнение микронеровностей движущейся поверхности контртела.

Следовательно, в подвижном соединении практически невозможно добиться полного перекрытия микрозазоров — всегда окажется некоторая негерметичность. Задача конструирования уплотнительного узла в этом случае состоит в том, чтобы свести ее к минимуму.

ВЛИЯНИЕ РЕЛЬЕФА УПЛОТНЯЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Различают два вида рельефа уплотняемой поверхности: микрорельеф и рельеф, характеризующий конструктивную форму поверхности. Последний выполняют гладким, с выступами, с впадинами и с чередованием выступов и впадин

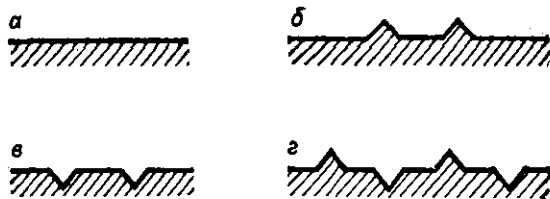


Рис. 3. Макрорельеф уплотняемых поверхностей:
а — гладкий, б — с выступами; в — с впадинами; з — с чередованием выступов и впадин.

(рис. 3). Последние три типа рельефа используют для развития поверхности контакта, создания лабиринта, затрудняющего проход герметизируемой среды. Естественно, что такие рельефы применимы только в неподвижных соединениях, так как в подвижных они бы явились источником быстрого разрушения уплотнителя. Однако и в случае неподвижного соединения

выступы, даже достаточно сглаженные, являются источником повышенной концентрации напряжения в резине, приводящей к постепенному разрушению уплотнителя. Для заполнения резиной впадин требуется приложить дополнительную нагрузку ко всему уплотнителю, что приводит к созданию в нем излишних напряжений, способных преждевременно вывести его из строя. Таким образом, давая определенный выигрыш в начальный момент работы уплотнителя, применение выступов и впадин может отрицательно сказаться в процессе его длительной работы. Поэтому оптимальной и универсальной следует считать поверхность с гладким рельефом.

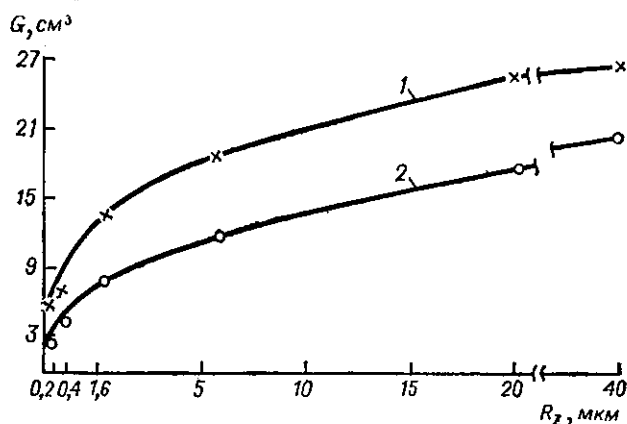


Рис. 4. Зависимость величины утечки G от шероховатости поверхности штока R_z , перемещающегося со скоростью 15 м/мин (кривая 1) и 5 м/мин (кривая 2).

Микрорельеф такой поверхности зависит от способа ее обработки и определяется заданной шероховатостью (ГОСТ 2789—73). Обычно для уплотнителей неподвижных соединений контактирующие с ними поверхности обрабатываются по 5 или 6 классу шероховатости. От выбора величины параметров шероховатости поверхности зависят уровень герметизации, сила трения и износ уплотнителя. В соответствии с современными представлениями [5] гидродинамики вязкой жидкости утечка G и коэффициент трения $\mu_{тр}$ пропорциональны параметрам микрорельефа уплотняемой поверхности. Чем больше глубина впадин микрорельефа поверхности, тем труднее резине заполнить их объем и тем выше вероятность наличия неуплотненных микроканалов, по которым возможна утечка среды. На рис. 4 приведены экспериментальные данные по изменению утечки подвижных уплотнителей в зависимости от шероховатости поверхности штока, показывающие, что при одной и той же скорости перемещения утечка возрастает с понижением класса шероховатости. Чем больше величина выступов микрорельефа, тем заметнее их влияние на силу трения,

так как необходимы большие усилия на передеформацию резины, преодолевающей сопротивление внедрившихся в нее выступов. Этим же объясняется повышенный износ подвижного уплотнителя, потому что увеличение выступов микрорельефа приводит к увеличению глубины утомляемого слоя.

В этой связи весьма актуальна проблема организованного микрорельефа контртел, сопрягаемых с поверхностью уплотнителя.

Один из путей создания организованной поверхности — применение вибрационного обкатывания поверхностей металлических контртел [11]. Образованные при виброобкатывании

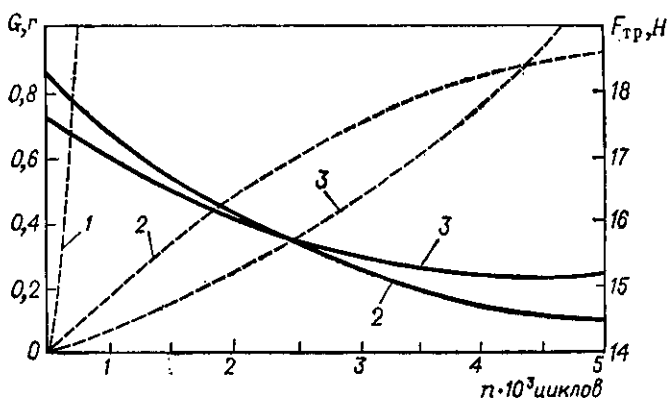


Рис. 5. Зависимость силы трения $F_{тр}$ (сплошные линии) и величины утечки G (штрихпунктирные линии) при обработке штока:

1 — точением; 2 — шлифованием; 3 — виброобкатыванием.

лунки обтекаемой формы, плавно переходящие одна в другую, но не соединяющиеся между собой, создают благоприятные условия для заполнения их резиной, предотвращая утечку среды. Такая форма микрорельефа поверхности уменьшает трение и усталостный износ резины вследствие снижения напряжений при многократном перемещении уплотнителя по поверхности контртела. Как было показано [12] при виброобкатывании поверхности штока гидроцилиндра по 5 классу шероховатости ($R_z = 13,9$ мкм, радиус округлости вершин $r = 900$ мкм) утечка среды и сила трения значительно ниже соответствующих значений, полученных с использованием точеного штока того же класса шероховатости ($R_z = 13,8$ мкм, но радиус округлости вершин $r = 150$ мкм). Уплотнители, применяемые с виброобкатанным по 5 классу шероховатости штоком, показывают практически те же результаты по герметичности и трению, что при использовании штока, шлифованного до 7 класса шероховатости (рис. 5).

Кроме механического и гидродинамического аспектов микро-рельеф контртела необходимо рассматривать с точки зрения его влияния на межмолекулярное взаимодействие резины и металла. Если сравнить усилия прилипания резины к поверхности контртела, обработанного пескоструем, шлифованием с шероховатостью по 8 классу и виброобкатыванием с той же шероховатостью, то оказывается, что как по абсолютной величине, так и по скорости возрастания во времени, усилие прилипания уменьшается в ряду: пескоструенная, шлифованная и виброобкатанная поверхность. Это объясняется тем, что наибольшее количество активных центров и поверхностных состояний образуется на наиболее разрыхленной, в данном случае опескоструенной поверхности. При виброобкатывании, наоборот, поверхностный слой металла подвергается пластическому деформированию, приводящему к сглаживанию дефектов и уменьшению электрического потенциала поверхности. Это, в свою очередь, снижает адгезионную составляющую силы трения, что весьма важно для подвижных уплотнительных соединений.

ВЛИЯНИЕ ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ

Развивающаяся на поверхности контакта уплотнителя с контртелом сила трения $F_{тр}$ создает определенную устойчивость уплотнителя против действующего на него избыточного давления герметизируемой среды. При некотором значении давление среды преодолевает сопротивление уплотнителя и

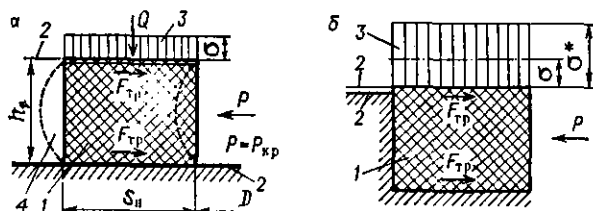


Рис. 6. Схема действия контактного уплотнителя.

а — в гнезде открытого типа; б — в гнезде закрытого типа:
1 — резиновый уплотнитель; 2 — уплотняемые поверхности;
3 — эюра контактных напряжений; 4 — уплотнитель, потерявший устойчивость при $P = P_{кр}$.

смещает его в направлении действия давления, разрушая первоначально созданный контакт, что приводит к потере герметичности.

Как видно из схемы (рис. 6, а), уплотнитель диаметром D сохранит устойчивость при условии

$$F_{тр} \geq \frac{Ph_u \pi D}{2}$$

Контактное напряжение, необходимое для сохранения устойчивости уплотнителя, составляет

$$\sigma \geq \frac{F_{тр}}{\mu_{тр} S_H} = \frac{P h_1 \pi D}{2 \mu_{тр} S_H} = \frac{P}{k}$$

где $k = \frac{2 \mu_{тр} S_H}{\pi D h_1}$ — коэффициент устойчивости уплотнителя, пропорциональный коэффициенту трения резины по металлу.

Давление $P_{кр}$, при котором уплотнитель потеряет устойчивость, будет тем выше, чем при том же контактном напряжении больше значение коэффициента устойчивости, так как $P_{кр} = \sigma k$.

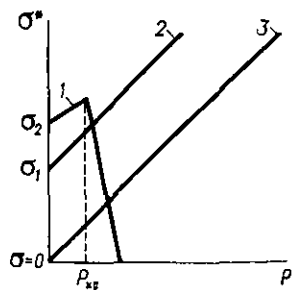


Рис. 7. Зависимость контактного напряжения от величины герметизирующего давления при установке уплотнителя:

1 — в открытом гнезде; 2 — в закрытом гнезде при $\sigma_0 \neq 0$; 3 — в закрытом гнезде при $\sigma_0 = 0$.

Таким образом, повысить герметизируемое давление можно двумя путями: увеличением контактного напряжения, т. е. применением высокомодульной резины и увеличением деформации уплотнителя, и повышением коэффициента устойчивости уплотнителя. Первый путь ограничен, так как резины с модулем свыше $10 \cdot 10^6$ Па теряют свои ценные высокоэластические свойства, а при относительных деформациях сжатия $\epsilon > 50\%$ резина может быстро разрушаться. Повышение коэффициента устойчивости уплотнителя за счет увеличения его размеров и коэффициента трения также имеет определенный предел. О недостатках способа повышения устойчивости за счет

выполнения на уплотняемой поверхности выступов и впадин (см. рис. 3) указывалось выше. Создание прочного адгезионного контакта за счет, например, приклейки уплотнителя к контактирующим поверхностям не всегда допустимо даже в неподвижных соединениях.

Требуемого эффекта можно достичь, если за уплотнителем со стороны, противоположной действию давления, установить жесткую преграду (рис. 6, б), препятствующую смещению уплотнителя (закрытое гнездо). В этом случае резина, находясь в замкнутом объеме, подобно жидкости, передает действующее на нее давление равномерно во всех направлениях в соответствии с законом Паскаля.

Результирующее напряжение σ^* на контактных поверхностях при такой схеме установки уплотнителя составит [13]

$$\sigma^* = \sigma + \alpha P \quad (2)$$

где α — постоянная, определяющая долю давления, переданного через резину на контактные поверхности ($\alpha = 0,85 \div 1$).

Выражение (2) описывает эффект самоуплотнения, являющийся основой работы большого числа резиновых уплотнителей. Если в открытом гнезде повышение давления приводит к разрушению контакта, то при реализации эффекта самоуплотнения рост давления, наоборот, способствует лучшему формированию контакта, и, следовательно, повышению герметичности соединения (рис. 7). Обратим внимание, что зависимость 2 указывает на принципиальную возможность создания герметичного соединения при значении начального контактного напряжения $\sigma = 0$.

ВЛИЯНИЕ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ

При выборе конструкции уплотнительного соединения важно учитывать параметры уплотняемой среды. При герметизации газов необходимо принимать во внимание их повышенную проникающую способность и добиваться максимально возможного перекрытия микрозазоров и микронеровностей уплотняемых поверхностей. Следует учитывать не только возможность их проникновения по контакту, но также их диффузионное натекание через материал уплотнителя, которое может оказать существенное влияние на работу системы, особенно при длительном воздействии газа под давлением.

Наиболее плотный контакт необходим при герметизации от внешней среды объема, в котором создан вакуум. Во многих случаях недопустимо проникновение через уплотнитель в вакуум даже отдельных молекул вещества, что, наряду с применением специальных вакуумных резин, вынуждает изыскивать конструктивные решения, способствующие полному перекрытию всех микрозазоров.

Важно учитывать при герметизации жидких сред их вязкость и степень смачиваемости контактных поверхностей. Чем выше вязкость уплотняемой жидкости, тем большее условное сечение микроканала необходимо для ее истечения. Следовательно, чем выше вязкость жидкости, тем меньшее, по сравнению с газами, перекрытие микрозазоров можно допустить для достижения того же уровня герметизации.

Особую роль в механизме герметизации играет процесс смачивания твердых тел жидкостью. Любое уплотнительное соединение можно представить как два прижатых друг к другу твердых тела. Если уплотняемая жидкость хорошо смачивает обе контактирующие поверхности, то между ними образуется тонкий слой жидкости, выполняющий функцию клеевой прослойки. Предположим, что площадь контакта такой жидкости с твердой поверхностью есть круг с радиусом R (рис. 8) и толщина слоя жидкости достаточно мала, чтобы образующийся на границе жидкость — воздух вогнутый мениск [14, 15] можно было представить как круглый торронд с радиусом $r = d/2$ (где d — величина микрозазора между уплотняемыми

поверхностями). Тогда, исходя из уравнения капиллярности Лапласа, для данной системы получим

$$\sigma_{\text{ж}} - \sigma_{\text{в}} = \gamma_{\text{ж-в}} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)$$

где $\gamma_{\text{ж-в}}$ — поверхностное натяжение жидкости.

При условии $r \ll R$, разность $\sigma_{\text{ж}} - \sigma_{\text{в}}$ отрицательна и по абсолютному значению велика. Поэтому давление $\sigma_{\text{в}}$ со стороны воздуха всегда будет больше, чем давление $\sigma_{\text{ж}}$ внутри слоя жидкости. Контактные поверхности будут дополнительно прижиматься друг к другу силой, определяемой разностью $\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{ж}}$.

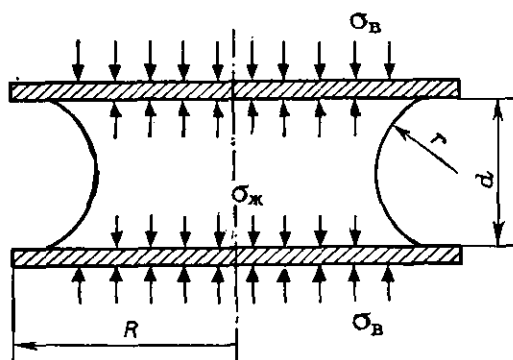


Рис. 8. Схема образования мениска жидкости, смачивающей две параллельные поверхности.

При контакте уплотнителя из резины на основе каучука СКБМ с поверхностью контртела из стали 45 в воздушной среде было создано [16] начальное контактное напряжение $\sigma_{\text{в}} = 0,7 \cdot 10^5$ Па. Вводя на поверхность контакта чистую щелочь (КОН) и щелочь с добавкой 1% метакрезола, практически

Таблица 1

Величина прилипания резины на основе СКБМ к поверхности стали 45 за 2 суток при 20 °С

Среда	Краевой угол смачивания θ°	Контактное напряжение, $\sigma \cdot 10^5$ Па		Давление прилипания $(\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{ж}}) \cdot 10^5$ Па
		$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{ж}}$	
КОН	52	0,7	0,9	0,2
КОН + 1% метакрезола	15	0,7	1,9	1,2

одинаковой средой добивались различной степени смачивания одной и той же поверхности контртела. Как видно из данных табл. 1, уменьшение угла смачивания, т. е. улучшение смачиваемости средой, привело к резкому возрастанию силы прилипания уплотнителя к поверхности стали 45.

Если уплотняемая жидкость недостаточно смачивает контактные поверхности, то при тех же условиях наступит разгерметизация соединения. В этом случае подход к формированию контакта должен быть таким же, что и для газов. Если уплотняемая жидкость совсем не смачивает контактные поверхности, то она не проникает в микрозазоры, и, следовательно, разгерметизация не наступает.

С точки зрения герметизации, имеются две области оптимального физического взаимодействия среды с уплотняемыми поверхностями, определяемые поверхностным натяжением жидкости или величиной краевого угла смачивания θ (рис. 9). Правая область соответствует большим значениям краевых углов или малой смачиваемости. Левая область соответствует малым значениям краевых углов или хорошему смачиванию жидкостью контактных поверхностей. При соответствующем подборе материала контртела и состава жидкостей в обоих случаях обеспечивается длительное сохранение герметичности соединения.

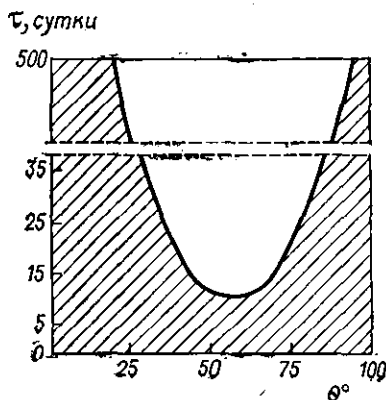


Рис. 9. Зависимость времени сохранения герметичности (заштрихованная область) уплотнителем от величины краевого угла смачивания средой поверхностей контртела.

ВЛИЯНИЕ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Большинство резиновых уплотнителей эксплуатируется в условиях низких температур. Работоспособность уплотнителей в этих условиях зависит от морозостойкости резины. Предельной температурой, до которой резина сохраняет высокоэластические свойства, является температура стеклования. Каждый тип каучука характеризуется определенной температурой T_c стеклования, ниже которой уплотнители из резин на основе этих каучуков теряют работоспособность:

	$T_c, ^\circ\text{C}$
Натуральный каучук	$-69 \div -75$
СКИ-3	$-66 \div -69$
СКД	$-105 \div -110$
СКМС-10	-72
СКС-30	-52

Наирит	—40
Бутилкаучук	—67 + —69
СКЭП и СКЭПГ	—58 + —65
СКН-18	—55
СКН-26	—42
СКН-40	—25
Силиконовый каучук	—130
СКФ-26	—20
СКФ-32	—18

Практически возможны два случая монтажа уплотнителя. В первом случае уплотнитель монтируют в нормальных температурных условиях, а затем он эксплуатируется при низких температурах. Во втором случае монтаж уплотнителя осуществляется при низкой температуре.

Разберем первый случай. При понижении температуры высокоэластическая деформация резины замораживается. В системе возникает температурная усадка. Вследствие различия почти на порядок коэффициентов линейного расширения резины α_p и металла α_m в резине возникают усадочные напряжения σ_{yc} , составляющие [9]:

$$\sigma_{yc} = \int_t^{t_0} \frac{E(t)}{1 - \mu(t)} (\alpha_p - \alpha_m) dt$$

где $\mu(t)$ — коэффициент Пуассона, который при T_c равен 0,25.

Возникновение усадочных напряжений приводит к постепенному разрушению первоначально созданного контакта. Контакт сохраняется до тех пор, пока резина не потеряет способность к высокоэластическому восстановлению. Эта способность характеризуется значением коэффициента K_B восстанавливаемости резины при низкой температуре:

$$K_B = \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon} = \frac{h_1 - h}{h_0 - h} \quad (3)$$

Здесь $\varepsilon_3 = (h_1 - h)/h_0$ — высокоэластическая деформация, исчезнувшая в резиновом образце после снятия нагрузки в результате действия низкой температуры; h_1 — размер восстановившегося образца после снятия нагрузки при данной температуре. Снижение высокоэластической восстанавливаемости в результате замораживания деформированной резины приводит к пропорциональному снижению контактного напряжения [17]

$$\sigma(t) = \sigma_0 K_B$$

где $\sigma(t)$ — напряжение, соответствующее температуре замораживания.

Значения коэффициента восстанавливаемости, определяемые по ГОСТ 13808—68, лежат в пределах $0 \leq K_B \leq 1$. При $K_B = 0$, что соответствует температуре стеклования T_c , контактное напряжение $\sigma(t) = 0$. Даже при небольших значениях σ_{yc} в этом случае произойдет полное разрушение контакта и раз-

герметизация соединения. Принято считать, что резина обеспечивает достаточное для сохранения контакта восстановление при $K_v \geq 0,2$.

С другой стороны, с понижением температуры возрастает давление среды, необходимое для разрушения контакта, сформированного при 20 °С (рис. 10). Это увеличение вызвано возрастанием в этих условиях адгезионного взаимодействия резины с металлом и идет вплоть до температуры стеклования, при которой контакт в силу указанных выше причин разрушается.

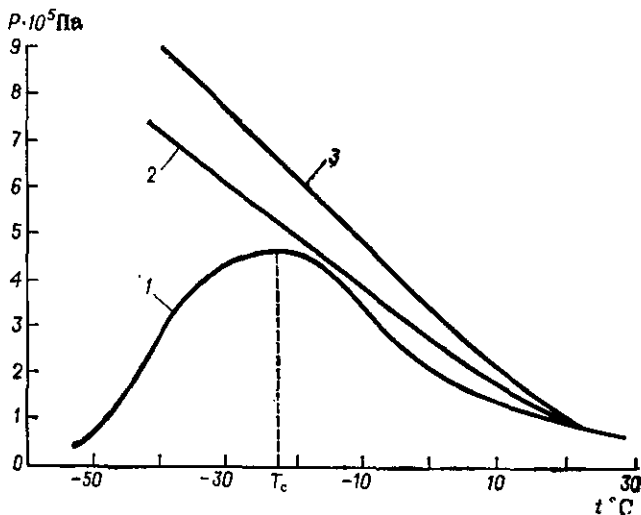


Рис. 10. Температурная зависимость давления разрушения контакта образца из резины на основе СКФ-26:
1 — без смазки; 2 — со смазкой ЛЗМГ-2; 3 — со смазкой ПЭС-С-1.

Однако, как было показано экспериментально нами совместно с И. В. Дамаскиным, если на поверхность контакта нанести смазку, то разрушение контакта не наступает даже при температуре стеклования резины (рис. 10). Адгезионное взаимодействие смазки с контактными поверхностями оказывается выше усадочных напряжений, возникающих в резине при снижении температуры. Этот эффект тем значительнее, чем выше вязкость смазки, что подтверждается данными, приведенными на рис. 10. Действительно, вязкость смазки ПЭС-С-1 при -40 °С на порядок больше, чем вязкость ЛЗМГ-2. Соответственно давление среды, необходимое для разрушения поверхности контакта уплотнителя с контртелом, в несколько раз больше при нанесении смазки ПЭС-С-1, чем смазки ЛЗМГ-2.

Если уплотнитель монтируется при низкой температуре, при которой резко возрастает его жесткость, то неизбежно увеличивается нагрузка, необходимая для деформации уплотнителя и формирования требуемого контакта. Жесткость L резины,

определяемая экспериментально на образцах (ГОСТ 408—66), составляет

$$L = Q/\Delta h$$

где Δh — изменение размера образца в направлении действия нагрузки Q . Характеристикой изменения жесткости резины при низкой температуре является коэффициент $K''_{в. ж}$ возрастания жесткости

$$K''_{в. ж} = E_3/L = Q_3/\Delta h : Q/\Delta h = Q_3/Q \quad (4)$$

где L_3 — жесткость замороженного образца; Q_3 — нагрузка, необходимая для изменения его размера на величину Δh .

Из уравнения (1) имеем:

$$E = \frac{3}{2} \cdot \frac{\sigma}{\left(\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - \lambda\right)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{\Delta h} \cdot \frac{\Delta h}{S \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - \lambda\right)}$$

Соответственно при низкой температуре после достижения той же деформации получим

$$E_3 = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_3}{\Delta h} \cdot \frac{\Delta h}{S \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - \lambda\right)}$$

где E_3 — значение модуля при низкой температуре.

Разделив почленно последнее выражение на предшествующее ему равенство, с учетом формулы (4) будем иметь:

$$E_3 = EK''_{в. ж} \quad (5)$$

Следовательно, пропорционально коэффициенту возрастания жесткости с понижением температуры увеличивается модуль резины, что связано с уменьшением подвижности молекул в структуре вулканизированного каучука.

Пропорционально увеличению модуля возрастает напряжение в уплотнителе при его монтаже в условиях низких температур. Если эти напряжения окажутся выше допустимых при данной температуре, то уплотнитель будет разрушен в процессе монтажа, что часто случается. Поэтому в нормативно-технической документации на РТИ выдвигается требование об отогреве резиновых деталей перед монтажом в условиях низких температур.

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

Совокупность рассмотренных данных свидетельствует, что механизм герметизации резиновыми уплотнителями основан на проявлении межмолекулярного взаимодействия материала уплотнителя и контртела. Проявлению этого механизма способствуют явления смачивания средой поверхностей контакта и наличие контактных напряжений.

Основываясь на этом положении, можно сформулировать некоторые общие для всех типов уплотнителей требования к правилам их проектирования.

1. Обеспечение герметизации осуществляется при создании определенной поверхности контакта уплотнителя и контртела. Для создания плотного контакта уплотнитель должен быть деформирован между уплотняемыми поверхностями с целью развития контактной поверхности и обеспечения на ней контактных напряжений.

2. Возникающая при этом сила трения играет положительную роль для повышения устойчивости уплотнителя действию избыточного давления среды, и отрицательную — для проявления эффекта самоуплотнения и работы подвижных уплотнительных соединений. Поэтому в общем случае необходимо принимать конструктивные меры с целью повышения устойчивости уплотнителя при одновременном создании фрикционных условий для проявления эффекта самоуплотнения.

3. Для сохранения контакта в процессе работы уплотнителя следует выбирать резину с повышенной скоростью восстановления, способную следить за изменениями микрорельефа уплотняемой поверхности при ее перемещении и при действии низких температур.

4. При выборе материалов уплотнителя и контртел необходимо соблюдать требования по обеспечению оптимального их смачивания уплотняемой средой. Для неподвижных соединений с открытым гнездом важно обеспечить повышенное смачивание средой контактных поверхностей, что создает дополнительный эффект уплотнения за счет адгезионного взаимодействия среды с уплотняемыми поверхностями. Для соединений с закрытым гнездом, наоборот, следует обеспечивать отсутствие смачивания средой контактных поверхностей, что не приводит к возрастанию адгезионной составляющей силы трения и создает благоприятные условия для герметизации.

5. При проектировании уплотнительных соединений необходимо соблюдать условия, обеспечивающие отсутствие местных перенапряжений, локальных деформаций на макро- и микроуровнях. Для подвижных соединений целесообразно создание гладких уплотняемых поверхностей с организованным микрорельефом, обеспечивающим плавное заполнение резиной микронеровностей и снижение поверхностной активности контактирующих материалов.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕЗИНОВЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

ОСНОВЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

В процессе эксплуатации резиновый уплотнитель подвергается воздействию большого числа факторов, приводящих к постепенной или мгновенной потере им работоспособности. Эти факторы можно разделить на два основных типа. К первому типу факторов следует отнести те, воздействие которых вызывает изменения в резине, зависящие от ее физической и химической природы. Ко второму типу относятся факторы, связанные с конструкцией уплотнительного соединения.

Из сказанного ясно, что долговечность уплотнителя, зависящую от факторов первого типа, можно регулировать и прогнозировать при соответствующем знании протекающих в материале процессов. Результат воздействия факторов второго типа носит случайный характер и их учет при определении долговечности связан с набором большого объема статистических данных по форсированным и натурным испытаниям уплотнителей данной конструкции. Их влияние будет рассмотрено в последующих главах.

К факторам первого типа следует отнести: время, температуру, среду, деформацию.

При вулканизации резиновой смеси, состоящей из каучука, вулканизирующих агентов, наполнителей и других ингредиентов, возникают поперечные химические связи макромолекул каучука между собой с помощью вулканизирующего агента. В результате образуется трехмерная сетчатая структура резины, в которой основные цепи «сшиты» поперечными связями. Участки цепи между связями сохраняют гибкость и подвижность, определяющую способность резины к большим обратимым деформациям. Под воздействием внешних условий в вулканизированной резине протекают процессы разрушения и образования новых поперечных связей, приводящие к необратимым изменениям ее свойств. Соотношение этих процессов и их скорость зависят от химической природы самих связей и интенсивности внешнего воздействия. Повышение температуры до определенного предела увеличивает скорость, не изменяя характера самих процессов. Воздействие активной среды может изменить не только скорость, но и вызвать принципиальные изменения

в характере разрушения резины. Особое место в изменении свойств резины занимает воздействие механического поля напруг, возникающего в деформированном материале. При этом играет роль не только сам факт деформации, но и скорость, частота и продолжительность ее воздействия.

Высокоэластическое состояние является промежуточным физическим состоянием между текучим и стеклообразным. Механические свойства резины в высокоэластическом состоянии обнаруживают элементы, свойственные как жидкому, так и твердому телу. Высокоэластическая деформация развивается под действием внешних сил как перемещение звеньев или групп звеньев макромолекулы, связанных в пространственную сетчатую структуру. Свободно перемещаться могут только отдельные участки цепных макромолекул при отсутствии заметного перемещения макромолекулы в целом. Деформация развивается путем последовательного перемещения сегментов каждого участка, т. е. протекает во времени.

Иными словами, между актом приложения нагрузки и моментом наступления в деформированном материале равновесного состояния проходит достаточно большой отрезок времени. Процессы установления равновесия, временной ход которых определяется перегруппировкой частиц под действием теплового движения, являются релаксационными. Релаксационная природа — основная особенность высокоэластической деформации резины, определяющая ее основные физико-механические свойства. Вследствие релаксационных процессов, протекающих в резине при деформации, проявляются явления ползучести и релаксации напряжения, уровень которых в свою очередь определяет долговечность материала. Проявление того или иного эффекта зависит от режима деформации резины. В зависимости от частоты деформирования различают статический и динамический режимы нагружения, а в зависимости от способа деформирования — режимы постоянной нагрузки или постоянной деформации.

В режиме постоянной нагрузки протекает непрерывный процесс увеличения начальной деформации до ее равновесного значения, т. е. ползучесть, для описания которой используют выражение

$$\epsilon = \epsilon_0 e^{bt}$$

где ϵ и ϵ_0 — текущая и начальная деформации; b — константа скорости процесса, зависящая от типа каучука и температуры; t — период ползучести.

Ползучесть резины приводит к существенному изменению конструктивных размеров уплотнителей, поэтому этот режим нагружения, как правило, не рекомендуется для уплотнительных соединений.

В режиме постоянной деформации, в котором работает большинство уплотнительных соединений, протекает непрерывный

процесс уменьшения напряжения до его равновесного значения — релаксация напряжения, для описания которого используют выражение:

$$\sigma = \sigma_0 e^{-a\tau} \quad (6)$$

Релаксация напряжения резины состоит из начальной, обусловленной в основном обратимой физической релаксацией, т. е. перемещением сегментов цепи, и вторичной, характеризующей необратимую химическую релаксацию, являющуюся результатом химической реакции с кислородом и механического процесса флуктуационного разрыва связей под действием напряжения. Релаксация напряжения приводит к появлению необратимой остаточной деформации, не исчезающей после снятия нагрузки. Скорость накопления остаточной деформации характеризуется значением H относительной остаточной деформации

$$H = \frac{\epsilon_{ост}}{\epsilon} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_1} \quad (7)$$

где $\epsilon_{ост} = (h_0 - h_2)/h_0$ — остаточная деформация; h_2 — высота образца после снятия нагрузки.

Появление остаточной деформации свидетельствует о снижении высокоэластической восстанавливаемости, определяющей уплотнительную способность резины.

Полагая, что остаточная эластичность $\epsilon_{эл}$ равна $\epsilon_{эл} = \epsilon - \epsilon_{ост}$, используя с допустимой погрешностью для резин функциональную зависимость начального напряжения $\sigma_0 = E_0 \epsilon$ и релаксирующего напряжения $\sigma = E_\tau (\epsilon - \epsilon_{ост})$, получим:

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{E_\tau}{E_0} \frac{\epsilon - \epsilon_{ост}}{\epsilon} = \frac{E_\tau}{E_0} \frac{\epsilon_{эл}}{\epsilon}$$

В общем случае модуль E_0 исходного образца и модуль E_τ образца, накопившего остаточную деформацию, не равны, так как в процессе релаксации может меняться структура резин. Поэтому отношение E_τ/E_0 является слабой функцией времени. Однако для многих случаев применения технических резин в условиях напряженного состояния $E_\tau \simeq E_0$ и тогда

$$\sigma'/\sigma_0 = \epsilon_{эл}/\epsilon = \beta$$

где β — относительная остаточная эластичность, составляющая с учетом уравнения (6)

$$\beta = e^{-a\tau} \quad (8)$$

где a — константа скорости процесса релаксации.

Если $\epsilon_{ост}$ и H характеризуют необратимую часть деформации резины, то $\epsilon_{эл}$ и β определяют ее обратимую часть, исчезающую при прекращении действия нагрузки на образец.

Исследование процессов релаксации напряженных резин в зависимости от влияния на них основных эксплуатационных факторов позволяет решить задачу прогнозирования долговечности уплотнителей.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ

Влияние температуры. Высокоэластическое состояние резины сохраняется в температурном интервале от температуры стеклования (см. табл. T_g) до некоторой повышенной температуры.

Последняя в основном определяется теплостойкостью каучука и структурой химических связей, образованных в процессе вулканизации. Предельные температуры, при которых могут применяться вулканизованные каучуки, приведены ниже:

	$T, ^\circ\text{C}$
СКИ-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

Повышение теплостойкости резин имеет важное практическое значение, так как при нагревании вулканизованной резины ускоряются релаксационные процессы и необратимые изменения ее механических свойств. При нагревании ненапряженных резин в основном протекают процессы теплового старения, ускоряемые присутствием кислорода воздуха. Уменьшение эластических свойств резины в этом случае характеризуется коэффициентом старения K_c , представляющим отношение какого-либо физико-механического показателя (прочности, относительного удлинения при разрыве) после старения к его исходному значению. Например

$$K_c = \varepsilon / \varepsilon_0$$

где ε_0 и ε — относительное удлинение при разрыве до и после старения. Принято считать, что резина сохраняет свои эксплуатационные свойства при $K_c \geq 0,4$.

При действии повышенных температур на ненапряженную резину происходит необратимое изменение ее жесткости. Отношение жесткости L_c образца после теплового старения к его исходной жесткости L выражается коэффициентом $K'_{в.ж}$ возрастания жесткости

$$K'_{в.ж} = L_c / L = Q_c / Q$$

где Q_c — нагрузка на образец, выдержанный при повышенной температуре.

Изменение жесткости образца, который после теплового старения подвергается воздействию низких температур, характеризуется значением итогового коэффициента возрастания жесткости $K_{в.ж}$

$$K_{в.ж} = Q_{з.с} / Q$$

Коэффициент возрастания жесткости $K'_{в.ж}$ после старения можно определять не только при комнатной температуре, но и

при низких температурах. При этом нагрузку на образец после старения следует относить к нагрузке до старения, определенной при той же низкой температуре. Экспериментально было показано [18], что значение коэффициента возрастания жесткости после старения не зависит от температуры ее определения вплоть до области стеклования резины. Другими словами

$$K'_{в. ж} = Q_c/Q = Q_{з.с}/Q_z$$

где $Q_{з.с}$ и Q_z определены при одной и той же температуре. С учетом последнего выражения и равенства (4) получим зависимость,

$$K_{в. ж} = \frac{Q_{з.с}}{Q} = \frac{Q_z}{Q} \frac{Q_{з.с}}{Q_z} = \frac{Q_z}{Q} \frac{Q_c}{Q} = K'_{в. ж} K''_{в. ж}$$

показывающую, что итоговый коэффициент возрастания жесткости резины равен произведению коэффициентов возрастания жесткости соответственно при низкой температуре и после теплового старения [18]. Это соотношение позволяет при раздельном экспериментальном определении изменения жесткости резины после воздействия повышенных температур и при низких температурах рассчитать суммарное изменение, происходящее вследствие смены температур.

Аналогично выводу (5) можно показать, что для ненапряженных резин

$$E_c = EK'_{в. ж}$$

$$E_{з.с} = EK_{в. ж}$$

Следовательно, изменение высокоэластического статического модуля резины при действии температуры пропорционально коэффициенту возрастания ее жесткости.

Приведенные характеристики изменения свойств резины в процессе теплового старения в свободном состоянии определяют сроки хранения уплотнителей в складских условиях.

При действии повышенных температур на напряженные резины резко ускоряются процессы химической релаксации напряжения, накопления остаточной деформации и снижения остаточной эластичности.

Известно [19], что время τ химической релаксации напряжения резин формально подчиняются закону Аррениуса

$$\tau = Be^{U/RT} \quad (9)$$

где B — константа скорости процесса; U — энергия активации; R — постоянная Больцмана; T — температура.

Чем выше температура, тем меньше время протекания процесса. На рис. 11 представлена общая зависимость относительной остаточной деформации H от температуры. Время достижения одного и того же (например, 60%) значения остаточной деформации сокращается в несколько раз по мере роста температуры.

На рис. 12 приведена типичная для резин зависимость изменения относительной остаточной эластичности β при разных температурах. Чем выше температура, тем резче изменяется β . Анализ уравнения (8) показывает, что при единственном значении константы a в координатах $\lg \beta - \tau$ кривые изменения относительной остаточной эластичности должны полностью распрямляться. Однако для многих резин эти кривые не распрямляются ни для одной из принятых температур. Это свидетельствует о том, что процесс релаксации не может быть описан одной константой a , т. е. состоит не из одного, а из нескольких протекающих одновременно с различной скоростью процессов.

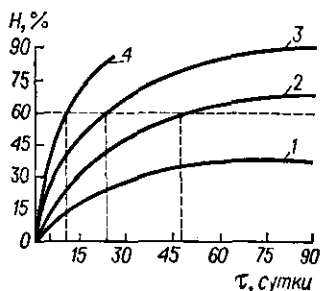


Рис. 11. Кинетика накопления остаточной деформации резины при различных температурах:

1—50 °C; 2—70 °C; 3—90 °C;
4—110 °C.

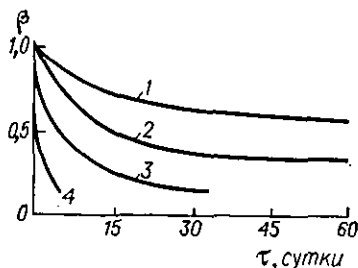


Рис. 12. Кинетика изменения относительной остаточной эластичности резины при различных температурах:

1—50 °C; 2—70 °C; 3—90 °C;
4—110 °C.

Для описания изменения относительной остаточной эластичности при протекании n одновременно идущих процессов перепишем уравнение (8) в виде:

$$\beta = \sum_{i=1}^n C_{0i} e^{-a_i \tau} \quad (10)$$

При этом $a_1 < a_2 < a_3 < \dots < a_n$, где a_1 соответствует наиболее медленному процессу релаксации, a_n — наиболее быстрому. Полагая $\tau = 0$, при котором $\beta = 1$, видим, что $\sum_{i=1}^n C_{0i} = 1$, где все предэкспоненциальные коэффициенты C_{0i} меньше единицы. Если наблюдается один процесс релаксации, то получаем $\beta = C_0 e^{-a\tau}$, где $C_0 = 1$.

Коэффициенты C_{0i} следует трактовать, как характеристику вклада (долю) каждого единичного процесса в общий процесс релаксации. Каждой температуре соответствуют свои значения констант a_i и долей C_{0i} процесса релаксации.

Исследования [20] резин на основе каучуков СКМС-10, СКС-30, СКН-18 и других показали, что в координатах

$\lg a_i - 1/T$ и $C_{oi} - T$ температурные зависимости констант прямолинейны (рис. 13).

Приведенные данные указывают на возможность выбора температуры в качестве ускоряющего фактора для форсированных испытаний уплотнителей и прогнозирования их долговечности.

Влияние среды. В зависимости от механизма действия среды на резину различают физически активные и химически активные среды. Физически активные среды не вызывают разрушений поперечных связей в резине, оказывая влияние лишь на силы межмолекулярного взаимодействия. Как правило, резина

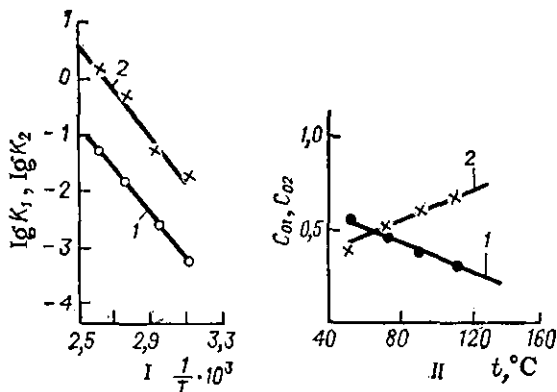


Рис. 13. Температурная зависимость констант a_i (I) и C_{oi} (II) для медленного (1) и быстрого (2) процессов химической релаксации резины.

в таких средах обратимо изменяет свою массу и объем (набухает). Величина набухания достигает некоторого равновесного значения, зависящего от стойкости резины к среде и температуры. Химически активные среды вызывают необратимые разрушения резины, появление трещин, расслоение, распад поперечных связей. Каждому типу каучука соответствуют среды, являющиеся по отношению к нему физически или химически активными. Различна также степень активности той или иной среды к данной резине, характеризуемая значением равновесного набухания (для физически активных сред) или временем до частичного или полного разрушения (для химически активных сред) [21].

Для любых уплотнителей общей средой является воздух, кислород которого — химически активная среда по отношению ко всем каучукам, ускоряющая процессы деструкции и структурирования резин. По возрастанию степени стойкости к кислороду воздуха синтетические каучуки располагаются в следующий ряд: СКИ-3, СКД, СКН, наирит, СКЭПТ, бутилкаучук, силиконовые, СКЭП, фторкаучук.

Повышение концентрации кислорода воздуха, соответствующее повышению давления, существенно влияет на скорость старения резин. Накопленье остаточной деформации при одной и той же температуре с ростом давления увеличивается в несколько раз. Были проведены исследования различных резин. Как видно из приведенных ниже экспериментальных [22] значений коэффициента K_p , характеризующего влияние давления на скорость накопления остаточной деформации, последняя ощутимо увеличивается, начиная со сравнительно низких давлений:

Давление, $P \cdot 10^5$ Па . .	15	50	120	230	300	400
Значение K_p	1,25	1,50	1,80	2,00	2,50	2,80

При воздействии на резину физически активной среды накопление остаточной деформации может быть замедлено за счет увеличения размеров образца при набухании или ускорено за счет вымывания из резины растворимых в среде ингредиентов.

Таким образом, при определении и прогнозировании долговечности резин в средах необходимо учитывать характер воздействия среды (физическая или химическая активность), условия (давление, температура) воздействия и в зависимости от этого выбирать ответственный показатель, изменение которого подлежит прогнозированию.

Продолжительность контакта резины с контртелом. В предыдущей главе было показано, что даже при кратковременном контакте резины с контртелом на их поверхностях протекают процессы межмолекулярного взаимодействия, приводящие к возникновению сил адгезии, увеличению трения и изменению условий герметизации. Очевидно, что с возрастанием времени контакта резины с металлом эти процессы должны развиваться.

Действительно, как показали исследования, при длительном контакте с металлами переменной валентности на поверхности резины появляются новые элементы — продукты окисления. Специфическая адсорбция продуктов окисления на адсорбционно активных центрах твердого тела приводит к росту сил сцепления резины с металлом. С другой стороны, процессы взаимодействия на границе резина — металл повышают химический потенциал металла. В результате на поверхности металла усиливается адсорбция гидроксильных анионов из атмосферы, поверхностный слой металла теряет термодинамическую устойчивость и соответственно облегчается его растворение [23]. Следствием этих поверхностных процессов являются повышение нормальных и тангенциальных сил сцепления резины с металлом и активизация коррозионного разрушения металла, контактирующего с резиной.

У неподвижных уплотнительных соединений повышение сил сцепления резины с металлом улучшает герметизацию, а у

подвижных это повышение может привести к недопустимому увеличению силы трения. Коррозионное разрушение металла во всех случаях недопустимо. Поэтому важно в каждом конкретном случае обеспечивать требуемый уровень поверхностных процессов на границе резина — металл, т. е. регулировать поверхностную активность резины.

Из данных рис. 14 следует, что регулирование поверхностной активности резин возможно за счет введения в их состав поверхностно-активных веществ. Введение в резину из СКН-18 +

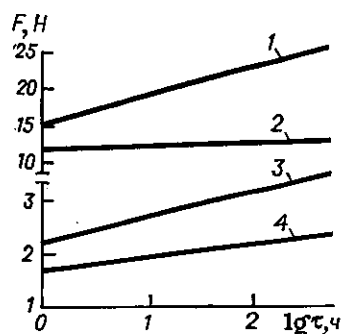


Рис. 14. Зависимость изменения тангенциальной силы сцепления при 90 °С ингибированных и неингибированных резин от продолжительности контакта с металлом.

СКН-26 ингибитора аминного типа — меркаптобензимидазола (МБИ) в количестве 2% (масс.) (кривая 2) снижает тангенциальную силу сцепления с металлом по сравнению с той же резиной, но без ингибитора (кривая 1). Аналогично изменяется поверхностная активность резины из СКН-18 + СКФ-32 (кривая 3) при введении в нее 1,5% (масс.) фурфурола (кривая 4). В результате исследований коррозионной активности этих резин без ингибиторов по отношению к сталям было установлено наличие значительного коррозионного повреждения последних за 30 суток при 70 °С и относительной влажности 100%. В этих же условиях те же резины оказались практически лишеными коррозионной активности после

введения в их состав указанных выше ингибиторов, являющихся пассиваторами действия металлов переменной валентности [24].

Сопоставление приведенных данных свидетельствует о симбатном изменении различных проявлений поверхностной активности резин: чем интенсивнее рост во времени нормальных и тангенциальных сил сцепления резины с металлом, тем больше коррозионное воздействие резины на металл в присутствии атмосферной или иной влаги.

Единая обусловленность различного проявления поверхностных свойств резин позволяет охарактеризовать их поверхностную активность одним энергетическим показателем — изменением поверхностного натяжения резин вследствие контакта с контртелом. Об изменении энергетического состояния резин можно судить по величине критического поверхностного натяжения (КПН), определяемого методом Зисмана [25]. Этот метод основан на изучении смачивания твердого тела нейтральными жидкостями. Для резин с повышенной поверхностной активностью наблюдается резкое изменение поверхностного натяжения (уменьшение краевого угла смачивания θ соответ-

ствующей жидкости), в то время как для резин с ослабленной поверхностной активностью это изменение практически отсутствует (табл. 2) [24].

Таблица 2

Краевые углы смачивания [в градусах] резин до $\{\theta_1\}$ и после $\{\theta_2\}$ контакта с углеродистой сталью в течение 1 суток при 90 °С

Резина	Смачивающие жидкости											
	тетрадекан			трикрезил-фосфат			формамид			глицерин		
	θ_1	θ_2	$\Delta\theta$	θ_1	θ_2	$\Delta\theta$	θ_1	θ_2	$\Delta\theta$	θ_1	θ_2	$\Delta\theta$
СКН-18 + СКФ-32	28	18	10	57	46	11	76	70	6	82	74	8
СКН-18 + СКФ-32 + + фурфурол	29	28	1	61	60	1	77	76	1	82	80	2

Приведенный результат показывает возможность качественного прогнозирования поверхностной активности резины при выборе ее для изготовления уплотнителей.

Для количественного прогноза предложен [26] иной метод, основанный на изменении во времени τ и при повышенной температуре тангенциальной силы F сцепления резины с металлом:

$$F = F_0 + A_F \lg \frac{\tau}{\tau_0}$$

Здесь F_0 — тангенциальная сила за время контакта $\tau_0 = 1$ ч; A_F — константа скорости процесса, зависящая от температуры. Обозначая $F/F_0 = K_\mu$, получим

$$K_\mu = 1 + \frac{A_F}{F_0} \lg \frac{\tau}{\tau_0}$$

где K_μ — коэффициент изменения трения резины во времени.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАКОПЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПО МЕТОДУ «СОВМЕЩЕННЫХ КРИВЫХ»

Прогнозирование долговечности уплотнителей заключается в решении одной из трех возможных задач:

1. Установление значения показателя, ответственного за работоспособность уплотнителя, к заданному моменту времени прогнозирования τ_x .

2. Установление времени τ_x достижения заданного значения ответственного показателя.

3. Установление срока сохраняемости уплотнителя.

Решение поставленной задачи связано с наличием трех неперемennых условий: математической модели процесса; фактора

ускорения процесса, не изменяющего его характер во всем диапазоне форсирования; показателя, ответственного за работоспособность уплотнителя, монотонно изменяющегося во всем диапазоне прогнозирования.

Как было показано выше, показателями, ответственными за работоспособность уплотнителя в зависимости от условий его эксплуатации могут служить: для оценки долговечности в напряженном состоянии — относительная остаточная деформация, относительная остаточная эластичность, релаксация напряжения; для оценки долговечности в ненапряженном состоянии — коэффициент старения по относительному удлинению, коэффициент возрастания жесткости, изменение модуля и др.

Повышение температуры во всех случаях приводит к возрастанию скорости релаксационных процессов, снижению работоспособности уплотнителей, и может быть выбрано в качестве ускоряющего фактора для форсированных испытаний.

Уравнение (9), выражающее температурную зависимость времени химической релаксации, может быть принято за основу математической модели кинетики изменения во времени одного из выбранных показателей.

С учетом сказанного рассмотрим метод прогнозирования накопления относительной остаточной деформации. Образцы для испытаний и приборное оформление должны соответствовать ГОСТ 9.029—74. Температурный режим выбирают в зависимости от типа резины в соответствии с требованиями ГОСТ 9.033—74.

Для испытаний принимается не менее трех температур t_i . При каждой температуре и на каждом сроке τ_i определяется не менее 15 параллельных значений относительной остаточной деформации H_i .

Полученные экспериментальные данные подвергаются статистической обработке по методу выборки с малым числом наблюдений с вероятностью не менее 0,95 и допустимым отклонением от среднего арифметического значения не более 15%.

Количество значений показателя, подвергающихся статистической обработке, должно быть не менее 5, каждое из которых является средним из трех параллельных измерений после отдыха образцов в разгруженном состоянии в течение 24 ч.

Вычислим среднее арифметическое значение $\bar{H}_i$ из числа $n \geq 5$ наблюдений по формуле

$$\bar{H} = \sum_{i=1}^n \frac{\bar{H}_i}{n}$$

где $\bar{H}_i$ — средний результат испытаний на трех параллельных образцах.

Определив размах варьирования показателя $R = H_{\max} - H_{\min}$ и коэффициент доверительного интервала δ для числа наблюдений n , вычислим окончательный результат относитель-

ной остаточной деформации за данное время наблюдения τ_i и при данной температуре t_i :

$$H_i = \bar{H} + \delta R$$

По вычисленным значениям H_i строим в соответствии с ГОСТ 9.035—74 кинетические кривые накопления остаточной деформации при каждой температуре в зависимости от времени (см. рис. 11). На полученном графике выберем не менее трех одинаковых значений относительной остаточной деформации, например, H_1, H_2, H_3 при каждой температуре испытания t_1, t_2, t_3 (где $t_1 < t_2 < t_3$ с шагом в 20°C), и определим соответствующие времена их достижения при этих температурах: $\tau'_{t_1}, \tau'_{t_2}, \tau'_{t_3}, \tau''_{t_1}, \tau''_{t_2}, \tau''_{t_3}, \tau'''_{t_1}, \tau'''_{t_2}, \tau'''_{t_3}$.

Вычислим отношения времени достижения одного и того же значения относительной остаточной деформации при различных температурах:

$$\left(\frac{\tau'_{t_1}}{\tau'_{t_2}}\right), \left(\frac{\tau'_{t_2}}{\tau'_{t_3}}\right), \left(\frac{\tau''_{t_1}}{\tau''_{t_2}}\right), \left(\frac{\tau''_{t_2}}{\tau''_{t_3}}\right), \left(\frac{\tau'''_{t_1}}{\tau'''_{t_2}}\right), \left(\frac{\tau'''_{t_2}}{\tau'''_{t_3}}\right)$$

Найдем среднее арифметическое значение $\left(\frac{\tau_{t_1}}{\tau_{t_2}}\right)_{\text{ср}}$ и $\left(\frac{\tau_{t_2}}{\tau_{t_3}}\right)_{\text{ср}}$ по формулам:

$$\frac{\left(\frac{\tau'_{t_1}}{\tau'_{t_2}}\right) + \left(\frac{\tau''_{t_1}}{\tau''_{t_2}}\right) + \left(\frac{\tau'''_{t_1}}{\tau'''_{t_2}}\right)}{3} = \left(\frac{\tau_{t_1}}{\tau_{t_2}}\right)_{\text{ср}}$$

$$\frac{\left(\frac{\tau'_{t_2}}{\tau'_{t_3}}\right) + \left(\frac{\tau''_{t_2}}{\tau''_{t_3}}\right) + \left(\frac{\tau'''_{t_2}}{\tau'''_{t_3}}\right)}{3} = \left(\frac{\tau_{t_2}}{\tau_{t_3}}\right)_{\text{ср}}$$

Определим константу U , соответствующую полученным средним значениям отношения времени достижения одного и того же значения относительной остаточной деформации:

$$U_1 = 19 \frac{T_2 T_1}{T_2 - T_1} \lg \left(\frac{\tau_{t_1}}{\tau_{t_2}}\right)_{\text{ср}}$$

$$U_2 = 19 \frac{T_3 T_2}{T_3 - T_2} \lg \left(\frac{\tau_{t_2}}{\tau_{t_3}}\right)_{\text{ср}}$$

Здесь 19 — постоянный коэффициент, равный $2,3R$ [$R = 8,2454$ Дж/(моль·°C) — универсальная газовая постоянная]; $T_1 = 273 + t_1$; $T_2 = 273 + t_2$; $T_3 = 273 + t_3$.

Учитывая независимость константы U от температуры, должны получить $U_1 = U_2$.

Если $U_1 - U_2 \neq 0$ и составляет более 10 500 Дж/моль, то испытания необходимо повторить, так как в эксперимент вкралась

какая-то ошибка. В числе таких ошибок могут быть несоблюдение температурного режима, некачественное изготовление партии образцов, ошибка в измерении высоты образцов и другие.

При условии $|U_1 - U_2| \leq 10\,500$ вычислим среднее значение константы $U_{\text{ср}}$:

$$U_{\text{ср}} = \frac{U_1 + U_2}{2}$$

По полученному значению $U_{\text{ср}}$ рассчитаем прогнозируемое время τ_x достижения значения показателя H при температуре t_x эксплуатации или хранения, исходя из выражения

$$\lg \frac{\tau_x}{\tau_{t_1}} = \frac{U_{\text{ср}}}{19 \frac{T_1 T_0}{T_1 - T_0}}$$

где $T_0 = 273 + t_x$.

На этом этапе можно было бы считать задачу решенной. Однако ее решение можно продолжить с целью получения обобщенной зависимости, позволяющей определять изменение относительной остаточной деформации до ее предельного значения в любом диапазоне времени и температур.

Для этого по полученным данным построим «совмещенную кривую» накопления относительной остаточной деформации. Выберем масштабы Z_{t_i} осей времени, соответствующих каждой температуре. При этом примем масштаб оси времени, соответствующей температуре t_3 , равным 1 суткам.

Тогда:

$$Z_{t_3} = 1$$

$$Z_{t_1} = Z_{t_3} \frac{\tau_{t_2}}{\tau_{t_1}}$$

$$Z_{t_1} = Z_{t_2} \frac{\tau_{t_1}}{\tau_{t_2}}$$

$$Z_{t_x} = Z_{t_1} \frac{\tau_{t_x}}{\tau_{t_1}}$$

Строим график (рис. 15) зависимости изменения относительной остаточной деформации (ось ординат) от продолжительности выдержки образца в напряженном состоянии при данной температуре. При этом число осей времени (оси абсцисс) выбираем равным числу принятых в эксперименте и прогнозируемых температур. На каждой оси абсцисс время откладываем в соответствующем масштабе Z_{t_3} , Z_{t_2} , Z_{t_1} , Z_{t_x} . По оси ординат отложим значения относительной остаточной деформации, полученные в эксперименте (см. рис. 11).

Построенная таким образом зависимость (см. рис. 15) представляет собой одну совмещенную кривую, позволяющую опре-

делить: значение относительной остаточной деформации при данной температуре за требуемое время (ломаная 1); время достижения заданного значения относительной остаточной деформации при данной температуре (ломаная 2); продолжительность форсированных испытаний при повышенной температуре, эквивалентную заданному времени эксплуатации или хранения при температуре эксплуатации (прямая 3); предельный срок

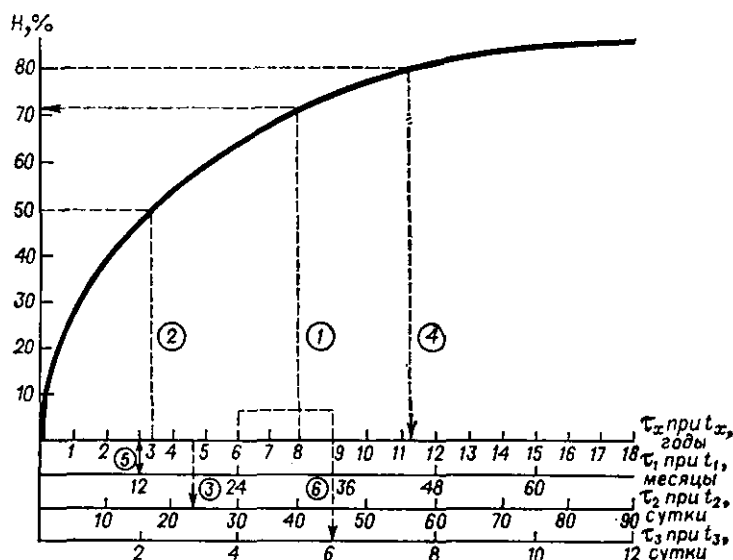


Рис. 15. Совмещенная кривая накопления резиной относительной остаточной деформации.

сохранения резиной уплотнительных свойств, приняв, например, критическое значение относительной остаточной деформации $H = 80\%$ (ломаная 4); режим форсированных испытаний (прямая 5, ломаная 6).

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕЛАКСАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ МЕТОДОМ ГРАФИЧЕСКОГО ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЯ КРИВОЙ РЕЛАКСАЦИИ

Прогнозирование релаксации напряжения также возможно по методу совмещенных кривых, как это показано в предыдущем разделе для относительной остаточной деформации. Однако этот метод связан с рядом допущений, одним из которых является условность использования уравнения Аррениуса. Кинетические кривые релаксации напряжения для некоторых резин не поддаются совмещению при принятом способе выбора масштабных коэффициентов. При этом погрешность результатов

прогнозирования оказывается выше допустимой. В этих случаях следует применять другой метод, основанный на графическом разложении кинетической кривой релаксации напряжения, построенной в координатах $\lg \beta - \tau$ (см. рис. 12).

Анализ уравнения (10) и температурной зависимости (см. рис. 13) констант скоростей и долей каждого из n процессов релаксации указывает на возможность прогнозирования релаксации напряжения по изменению относительной остаточной эластичности, рассчитанной по зависимости

$$\beta = \frac{\sigma_\tau}{\sigma_0} = \sum_{i=1}^n C_{0i} e^{-a_i \tau} \quad (11)$$

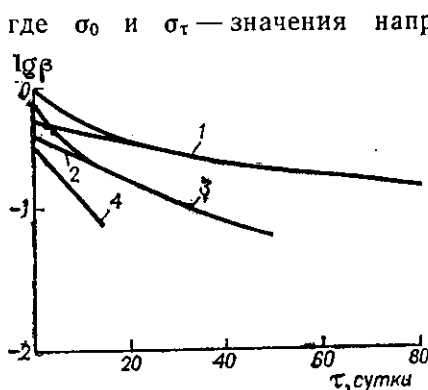


Рис. 16. Графическое дифференцирование кривой релаксации напряжения.

где σ_0 и σ_τ — значения напряжений, измеренных экспериментально соответственно до и после определенного срока экспозиции при данной температуре. Эксперимент проводят до получения значения $\beta \leq 0,2$.

Для каждой из принятых температур в координатах $\lg \beta - \tau$ строят кинетическую кривую 1 изменения относительной остаточной эластичности (рис. 16). Прямолинейный участок 2 кинетической кривой экстраполируют до пересечения с осью ординат. Отрезок, отсекаемый на оси ординат, определяет значение C_{01} , приходящееся на долю самого медленного процесса.

Рассчитывают разности значений $\beta_2(\tau) = \beta(\tau) - \beta_1(\tau)$, приходящиеся на долю оставшихся $n - 1$ процессов. Откладывая на том же графике зависимость $\lg \beta_2 - \tau$, строим новую кинетическую кривую. Если эта зависимость прямолинейна, то в точке пересечения прямой 3 с осью ординат фиксируем значение C_{02} для числа процессов релаксации $n = 2$. Если $n > 2$ и зависимость 3 криволинейна, то графическое дифференцирование продолжают, экстраполируя прямолинейный участок кривой 3 до пересечения с осью ординат и определяя C_{02} . Затем вновь рассчитывают разности: $\beta_3(\tau) = \beta_{n-1}(\tau) - \beta_2(\tau)$ до получения последней прямолинейной зависимости (прямая 4), пересечение которой с осью ординат дает значение C_{0n} . Убеждаемся в правильности прове-

денного дифференцирования, определив равенство $\sum_{i=1}^n C_{0i} = 1$.

Тангенсы углов наклона прямолинейных участков кривых $\lg \beta_n - \tau$ определяют значения констант скорости каждого из выделенных релаксационных процессов. В координатах $\lg a_i - \frac{1}{T}$

и $C_{0i} - T$ строят по рассчитанным в результате графического дифференцирования значениям a_i и C_{0i} их температурные зависимости, аналогично показанным на рис. 13, которые экстраполируют до температуры эксплуатации t_x . По полученным в результате экстраполяции прогнозируемым значениям a_{ix} и C_{0ix} по уравнению (11) определяют значение β_x в течение заданного срока τ или время τ_x достижения заданного значения β .

Для получения достоверных данных экспериментальное определение значений β следует производить не менее, чем при пяти температурах: 70, 90, 110, 130 и 50 или 150°C соответственно для нетеплостойких и теплостойких резин.

Расхождение полученного прогноза с фактически измеренными значениями относительной остаточной эластичности в процессе натурной экспозиции образцов девяти различных резин при 25°C в течение до 8 лет не превышало 20%, что следует считать хорошим результатом.

ЭКСПРЕСС-МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СРАВНИТЕЛЬНОЙ СТОЙКОСТИ РЕЗИН К ДЛИТЕЛЬНОМУ ДЕЙСТВИЮ НАПРЯЖЕНИЯ [27]

Приведенные ранее методы прогнозирования долговечности резин при длительном действии температуры дают возможность определить время достижения заданной величины показателя или величину показателя за заданное время. Однако во многих практически важных случаях необходима лишь сравнительная оценка долговечности двух или более резин для выбора лучшей. При наличии такой задачи описанные выше методы оказываются весьма трудоемкими и длительными. Существуют ускоренные методы, например, по ГОСТ 11099-73 и ASTM (D1390-567), предусматривающие оценку стойкости резин к длительному действию напряжения путем экспозиции образцов при определенной температуре в течение одного срока. Но при таком методе не учитывается скорость изменения напряжения во времени. Вместе с тем, как видно из данных рис. 17, возможен случай, когда скорость изменения относительной остаточной эластичности β резины 2 в начальной стадии процесса меньше, чем у резины 3, а в конечной стадии, наоборот, больше, и стойкость резины 3 выше, чем резины 2.

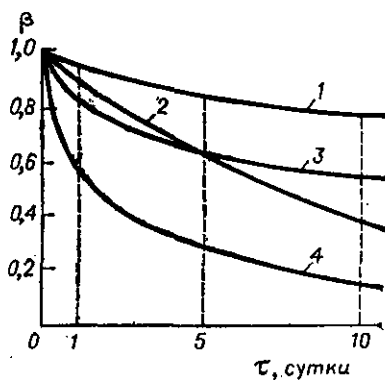


Рис. 17. Зависимость изменения относительной эластичности резин от скорости химической релаксации:

1—малая скорость; 2, 3—средняя скорость; 4—большая скорость

Приведенный пример указывает на необходимость сравнительной характеристики стойкости резин не только по абсолютной величине, но и по скорости ее изменения.

В общем случае стойкость резин к длительному действию напряжения при данной температуре тем выше, чем больше значение относительной остаточной эластичности β_1 за время τ_1 и β_2 за время τ_2 , где $\tau_1 < \tau_2$. Если принять в качестве абсолютного значения изменения показателя его значения β_2 , а за изменение его скорости — отношение β_2/β_1 , то критерием сравнительной оценки стойкости резин к длительному действию напряжения может служить коэффициент стойкости K (в %), равный:

$$K = \beta_2 \frac{\beta_2}{\beta_1} = \frac{\beta_2^2}{\beta_1}$$

На основании длительных наблюдений и анализа большого экспериментального материала по кинетике накопления оста-

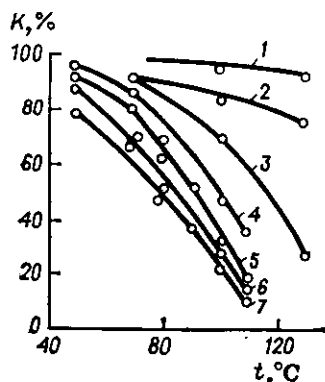


Рис. 18. Зависимость стойкости резин к хранению в напряженном состоянии при различных температурах от типа каучука: 1—СКТВ; 2—СКФ-26; 3—СКЭП; 4—СКБМ; 5—СКИ-3; 6—СКН-40; 7—СКМС-10.

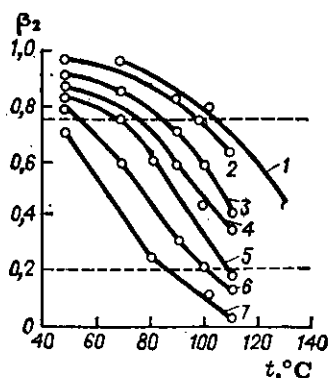


Рис. 19. Зависимость изменения β_2 от температуры для различных резин:

1—СКЭП + перекись дикумила; 2—СКБМ + тиурам + сера; 3—СКБМ + тиурам + алтас; 4—СКМС-10 + тиурам + сера; 5—СКМС-10 + тиурам + алтас; 6—СКБМ + сера + каптакс; 7—СКМС-10 + сера + каптакс.

точной деформации резин была установлена возможность выбора в качестве интервала времени измерения β_1 и β_2 соответственно $\tau_1 = 1$ сутки и $\tau_2 = 5$ суток. Из данных, приведенных на рис. 18, видно, что порядок расположения резин по убыванию значения коэффициента стойкости K сохраняется при исследованных температурах. Это указывает на возможность использования одной повышенной температуры для сравнительной оценки резин. Анализ данных рис. 19 показывает, что для каждого из исследованных типов каучука и вулканизирующей группы имеется область температур, в которой β_2 изменяется наи-

более чувствительно. За верхний предел чувствительности изменения β_2 при выборе температуры испытания можно принять $\beta_2 = 0,75$, за нижний предел наблюдений — $\beta_2 = 0,2$ аналогично ГОСТ 11099—73. Таким образом, для испытаний должна выбираться температура, при которой за 5 суток значение относительной остаточной эластичности будет находиться в пределах $0,75 > \beta_2 > 0,20$ (табл. 3).

Таблица 3

Рекомендуемые температуры испытания резин
для сравнительной оценки на стойкость
к действию напряжения

Температура испытаний, °C	Тип каучука	Тип вулканизирующей группы
70	СКН-18, СКН-26, СКН-40, СКБ, СКБМ, СКМС-10, СКИ-3 и др.	Сера, сера + каптакс
100	То же	Тиурам, тиурам + сера, тиурам, тиурам + альтакс
130	СКФ-32, СКТВ-1, СКЭП СКФ-26	Салициламин меди Перекись дикумила Бисфурулиденгексаметиленди- амин

Образцы сравниваемых резин выдерживают при выбранной температуре в напряженном состоянии в течение 1 и 5 суток. После каждого срока измеряют соответственно величину остаточной деформации или напряжения и рассчитывают β_1 и β_2 по соответствующему уравнению:

$$\beta = 1 - H \text{ или } \beta = \sigma_d / \sigma_0$$

По полученным значениям β_1 и β_2 рассчитывают значение коэффициента стойкости K . Чем больше значение коэффициента стойкости K , тем выше стойкость резины к длительному действию напряжения. Если при испытаниях окажется, что $\beta_2 > 0,75$, необходимо повысить температуру испытания, если $\beta_2 < 0,2$, следует понизить температуру в пределах, указанных в табл. 3.

ФОРСИРОВАННЫЕ ИСПЫТАНИЯ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

Иногда к уплотнителю предъявляются требования обеспечения в конце срока службы не только герметизирующих, но и каких-либо иных функций, например, способности к принудительному разрушению, сгоранию при определенной температуре или в потоке горячего газа, выбросу под действием давления из посадочного гнезда и т. д. В этих случаях недостаточно прогнозирование изменения герметизирующей способности уплотнителя. Вместе с тем разработка методов прогнозирования на все возможные случаи работы уплотнителей нецелесообразна.

В таких случаях выгоднее проводить форсированные испытания уплотнителя непосредственно в узле или приспособлении, имитирующем условия работы уплотнителя в узле. Методика форсированных испытаний состоит в сравнительной оценке работоспособности уплотнителя до термического старения, в процессе его и после его завершения.

Режим форсированных испытаний, т. е. режим термостарения, выбирают по результатам прогнозирования изменения соответствующего показателя резины.

Если прогнозирование изменения показателя производится по методу совмещенной кривой, то соответствующие температура и продолжительность форсированных испытаний выбирают по совмещенной кривой, полученной для резины, из которой изготовлен уплотнитель (рис. 15, прямая 3) с учетом коэффициента запаса $\Phi = 1,5$.

Если прогнозирование показателя осуществляется по методу графического дифференцирования кривой релаксации напряжения, то продолжительность форсированных испытаний для выбранной температуры рассчитывается из уравнения (11) с учетом полученных для данной резины и температуры значений констант C_{0i} и a_i .

В процессе эксплуатации уплотнитель может работать при разных температурных режимах. Например, в течение времени τ_1 при температуре t_1 и в течение τ_2 при температуре t_2 , где $\tau_1 + \tau_2 = \tau$ — полный срок службы уплотнителя. Выбор температурно-временного режима форсированных испытаний в этом случае осуществляется следующим образом. Допустим $t_1 = 25^\circ\text{C}$ и $t_2 = 50^\circ\text{C}$, $\tau_1 = 6$ годам и $\tau_2 = 1$ году.

По совмещенной кривой (см. рис. 15) определяем, что время, эквивалентное 1 году (12 месяцев) работы при 50°C , при 25°C составляет 3 года (прямая 5). Складывая полученное эквивалентное время 3 года со временем τ_1 работы уплотнителя при $t_1 = 25^\circ\text{C}$, получаем расчетное время $\tau_p = 9$ годам, по которому выбираем временной режим форсированных испытаний при температуре $t_n = 90^\circ\text{C}$, составляющий 6 суток (ломаная 6).

КОЛЬЦЕВЫЕ ПРОКЛАДКИ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

ТИПЫ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ИХ РАСЧЕТ

Кольцевые прокладки квадратного и прямоугольного сечения являются наиболее простой и широко распространенной конструкцией уплотнителей неподвижных соединений. Правильное использование такого рода уплотнителей предусматривает их применение при деформации осевого сжатия. Применение таких прокладок в условиях радиального сжатия не рационально из-за трудностей монтажа.

Возможны несколько вариантов конструктивного исполнения уплотнительного соединения (рис. 20). Конструкция с открытым гнездом (тип б) может применяться для герметизации сравнительно низких давлений. Конструкции соединений с полузакрытым и закрытым гнездом (типы в — е) используются для герметизации практически любых давлений, лимитируемых деформационно-прочностными параметрами соединения.

Расчет соединения с открытым гнездом. Для создания необходимого контакта и устойчивости прокладки нужно обеспечить ее осевую деформацию (рис. 21):

$$\varepsilon = (h_0 - h)/h_0 \text{ или } \lambda = h/h_0$$

Пределы осевой деформации сжатия выбираются с учетом продолжительности работы прокладки и составляют $15\% \leq \varepsilon \leq 35\%$. Обеспечение заданного предела деформации зависит от соотношения допусков на изготовление прокладки и гнезда. Если высота прокладки h_0 изготовлена с допуском $\pm c$, то необходимое для обеспечения заданной деформации номинальное значение высоты h и допустимые отклонения от нее вычисляются из соотношений:

$$h_{\min} = \left(1 - \frac{\varepsilon_{\max}}{100}\right) (h_0 + c)$$

$$h_{\max} = \left(1 - \frac{\varepsilon_{\min}}{100}\right) (h_0 - c)$$

Ширину гнезда, необходимую для установки прокладки, рассчитывают из условия постоянства объема резины при деформации:

$$b = \frac{(h_0 + c)(b_0 + c_1)}{h_{\min}}$$

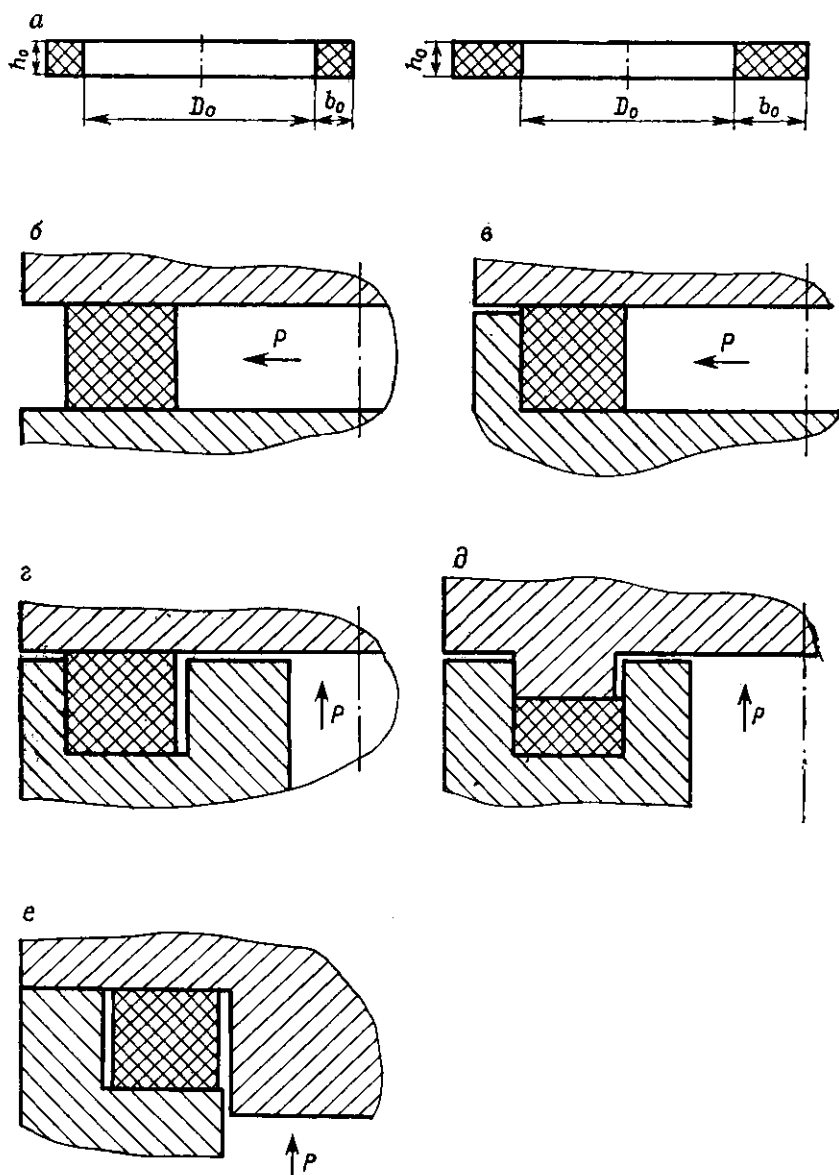


Рис. 20. Типы соединений с уплотнительными прокладками прямоугольного сечения:

а — прокладки квадратного и прямоугольного сечений; *б* — соединение с открытым гнездом; *в* — *е* — соединения с полуоткрытым и закрытыми гнездами.

Созданные при деформации прокладки напряжения с учетом равенства (1) составят:

$$\sigma = \frac{2}{3} E \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right)$$

Это уравнение справедливо в случае сжатия резины с применением смазки опорных поверхностей. Сжатие при сухом трении приводит к возникновению дополнительной деформации двухосного растяжения в направлении, перпендикулярном нагружению, а по опорным поверхностям — деформации сдвига. Вертикальная ось сохраняет свое положение только при условии $b_0/h_0 \gg 1$. В ином соотношении уплотнитель потеряет устойчивость при монтаже. Расчет соотношения между напряжением и деформацией для столь сложного напряженного состояния затруднен, поэтому для практических целей условно заменяют сложно-напряженное состояние простым сжатием с учетом коэффициента формы уплотнителя.

Коэффициент формы Φ представляет собой отношение опорной поверхности уплотнителя к его полной боковой поверхности и для кольцевой прокладки прямоугольного сечения равен [3]:

$$\Phi = \frac{1}{4} \frac{(D_0 + 2b_0)^2 - D_0^2}{(D_0 + 2b_0)h_0 + D_0h_0} = \frac{b_0}{2h_0}$$

Тогда приведенный модуль с учетом коэффициента формы и условий трения на опорных поверхностях будет равен:

$$E_{пр} = E (1 + 2\mu_{тр}\Phi)$$

где $\mu_{тр}$ — коэффициент трения резины по металлу (при 20 °С по сухой поверхности $\mu_{тр} = 0,4 \div 0,6$).

Выражение для расчета напряжения при сжатии кольцевой прокладки примет вид:

$$\sigma_0 = \frac{2}{3} E \left(1 + \mu_{тр} \frac{b_0}{h_0} \right) \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right)$$

Нагрузка, необходимая для деформации прокладки, составит $Q = \sigma S$

где $S = \pi(D + b_0)b_0$ — поверхность нагружения прокладки. С учетом значения σ , получим:

$$Q = \frac{2}{3} \pi E \left(1 + \mu_{тр} \frac{b_0}{h_0} \right) \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) (D + b_0) b_0$$

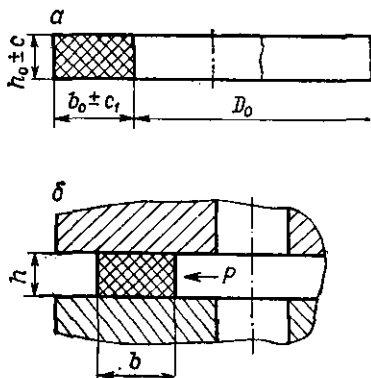


Рис. 21. Схема деформации уплотнителя (а) в открытом гнезде (б).

Прокладка, установленная в открытом гнезде, работает по принципу потери устойчивости при действии избыточного давления среды. Сопротивление резины изгибу невелико, поэтому устойчивость прокладки теряется тогда, когда действие избыточного давления $P_{кр}$ на внутренней поверхности прокладки D создает критическую нагрузку $P_{кр}\pi Dh$, превышающую силу трения по опорным поверхностям. Из равенства действующих сил

$$P_{кр}\pi Dh = 2\mu_{тр}Q$$

найдем значение критического давления разгерметизации, заменяя его выражением:

$$P_{кр} = \frac{2\mu_{тр}Q}{\pi Dh} = \frac{4}{3}\mu_{тр}E\left(1 + \mu_{тр}\frac{b_0}{h_0}\right)\left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0}\right)(D_0 + b_0)\frac{b_0}{Dh}$$

Как видно из последнего равенства, величина герметизируемого давления в соединении с открытым гнездом главным образом зависит от условий трения прокладки по опорным поверхностям. Чем выше коэффициент трения, модуль резины, больше ширина и меньше высота прокладки, тем выше значение герметизируемого давления. Этим объясняется применение в такого рода соединениях тонких и широких прокладок из высокомолекулярных резин. В ряде случаев на опорные поверхности наносится резиновый клей, обеспечивающий повышенную устойчивость прокладки. Но в последнем случае соединение становится неразборным.

Расчет соединения с закрытым гнездом. Как было показано выше, резиновый уплотнитель в замкнутом объеме, каким можно считать закрытое и полузакрытое гнезда, работает по принципу самоуплотнения, описываемому уравнением (2). Очевидно, что для обеспечения эффекта самоуплотнения необходимо, чтобы прокладка плотно прижималась к стенке гнезда, противоположной действию давления, и как можно более полно заполняла объем гнезда. В общем случае необходимо, чтобы объем гнезда был равен или несколько более объема прокладки [не более 15% (об.)]:

$$V_{гн} \geq V_{пр}$$

С учетом обозначений, принятых на рис. 22, имеем:

$$(h_0 + c)(b_0 + c_1) = (h - \delta)(b - \delta_1)$$

$$1,15(h_0 - c)(b_0 - c_1) = (h + \delta)(b + \delta_1)$$

Отсюда выражения для расчета номинального значения и поля допусков ширины гнезда примут вид:

$$b - \delta_1 = \frac{(h_0 + c)(b_0 + c_1)}{h - \delta}$$

$$b + \delta_1 = \frac{1,15(h_0 - c)(b_0 - c_1)}{h + \delta}$$

где $h \pm \delta$ определяется с учетом заданного предела деформации $15\% \leq \epsilon \leq 35\%$, как было показано для прокладок в открытом гнезде.

В случае установки прокладки в полуоткрытом гнезде (рис. 22, в) расчет значений h и b проводится аналогично открытому гнезду.

Практически удобно устанавливать прокладку в гнездо с некоторым натягом Δ по внутреннему диаметру:

$$\Delta = (D - D_0)/D_0 = 0,01 + 0,02$$

При сжатии такой прокладки объем резины будет перераспределяться в сторону наружной стенки гнезда и в зависимости от соотношения объемов прокладки и гнезда коснется наружной стенки или между ней и прокладкой останется некоторый зазор κ .

Возможен случай установки прокладки без натяга как по внутреннему, так и по наружному диаметру, т. е. $(D + 2b) > D_0 > D$. Этот случай наиболее вероятен в полузакрытом гнезде. При таком способе монтажа объем резины будет перераспределяться в обе стороны и между прокладкой и наружной стенкой гнезда также возможен зазор κ .

Если прокладка монтируется с небольшим натягом Δ_1 по наружному диаметру, равным

$$\Delta_1 = \frac{(D_0 + 2b_0) - (D + 2b)}{D_0 + 2b_0} \leq 0,01$$

то объем резины будет перераспределяться к внутренней стенке гнезда, а между наружной стенкой и прокладкой зазора не будет, т. е. $\kappa = 0$.

Последний случай монтажа прокладки обеспечить сложно, но он является наиболее целесообразным с точки зрения работоспособности уплотнительного соединения.

Если зазор $\kappa = 0$, то прокладка работает в соответствии с уравнением (2), начиная с любого значения давления P . Если же $\kappa > 0$, то потребуется некоторое давление, чтобы сместить прокладку до ее касания с наружной стенкой гнезда, после чего она начнет работать в соответствии с уравнением (2) (рис. 23), т. е. в этом случае:

$$\sigma^* = \sigma'_0 + a(P - P_0) \quad (12)$$

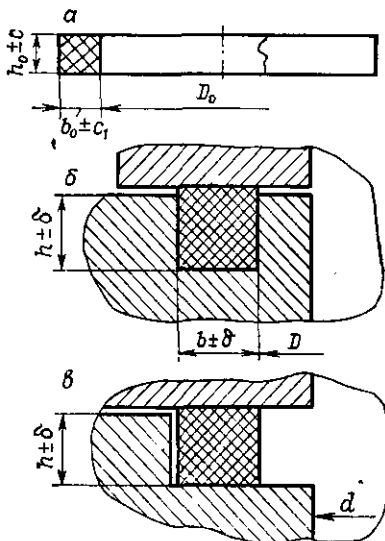


Рис. 22. Схема деформации уплотнителя (а) в закрытом (б) и полуоткрытом (в) гнездах.

Здесь σ'_0 — контактное напряжение после смещения прокладки; P_0 — давление, необходимое для смещения прокладки на величину зазора κ до ее касания с наружной стенкой гнезда.

Очевидно, что чем меньше P_0 , тем более полно проявляется эффект самоуплотнения. В соответствии с определением давления, при котором начнется смещение прокладки, составит:

$$P_0 = P_{кр} = \frac{4}{3} \mu_{тр} E \left(1 + \mu_{тр} \frac{b_0}{h_0} \right) \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) (D + b_0) \frac{b_0}{Dh}$$

В отличие от требований к прокладкам в открытом гнезде, где стремятся к получению большего значения $P_{кр}$, в случае установки прокладки в закрытом гнезде надо стремиться, чтобы $P_{кр}$ было как можно меньше. Поэтому необходимо вводить смазку опорных поверхностей для снижения $\mu_{тр}$, выбирать рези-

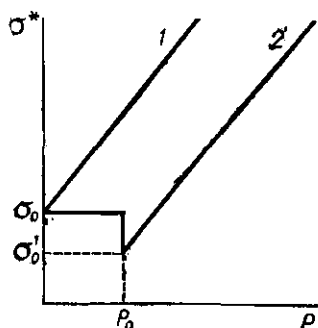


Рис. 23. Схема герметизации прокладкой прямоугольного сечения соединений с полуоткрытым и закрытым гнездами при отсутствии (прямая 1) и наличии (прямая 2) зазора со стороны, противоположной действию давления P .

ну с низким значением модуля, конструировать прокладку с минимальной шириной b_0 , т. е. оптимальна в этом случае прокладка квадратного сечения, когда $b_0 = h_0$.

Экспериментально было получено эмпирическое уравнение для определения зависимости σ'_0 от величины зазора:

$$\sigma'_0 = \sigma_0 (1 - 1,1\kappa) \quad (13)$$

Приняв значение κ для случая установки прокладки с натягом Δ по внутреннему диаметру гнезда равным

$$\kappa = \frac{V_{гн} - V_{пр}}{V_{пр}} = \frac{hb}{h_0 b_0} - 1$$

а для случая установки прокладки без натяга

$$\kappa = \frac{1}{2} \frac{V_{гн} - V_{пр}}{V_{пр}} = \frac{1}{2} \left(\frac{hb}{h_0 b_0} - 1 \right)$$

подставим эти значения в уравнение (13). Получим для прокладки, установленной с натягом по внутреннему диаметру

$$\sigma'_0 = \sigma_0 \left(2,1 - 1,1 \frac{hb}{h_0 b_0} \right)$$

и для прокладки, установленной без натяга

$$\sigma'_0 = \sigma_0 \left(1,55 - 0,55 \frac{hb}{h_0 b_0} \right)$$

С учетом полученных значений σ'_0 и P_0 приведем уравнение (12) к виду

$$\sigma = \frac{2}{3} E \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) \left[\left(2,1 - 1,1 \frac{hb}{h_0 b_0} \right) - \right. \\ \left. - 2\alpha\mu_{тр} \left(1 + \mu_{тр} \frac{b_0}{h_0} \right) (D_0 + b_0) \frac{b_0}{Dh} \right] + \alpha P$$

или

$$\sigma^* = \frac{2}{3} E \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) \left[\left(1,55 - 0,55 \frac{hb}{h_0 b_0} \right) - \right. \\ \left. - 2\alpha \mu_{\text{тр}} \left(1 + \mu_{\text{тр}} \frac{b_0}{h_0} \right) (D_0 + b_0) \frac{b_0}{Dh} \right] + \alpha P$$

соответственно для прокладки, установленной с натягом по внутреннему диаметру и без натяга.

Эффект самоуплотнения обеспечен, если соблюдается условие

$$\sigma^* > \sigma_0$$

Анализируя выражения для расчета σ^* видим, что при равенстве единице члена, стоящего в квадратных скобках, эти выражения обращаются в (2). Это возможно при соблюдении условия, что $hb/h_0 b_0 = 1$, т. е. объем гнезда равен объему прокладки и зазор отсутствует, и при этом потери на преодоление трения прокладки по опорным поверхностям равны 0 (зависимость 1 на рис. 23). В этом случае эффект самоуплотнения будет обеспечен при любых значениях σ_0 , в том числе и при $\sigma_0 = 0$,

Таблица 4

Размеры прокладок, мм

D_0		h_0		b_0^*	
номинал	предельное отклонение	номинал	предельное отклонение	номинал	предельное отклонение
4—19	$\pm 0,2$	2,0	$\pm 0,1$	3,0	$\pm 0,2$
20—28	$\pm 0,3$	2,5	$\pm 0,1$	4,0	$\pm 0,2$
30—38	$\pm 0,4$	3,0	$\pm 0,2$	5,0	$\pm 0,2$
40—48	$\pm 0,5$				
50—54	$\pm 0,5$				
56—64	$\pm 0,6$	3,5	$\pm 0,2$	6,5	$\pm 0,3$
66—78	$\pm 0,7$				
80—86	$\pm 0,8$				
88—94	$\pm 0,9$	4,0	$\pm 0,2$	7,5	$\pm 0,3$
96—100	$\pm 1,0$				
105—120	$\pm 1,2$				
125—145	$\pm 1,4$	4,5	$\pm 0,2$	8,5	$\pm 0,3$
150—160	$\pm 1,5$				
165—185	$\pm 1,7$				
190—210	$\pm 2,0$	5,5	$\pm 0,2$	9,0	$\pm 0,3$
215—235	$\pm 2,2$				
240—265	$\pm 2,5$				
270—295	$\pm 2,8$	6,0	$\pm 0,2$	10,0	$\pm 0,3$
300—350	$\pm 3,5$				
		6,0	$\pm 0,2$	11,0	$\pm 0,4$
		6,5	$\pm 0,3$	12,0	$\pm 0,4$

* Для прокладок квадратного сечения $b_0 = h_0$.

если при этом $\alpha \neq 0$, т. е. резина сохраняет способность передавать действующее на нее давление среды. Такая способность соответствует сохранению резиной высокоэластических свойств, т. е. до перехода ее в стеклообразное состояние.

В табл. 4 приведены рекомендуемые соотношения размеров кольцевых прокладок прямоугольного и квадратного сечений.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРОКЛАДОК

При определении долговечности прокладок следует учитывать влияние таких эксплуатационных факторов, как температура, время, активность уплотняемой среды. Анализ уравнений, определяющих значение $P_{кр}$ и σ^* , показывает, что изменение работоспособности прокладок может происходить вследствие изменения E , $\mu_{тр}$, α и h_0 . Как было указано в главе 2, модуль E резины в напряженном состоянии является слабой функцией времени, а его влияние может быть обнаружено в процессе деформирования уплотнителя, что в неподвижных соединениях практически не наблюдается. Исследования показали также, что коэффициент передачи давления α слабо зависит от времени. Вследствие процессов межмолекулярного взаимодействия резины с металлом следует ожидать существенного повышения силы трения. Однако сила трения должна одновременно уменьшаться вследствие релаксации напряжения, приводящей к снижению нормальной нагрузки.

Суммарное изменение условий трения вследствие протекания объемных и поверхностных процессов в материале уплотнителя можно оценить коэффициентом K_μ . Процессы релаксации, приводящие к накоплению остаточной деформации и снижению остаточной эластичности, превращают отношение h_0/h в функцию, существенно зависящую от времени и температуры.

Учитывая приведенные в главах 1 и 2 зависимости изменения силы трения и напряжения от времени и температуры

$$K_\mu = 1 + \frac{A_F}{F_0} \lg \frac{\tau}{\tau_0}; \quad \sigma(\tau) = \sigma_0 \beta; \quad \sigma(t) = \sigma_0 K_\beta$$

запишем выражения для определения $P_{кр}$ и σ^* с учетом влияния эксплуатационных факторов:

для прокладок в открытом гнезде

$$P_{кр}(t, \tau) = \frac{4}{3} \mu_{тр} K_\mu E \left(1 + \mu_{тр} K_\mu \frac{b_0}{h_0} \right) \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) (D + b_0) \frac{b_0}{Dh} K_\beta \beta$$

для прокладок в закрытом гнезде, установленных с натягом по внутреннему диаметру

$$\sigma^*(t, \tau) = \frac{2}{3} E \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) \left[\left(2,1 - 1,1 \frac{hb}{h_0 b_0} \right) - \right. \\ \left. - 2\alpha \mu_{тр} K_\mu \left(1 + \mu_{тр} K_\mu \frac{b_0}{h_0} \right) (D + b_0) \frac{b_0}{Dh} \right] K_\beta \beta + \alpha P$$

и для прокладок в закрытом гнезде, установленных с натягом по наружному диаметру

$$\sigma^*(t, \tau) = \frac{2}{3} E \left(\sqrt{\frac{h_0}{h}} - \frac{h}{h_0} \right) K_v \beta + \alpha P$$

Определяя экспериментально для выбранной резины значения K_v , β и K_μ , рассчитываем работоспособность уплотнительных соединений за данный срок службы при данной температуре с учетом воздействия рабочей среды.

ВЫБОР РЕЗИН ДЛЯ ПРОКЛАДОЧНЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

В зависимости от конструкции уплотнительного соединения требования к резине для прокладок оказываются во многом различными и даже противоположными.

Если для соединения с открытым гнездом требуется резина с большим значением высокоэластического модуля, с высокой поверхностной активностью и максимальным коэффициентом трения, то для соединения с закрытым гнездом, наоборот, резину следует выбирать с учетом наименьших значений модуля, коэффициента трения и поверхностной активности. Если прокладка монтируется в закрытое гнездо с натягом по наружному диаметру, то выбор резины практически не зависит от указанных параметров. Однако во всех случаях к резине предъявляются одинаковые требования по морозостойкости, а в первых

Таблица 5

Характеристики резин для прокладок

Тип соединения	Показатели и их нормы					
	модуль $E \cdot 10^5$ Па	коэффициент трения	коэффициент восстановления	относительная остаточная эластичность	набухание в среде, % (масс.)	поверхностная активность
В открытом гнезде	> 60	$> 0,5$	$\geq 0,2$	$\geq 0,2$	$+8 \div -3$	Высокая, без коррозионного воздействия
В закрытом гнезде с натягом по внутреннему диаметру	< 40	$< 0,4$				Низкая
В закрытом гнезде с натягом по наружному диаметру	$20-80$	$0,3-0,6$				Без коррозионного воздействия

двух — по стойкости к длительному действию напряжения и повышенных температур. При выборе резины следует обязательно учитывать ее физико-химическую стойкость к рабочей среде. Большое набухание или значительное вымывание резины в среде может привести к потере прокладкой работоспособности из-за резкого изменения ее объема и, следовательно, напряженного состояния. В табл. 5 приведены показатели основных свойств резин, рекомендуемые для изготовления прокладок, в зависимости от типа уплотнительного соединения.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Рассчитаем конструкцию уплотнительного соединения с прокладкой, предназначенной для герметизации фланцев в трубопроводе диаметром 40 мм, работающего под давлением $15 \cdot 10^6$ Па.

Решение. Выбираем как наиболее простую в исполнении конструкцию фланцев с открытым гнездом. Из табл. 4 берем размеры прокладки с диаметром, близким и несколько большим диаметра трубопровода. Находим $D_0 = 45 - 0,5$ мм, $h_0 = 3 \pm \pm 0,2$ мм, $b_0 = 4 \pm 0,2$ мм. Определяем высоту гнезда, задаваясь деформацией прокладки $\epsilon_{\max} = 30\%$, $\epsilon_{\min} = 15\%$.

$$h_{\min} = (1 - 0,3) 3,2 = 0,7 \cdot 3,2 = 2,24$$

$$h_{\max} = (1 - 0,15) 2,8 = 0,85 \cdot 2,8 = 2,38$$

Назначаем высоту гнезда, т. е. предельные значения смыкания фланцев трубопровода $h = 2,3^{+0,08}_{-0,06}$.

Определяем ширину фланцев под установку прокладки

$$b = \frac{3,2 \cdot 4,2}{2,24} = 6 \text{ мм}$$

Следовательно, отверстия под соединительные болты должны быть расположены на диаметре, большем $D_0 + 2b = 57$ мм. Выбираем резину с модулем $E = 75 \cdot 10^5$ Па и коэффициентом трения $\mu_{\text{тр}} = 0,5$. Рассчитываем величину максимального давления, которое может уплотнять выбранная прокладка:

$$P_{\text{кр}} = \frac{4}{3} \cdot 0,5 \cdot 75 \cdot 10^5 \left(1 + 0,5 \frac{0,4}{0,3}\right) \left(\sqrt{\frac{0,3}{0,23}} - \frac{0,23}{0,3}\right) (4,5 + 0,4) \frac{0,4}{4,5 \cdot 0,23} = 6,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Убеждаемся, что выбранная конструкция соединения не обеспечивает герметизацию требуемого давления.

Принимаем решение о выборе конструкции фланцев с закрытым гнездом. По условиям монтажа удобно прокладку монтировать с натягом по внутреннему диаметру.

Определяем внутренний диаметр гнезда под прокладку, принимая $\Delta \geq 0,015$.

$$D = D_0 (\Delta + 1) = 45 \cdot 1,015 \approx 45,6 \text{ мм}$$

Определяем ширину гнезда

$$b_{\min} = \frac{3,2 \cdot 3,8}{2,24} = 5,43 \text{ мм}$$

$$b_{\max} = \frac{1,15 \cdot 2,8 \cdot 4,2}{2,38} = 5,63 \text{ мм}$$

Принимаем размер ширины гнезда $b = 5,5^{+0,13}_{-0,07}$.

Выбираем новую резину НО-68-1 с модулем $E = 40 \cdot 10^5$ Па и коэффициентом трения (вводим смазку контактных поверхностей) $\mu_{\text{тр}} = 0,3$. Определяем работоспособность соединения для

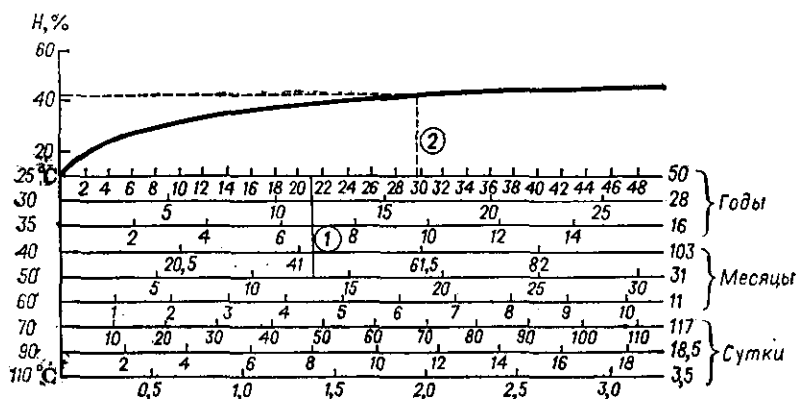


Рис. 24. Совмещенная кривая накопления относительной остаточной деформации резиной НО-68-1.

худшего случая, т. е. $\varepsilon = 15\%$, $h_0 = 2,8$ мм, $b_0 = 3,8$ мм, $h = 2,38$ мм, $b = 5,63$ мм.

$$\sigma^* = \frac{2}{3} \cdot 40 \cdot 10^5 \left(\sqrt{\frac{0,28}{0,238}} - \frac{0,238}{0,28} \right) \left[\left(2,1 - 1,1 \frac{0,238 \cdot 0,563}{0,28 \cdot 0,38} \right) - \right. \\ \left. - 2,1 \cdot 0,3 \left(1 + 0,3 \frac{0,38}{0,28} \right) (4,5 + 0,38) \frac{0,38}{4,5 \cdot 0,238} \right] + 1 \cdot 15 \cdot 10^6 = 14,04 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Определяем контактное напряжение, созданное при монтаже прокладки:

$$\sigma_0 = \frac{2}{3} \cdot 40 \cdot 10^5 \left(1 + 0,3 \frac{0,38}{0,28} \right) \left(\sqrt{\frac{0,28}{0,238}} - \frac{0,238}{0,28} \right) \approx 0,9 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Следовательно условие $\sigma^* > \sigma_0$ соблюдено и герметичность обеспечена.

Пример 2. Определим долговечность уплотнительного соединения, рассчитанного в предыдущем примере, принимая температурный интервал эксплуатации $\pm 50^\circ\text{C}$ в течение 10 лет, в том числе при 25°C (τ_{25}) в течение 8,5 лет и при 50°C в течение 1 года. Для выбранной резины НО-68-1 коэффициент высокоэластической восстанавливаемости при -50°C составляет $K_B = 0,25$.

Решение. Определяем кинетику накопления остаточной деформации резиной при 70, 90, 110 °С. По полученным данным строим совмещенную кривую для температурного интервала от 25 до 110 °С (рис. 24). По совмещенной кривой определяем время $\tau_{\text{экв}}$ работы уплотнителя при 25 °С, эквивалентное одному году при 50 °С (прямая 1). Оно составляет 21 год.

Рассчитываем общее время работы соединения при 25 °С с учетом эквивалентного значения:

$$\tau_{\text{общ}} = \tau_{25} + \tau_{\text{экв}} = 8,5 + 21 = 29,5 \text{ лет}$$

Определяем величину накопления остаточной деформации за время $\tau_{\text{общ}}$ (ломаная 2), которая составляет $H = 45\%$.

С учетом коэффициента запаса $\varphi = 1,5$ получим:

$$H_{\text{расч}} = H\varphi = 45 \cdot 1,5 = 67,5 \approx 68\%$$

Находим значение относительной остаточной эластичности β :

$$\beta = 1 - \frac{H}{100} = 1 - 0,68 = 0,32$$

Принимаем значение $K_{\mu} = 1,5$. Рассчитываем значение $\sigma^*(t, \tau)$:

$$\begin{aligned} \sigma^*(t, \tau) = & \frac{2}{3} \cdot 40 \cdot 10^5 \left(\sqrt{\frac{0,28}{0,238}} - \frac{0,238}{0,28} \right) \left[\left(2,1 - 1,1 \frac{0,238 \cdot 0,563}{0,28 \cdot 0,38} \right) - \right. \\ & - 2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 1,5 \left(1 + 0,3 \cdot 1,5 \frac{0,38}{0,28} \right) (4,5 + 0,38) \frac{0,38}{4,5 + 0,238} \left. \right] 0,25 \cdot 0,32 + \\ & + 1 \cdot 150 \cdot 10^5 = 150,02 \cdot 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

Определим значение

$$\sigma(t, \tau) = \frac{2}{3} \cdot 40 \cdot 10^5 \left(1 + 0,3 \frac{0,38}{0,28} \right) \left(\sqrt{\frac{0,28}{0,238}} - \frac{0,238}{0,28} \right) 0,25 \cdot 0,32 = 0,7 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Условие $\sigma^* > \sigma$ соблюдено. Следовательно, уплотнительное соединение сохранит герметичность в заданных условиях эксплуатации.

КОЛЬЦА КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

КОНСТРУКЦИЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Кольца круглого сечения (торообразные прокладки) — универсальные уплотнители, применяемые для герметизации неподвижных и подвижных соединений. Их устанавливают как самостоятельно, так и в паре с другими типами уплотнителей, в качестве основного или дублирующего элемента. В ряде случаев уплотнительное соединение может состоять из двух и более последовательно установленных колец круглого сечения. Кольца круглого сечения, например, в отличие от манжет, шевронных и других уплотнителей, способны герметизировать двухстороннее давление, т. е. давление, действующее на кольца с любой стороны.

Тороидальные прокладки используют при осевой, радиальной и угловой деформациях сжатия поперечного сечения в процессе установки в соответствующие закрытые гнезда (рис. 25). В случае радиальной деформации возможна установка колец в гнездо, выполненное на штоке (рис. 25, а) или в цилиндре (рис. 25, б). Как правило, кольца монтируют в гнездо с некоторым натягом Δ по внутреннему диаметру:

$$\Delta = (D - D_1)/D \leq 0,03$$

При радиальной деформации более удобен монтаж кольца в гнездо, выполненное в штоке, так как при этом уменьшается опасность его срезания или выскакивания из гнезда. Однако в обоих случаях установки колец при радиальной деформации в цилиндре и на штоке необходимо выполнять заходные конуса, обеспечивающие нормальные условия монтажа колец (рис. 26).

Деформация кольца по сечению неравномерна и в точке максимального сжатия составляет:

$$\epsilon' = (d - h)/d \text{ или } \lambda' = h/d$$

Допустимые пределы относительной деформации кольца принимаются равными: для неподвижных соединений $15\% \leq \epsilon' \leq 35\%$ и для подвижных $10\% \leq \epsilon' \leq 25\%$.

При осевой деформации кольца размеры гнезда устанавливаются исходя из следующих соотношений:

$$e'_{\text{макс}} = \frac{(d+c) - (h-c_1)}{d+c} \leq 0,3\varepsilon$$

$$e'_{\text{мин}} = \frac{(d-c) - (h+c_1)}{d-c} \geq 0,15$$

Отсюда определяется номинальное значение и допустимые отклонения высоты гнезда $h \pm c_1$.

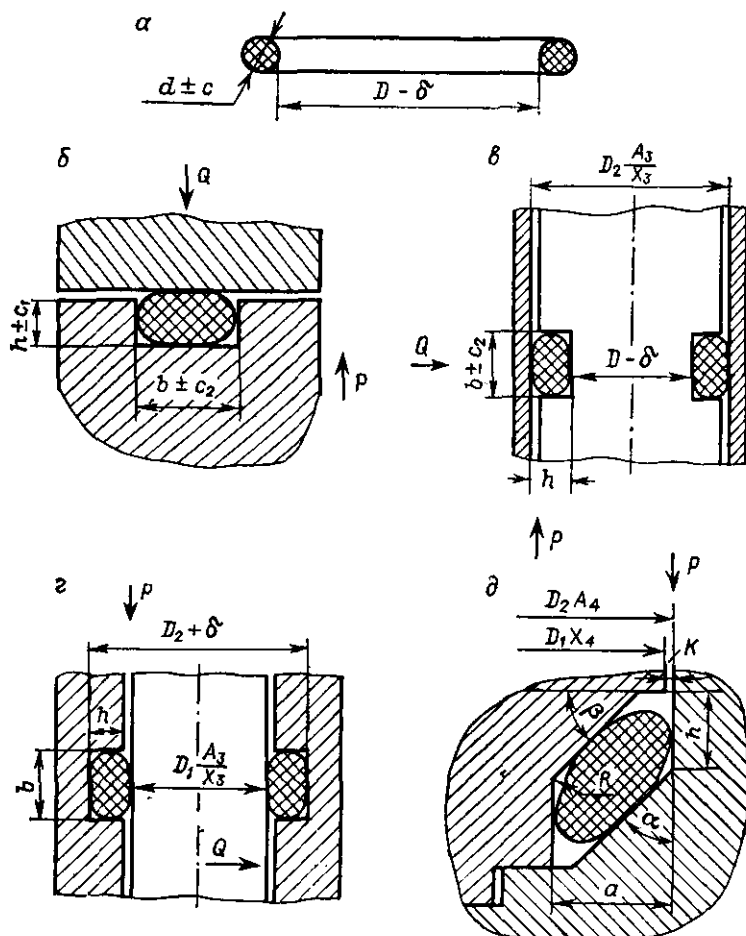


Рис. 25. Установка колец круглого сечения (а); при осевой деформации (б); при радиальной деформации с гнездом на штоке (в) и в цилиндре (г); при угловой деформации (д).

Для определения ширины гнезда b примем, что после деформации кольцо полностью заполняет прямоугольное гнездо. Ис-

ходя из равенства площадей поперечного сечения недеформированного кольца $S_{нд}$ и деформированного S_d , имеем:

$$S_{нд} = S_d$$

$$S_{нд} = \pi d^2/4$$

$$S_d = hb$$

Отсюда:

$$b = \pi d^2/4h$$

При радиальной деформации кольца высоту гнезда рассчитывают как разность диаметров D_2 и D_1 с учетом допусков на их изготовление:

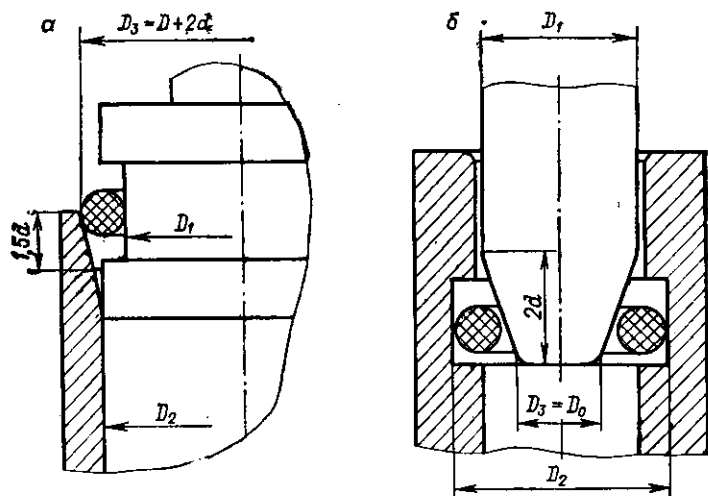


Рис. 26. Схема монтажа колец круглого сечения при радиальной деформации в гнезде на штоке (а) и в цилиндре (б).

для гнезда, выполненного на штоке (рис. 25, а)

$$h_{\max} = \frac{D_2 (A_3) - D_1}{2}$$

$$h_{\min} = \frac{D_2 - (D_1 - \delta)}{2}$$

для гнезда, выполненного в цилиндре (рис. 25, б)

$$h_{\max} = \frac{D_2 - D_1 (A_3)}{2}$$

$$h_{\min} = \frac{(D_2 + \delta) - D_1}{2}$$

По найденным значениям $h_{\max}$ и $h_{\min}$ следует уточнить, обеспечиваются ли заданные пределы деформации с учетом типа

уплотняемого соединения (подвижное или неподвижное). Ширину гнезда b в этих случаях рассчитывают аналогично условиям установки кольца при осевой деформации.

Размеры гнезда и деформация кольца при установке в гнездо с сжатием под углом к вертикальной оси вычисляют, согласно рекомендациям НИИРП, из условия обеспечения эффекта вклинивания кольца при действии избыточного давления, исходя из следующих соотношений (рис. 25, ∂):

$$h = (0,26 + 0,32) d; \quad R = 0,6d$$

$$a = (1,33 + 1,39) d; \quad K = \frac{D_2(A_4) - D_1(X_4)}{2}$$

$$\alpha = 45^\circ; \quad \beta = 25^\circ$$

$$e_{\text{макс}} = \frac{0,707h_{\text{мин}} + 0,378a_{\text{мин}} + 0,329K_{\text{мин}} - 0,157R}{d_{\text{макс}}} \leq 0,35$$

$$e_{\text{мин}} = \frac{0,688h_{\text{макс}} + 0,414a_{\text{макс}} + 0,299K_{\text{макс}} - 0,162R}{d_{\text{мин}}} \geq 0,15$$

Необходимые пределы деформации кольца для герметизации неподвижных и подвижных соединений обеспечиваются, как правило, точностью исполнения высоты h посадочного гнезда. Однако, наряду с этим, согласно ГОСТ 9833—73, предусматриваются две группы точности исполнения диаметра d самого уплотнительного кольца (табл. 6), что также обеспечивает создание требуемого уровня деформации.

Таблица 6

Группы точности по ГОСТ 9833—73
колец круглого сечения, мм

Номинальное значение d	Предельные отклонения для группы точности	
	1	2
1,4	+0,10	±0,10
1,9	—0,05	
2,5		
3,0	±0,10	±0,20
3,6		—0,10
4,6		
5,8	±0,15	+0,3
7,5		—0,15
8,5	±0,20	+0,30
		—0,20

Кольца круглого сечения изготавливают в пресс-формах с горизонтальным разъемом плит (рис. 27, a). Образующийся по месту разъема плит пресс-формы облой после его удаления практически не влияет на работоспособность колец в неподвижных соединениях. Однако в подвижных соединениях облой на

радиально деформированном кольце, изготовленном в пресс-форме указанного типа, оказывается в точке максимальной деформации и является причиной разгерметизации соединения и источником локального разрушения кольца при многократном перемещении. Поэтому кольца для подвижных соединений целесообразно изготавливать в пресс-формах с разъемом под углом 45° к горизонтальной оси (рис. 27, б). При таком способе

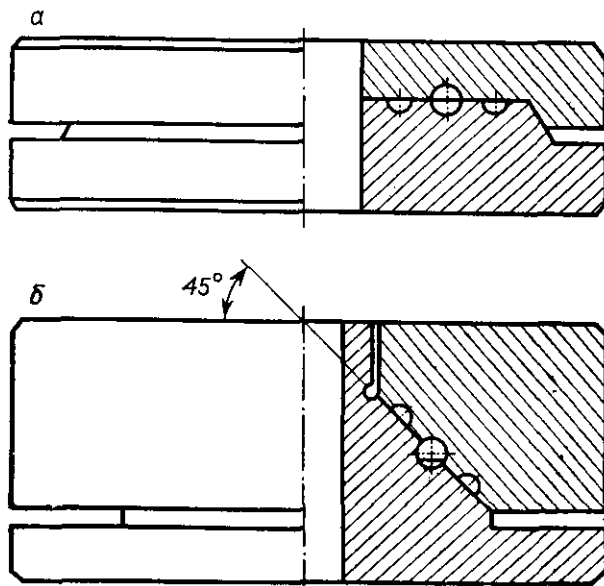


Рис. 27. Пресс-формы для изготовления колец круглого сечения с горизонтальным разъемом плит (а) и с разъемом под углом 45° (б).

изготовления, хотя и усложняется конструкция пресс-формы и технологические операции по изготовлению колец, достигается повышение надежности и долговечности их работы в подвижных соединениях благодаря удалению линии облоя с контактной поверхности.

РАСЧЕТ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОЛЕЦ

Вследствие неравномерной деформации сжатия поперечного сечения кольца, развивающиеся при этом напряжения, также распределены по ширине контакта неравномерно. Распределение контактных напряжений в деформированном кольце приближенно может быть описано параболическим законом (рис. 28)

$$\frac{x_i^2}{\left(\frac{S}{2}\right)^2} + \frac{y_i}{\sigma_{0 \text{ макс}}} = 1$$

где $y_i = \sigma_i$ — значение напряжения в точке контакта с абсциссой x_i , принимающей значения от 0 до $S/2$; $S = 3d\epsilon'$ — ширина контакта; $\sigma_{0 \text{ макс}} = \frac{2}{3} E_k \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right)$ — значение контактного напряжения в точке $x_i = 0$ с максимальной степенью деформации; E_k — приведенный модуль кольца, значение которого установлено экспериментально и составляет $E_k = 1,25E$. Отсюда контактное напряжение $\sigma_{0 \text{ макс}}$ в точке наибольшей деформации кольца равно:

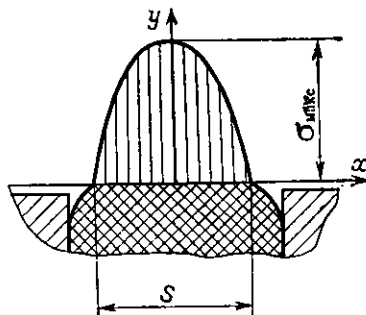


Рис. 28. Эпюра контактных напряжений при деформации кольца круглого сечения.

$$\sigma_{0 \text{ макс}} = \frac{5}{6} E \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right)$$

Площадь, ограниченная параболой и осью абсцисс, характеризует значение контактного усилия, приходящегося на единицу длины окружности деформированного кольца:

$$F_k = 2 d \sigma_{0 \text{ макс}} \epsilon' = \frac{5}{3} E d \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \left(1 - \frac{h}{d} \right)$$

Устойчивость кольца смещению под действием уплотняемого давления определяется силой трения $F_{\text{тр}}$ на поверхностях контакта

$$F_{\text{тр}} = 2 \mu_{\text{тр}} N$$

где N — нормальное усилие, равное $N = F_k \pi D_{\text{ср}}$.

При осевой деформации кольца

$$D_{\text{ср}} = D + d$$

и при радиальной деформации кольца

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

С учетом значения F_k , получим:

$$F_{\text{тр}} = \frac{10}{3} \mu_{\text{тр}} E \pi D_{\text{ср}} d \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \left(1 - \frac{h}{d} \right)$$

При осевой деформации кольца механизм его работы аналогичен описанному для прокладок квадратного сечения в закрытом гнезде. Давление P_0 , необходимое для радиального смещения кольца до касания со стенкой гнезда, противоположной действию давления, и удерживания кольца в этом положении, найдем из равенства:

$$P_0 h = \frac{F_{\text{тр}}}{\pi D_{\text{ср}}}$$

Отсюда

$$P_0 = \frac{10}{3} \mu_{\text{тр}} E \frac{d}{h} \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \left(1 - \frac{h}{d} \right)$$

В соответствии с уравнением (13) имеем:

$$\sigma'_{0 \text{ макс}} = \frac{5}{6} \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \left(1,55 - 2,2 \frac{bh}{\pi d^2} \right)$$

Подставляя последние два выражения в (12), получим:

$$\sigma'_{\text{макс}} = \frac{5}{3} E \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \left[\left(0,755 - 1,1 \frac{bh}{\pi d^2} \right) - 2\mu_{\text{тр}} \frac{d}{h} \left(1 - \frac{d}{h} \right) \right] + \alpha P$$

Условием герметичности соединения в этом случае является:

$$\sigma'_{\text{макс}} > \sigma_{0 \text{ макс}}$$

При радиальной деформации кольца механизм герметизации [13] несколько отличен от условий осевой деформации. В момент подачи давления P кольцо может находиться в положении I (рис. 29, а) при значении $P < P_0$, где P_0 — давление, необходимое для смещения кольца в осевом направлении.

В этом положении кольцо удерживается силой трения $F_{\text{тр}}$ до тех пор, пока

$$P_0 < \frac{F_{\text{тр}}}{\pi D h}$$

При повышении давления до $P \geq P_0$ кольцо сдвигается, проходя через положение II.

В этот момент (отрезок AB на рис. 29, б) может наступить негерметичность соединения, если $\sigma_{0 \text{ макс}} < P_0$. Однако при дальнейшем смещении кольца в положение III негерметичность прекращается вследствие резкого повышения контактного напряжения (отрезок BD) в результате проявления эффекта самоуплотнения по уравнению (2). Обратим внимание, что для случая радиальной деформации в выражении, описывающем эффект самоуплотнения, отсутствует разность $(P - P_0)$, так как давление P_0 не затрачивается на удержание кольца в положении III и $\sigma'_{\text{макс}} = \sigma_{0 \text{ макс}}$. Кроме того, если кольцо в момент подачи давления уже находится в положении III, то самоуплотнение наступает сразу (луч AD).

Выражение для расчета $\sigma'_{\text{макс}}$ в случае радиальной деформации кольца с учетом сказанного примет вид:

$$\sigma'_{\text{макс}} = \frac{5}{6} E \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) + \alpha P$$

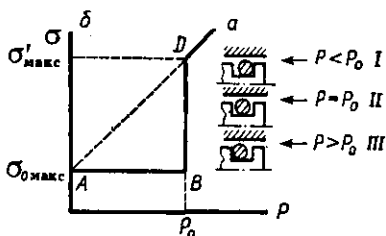


Рис. 29. Схема трех возможных положений кольца круглого сечения в гнезде при радиальной деформации в момент подачи давления (а) и соответствующая им зависимость контактного напряжения от давления (б).

Условием обеспечения герметичности в этом случае будет:

$$\sigma_{\text{макс}}^* \geq P$$

При угловой деформации кольца эффект самоуплотнения дополнительно усиливается эффектом вклинивания в уменьшающийся зазор по мере смещения кольца под действием давления P . Поэтому практически такое соединение сохраняет герметичность при любом давлении.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ КОЛЕЦ В СОЕДИНЕНИЯХ С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

Работоспособность колец круглого сечения в соединениях с возвратно-поступательным движением зависит от ряда параметров: температуры, давления рабочей среды, скорости перемещения и шероховатости уплотняемой поверхности,

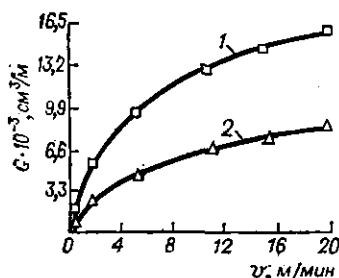


Рис. 30. Зависимость утечки среды через уплотнение кольцом круглого сечения от скорости перемещения штока при давлениях $30 \cdot 10^6$ Па (кривая 1) и $5 \cdot 10^6$ Па (кривая 2).

продолжительности неподвижного контакта. С увеличением давления и скорости перемещения возрастает величина утечки рабочей среды (рис. 30). Аналогичное увеличение утечек происходит с уменьшением класса обработки уплотняемой поверхности. С понижением температуры наблюдается характерная для резиновых уплотнителей зависимость с максимумом утечек в области, близкой к температуре стеклования резины. При этом, с увеличением степени радиального сжатия кольца максимум утечек смещается в область более низких температур (рис. 31).

Существующие расчетные методы определения утечек [4, 5] не учитывают

всех факторов, влияющих на изменение герметичности соединений, особенно в условиях возвратно-поступательного движения. Экспериментальные исследования зависимости утечки G среды от скорости движения и шероховатости поверхности контакта, температуры и давления среды позволили [10] получить эмпирическую зависимость, учитывающую влияние скорости восстановления резины на герметизирующую способность колец круглого сечения в условиях возвратно-поступательного движения:

$$G = K\pi DLSv_s^{-1} \sqrt{\frac{Pv_s R_z}{\eta}}$$

Здесь K — коэффициент, равный $2,1 \cdot 10^{-4}$; L — путь, пройденный уплотняемой поверхностью, см; S — ширина контакта уплотни-

теля; P — давление среды; v_d — скорость движения уплотняемой поверхности; R_z — параметр шероховатости поверхности по ГОСТ 2789—73; η — коэффициент динамической вязкости среды и v_b — скорость восстановления резины, зависящие от температуры.

Приведенная зависимость может быть использована для выбора рабочих параметров уплотнительного соединения с кольцом круглого сечения по заданной величине утечки: скорости восстановления резины, шероховатости поверхности и т. д.

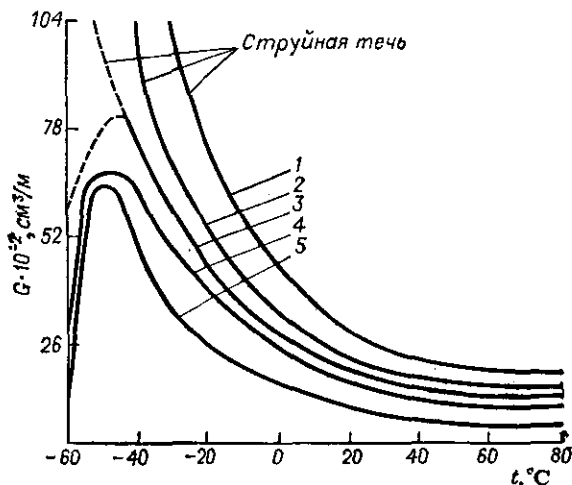


Рис. 31. Температурная зависимость утечки среды под давлением $40 \cdot 10^6$ Па через уплотнение кольцом круглого сечения при скорости штока 5 м/мин (кривые 2, 3, 5) и 15 м/мин (кривые 1, 4) и радиальной деформации 5% (кривые 1, 2), 10% (кривая 3) и 20% (кривые 4, 5).

Точность вычисления утечек по приведенной формуле зависит от точности измерения параметров, определяемых экспериментально; D , L , P , v_b . При этом общая погрешность составляет:

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{\Delta D}{D} + \frac{\Delta L}{L} + \frac{1}{2} \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta v_b}{v_b}$$

В зависимости от применяемой аппаратуры для измерения указанных параметров можно рассчитать утечку с погрешностью не более 25%, что в большинстве случаев удовлетворяет практическим задачам оценки работоспособности уплотнительных соединений с кольцами круглого сечения.

От условий эксплуатации изменяется не только герметизирующая способность колец. Существенно влияют эксплуатационные параметры на фрикционные характеристики соединения.

Возрастание силы трения колец происходит с ростом давления практически независимо от первоначальной степени сжатия (рис. 32). При давлениях свыше $20 \cdot 10^6$ Па, когда полностью сформирована поверхность контакта, потери на трение колец со степенью сжатия 5 и 10% становятся одинаковыми. В области меньших давлений различие в силе трения у колец с разной степенью сжатия также не существенно. Это связано с тем, что вследствие проявления эффекта самоуплотнения давление рабочей среды практически полностью передается на уплотняемые

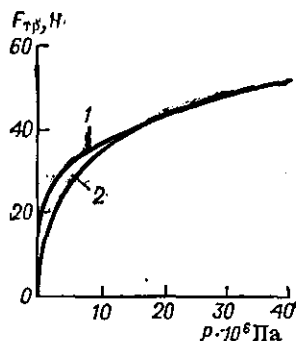


Рис. 32. Зависимость силы трения $F_{тр}$ колец круглого сечения от давления среды P при степени сжатия 10% (кривая 1) и 5% (кривая 2).

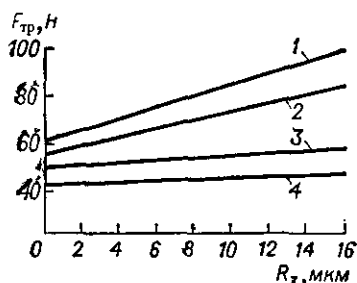


Рис. 33. Зависимость силы трения $F_{тр}$ колец круглого сечения от высоты неровностей R_z поверхности штока, перемещающегося со скоростью 5 м/мин (прямые 1, 3) и 15 м/мин (прямые 2, 4) при давлениях $30 \cdot 10^6$ Па (прямые 1, 2) и $10 \cdot 10^6$ Па (прямые 3, 4).

поверхности, пропорционально увеличивая нормальную нагрузку. Доля нагрузки, созданной при деформации кольца, уменьшается с ростом давления и при высоких давлениях влияние начальной нагрузки практически отсутствует. С увеличением давления более существенно влияние класса шероховатости поверхности на изменение силы трения (рис. 33). При давлениях до $10 \cdot 10^6$ Па изменение шероховатости в широком интервале практически не сказывается на изменении силы трения, так как в этом случае реализуются условия граничного трения, при котором между контактными поверхностями уплотнителя и контртела всегда имеется смазывающая пленка среды. С ростом давления выше $10 \cdot 10^6$ Па трение ближе к полусухому и даже сухому, при которых резко увеличиваются значения деформационной составляющей силы трения, непосредственно зависящей от высоты микронеровностей контактной поверхности.

В процессе длительной работы колец негерметичность соединения возрастает вследствие спада контактных напряжений в результате релаксационных процессов в резине и поверхностного износа уплотнителя. При некотором критическом значении

контактного напряжения $\sigma_{кр}$ утечка может оказаться выше допустимой нормы. Если принять, что общее контактное напряжение после длительной работы кольца составляет

$$\sigma(\tau) = \sigma_0 - [\Delta\sigma(\tau)_{рел} + \Delta\sigma(\tau)_{изн}]$$

где $\Delta\sigma(\tau)_{рел}$ — доля спада напряжения вследствие релаксации; $\Delta\sigma(\tau)_{изн}$ — доля спада напряжения вследствие износа; то работоспособность уплотнительного соединения обеспечивается при условии:

$$\sigma(\tau) \geq \sigma_{кр}$$

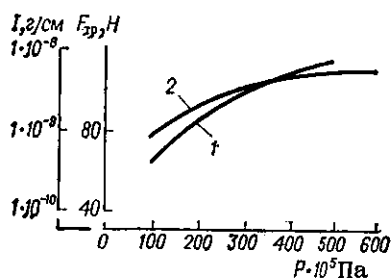


Рис. 34. Зависимость интенсивности износа (кривая 1) и силы трения (кривая 2) колец круглого сечения от давления среды.

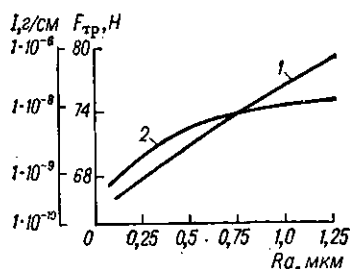


Рис. 35. Зависимость износа (кривая 1) и силы трения (кривая 2) колец круглого сечения от высоты неровностей шероховатости уплотняемой поверхности.

Для колец круглого сечения значение критического контактного напряжения равно (в Па):

При герметизации газообразных сред $\sigma_{кр} = 2,5 \cdot 10^5$

При герметизации жидких сред $\sigma_{кр} = 0,75 \cdot 10^5$

Износ колец возрастает с увеличением рабочего давления (рис. 34) и высоты неровностей шероховатости уплотняемой поверхности (рис. 35). Причем, если с увеличением давления и высоты микронеровностей рост силы трения уменьшается в связи с достижением предельного значения площади фактического контакта, то в тех же условиях интенсивность износа колец возрастает. Следовательно, эксплуатационные факторы, способствующие увеличению износа, повышают долю спада контактного напряжения вследствие износа в общем процессе спада напряжений. Наоборот, в условиях, при которых износ уменьшается, например при повышенных температурах, возрастает доля спада напряжения вследствие релаксации. В табл. 7 приведены экспериментальные данные, характеризующие влияние износа и релаксации на общее уменьшение контактных напряжений колец из резины на основе СКН-26.

Как видно из данных табл. 7, соотношение спада контактного напряжения вследствие релаксации и износа неравнозначно

Таблица 7

Влияние износа и релаксации на уменьшение
контактных напряжений колец из резины
на основе СКН-26 в зависимости от условий испытаний

Температура, °С	Давление, $P \cdot 10^5$ Па	Шероховатость, R_a , мкм	Уменьшение напряжения, %	
			вследствие износа	вследствие релаксации
30	—	0,25	20,4	79,6
	100	1,25	53,0	47,0
	300	0,25	41,0	59,0
90	100	0,25	4,3	95,7

и зависит от условий эксплуатации. Это обстоятельство необходимо учитывать при прогнозировании долговечности колец круглого сечения. Использование при форсированных режимах испытаний повышенной температуры может не отражать истинной работы уплотнителя при его натурной эксплуатации, когда могут быть реализованы условия интенсивного износа. При этом долговечность уплотнителя, определенная из форсированных испытаний, может оказаться значительно завышенной по сравнению с достигаемой в реальных условиях. Поэтому определение долговечности колец круглого сечения в условиях возвратно-поступательного движения следует проводить в режимах, максимально приближенных к реальным, используя в качестве форсирующих факторов повышенное давление, сниженный класс шероховатости уплотняемых поверхностей и повышенную температуру в пределах, при которых не изменяется механизм разгерметизации уплотнителя.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Требуется подобрать кольцо для герметизации фланцевого соединения трубопровода диаметром 50 мм, работающего под давлением $6 \cdot 10^6$ Па при температурах $-50^\circ\text{C} \div +25^\circ\text{C}$ в течение 5 лет и 10 суток при 90°C .

Решение. Выбираем кольцо внутренним диаметром $D = 60$ мм и диаметром сечения $d = 3_{-0,10}^{+0,10}$ мм (см. табл. 6). Определяем размеры гнезда под кольцо с учетом пределов его деформации: натяга по внутреннему диаметру $\Delta \nlessgtr 2\%$ и осевого сжатия по сечению $15\% \leq \varepsilon' \leq 35\%$. Находим внутренний диаметр гнезда

$$D_1 = D(1 - \Delta) = 60 \cdot 0,98 = 58,8 \text{ мм}$$

Принимаем $D_1 = 59 - 0,2$ мм.

Рассчитываем высоту гнезда $h \pm c_1$:

$$(h - c_1) = (d + c)(1 - 0,35) = 0,32 \cdot 0,65 = 0,20$$

$$(h + c_1) = (d - c)(1 - 0,15) = 0,29 \cdot 0,85 = 0,24$$

Принимаем высоту гнезда $h = 2,2 \pm 0,2$ мм.

Определяем ширину гнезда b :

$$b = \frac{3,14 \cdot 0,32^2}{4 \cdot 0,24} = 0,34 = 3,4 \text{ мм}$$

Рассчитываем значение начального контактного напряжения в точке максимальной деформации при $\epsilon' = 15\%$. Выбираем резину НО-68-1 с модулем $E = 4 \cdot 10^6$ Па:

$$\sigma_{0 \text{ макс}} = \frac{5}{6} \cdot 4 \cdot 10^6 \left(\sqrt{\frac{0,3}{0,22}} - \frac{0,22}{0,3} \right) = 1,53 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Находим значение $\sigma_{\text{макс}}^*$ с учетом заданного температурно-временного режима эксплуатации кольца. Для этого определяем при -50°C значение $K_v = 0,25$; по рис. 24 (гл. 3) находим значение β при 25°C в течение 5 лет и при 90°C в течение 10 суток.

$$\beta = 1 - \frac{H}{100}$$

В указанных условиях $H = 60\%$, а с учетом коэффициента запаса $\varphi = 1,5$ $H = 90\%$. Тогда $\beta = 0,1$. Принимаем $\mu_{\text{тр}} = 0,3$ (в условиях смазки) и $K_\mu = 1,5$.

С учетом найденных параметров получим:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{макс}}^*(\tau, t) &= \frac{5}{3} E \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \left[\left(0,755 - 1,1 \frac{bh}{\pi d^2} \right) - \right. \\ &- 2\alpha\mu_{\text{тр}}K_\mu \frac{d}{h} \left(1 - \frac{h}{d} \right) \left. \right] K_v\beta + \alpha P = \frac{5}{3} \cdot 4 \cdot 10^6 \left(\sqrt{\frac{0,3}{0,22}} - \frac{0,22}{0,3} \right) \times \\ &\times \left(0,755 - 1,1 \frac{0,3 \cdot 0,22}{3,14 \cdot 0,3^2} \right) - 2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 1,5 \cdot \frac{0,3}{0,22} \left(1 - \frac{0,22}{0,3} \right) 0,25 \cdot 0,1 + \\ &+ 1 \cdot 6 \cdot 10^6 = 6,012 \cdot 10^6 \text{ Па} \end{aligned}$$

Условие $\sigma_{\text{макс}}^* > \sigma_{0 \text{ макс}}$ соблюдено, следовательно выбранный уплотнитель обеспечит герметизацию соединения в заданных условиях эксплуатации.

Пример 2. Определить, обеспечивается ли работоспособность соединения с возвратно-поступательным движением штока при использовании кольца с $D = 70$ мм, $d = 5$ мм при радиальной деформации $\epsilon'_{\text{мин}} = 10\%$, изготовленного из резины с модулем $6 \cdot 10^6$ Па. Величина герметизируемого давления составляет $10 \cdot 10^6$ Па.

Решение. Рассчитаем высоту гнезда под установку кольца $h_{\text{макс}} = d(1 - 0,1) = 5 \cdot 0,9 = 4,5$ мм

Определяем начальное контактное напряжение при $\epsilon'_{\text{мин}} = 10\%$:

$$\sigma_{0 \text{ макс}} = \frac{5}{6} \cdot 6 \cdot 10^6 \left(\sqrt{\frac{0,5}{0,45}} - \frac{0,45}{0,5} \right) = 0,75 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Рассчитаем $\sigma_{\text{макс}}^*$ для случая радиальной деформации:

$$\sigma_{\text{макс}}^* = \sigma_{0 \text{ макс}} + \alpha P = (0,75 + 1 \cdot 10) 10^6 = 10,75 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Следовательно, условие $\sigma_{\text{макс}}^* \geq P$ соблюдено и работоспособность соединения будет обеспечена.

Пример 3. Определить фактическую величину утечки соединения, рассмотренного в примере 2, в случае герметизации жидкости с вязкостью 16 сСт при прохождении штоком пути $L = 0,5$ км со скоростью $v_d = 40$ см/с при ходе штока $x = 0,5$ м. Поверхность цилиндра обработана с шероховатостью $R_z = 3,2 \cdot 10^{-4}$ см. Скорость восстановления выбранной резины $v_b = 1,3$ см/с. Допустимое значение утечки составляет $G_{\text{уд}} = 0,5 \text{ см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Решение. Найдем абсолютную утечку

$$G = 2,1 \cdot 10^{-4} \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,5 \frac{\sqrt{100 \cdot 40 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}}{1,3 \cdot 4} \approx 31 \text{ см}^3$$

Приведем значение абсолютной утечки к ее удельному значению, приходящемуся на 1 м^2 уплотненной поверхности за 1 ч работы соединения, т. е.

$$G_{\text{уд}} = G/S\tau$$

где $S = \frac{\pi D^2}{4} \frac{L}{x}$; $\frac{L}{x}$ — число ходов штока.

Отсюда:

$$S = \frac{3,14 \cdot 0,07^2 \cdot 500}{4 \cdot 0,5} \approx 400 \text{ м}^2$$

Время работы уплотнителя составляет:

$$\tau = L/v_d = (5 \cdot 10^4)/40 = 1250 \text{ с} \approx 0,3 \text{ ч}$$

Тогда получаем:

$$G_{\text{уд}} = 31/(400 \cdot 0,3) \approx 0,25 \text{ см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$$

Таким образом, фактическая удельная утечка в 2 раза меньше допустимой.

МАНЖЕТНЫЕ УПЛОТНИТЕЛИ

КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Стремление уменьшить потери на трение при герметизации соединений с возвратно-поступательным движением привело к созданию конструкций уплотнителей V-образного профиля (рис. 36), получивших название «манжета». При установке манжеты в гнездо ее рабочая часть подвергается сложной деформации, которая определяется величиной натяга Δ , зависящего от соотношения диаметров рабочей части манжеты и установочных размеров гнезда:

$$\Delta = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{в}}}{D_{\text{ц}} - D_{\text{ш}}}$$

Исследуя напряженное состояние деформированной манжеты из оптически активной резины с использованием основного закона фотоупругости при конечных деформациях А. А. Гельман установил, что вдоль свободного контура ABC рабочей части манжеты (рис. 37) действуют сжимающие нормальные напряжения, т. е. $\sigma_2 < 0$ и $\sigma_1 = 0$. Максимального значения σ_2 достигает в точке перехода рабочей части манжеты в опорную. Вдоль контуров EK и FL , охватывающих отдельные участки рабочей части манжеты и всю ее опорную часть, действуют растягивающие напряжения, т. е. $\sigma_2 = 0$ и $\sigma_1 > 0$. В сечении, параллельном линии контакта и отстоящем от нее на 1 мм, напряжения σ_x являются сжимающими и достигают максимума в начале рабочего участка (рис. 38, а). Напряжения σ_y переходят из растягивающих в сжимающие при переходе от опорной части манжеты к рабочей (рис. 38, б). Напряжения σ_z вдоль всего сечения являются сжимающими (рис. 38, в). Сложное напряженное состояние деформированной манжеты является одной из причин отсутствия в настоящее время удовлетворительных для инженерной практики методов расчета контактных напряжений этого вида уплотнителей. Поэтому определение контактных напряжений и их изменения под действием эксплуатационных факторов производят, как правило, экспериментально непосредственно на самих манжетах. Эпюра распределения контактных напряжений по ширине контакта рабочей части манжеты с уплотняемыми поверхностями (рис. 39) имеет сложную

форму, зависящую не только от величины натяга манжеты, но и от конструкции ее рабочей части. Чем больше натяг и сопро-

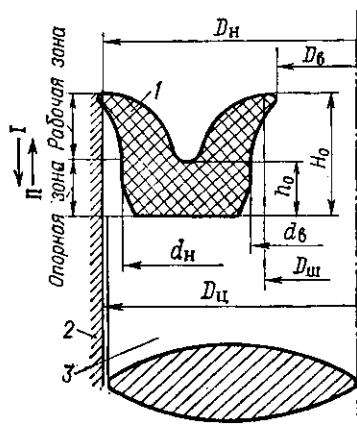


Рис. 36. Манжета V-образного профиля (1) и место ее установки (2 — цилиндр; 3 — шток). I — Направление прямого хода манжеты; II — направление обратного хода манжеты.

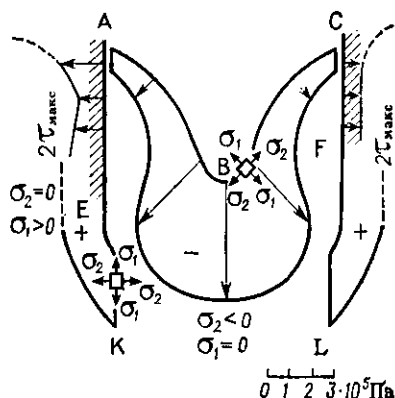


Рис. 37. Эпюры напряжений в оптически активной модели уплотнителя V-образного профиля.

тивление рабочей части манжеты деформации, тем больше значение максимума контактных напряжений. Чем шире рабочая часть манжеты, тем больше основание эпюры контактных напряжений. Длина основания эпюры зависит от соотношения диаметров рабочей и опорной частей манжеты. При прочих рав-

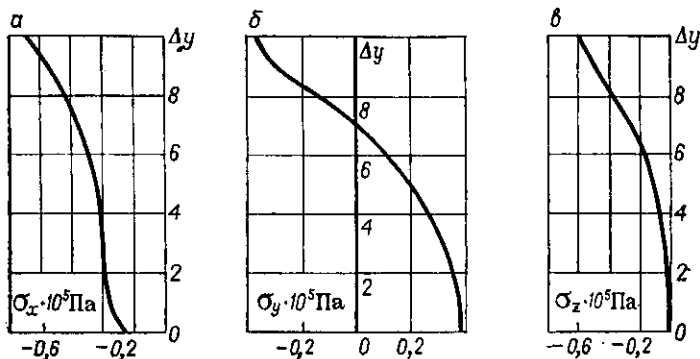


Рис. 38. Эпюры напряжений в оптически активной модели уплотнителя V-образного профиля при $\Delta = 0,3$ по сечению, параллельному линии контакта и отстоящему от нее на 1 мм.

ных условиях манжеты, по сравнению с кольцами круглого сечения, обладают меньшими потерями на трение (рис. 40). Поиск оптимальных соотношений размеров профиля манжеты основ-

вался на удовлетворении двух противоположных требований: повышение герметичности и снижение потерь на трение. Реше-

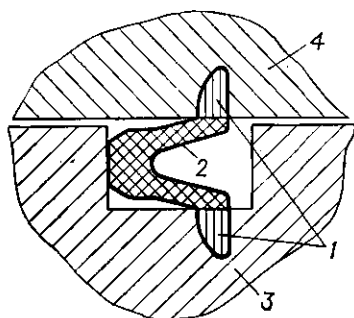


Рис. 39. Эюра (1) напряжений манжеты (2) по ширине контакта со штоком (3) и цилиндром (4).

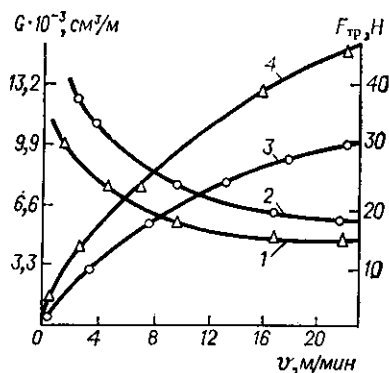


Рис. 40. Зависимость утечки (кривые 3, 4) и силы трения (кривые 1, 2) от скорости возвратно-поступательного движения:

Δ — для манжет; $\circ$ — для колец круглого сечения.

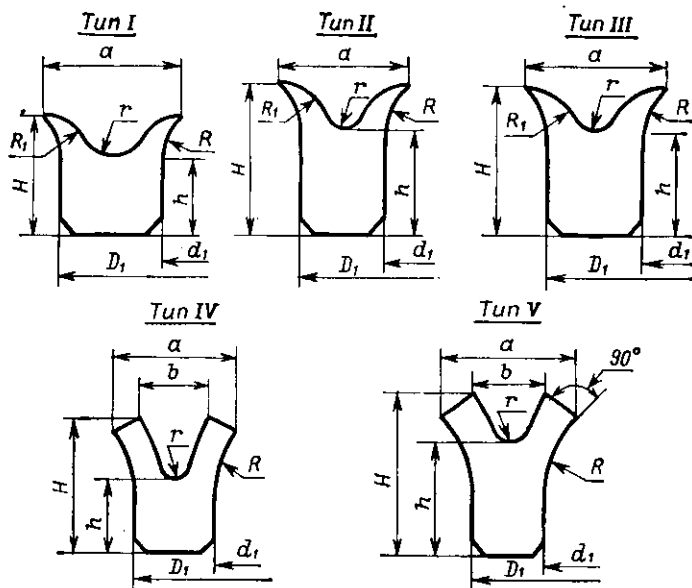


Рис. 41. Типы манжежных уплотнителей:

I — по ГОСТ 6969-54; II — уменьшенного сечения; III — уменьшенного сечения с увеличенным натягом; IV — по ГОСТ 14896-74; V — по пат. США 3167323.

ние этой задачи привело к созданию различных конструкций манжет (рис. 41), основные размеры которых соответствуют приведенным в табл. 8.

Таблица 8

Геометрические параметры манжет, мм (см. рис. 41)

Тип конструкции	a	H	h	R	R_1	r	b
I	$13 \pm 0,5$	$10 \pm 0,3$	$5 \pm 0,3$	$25 \pm 0,5$	7	2,5	10
II	$5,8 \pm 0,5$	$8 \pm 0,5$	$5 \pm 0,3$	$20 \pm 0,5$	5	0,75	4
III	$8 \pm 0,5$	$10 \pm 0,5$	$6,5 \pm 0,3$	$25 \pm 0,52$	8	$1 \pm 0,25$	5
IV	$8 \pm 0,5$	$7 \pm 0,2$	$5,2 \pm 0,2$	0,8	—	0,5	5
V	$5,8 \pm 0,5$	$8 \pm 0,5$	$5 \pm 0,3$	$20 \pm 0,5$	18	0,7	4

Различным соотношением высоты манжеты H и ширины ее опорной части b достигается соответствующая устойчивость к действию избыточного давления. У рассматриваемых манжет

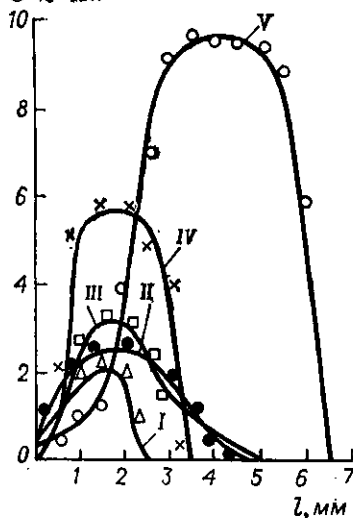
 $\sigma \cdot 10^5 \text{ Па}$ 

Рис. 42. Эпюры контактных напряжений манжет различных типов (I — V). См. обозначения к рис. 41.

это отношение лежит в пределах от 1 до 2. У манжет типа I большая ширина опорной части приводит к увеличению габаритов и массы уплотняемого устройства, повышенному расходу резины, затрудняет монтаж манжет. Манжеты типа II и III выполнены с уменьшенной шириной опорной части. У манжет типа III увеличен натяг, что обеспечивает их повышенную уплотнительную способность. В конструкциях манжет типа IV и V соединились тенденции оптимизации первых трех типов. Наиболее полно они выражены в конструкции манжеты типа IV (по ГОСТ 14896—74), имеющей увеличенный натяг, повышенную устойчивость при минимальных габаритах профиля.

Конструктивное оформление рабочей части манжеты в виде подвижных «усов» обеспечивает проявление эффекта самоуплотнения при малых давлениях рабочей среды. Однако манжета может герметизировать лишь одностороннее давление, действующее со стороны ее рабочей части. В этом отношении манжетные уплотнители, в отличие от колец, не являются универсальными. При необходимости уплотнения двухстороннего давления следует устанавливать две манжеты опорными поверхностями друг к другу. В ряде случаев для повышения надежности уплотнительного соединения применяют дублированную установку манжет или манжеты дублируют кольцом круглого или овального сечения. Установка дублированных уплотнителей, повышая герметичность соединения, приводит к су-

ущественному возрастанию потерь на трение, поэтому она применяется при достаточно мощном приводе.

Герметизирующая способность и сила трения манжет определяются величиной и характером распределения контактных напряжений. Поэтому при выборе конструкции уплотнителя следует в первую очередь оценить эпюру распределения контактных напряжений. Эпюры распределения контактных напряжений рассмотренных выше типов манжет представлены на рис. 42. Площадь, ограниченная эпюрой и осью абсцисс, составляет контактное усилие F_k , приходящееся на всю ширину контакта на единицу длины уплотняемого периметра [13]

$$F_k = Ee^{-MA}$$

где M — константа, зависящая от конструкции рабочей части манжеты (для манжет типа II, например, $M = 3,5$). Из анализа приведенного выражения видно, что контактное усилие на единицу длины в большей мере зависит от конструктивных параметров, характеризующих константой M , значение которой определяется экспериментально. Поэтому для оценки работоспособности манжет удобнее проводить анализ непосредственно эпюры контактных напряжений. Оптимальной считается эпюра с вершиной, смещенной к кромкам рабочей части манжеты, наибольшим значением максимального контактного напряжения $\sigma_{\max}$ и наименьшей шириной контакта l . С этих позиций сравнение эпюр, представленных на рис. 42, свидетельствует в пользу манжеты типа IV. Обладая наибольшим значением и оптимальным расположением максимума по сравнению с эпюрами контактных напряжений манжет первых трех типов, она имеет меньшую ширину контакта в сравнении с манжетой типа V. Подобное распределение контактных напряжений обеспечивает получение более высоких эксплуатационных характеристик (рис. 43).

Создание абсолютной герметичности в подвижных соединениях практически невозможно и нецелесообразно. При движении контакт непрерывно разрушается и чем он плотнее, тем большие усилия затрачиваются на его разрушение, что приводит к значительным потерям на трение. В соответствии с представлениями гидродинамической теории уплотнения [5], при движении уплотнителя по поверхности цилиндра возникают тангенциальные напряжения от силы трения и нормальные от воздействия микронеровностей шероховатости поверхности. Под действием этих напряжений каждая точка контактной

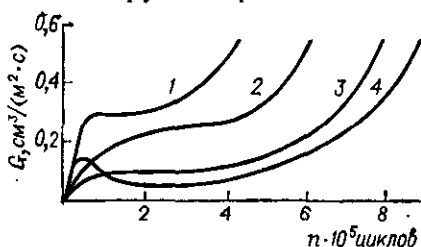


Рис. 43. Зависимость утечки G от числа циклов возвратно-поступательного движения манжет различных типов:

1 — тип I; 2 — тип II; 3 — тип III; 4 — тип IV.

поверхности уплотнителя находится в состоянии непрерывного движения. При прямом и обратном ходах уплотнителя вследствие релаксации резины скорость движения каждой точки различна. Поэтому при обратном ходе движение точек отстает от соответствующих движений прямого хода. В результате между поверхностью уплотнителя и цилиндра образуется зазор, в который проникает уплотняемая среда. Разность толщин пленки среды, проникающей в зазор при прямом и обратном ходах, определяет значение G утечки, проявляющейся при изменении направления движения (реверсе). Согласно работе [5] утечка равна

$$G = \frac{\pi D_{ц} x}{2} (h_{пр}^* - h_{об}^*)$$

где $D_{ц}$ — уплотняемый диаметр цилиндра; x — длина хода; $h_{пр}^*$ и $h_{об}^*$ — толщина пленки среды в точке максимума контактных напряжений соответственно при прямом и обратном ходах.

Если толщина пленки мала и не превышает высоты микронеровностей шероховатости уплотняемой поверхности, то режим трения от жидкостных условий переходит к граничным. При высоком классе обработки поверхностей цилиндров и большом натяге манжет могут создаться условия полного или локального отсутствия пленки среды, приводящие к сухому или полусухому режимам трения. Такой режим может привести к местному схватыванию поверхностей, следствием которого может явиться появление автомеханических колебаний в системе, способных привести к преждевременному разрушению уплотнителя. Предотвращение этого явления связано с неизбежным наличием некоторой утечки среды в момент реверса возвратно-поступательного движения, определяемой фрикционным режимом работы соединения.

ВЛИЯНИЕ РЕВЕРСА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МАНЖЕТ [29—31]

Цикл возвратно-поступательного движения (ВПД) состоит из ряда зон с различными кинематическими параметрами: запуск, прямой ход, реверс, обратный ход, остановка. Как следует из кинематической диаграммы прямого хода [32], при запуске и торможении перед изменением направления движения скорость и ускорение переменны во времени (рис. 44). Подобное изменение кинематического режима в механизмах с ВПД может происходить с частотой до 1 Гц. За цикл ВПД в силу различия кинематического режима в каждой зоне изменяется режим трения, т.е. условия работы уплотнителя различны даже в одном цикле. На рис. 45 сопоставлены полученные экспериментально характеристики изменения силы трения (кривая 2) и максимального контактного напряжения $\sigma_{\max}$ (кривая 1) за цикл ВПД. В моменты запуска и остановки, когда сила трения изменяет свое значение, происходит некото-

рый спад максимума контактных напряжений по сравнению с режимом установившегося поступательного движения. В зоне реверса, где сила трения изменяет не только свое значение, но и знак, спад максимума контактных напряжений оказывается наибольшим. Сравнение эпюр распределения контактных напряжений, полученных в условиях неподвижного контакта, при установившемся поступательном движении и в момент реверса (рис. 46), показывает, что при реверсе наибольшим образом изменяется не только максимум контактных напряжений, но и вся эпюра их распределения по ширине контакта.

Введем безразмерный параметр γ_i , характеризующий относительное изменение контактных напряжений при реверсе в произвольной точке по ширине контакта

$$|\gamma_i| = \frac{\sigma_{i\text{ст}} - \sigma_{i\text{рев}}}{\sigma_{i\text{ст}}}$$

где $\sigma_{i\text{ст}}$ и $\sigma_{i\text{рев}}$ — значения контактных напряжений, измеренные в одной и той же i -й точке контакта, соответственно в условиях статики и при реверсе.

Представим данные рис. 46 (кривая 3) в координатах $\gamma_i - l$, где l — ширина контакта уплотнителя (рис. 47). Такой способ анализа позволяет обнаружить неравномерность изменения контактных напряжений при реверсе по ширине контакта. Оказывается, что γ_i может принимать как положительные, так и отрицательные значения, что соответственно характеризует уменьшение или возрастание контактных напряжений в отдельных точках контакта при реверсе по сравнению со статическим режимом. Это может происходить только вследствие передеформации материала уплотнителя, вызванной изменением величины и знака силы трения. Рассмотрим картину напряжений, полученные методом фотоупругости, на модели уплотнителя из оптически-активной резины (рис. 48). Линии изохром, характеризующие геометрическое место точек с равными значениями максимальных касательных напряжений, полученные в статическом состоянии модели, симметричны относительно оси

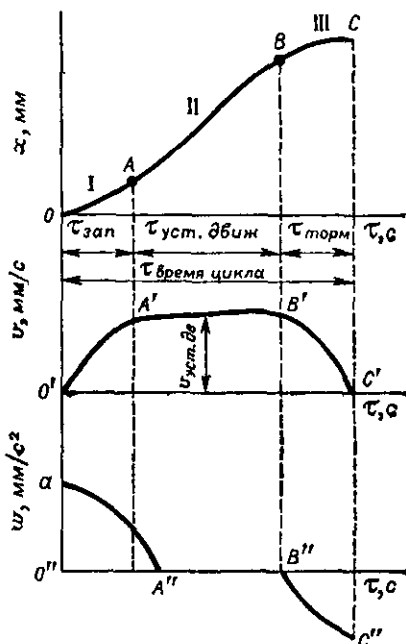


Рис. 44. Кинематические диаграммы перемещения (x), скорости (v) и ускорения (w) привода в различных зонах цикла возвратно-поступательного движения.

сечения и равномерны по всей ширине контакта. В случае подвижного контакта при прохождении реверсивной зоны относительно неподвижная рабочая часть манжеты не изменяет

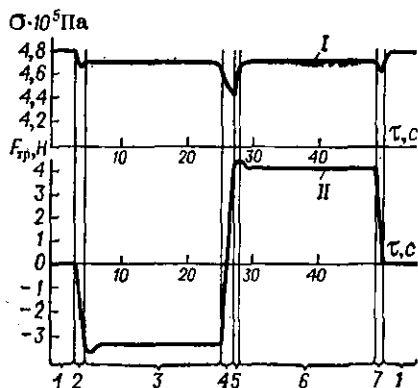


Рис. 45. Изменение контактного напряжения (кривая I) и силы трения (кривая II) за цикл возвратно-поступательного перемещения манжеты: 1—неподвижный контакт; 2—пуск; 3—прямой ход; 4—реверс; 5—начало обратного хода; 6—обратный ход; 7—остановка.

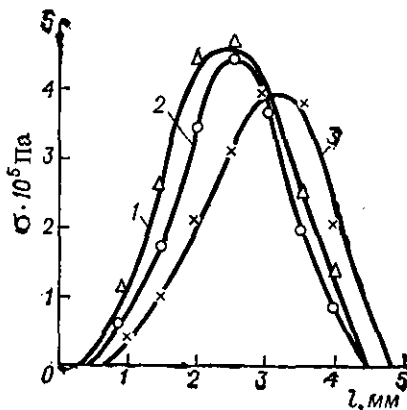


Рис. 46. Эпюры контактных напряжений манжеты и резины на основе СКН-26:

1—при неподвижном контакте; 2—в режиме установившегося поступательного движения; 3—в момент реверса.

напряженного состояния. В то же время напряжения в рабочей части, совершающей реверсивное перемещение, становятся асимметричными по отношению к неподвижной, а направление их перераспределения во время реверсивного торможения и реверсивного ускорения противоположно действию силы трения. Этот результат соответствует представлениям гидродинамики об отставании движущейся точки уплотняемой поверхности при прямом и обратном ходах вследствие релаксационной природы высокоэластической деформации с образованием зазора, который заполняется пленкой рабочей среды. Повышение модуля

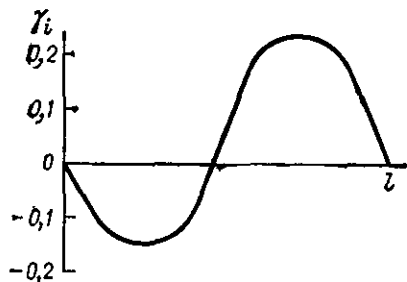


Рис. 47. Изменение контактных напряжений в момент реверса по ширине контакта манжеты.

резины, приводящее при той же деформации к увеличению контактных напряжений, снижает эффект передеформирования уплотнителя (рис. 49) в зоне реверса. Аналогичный результат наблюдается при уменьшении времени реверса (рис. 50). Казалось бы последнее противоречит общим представлениям о закономерностях релаксационных процессов. Исходя из этих пред-

ставлений следовало бы ожидать, что чем больше время реверса, тем ближе к равновесному восстановлению после передеформации должна прийти система. Однако, если проана-

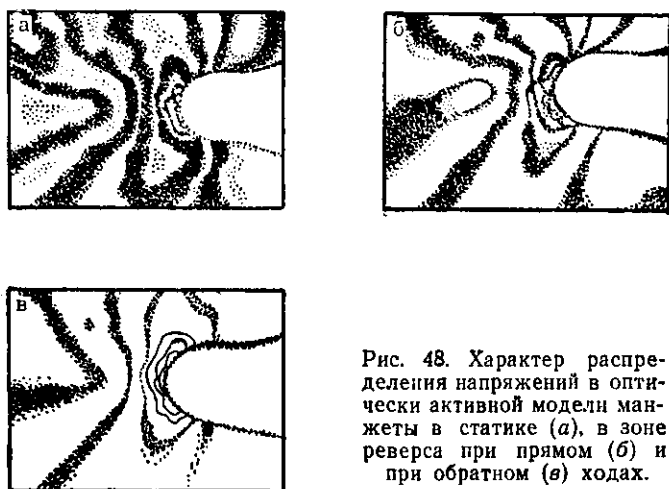


Рис. 48. Характер распределения напряжений в оптически активной модели манжеты в статике (а), в зоне реверса при прямом (б) и при обратном (в) ходах.

лизировать релаксационные характеристики резин, представленных на рис. 50, то увидим (табл. 9), что время физической релаксации любой резины значительно больше, чем время реверса, составляющее период от долей до нескольких десятков

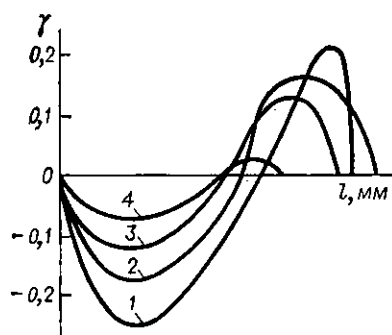


Рис. 49. Изменение параметра γ при различном модуле резины (в Па):
1— $3 \cdot 10^4$; 2— $5 \cdot 10^4$; 3— $7 \cdot 10^4$; 4— $8,2 \cdot 10^4$.

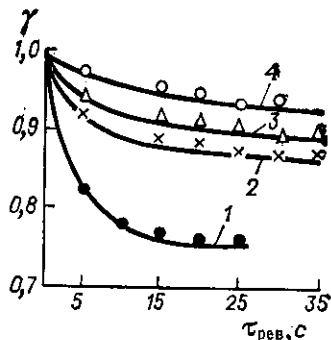


Рис. 50. Изменение параметра γ от времени реверса манжет из резин на основе:
1—НК; 2—СКН-26; 3—СКМС-10;
4—СКН-26 + СКН-18.

секунд. Следовательно за это время высокоэластическое восстановление передеформированного уплотнителя не успевает реализоваться.

Поэтому основную роль играет зависимость деформации от скорости приложения нагрузки. Известно [33], что с увеличением частоты или уменьшением времени приложения нагрузки

Таблица 9

Влияние свойств резин
на рабочие характеристики манжет

№ резины	Каучук	Модуль, $E \cdot 10^5$ Па	Время физической релаксации, мин	Равновесное значение γ	Утечка уплотняемой среды, $\text{см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$
1	НК	30	3	0,78	17,8
2	СКН-26	50	20	0,85	13,0
3	СКМС-10	70	30	0,91	8,2
4	СКН-26+СКН-18	82	35	0,95	6,4

возрастает жесткость резины и уменьшается ее способность к деформированию. Именно этот эффект наблюдается при уменьшении времени реверса, проявляющийся в увеличении жесткости уплотнителя аналогично увеличению модуля резины. В связи с этим при разработке манжет необходимо выбирать резины с высоким значением модуля и большим временем физической релаксации. При возможности следует проектировать кинематику механизма таким образом, чтобы время реверса ВПД было минимальным.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МАНЖЕТ

Для большинства машин и механизмов допустимая норма утечки рабочей среды составляет $0,5 \text{ см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. В ряде случаев эта норма должна быть еще меньше, например,

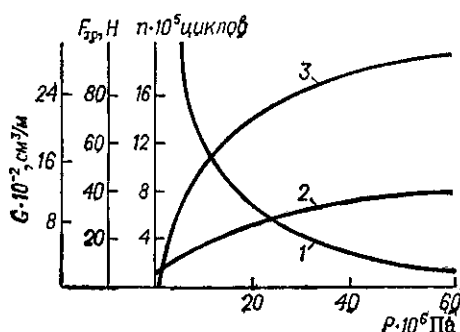


Рис. 51. Зависимость долговечности (кривая 1), герметичности (кривая 2), силы трения (кривая 3) манжет из резины на основе СКН-26 от давления рабочей среды.

при герметизации агрессивных, легковоспламеняющихся или вредных для организма человека сред. Требования к допустимой величине утечки сохраняются на весь период эксплуатации уплотнителя независимо от условий его применения. Поэтому необходимо учитывать влияние различных эксплуатационных факторов на изменение величины утечки с тем, чтобы обоснованно устанавливать ее нормы в различные периоды эксплуатации с учетом конкретных условий.

С ростом рабочего давления среды величина утечки монотонно возрастает (рис. 51), стабилизируясь при больших давлениях. При этом соответственно возрастает сила трения уплот-

нителя и уменьшается его долговечность, характеризуемая числом циклов до достижения допустимой нормы утечки. Долговечность уплотнителя уменьшается при повышении темпера-

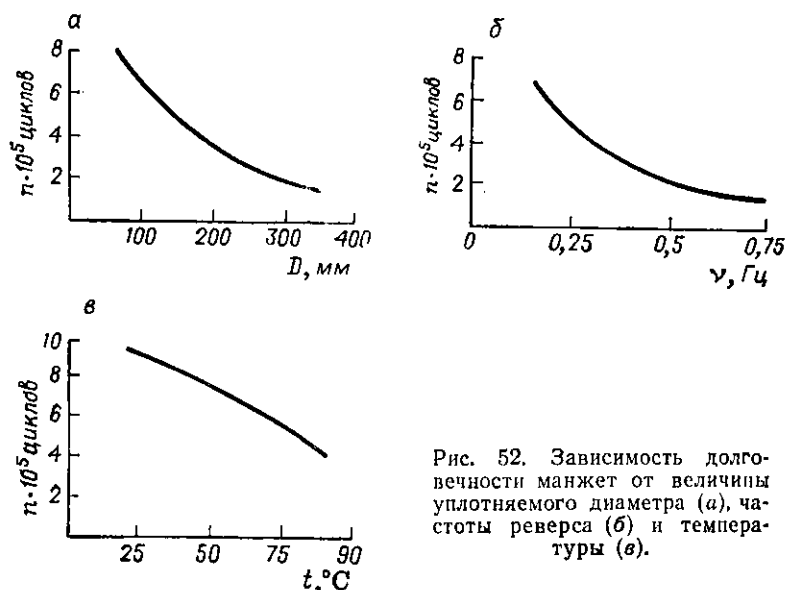


Рис. 52. Зависимость долговечности манжет от величины уплотняемого диаметра (а), частоты реверса (б) и температуры (в).

туры рабочей среды, частоты реверсивного воздействия и с увеличением уплотняемого диаметра (рис. 52). В табл. 10 приве-

Таблица 10

Долговечность манжет в среде масла АМГ-10 при 20 °С

Резина на основе каучука	Модуль резины $E \cdot 10^{-6}$ Па	Уплотняемый диаметр, мм	Рабочее давление, $P \cdot 10^6$ Па	Длина хода, мм	Долговечность	
					число реверсов, $1 \cdot 10^3$	фактическая утечка, $\text{см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$
СКН-40	10,3	66	30	50	803,4	0,48
			60		225,4	0,50
СКН-26	7,0	171	10	50	492,5	0,50
			30	50	203,4	0,46
			30	450	233,3	0,50
СКН-40	5,0	355	10	50	251,0	0,48
		66	30		66,4	0,47
		66	60		40,8	0,50

дены результаты эксплуатации манжет из различных резин в широком диапазоне рабочих давлений.

Обратим внимание на два обстоятельства, вытекающие из данных табл. 10. Во-первых, еще раз подчеркнем зависимость

работоспособности манжет от модуля резины. С увеличением в 2 раза модуля резины из одного и того же каучука СКН-40 долговечность манжет возросла более чем в 12 раз. Во-вторых, заметим, что длина хода не оказывает влияния на долговечность манжет. Так, при всех равных условиях манжеты из резины на каучуке СКН-26, работающие при длине хода 50 и 450 мм показали практически одинаковую долговечность. Это свидетельствует о том, что главным фактором, влияющим на работоспособность уплотнителей при возвратно-поступательном движении, является число реверсов, т.е. число передоформаций уплотнителя вследствие изменения знака силы трения. В этих условиях разгерметизация уплотнителя наступает не столько за счет спада контактных напряжений, сколько за счет усталостного разрушения материала. Согласно теоретическим представлениям, число циклов N до разрушения резины при динамическом нагружении равно

$$N = \nu B (b + 1) \sigma^{-b}$$

где $\nu = 1/\theta$ — частота нагружения; θ — период цикла нагружения; σ — разрушающее напряжение; B — константа, зависящая от масштабного фактора (толщины разрушаемого образца); b — константа, зависящая от жесткости образца. Для технических резин константа b находится в пределах от 3 до 12, возрастающая с увеличением жесткости. Из приведенного общего выражения следует, что чем больше период нагружения (что соответствует в нашем случае увеличению времени реверса), тем меньше число циклов N до разрушения материала. У манжет при возвратно-поступательном движении наблюдается ряд характерных разрушений, приводящих к разгерметизации соединения. К числу таких разрушений принадлежат вырывы, истирание рабочей поверхности в виде рисок в направлении движения, трещин в месте перехода от рабочей части манжеты к опорной, разрушение уплотнительной кромки. Вырывы являются результатом низкой динамической выносливости резины. Возникновение продольных рисок наблюдается для резин с повышенной скоростью накопления остаточной деформации. Появление трещин на поверхности уплотнителя происходит при повышенных температурах, при нарушении слоя смазки у резин, склонных к структурированию. При частых и длительных остановках возможны вырывы вследствие прилипания резины к поверхности контртела.

При работе манжет в статическом режиме разгерметизация наступает при некотором критическом значении контактного усилия $F_{к.кр}$ на единицу длины. Экспериментально было установлено, что это значение составляет $F_{к.кр} = 2Н$. В условиях циклического нагружения негерметичность может наступить и при более высоких значениях контактного напряжения в результате разрушения манжеты.

На рис. 53 приведены значения контактных усилий на единицу длины, при которых утечка составляла более $0,5 \text{ см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ за соответствующее число циклов возвратно-поступательного движения, в зависимости от величины уплотняемого давления. При больших давлениях разрушение манжет наступало прежде, чем спад контактных напряжений достигал критических значений.

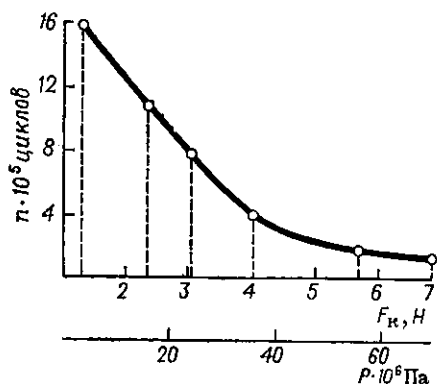


Рис. 53. Соотношение числа циклов ВПД до достижения утечки $0,5 \text{ см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ и величины контактного усилия на единицу длины в зависимости от рабочего давления.

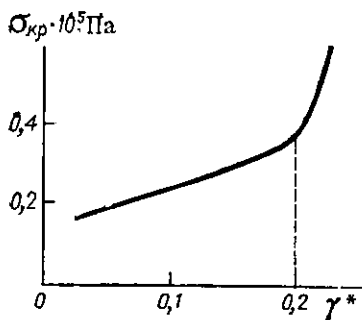


Рис. 54. Зависимость γ^* от величины контактного напряжения в момент разгерметизации манжетного уплотнителя.

Обозначим γ^* относительное изменение максимального значения контактного напряжения при реверсе в сравнении с его значением в статических условиях:

$$\gamma^* = \frac{\sigma_{\text{ст. макс}} - \sigma_{\text{реп. макс}}}{\sigma_{\text{ст. макс}}}$$

Если сопоставить изменение параметра γ^* с соответствующими значениями контактного усилия на единицу длины, при которых наступала разгерметизация уплотнителя (рис. 54), то можно заметить их характерную зависимость. Эта зависимость состоит из двух практически линейных участков с переломом в точке, соответствующей значению $\gamma^* = 0,2$. Участок зависимости, соответствующий значениям $\gamma^* < 0,2$, характеризует условия эксплуатации манжеты, при которых потеря герметичности определяется, в основном, спадом контактных напряжений. При значениях $\gamma^* > 0,2$ разгерметизация слабо зависит от спада напряжений и определяется, главным образом, разрушением уплотнителя. Этот результат представляется весьма важным при прогнозировании долговечности манжетных уплотнителей. Определение на данном уплотнителе в заданных условиях эксплуатации значения γ^* заключается в

кратковременных испытаниях на специальном приборе *. Если установлено, что $\gamma^* \leq 0,2$, то прогнозирование долговечности уплотнителя следует производить по спаду контактных напряжений, зависящему от скорости химической релаксации резины. Если $\gamma^* > 0,2$, то определение долговечности уплотнителя должно заключаться в проведении его испытаний в заданных эксплуатационных условиях или в форсированном режиме.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАНЖЕТ

Метод прогнозирования долговечности манжет следует выбирать в зависимости от конкретных условий их применения. Если манжета длительное время работает в условиях статического нагружения и только в конце срока службы совершает некоторую наработку, то метод прогнозирования должен назначаться с учетом релаксации напряжения в статических условиях. В том случае, если манжета длительное время работает в условиях циклического нагружения и значение параметра $\gamma^* \leq 0,2$, то метод прогнозирования долговечности должен учитывать ускорение процессов химической релаксации вследствие низкочастотного реверсивного воздействия. Если следует определить долговечность манжеты, для которой $\gamma^* > 0,2$, то, как указывалось выше, необходимо проводить ее испытания в условиях, близких к эксплуатационным.

В результате релаксации напряжения резины в статически деформированной манжете происходит спад первоначально созданного контактного усилия на единицу длины в соответствии с зависимостью

$$F_k(\tau) = Ee^{-M\Delta\sqrt{\beta}} \geq F_{k, \text{кр}}$$

где β — относительная остаточная эластичность резины за время t_x работы манжеты при температуре прогнозирования t_x .

Из последнего неравенства найдем допустимое расчетное значение $\beta_{\text{расч}}$ относительной остаточной эластичности

$$\beta_{\text{расч}} = \left[\lg \frac{F_{k, \text{кр}}}{E} \frac{1}{M\Delta} \right]^2$$

полагая заданными E , $F_{k, \text{кр}}$, Δ и M . Воспользовавшись методом графического дифференцирования кривой релаксации (см. гл. 2), определим константы, входящие в уравнение (11), соответствующие температуре прогнозирования t_x . Подставляя в уравнение (11) значение $\beta_{\text{расч}}$, найдем время t_x , в течение которого будет обеспечена работоспособность манжеты.

Для случая низкочастотного (до 1 Гц) динамического воздействия, являющегося результатом реверсивного движения

* Методика описана в гл. 10.

уплотнителя, при $\gamma^* \leq 0,2$, воспользуемся зависимостью, аналогичной (11) [33]

$$\beta_d = \sum_{i=1}^n C'_i e^{-a'_i \tau} \quad (14)$$

где C'_i — доля i -го процесса в общем процессе химической релаксации, зависящая от температуры и частоты реверса; a'_i — константа скорости процесса химической релаксации, зависящая от температуры и частоты реверса; $n = 1 \div i$ — число одновременно протекающих процессов.

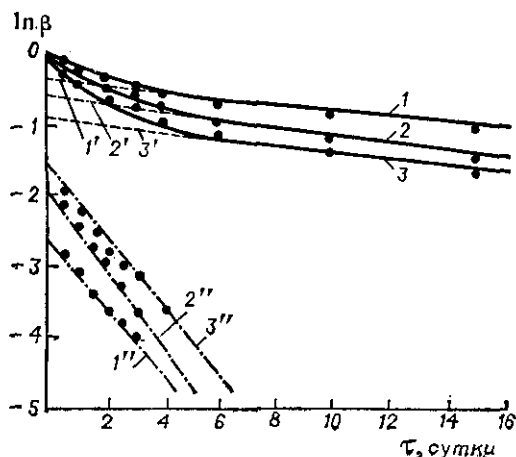


Рис. 55. Кинетика изменения контактного напряжения в манжетах при 50 °С и различных частотах реверса ν (в Гц):

1—0; 2—0,25; 3—0,5; 1', 2', 3'—медленно протекающий процесс; 1'', 2'', 3''—быстро протекающий процесс.

На рис. 55 в координатах $\lg \beta_d - \tau$ показана кинетика изменения относительной остаточной эластичности $\beta_d = \frac{\sigma_{\text{рев. макс}}}{\sigma_{\text{ст. макс}}}$ при 50 °С и частотах реверса ν до 0,5 Гц. В указанных координатах кинетические кривые распрямляются после двойного графического дифференцирования ($n=2$). Полученные путем экстраполяции прямых на ось ординат значения долей каждого из двух процессов релаксации и соответствующих им констант скоростей (тангенсов углов наклона прямых к оси абсцисс) приведены в табл. 11.

С повышением частоты реверсивного воздействия значения констант скоростей как медленного, так и быстрого процесса увеличиваются. Температурная зависимость констант скоростей в координатах $\lg a'_i - \frac{1}{T}$ (рис. 56, а) носит линейный характер при всех частотах реверса. С повышением температуры уменьшаются доли медленного процесса и одновременно возрастают

Таблица 11

Влияние частоты реверса на значения констант процесса химической релаксации

ν , Гц	c'_1	c'_2	$\sum_{i=1}^n c'_i$	$a'_1, c^{-1} \cdot 10^{-8}$	$a'_2, c^{-1} \cdot 10^{-8}$
0	0,915	0,075	0,99	0,010	0,50
0,25	0,850	0,150	1,00	0,015	0,57
0,5	0,800	0,200	1,00	0,020	0,61

доли быстрого процесса (рис. 56, б), возрастает разность между соответствующими долями процессов в условиях реверсивного движения и статики. Это связано с ростом механической активации химической реакции окисления резины кислородом

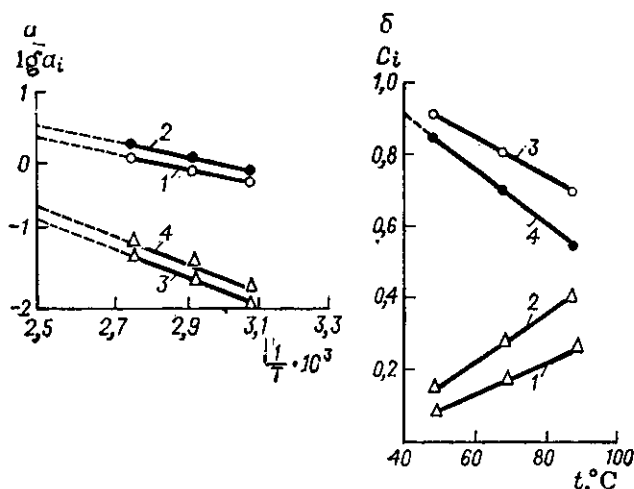


Рис. 56. Температурная зависимость изменения констант скоростей (а) и долей (б) медленно (прямые 3, 4) и быстро (прямые 1, 2) протекающих процессов химической релаксации при частотах реверса $\nu = 0$ Гц (прямые 1, 3) и $\nu = 0,26$ Гц (прямые 2, 4).

при динамическом нагружении уплотнителя. Поэтому доля быстрого процесса в общем процессе химической релаксации возрастает. Это, в свою очередь, уменьшает вероятность, а следовательно, и долю медленного процесса флуктуационного разрыва поперечных связей под действием напряжения и температуры.

Поэтому, при прогнозировании долговечности манжет, длительно работающих в реверсивном режиме и характеризующихся параметром $\gamma^* \leq 0,2$, необходимо определять изменение от-

носительной остаточной эластичности β_d не только при повышенных температурах, но и при заданной частоте нагружения.

Экстраполяцией соответствующих заданной частоте температурных зависимостей констант C_i' и a_i' на ось ординат определим их значения при температуре прогнозирования. Подставляя полученные константы в формулу (14), определим прогнозируемое значение β_d за требуемое время t_x эксплуатации манжеты. Рассчитав допустимое расчетное значение $\beta_{расч}$, сравним его со значением β_d . Если $\beta_d \geq \beta_{расч}$, то манжета обеспечит работоспособность в течение заданного периода времени t_x . Если $\beta_d < \beta_{расч}$, то необходимо либо заменить резину, взяв более высокомолекулярную и более теплостойкую, либо изменить конструкцию манжеты, создав, например, больший натяг. Возможно, потребуются использовать обе меры для повышения долговечности уплотнительного соединения. Для вновь спроектированной манжеты необходимо заново провести прогнозирование ее долговечности в соответствии с изложенным способом.

ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ВАКУУМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ХАРАКТЕРИСТИКА ВАКУУМНЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

При герметизации вакуумных соединений к уплотнительным элементам предъявляются особо высокие требования. Следует различать два случая герметизации вакуумного соединения. В первом — уплотнитель отделяет некоторую полость с газообразной или жидкой средой от наружного вакуумного пространства. В этом случае перед уплотнителем ставится задача — предохранить утечку среды в вакуум без требований сохранения вакуума. Во втором случае уплотнитель отделяет внутреннюю вакуумную полость от внешнего пространства и перед ним ставится задача сохранения требуемого уровня разрежения. Вторая задача более сложна, так как даже незначительные натекания окружающей среды в вакуумную полость приводят к снижению степени разрежения, затрудняют работу откачных и измерительных устройств. При проникновении паров агрессивных сред вакуумная аппаратура вообще может выйти из строя. Во многих случаях степень разрежения и чистота вакуумного пространства определяют качество технологических процессов, проводимых в условиях вакуума.

Несмотря на отмеченные отличия от условий применения уплотнителей при наружном и внутреннем вакууме, к ним предъявляются и общие требования, связанные с вакуумостойкостью резины. Вакуум действует на резину аналогично агрессивной среде. Вследствие разрежения многие легколетучие ингредиенты, входящие в состав резины, возгоняются в вакуум (мягчители, противостарители и др.). В результате этого снижаются физико-механические свойства резины, ее сопротивление старению, воздействию низких температур, стойкость к средам и т. д. За счет вакуумирования облегчается проход газов и паров жидких сред по микроканалам шероховатости уплотняемой поверхности. Это связано не только с увеличенным абсолютным перепадом давления по обе стороны уплотнителя. Во-первых, проход среды облегчается в связи с «очисткой» вакуумом самих микроканалов от следов смазки. Во-вторых, увеличивается подвижность молекул жидких сред, переходящих в вакууме в парообразное состояние. Далее, при вакуумировании играет роль не только контактное натекание, но начинает существенно влиять диффузионное натекание среды через объем уплотнителя.

Добиться абсолютной герметичности разъемного соединения не представляется возможным. Можно достигнуть сколь угодно малых утечек среды в вакуум. При этом важно, чтобы скорость натекания среды в вакуум была намного ниже скорости откачки вакуумной аппаратуры, а количество проникшего вещества не изменяло вакуум выше допустимого предела.

Скорость контактного натекания $v_{\text{нат}}$ среды через уплотнитель может быть определена [28] из следующих соотношений для газов

$$v_{\text{нат}} = \frac{ah^3T_0}{24\eta LP_0} \frac{P_2 - P_1}{T}$$

и для жидкостей

$$v_{\text{нат}} = \frac{ah^3}{12\eta L} (P_2 - P_1)$$

где a , h , L — соответственно ширина, высота и длина микроканала, определяемые параметрами шероховатости поверхности; η — вязкость среды; T_0 — нормальная и T — заданная температуры в абсолютных единицах; P_2 и P_1 — давления у входа и выхода канала; P_0 — атмосферное давление.

Скорость диффузионного натекания газов или паров жидкостей в вакуум может быть определена с учетом константы Π проницаемости, определяемой для каждой резины, предназначенной для работы в вакууме. Количество G среды с давлением P_2 , способной продиффундировать в полость с давлением P_1 за время τ через уплотнитель диаметром D , толщиной h_0 и шириной b , деформированный на величину λ , составляет:

$$G = \Pi \frac{\pi Db\lambda^2 (P_2 - P_1) \tau}{\eta}$$

Применение резиновых уплотнителей в вакуумных системах в условиях возвратно-поступательного движения, в силу указанных в гл. 4 и 5 причин, не может защитить вакуумное пространство от проникновения достаточно больших количеств уплотняемой среды. Однако в неподвижных соединениях можно добиться высокой вакуумной плотности, создаваемой резиновыми уплотнителями.

Различают низкий (760—1 мм рт. ст.), средний (1— 10^{-3} мм рт. ст.), высокий (10^{-3} — 10^{-7} мм рт. ст.) и сверхвысокий (ниже 10^{-8} мм рт. ст.) уровень вакуумирования. При низком вакууме практически могут работать все резины и его влияние не сказывается на конструкции уплотнительного соединения. При меньших давлениях в вакуумной полости необходимо применять специальные вакуумные резины и вакуумоплотные конструкции соединений.

В табл. 12 приведены специальные характеристики некоторых резин, нашедших применение в вакуумной технике. Одним из наиболее простых методов оценки вакуумной стойкости резины является определение потери массы при вакуумировании

до равновесного значения скорости газоотделения из резины в вакуум. Принято считать, что резина является вакуумстойкой при потере массы в вакууме, не превышающей 5% от первоначальной.

Таблица 12

Характеристики вакуумной стойкости резин

Показатели	Нормы для резин на основе каучуков						
	НК	СКИ-3	СКНС-10	СКН-18	СКФ-32	СКФ-26	СКФТ-50
Равновесная скорость газоотделения не более $1 \cdot 10^{-4}$ л·мк/(с·см ²)							
90 °С	0,1	0,1	0,5	0,1	0,1	—	—
200 °С	—	—	—	—	—	2,0	3,0
Потеря массы в вакууме $1 \cdot 10^{-6}$ мм рт. ст., не более, %	1,0	1,0	4,0	1,0	1,0	0,5	0,3
Константа проницаемости по азоту при 25 °С $\Pi \cdot 10^{-13}$ см ³ ·см/с·см ² ·Па	0,4	0,5	5—8	6—7	—	0,2—0,4	60—100

В конструкциях неподвижных соединений вакуумных систем применяют кольцевые прокладки квадратного и круглого сечений (ОСТ 38.5.34—73) в закрытых гнездах с увеличенной степенью осевого или радиального сжатия. Как правило, степень сжатия прокладок устанавливают в пределах $25\% \leq \epsilon \leq 40\%$. Повышение степени деформации с использованием резин низкой и средней твердости обеспечивает более полное затекание резины в микронеровности уплотняемой поверхности. Повышение герметичности достигается также за счет применения вакуумных смазок.

Рекомендуемые для вакуумных соединений соотношения внутреннего диаметра кольцевых прямоугольных прокладок и колец круглого сечения и размеров их поперечного сечения приведены ниже:

D	h или d	D	h или d
5—20	$2 \pm 0,1$	80—95	$4 \pm 0,2$
20—30	$2,5 \pm 0,1$	100—200	$4,5 \pm 0,2$
30—50	$3 \pm 0,2$	200—300	$5 \pm 0,2$
50—75	$3,5 \pm 0,1$	300—500	$6 \pm 0,2$

Уплотнители вакуумных систем применяются только в закрытых гнездах, обеспечивающих требуемую степень сжатия и максимальное заполнение резиной объема гнезда.

Перед установкой в гнездо уплотнители, предназначенные для герметизации внутреннего вакуума, рекомендуется предварительно обезгаживать с целью уменьшения последующих газовыделений из резины в вакуум уплотняемой системы. Предварительно обезжиренные спиртом и просушенные резиновые детали загружают в термовакуумную камеру. Доводят разрежение в камере до 10^{-5} мм рт.ст., после чего включают обогрев. Температурно-временной режим обезгаживания зависит от типа каучука, из которого изготовлена резина (табл. 13). После

Таблица 13

Режимы обезгаживания уплотнителей

Тип каучука	Режим обезгаживания	
	температура, °C	время, ч
НК, СКИ-3, СКМС-10, СКН-18,		
СКФ-32	90	15
СКТФ-50	150	10
СКФ-26	200	24

окончания процесса обезгаживания последовательно охлаждают камеру, отключают откачную систему при работающей азотной ловушке.

Обезгаженные уплотнители следует хранить в плотнозакрытых полиэтиленовых пакетах не более 3 мес.

**ПРОВЕРКА ГЕРМЕТИЧНОСТИ ВАКУУМНЫХ
УПЛОТНИТЕЛЕЙ**

Основным критерием вакуумного режима течения газа в аппарате является отношение средней длины $\bar{\lambda}$ свободного пробега молекул газа или пара к характерному размеру аппарата d , так называемый критерий Кнудсена:

$$K_n = \bar{\lambda}/d$$

В зависимости от величины этого критерия различают режимы течения — вязкостный (при $K_n \ll 1$), молекулярный (при $K_n \gg 1$) и молекулярно-вязкостный (при $K_n \approx 1$). Для установления потока газа Q в вакуум необходимо точное определение его давления, объема или эффективной скорости откачки

$$Q = \frac{PV}{\tau} = P\gamma_{эфф}$$

где P — давление; V — объем газа; τ — время откачки; $\gamma_{эфф}$ — эффективная скорость откачки (л/с).

В случае определения вакуумной герметичности уплотнителя при действии газовой среды наиболее широко используется масс-спектрометрический метод определения величины потока пробного газа. В качестве пробного газа используется гелий, а основным измеряющим прибором служит гелиевый течеискатель.

Вычислив величину ожидаемого газового потока по уравнению:

$$Q_{расч} = \pi \Delta P \frac{h}{b} (1 - \epsilon)^2 Z \Delta P \cdot 760$$

где ΔP — перепад давления на поверхности уплотнителя; $Z = 1,2 \div 1,5$ — коэффициент запаса, определяют экспериментальное

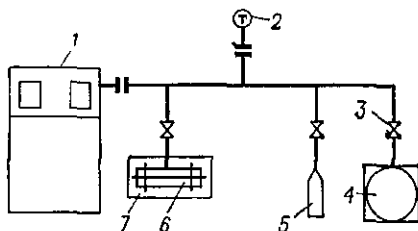


Рис. 57. Схема установки для определения вакуумной плотности узлов с резиновыми уплотнителями:

1—течеискатель ПТИ-6; 2—манометрический датчик вакуумметра ВИТ-1А; 3—кран вакуумного насоса; 4—вакуумный насос ВИ-46/М; 5—стандартная гелиевая течь; 6—испытуемый узел с уплотнителем; 7—гелиевая камера.

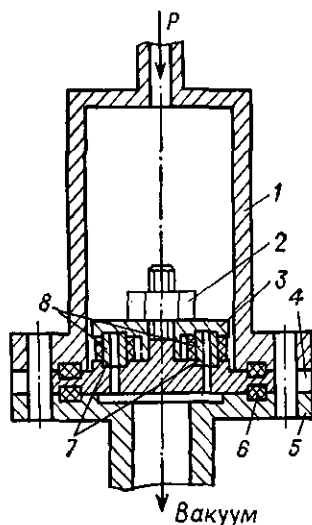


Рис. 58. Схема имитатора для испытаний прокладок в условиях вакуума—жидкие среды:

1—корпус; 2—гайка; 3—прижимная шайба; 4—основание струбины; 5—фланец; 6—монтажные прокладки; 7—втулка из пористого материала (титан, нихром и др.); 8—испытуемая резиновая деталь.

значение газового потока на установке, схема которой приведена на рис. 57, с учетом выражения:

$$Q_{эсп} = S_Q (U_{ст} - U_{ф})$$

где S_Q — чувствительность гелиевого течеискателя; $U_{ст}$ — показания (в мВ) регистрирующего прибора течеискателя в отсутствие течи; $U_{ф}$ — те же показания при наличии течи.

Соединение считается герметичным, если

$$Q_{расч} \geq Q_{эсп}$$

Использование этого метода для проверки соединений, предназначенных для уплотнения жидких сред, может дать более завышенную величину негерметичности, чем при непосредственном действии жидкости.

Известные методы течеизмерения жидкостей основаны либо на использовании индикаторных веществ [36], либо на периоди-

ческом прерывании вакуумирования [37] для проведения измерений натекания. Для максимального приближения испытаний к условиям эксплуатации вакуумных уплотнений необходимо измерять натекание при непрерывном и одновременном воздействии на уплотнение вакуума и давления рабочей жидкости. Реализация таких условий возможна [38] при использовании устройства, показанного на рис. 58, присоединенного к вакуумной системе (рис. 59). Предварительно осуществляется градуировка датчика, например термопарного манометра ЛТ-2 с прибором ВИТ-1А, в единицах потока паров заданных жидкостей.

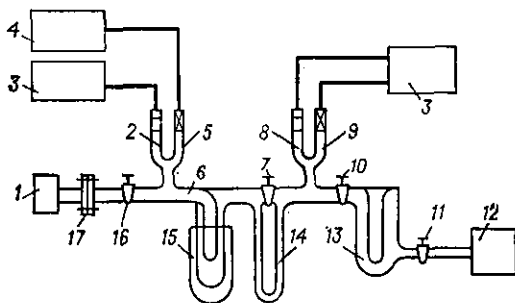


Рис. 59. Схема установки для непрерывного измерения натекания легкоиспаряющихся жидкостей в вакуум:

1 — натекатель; 2, 8 — ионизационные манометры ЛМ-2; 3 — вакуумметры ионизационно-термопарные ВИТ-1А; 4 — электронный потенциометр ЭПП-09; 5, 9 — термопарные манометры ЛТ-2; 6 — ловушка; 7, 10, 11, 16 — вакуумные краны; 12 — откачной пост; 13 — съемная азотная ловушка; 14 — U-образный манометр; 15 — дьюар; 17 — фланец

При отключенном испытуемом устройстве и всех открытых кранах установку включают откачным постом до разрежения 10^{-5} мм рт. ст. Затем в дьюар и ловушку заливают жидкий азот и в систему подают пары испытуемой жидкости таким образом, чтобы установился поток, соответствующий 1,56 по шкале прибора ВИТ-1А. Одновременно этот сигнал регистрируется электронным потенциометром ЭПП-09, который осуществляет запись сигнала, позволяющую судить о стабильности потока.

По истечении заданного времени Δt с момента начала натекания краны закрывают, а дьюар и ловушку погружают в сосуд с водой. Накопившаяся в ловушке жидкость размораживается и, вновь обращаясь в пар, заполняет известный рабочий объем V_y установки, в котором измеряется давление паров с помощью жидкостного U-образного манометра. Затем пар из рабочего объема переводится в съемную ловушку, препятствующую его попаданию в откачной пост. Величину потока пара заданной жидкости рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{\Delta h V_y M}{K \cdot 760 R T p \Delta \tau}$$

где Δh — давление пара жидкости, измеренной в рабочем объеме установки, мм рт. ст.; M — молекулярная масса жидкости; K — отношение плотности ртути к плотности манометрического масла в U-образном манометре; R — газовая постоянная; ρ — плотность испытуемой жидкости.

По полученным значениям э. д. с. ($\mathcal{E}$) термопары манометра ЛТ-2 и соответствующим им значениям потока паров жидкости строится зависимость $Q = f(\mathcal{E})$. На рис. 60 приведены градуировочные кривые для паров воды, спирта, ацетона и азотной кислоты.

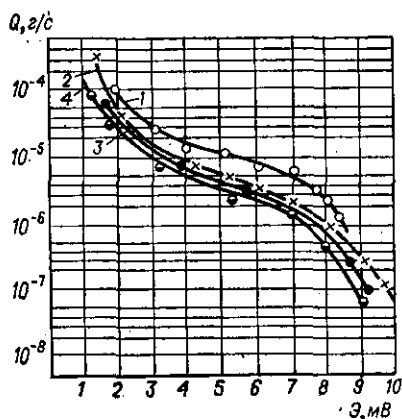


Рис. 60. Градуировочные кривые манометра ЛТ-2 в единицах потока паров жидкости:

1 — HNO_3 (98% -ная); 2 — H_2O ; 3 — $(\text{CH}_3)_2\text{CO}$; 4 — $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$.

После получения градуировочной кривой к системе подключается устройство с испытываемым уплотнителем и заданной средой под давлением. Потенциометр ЭПП-09 включается на запись сигналов от манометра ЛТ-2. По результату полученного сигнала в соответствии с градуировочной кривой оценивается фактическая негерметичность контролируемого уплотнителя. Описанный метод позволяет определять утечки легколетучей в вакуум жидкости порядка 10^{-7} г/с с точностью до $\pm 25\%$. Метод чувствителен в пределах утечек от 10^{-4} до 10^{-7} г/с и может применяться для жид-

костей, у которых давление насыщенных паров при нормальной температуре не менее 5 мм рт. ст.

Для течензмерения труднолетучих жидкостей можно установить соотношение между количеством жидкости, протекающей через уплотнение, с количеством жидкости, накопленной в эталонной емкости, которая выполнена в виде капилляра длиной не более 0,1 м. Количество жидкости в капилляре рассчитывается по формуле

$$G_{\text{кап}} = \frac{\pi D^2}{4} h \rho$$

где D — диаметр капилляра, м; h — высота столба жидкости в капилляре, м; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Отношение исходной массы G_0 к массе жидкости в капилляре

$$G_0/G_{\text{кап}} = K_0$$

учитывает остаток фракций в измеряемой емкости.

ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ЖИДКИХ АГРЕССИВНЫХ СРЕД

ПОКАЗАТЕЛЬ РАБОТОСПОСОБНОСТИ УПЛОТНИТЕЛЕЙ В МАСЛАХ [39]

Работоспособность и долговечность уплотнителей в воздушной среде оценивается по скорости изменения относительной остаточной эластичности β , исходя из значений остаточной деформации, измеренной по относительной разности размеров исходного h_0 , деформированного h_1 и восстановившегося h_2 образца

$$\beta = 1 - H = \frac{h_2 - h_1}{h_0 - h_1}$$

или по релаксации напряжения от исходного σ_0 до равновесного σ значений:

$$\beta = \frac{\sigma}{\sigma_0} = e^{-a\tau}$$

При этом исходят из предположения о равенстве значений относительной остаточной эластичности β , определенной обоими методами, полагая очевидным равенство констант скоростей процессов накопления остаточной деформации и релаксации напряжения. Однако накопление остаточной деформации в уплотнителях, контактирующих с маслами, не должно отражать степень структурных изменений в процессе старения вследствие набухания резины, вызывающего ослабление межмолекулярных связей и изменение геометрических размеров образца.

Сопоставим изменение констант скоростей процесса релаксации двух резин на основе СКН-18 + наирит Б и СКН-40 при действии на них масел — полиэфирного Б-3В и полисилоксанового ПЭС-С-1. Изменение массы обеих резин в масле Б-3В положительно (рис. 61), т. е. резины в этом масле набухают, увеличивая размеры образца. В масле ПЭС-С-1 масса обеих резин уменьшается, что связано с вымыванием части составляющих резину ингредиентов и соответствующим уменьшением размеров образца. На рис. 62 представлена температурная зависимость логарифмов констант скоростей химической релаксации, рассчитанных из кинетических кривых накопления остаточной деформации и релаксации напряжения при старении указанных резин в соответствующих маслах. В случае, когда система

резина — масло приходит к равновесному состоянию с увеличением массы резины (прямые 1, 2), скорость релаксации напряжения в резине выше, чем скорость накопления остаточной деформации. В том случае, когда равновесное состояние системы резина — масло связано с уменьшением массы резины (прямые 3, 4), соотношение скоростей релаксации напряжения и накопления остаточной деформации обратное. Значения констант, рассчитанные по релаксации напряжения, меньше зависят от характера взаимодействий в данной системе резина — масло.

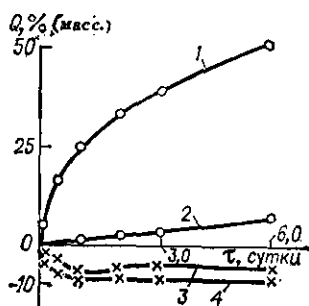


Рис. 61. Кинетические кривые набухания резин на основе СКН-18 + наирит Б (кривые 1, 3) и СКН-40 (кривые 2, 4) в маслах Б-3В (кривые 1, 2) и ПЭС-С-1 (кривые 3, 4) при 90°C.

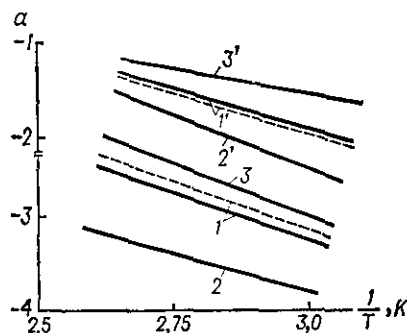


Рис. 62. Температурная зависимость констант (а) скоростей химической релаксации резин на основе СКН-18 + наирит (прямые 1—3) и СКН-40 (прямые 1'—3') в маслах Б-3В (прямые 2, 2' и сплошные линии 1, 1') и ПЭС-С-1 (прямые 3, 3' и пунктирные линии 1, 1'), рассчитанных по релаксации напряжения (прямые 1, 1') и накоплению остаточной деформации (прямые 2, 3, 2', 3').

Следовательно, в маслах нарушается зеркальность между остаточной деформацией и релаксацией напряжения, предусмотренная при выводе уравнения (8). Остаточная деформация, которая фиксирует изменение геометрии образца, уже не соответствует изменениям структуры материала, и ее значение зависит от взаимодействия масла с резиной. Релаксация напряжения в этом случае более полно отражает структурно-химические процессы старения резины. Кроме того, на получение истинного результата влияет и методика определения остаточной деформации, связанная с разгрузением напряженного образца и достижением его равновесного восстановления. При этом на результаты измерения оказывают влияния не только химические превращения в материале, но и изменение размеров образца вследствие физического действия масла.

Поэтому при прогнозировании долговечности уплотнителей, работающих в контакте с физически агрессивными маслами,

следует принимать в качестве ответственного показателя относительную остаточную эластичность, определенную по релаксации напряжения.

МЕХАНИЗМ ДЕЙСТВИЯ ВОДЫ НА РЕЗИНЫ

Резиновые уплотнители широко используются для герметизации соединений, работающих под давлением морской или пресной воды. В зависимости от температурных условий вода оказывает физическое или химическое действие на резины из различных каучуков. При физическом действии, приводящем к равновесному набуханию резины в воде, ухудшение эксплуатационных свойств уплотнителей связано главным образом с ослаблением усиливающего действия наполнителей (рис. 63). При повышении температуры до 150 °С и выше резины на основе нитрильных, фторкаучуков и этиленпропиленового каучука не достигают равновесного набухания [40]. Резины на основе каучука СКФ-32 в перегретой воде разрушаются вследствие превышения давления набухания над прочностью вулканизата.

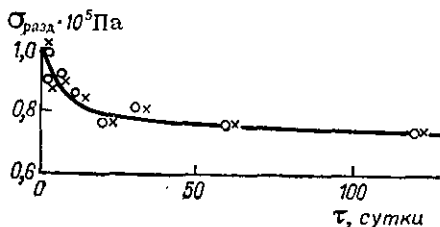


Рис. 63. Временная зависимость относительного изменения прочности на разрыв резины на основе СКН-26 при воздействии морской (О) и пресной (Х) воды при 90 °С.

Силиконовые и уретановые каучуки и резины на их основе подвергаются в воде гидролитическому разрушению [41]. Резины, подвергающиеся химическому воздействию воды при соответствующей температуре, не могут применяться для изготовления водостойких уплотнителей. При физическом взаимодействии резины с водой работоспособность и долговечность уплотнителей зависит от скорости процесса релаксации напряжения в резине. Учитывая, что вода оказывает действие на ослабление адгезионных связей сажа — каучук, при оценке процесса релаксации резин в воде следует особо учитывать процесс релаксации наполнителя, связанный с сажекаучуковой компонентой, в

Таблица 14

Характеристика резин, использованных при исследовании релаксации наполнителя в воде

№ резины	Состав резин		Сопротивление раздир. Н/см	Равновесное изменение массы в воде, %
	каучук	наполнитель		
1	СКН-18 + СКН-26	ПМ-15 + ДГ-100	3,4	3
2	СКН-18	ПМ-15	3,5	4

которой релаксирующие узлы образованы контактами сажа — полимерная цепь [42]. Выделение из общего процесса релаксации напряжения именно этой части позволяет оценивать степень влияния воды на снижение адсорбционного взаимодействия частиц сажи с каучуком.

При сравнительной оценке [43] релаксации напряжения однооснаженных саженасыщенных нитрильных резин (табл. 14) в водной и воздушной средах при 25—110°C был использован

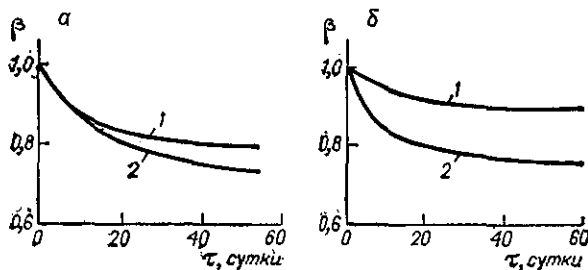


Рис. 64. Релаксации напряжения резины № 1 (а) и 2 (б) в воздушной среде (кривая 1) и в воде (кривая 2) при 50°C.

метод релаксационной спектрометрии, основанный на допущении, что процесс релаксации состоит из суммы отдельных релаксационных процессов:

$$\sigma(\tau) = \varepsilon \sum_{i=1}^n C_i \exp(-\tau/\tau_i)$$

Скорость релаксации резин в воде в определенной области температур выше, чем на воздухе (рис. 64), хотя окислительное действие кислорода в воздухе (концентрация 21%) должно быть более заметным, чем в воде (концентрация около 3%). Анализ дискретных спектров времен релаксации (табл. 15) показывает, что в воздушной среде выделены три элементарных процесса релаксации напряжения. Первые два относятся к быстрой стадии соответственно физической релаксации надмолекулярных структур каучука и релаксации связей наполнитель — каучук. Третий процесс с большим временем релаксации может быть отнесен к медленной стадии химической релаксации. В воде первый процесс не выделен потому, что он протекает за время значительно меньшее, чем время наблюдения. При температурах выдержки резины от 25 до 90°C процесс релаксации наполнителя в воде протекает значительно быстрее, чем в воздушной среде. Причем, это различие уменьшается с ростом температуры. При 110°C соотношение скоростей релаксации наполнителя в воде и на воздухе становится противоположным. Скорость химической релаксации, характеризуемой реконструкцией химических связей в пространственной структуре молекул

Таблица 15

Значения времен релаксации резины № 1
в зависимости от температуры

Температура, °C	Среда	Время релаксации для i -го процесса, $c \times 10^5$		
		$i=1$	$i=2$	$i=3$
25	Воздух	1,7	39	$2,8 \cdot 10^4$
	Вода	—	2	$0,76 \cdot 10^4$
50	Воздух	0,71	3,3	$9,8 \cdot 10^2$
	Вода	—	1,1	$8,3 \cdot 10^2$
70	Воздух	0,54	2	$5,4 \cdot 10^2$
	Вода	—	0,8	$4,9 \cdot 10^2$
90	Воздух	0,31	0,71	91
	Вода	—	0,63	70
110	Воздух	—	0,28	1,4
	Вода	—	0,53	35

каучука, в воздушной и водной средах практически одинакова. Это свидетельствует о том, что общее ускорение релаксации напряжения в воде по сравнению с воздухом происходит за счет агрессивного действия воды на связях каучук — наполнитель. Причем это явление тем заметнее, чем ниже температура эксплуатации. Учитывая различный механизм действия воды на

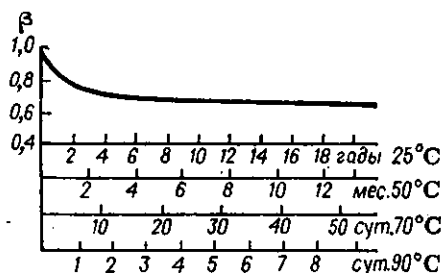


Рис. 65. Совмещенная кривая для прогнозирования релаксации напряжения в уплотнителях из резины на основе СКН-26 в воде.

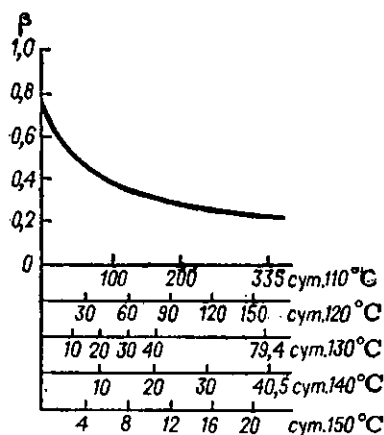


Рис. 66. Совмещенная кривая для прогнозирования релаксации напряжения в уплотнителях из резины на основе СКН-26 в перегретой воде.

резины при низких и высоких температурах, необходимо при выборе температурного режима для прогнозирования долговечности уплотнителей в воде ограничиваться температурами до

100 °С (рис. 65). Более высокие температуры следует использовать при оценке работоспособности уплотнителей в перегретой свыше 100 °С (рис. 66).

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ УПЛОТНИТЕЛЕЙ ПРИ ОДНОСТОРОННЕМ ВОЗДЕЙСТВИИ ЩЕЛОЧИ

Щелочь оказывает слабо агрессивное действие при всестороннем контакте с резинами на основе различных каучуков [44]. Однако такой контакт резина испытывает лишь в процессе стандартных испытаний образцов по ГОСТ 9.030—74. При эксплуатации уплотнителей раствор щелочи, как и другие агрессивные среды, действует на него только со стороны герметизируемого объема. Неизбежная при этом направленная встречная диффузия воздуха и воды через резину вызывает иной механизм действия щелочи, чем при всестороннем их контакте. На образцах в виде тонких пластин из резин на основе каучуков СКМС-10, СКБМ через сутки одностороннего воздействия раствора КОН (плотность 1,4 г/см³) при 70 °С появляются поверхностные разрушения со стороны контакта со щелочью. С увеличением времени контакта разрушения разрастаются как по поверхности, так и по толщине образца. На образцах из резины на основе СКЭП, испытанных в аналогичных условиях, разрушение отсутствует. При этом выдержка таких же образцов и в том же температурно-временном режиме, но при всестороннем действии щелочи, свидетельствует об удовлетворительной стойкости всех трех резин (табл. 16) [45].

Т а б л и ц а 16

Изменение свойств резин при всестороннем
и одностороннем контактах с раствором КОН
в течение 15 суток при 70 °С

Резина на основе каучука	Всесторонний контакт			Локальное уменьшение толщины образца при односторон- нем контакте. %
	коэффициент старения	изменение массы. %	уменьшение толщины. %	
СКМС-10	0,8	—1,1	1	15,0
СКБМ	1	—0,56	0,5	7,7
СКЭП	1	—0,79	0	0

Обнаруженное при одностороннем контакте с раствором щелочи уменьшение толщины образцов и наличие локальных разрушений поверхности обусловлены не непосредственным действием щелочи, а активацией щелочью кислорода воздуха, продиффундировавшего через резину, адсорбированного на поверхности образца со стороны действия щелочи [19]. Более стойкой к одностороннему действию щелочи является резина, обладающая повышенной стойкостью к кислороду.

ТРУБЧАТЫЕ УПЛОТНИТЕЛИ

ТИПЫ КОНСТРУКЦИИ И НАЗНАЧЕНИЕ

Трубчатые уплотнители разнообразной формы сечения (рис. 67) используются для герметизации неподвижных соединений в тех случаях, когда деформирующая нагрузка мала или недостаточно велика жесткость уплотняемого соединения. Такая конструкция уплотнителя обеспечивает уменьшение сопротивления деформирующей нагрузке, но соответственно и меньшие контактные напряжения. Поэтому трубчатые уплотнители в основном служат для предохранения попадания пыли, влаги или других сред без избыточного давления. Такие уплотнители широко используются для герметизации оконных и дверных проемов транспортных средств, различных зданий и сооружений.

Другим случаем использования трубчатых уплотнителей является их применение в качестве эластичных трубопроводов для транспортирования жидких и газообразных сред при невысоких избыточных давлениях. Такие трубчатые уплотнители устанавливают концами с некоторым натягом на жесткие штуцера. Иногда герметизация такого соединения усиливается установкой сжимающих хомутов, дополнительной наружной бинтовкой трубки в местах ее натяга на штуцер. Широко используют такие уплотнители в системах охлаждения двигателей автомобилей и тракторов, в химических источниках тока, в сельскохозяйственных агрегатах и других устройствах.

В последнее время появилась необходимость периодической герметизации соединений с большим уплотняемым зазором. В этих случаях применение обычных трубчатых уплотнителей усложняет конструкцию соединений, так как требует создания специальных механизмов для периодического перекрытия или открытия уплотняемого зазора. Поэтому стали использовать резиновые пневматические конструкции, работающие за счет растяжения при подаче в трубчатую полость избыточного давления газа или жидкости. При сбросе давления из полости уплотнителя он возвращается в исходное недеформированное состояние вследствие высокоэластической восстанавливаемости резины. С помощью таких уплотнителей герметизу-

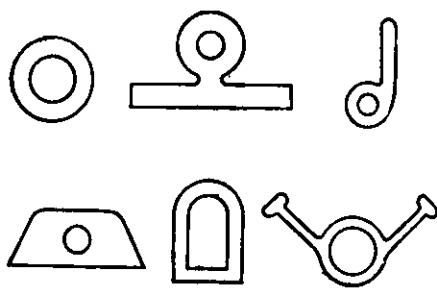


Рис. 67. Типы конструкций трубчатых уплотнителей.

тизации больших (25—50 мм) зазоров применение таких камер затруднено из-за их недостаточной прочности при больших деформациях резиновых или повышенной жесткости армированных конструкций. От этого недостатка свободно пневматическое уплотнение [46], состоящее (рис. 68) из силового элемента — трубчатой, закрытой на торцах камеры — и уплотняющего — пластины, снабженной по периферии буртами для ее крепления. Подвод и сброс давления в камеру осуществляется через привулканизованный к ней металлический штуцер. При монтаже камеру укладывают в сплюсненном виде в гнездо, а пластине придают некоторый начальный прогиб в поперечном сечении. Такая установка уплотнителя уменьшает его жесткость и устраняет горизонтальное натяжение рабочей части пластины. С подачей давления камера раздувается и плотно облегает внутреннюю поверхность пластины, передавая на нее равномерно распределенную нагрузку, под действием которой пластина дополнительно прогибается в поперечном направлении. Вследствие симметрии сечения наибольший прогиб происходит в центре поперечного сечения пластины.

ются зазоры гидравлических затворов больших турбин, герметичные периодически открывающиеся проемы вагонов, стационарных и подвижных рефрижераторов и других сооружений. Известны пневматические уплотнения, состоящие из тонкостенных резиновых или резино-текстильных трубчатых камер, применяемые для герметизации малых (до 3—5 мм) зазоров. При герме-

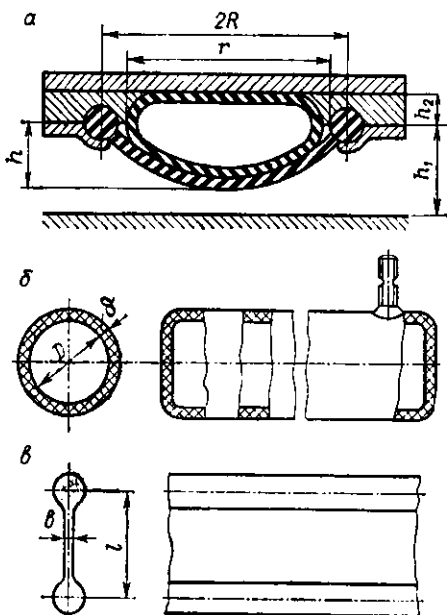


Рис. 68. Пневматическое уплотнение для герметизации больших зазоров: а — уплотнитель в сборе; б — камера; в — пластина.

Дальнейшее повышение давления в камере увеличивает прогиб пластины с образованием некоторой площади контакта с уплотняемой поверхностью.

Пневматические трубчатые уплотнители используют для герметизации соединений с периметрами прямолинейной и криволинейной формы. Размеры уплотняемых периметров могут колебаться от нескольких метров до сотен метров. На криволинейных участках уплотняемых периметров условия работы уплотнителя существенно отличаются от условий на прямолинейных участках, так как возможны образования складок на камере и пластине, неравномерность деформации пластины, приводящие к ее преждевременному разрушению. Для предупреждения появления таких дефектов размеры криволинейных участков пластины должны выполняться отличными от соответствующих параметров посадочного места.

Надежная герметизация соединений трубчатыми уплотнителями зависит от правильного выбора их конструктивных параметров и физико-механических показателей резины. Поэтому целесообразно подробно рассмотреть методы расчета их конструктивных и рабочих характеристик.

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБ С ЖЕСТКИМИ ШТУЦЕРАМИ

Герметизация соединения, изображенного на рис. 69, определяется величиной контактных напряжений, создаваемых при натяжении трубы на штуцер

Рассмотрим трубу длиной L с внутренним радиусом ρ_2 и внешним радиусом ρ_1 . Труба натянута на гладкий металлический штуцер круглого сечения радиуса r_2 и длины $l < L$ и при этом $r_2 > \rho_2$. В недеформированной трубе выберем цилиндрические координаты ρ, δ, x_3 , когда ось x_3 совпадает с осью трубы. Соответственно в деформированной трубе примем цилиндрические полярные координаты r, θ, y_3 . Рассмотрим деформацию, симметричную относительно оси цилиндра, определяемую равенствами [48]

$$r = r(\rho); \quad \theta = \delta; \quad y_3 = \lambda x_3$$

или

$$\rho = \rho(r); \quad \delta = \theta; \quad x_3 = y_3/\lambda$$

где λ — степень растяжения в направлении оси трубы.

С учетом равенства объемов недеформированной и деформированной труб имеем:

$$\rho = \lambda r \frac{dr}{d\rho}$$

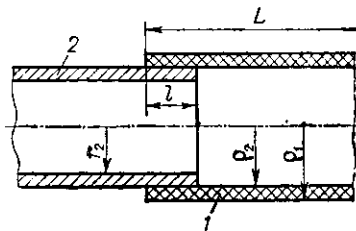


Рис. 69. Резиновая труба (1), натянутая на металлический штуцер (2).

Интегрируя это выражение, получим

$$\rho^2 = \lambda r^2 + k$$

где k — постоянная.

Граничные условия для деформированной трубы можно записать в виде:

$$r = r_1 \quad \sigma_1 = 0 \quad (I)$$

$$r = r_2 \quad u = \Delta \quad (II)$$

$$2\pi \int_{r_2}^{r_1} r \sigma_3 dr = 0 \quad (III)$$

Для рассматриваемой системы уравнения равновесия примут вид:

$$\frac{\partial \sigma_1}{\partial r} + \frac{\sigma_1 - r^2 \sigma_2}{r} = 0$$

$$\partial P / \partial \theta = 0; \quad \partial P / \partial y_3 = 0$$

Здесь σ_1 , σ_2 , σ_3 — главные напряжения; u — перемещение в направлении деформации; Δ — абсолютная деформация (натяг трубы); P — скалярный инвариант.

Принимая зависимость напряжения сдвига от деформации линейной и пропорциональной модулю сдвига G , для напряжений получим выражения:

$$r^2 \sigma_2 = \sigma_1 + G \frac{r^2}{\rho^2} - G \frac{\rho^2}{x^2 r^2}$$

$$\sigma_3 = \sigma_1 + G \lambda^2 - G \frac{\rho^2}{\lambda^2 r^2}$$

Подставляя из последних выражений значение $r^2(\sigma_2 - \sigma_1)$ в уравнения равновесия и интегрируя с учетом граничного условия (I) и равенства $\rho^2 = \lambda r^2 + k$, получим:

$$\sigma_2 = G \left[\frac{1}{2x} \lg \left(\frac{\lambda r^2 + k}{\lambda r_1^2 + k} \right) - \frac{1}{\lambda} \lg \frac{r}{r_1} + \frac{k}{r \lambda^2} \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_1^2} \right) \right]$$

Постоянные λ и k определяются из оставшихся граничных условий:

из условия (II) имеем

$$r_2 = \rho_2 + \Delta$$

или

$$\rho_2^2 = \lambda (\rho_2^2 + 2\rho_2 \Delta + \Delta^2) + k$$

и из условия (III)

$$\int_{r_2}^{r_1} r \left[\sigma_2 + G \left(\lambda^2 - \frac{\rho^2}{\lambda^2 r^2} \right) \right] dr = 0$$

Подставляя значения λ и k из последних двух уравнений в выражение для σ_2 , разлагая $\lg\left(1 + \frac{k}{\lambda r^2}\right)$ в ряд с учетом, что $\left|\frac{k}{\lambda r^2}\right| < 1$, ограничиваясь первым членом ряда, получим:

$$\sigma_2 = \frac{kG}{\lambda^2} \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_1^2} \right)$$

Пренебрегая удлинением в направлении оси трубы, т. е. полагая $\lambda = 1$, определим значение постоянной k :

$$k = -2\rho_2\Delta - \Delta^2$$

Тогда выражение для σ_2 примет вид:

$$\sigma_2 = (-2\rho_2\Delta - \Delta^2) G \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_1^2} \right)$$

При условии, что $r = r_1$; $\sigma_2 = \sigma$ и $r_1 = \rho_2 + \Delta$, пренебрегая значением Δ^2 , окончательно получим приближенное выражение для расчета величины контактных напряжений σ :

$$\sigma = 2\rho_2 \Delta G \left(\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{\rho_1^2 + 2\rho_2\Delta} \right)$$

Экспериментальная проверка полученного уравнения на трубах из резины с модулем сдвига $(1 \div 3) \times 10^6$ Па, с различным отношением внутреннего и наружного диаметров показала, что характер распределения контактных напряжений сохраняется (рис. 70) при всех значениях модуля сдвига G , натяга Δ и длины контакта l . Величина контактных напряжений постоянна по всей длине контакта за исключением концевых участков, на которых проявляется краевой эффект, не учитываемый полученным уравнением.

Соединение трубы со штуцером может осуществляться не только по «сухой посадке», но в условиях смачивания контактной поверхности уплотняемой средой или специально нанесенным слоем жидкости, хорошо смачивающей штуцер, если уплотняемая среда его не смачивает. В обоих случаях вследствие возникновения сил смачивания поверхность трубы будет прижиматься к поверхности штуцера с силой, превышающей начальное контактное усилие. Использование резиновых труб со штуцером при действии хорошо смачивающих жидкостей во много раз повышает долговечность таких соединений. В табл. 17 приведены результаты измерений продолжительности

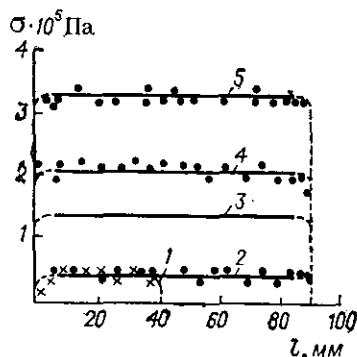


Рис. 70. Характер распределения контактных напряжений резиновой трубы при натяге на штуцер 15% (кривые 1, 2), 20% (кривые 3, 5), 50% (кривая 4). модуле сдвига резины $10 \cdot 10^5$ Па (кривые 1—4) и $27 \cdot 10^5$ Па (кривая 5) в зависимости от длины контакта.

сохранения герметичности трубами при различной смачиваемости рабочей средой поверхности штуцера.

Таблица 17

**Длительность сохранения герметизации при 20 °С
трубами из резины на основе СКЭП
при деформации 5% в зависимости от степени
смачиваемости средой**

Материал штуцера	Среда	Угол смачи- вания θ , градусы		Контактное напряжение $\sigma \cdot 10^5$ Па		Длитель- ность сохране- ния герметич- ности, сутки
		резины	шту- цера	началь- ное	после экспози- ции	
Ст. 45, покрытая никелем	КОН	62	52	0,8	0,75	9
	КОН + 1% метакрезола	54	15	0,7	1,6	150
Ст. 45, покрытая никелем и смаз- кой ПЭС-С-1	КОН	—	—	0,8	1,4	300
Фторопласт	КОН	54	104	0,7	—	180
	КОН + 1% метакрезола	54	58	0,6	0,6	1

Приведенные данные подтверждают вывод (см. рис. 9 гл. 1) о роли смачивания средой в повышении герметизирующей способности резиновых уплотнителей.

РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

Способность пневматического трубчатого уплотнителя к герметизации определяется контактным усилием F , зависящим от контактного напряжения σ и ширины контакта S :

$$F = \sigma S$$

Величина удельного напряжения σ зависит от давления P , подаваемого в камеру, степени деформации пластины уплотнителя и физико-механических свойств резин. Допустимая степень деформации $\epsilon_{\text{доп}}$ растяжения в уплотнительных деталях не должна превышать 50%.

Тонкая длинная пластина уплотнителя несет поперечную постоянную по длине нагрузку. На достаточном удалении от краев поверхность прогибов такой пластины можно принять цилиндрической, а фигуру ее равновесия близкой к равномерно натянутой гибкой нити, приближенно описываемой уравнением параболы. Применяя к пластине длиной L расчеты, справедливые для элементарной полоски длиной 1 см, рассмотрим

четыре возможных положения средней поперечной линии такой полоски (рис. 71). Удельное контактное давление q можно определить как разность между рабочим давлением P_2 и давлением P_1 , затраченным на деформацию пластины до ее касания с уплотняемой поверхностью:

$$q = P_2 - P_1$$

Из уравнения прогиба гибкой нити

$$h_1 = \frac{P_1 \cdot l (2R)^2}{8N_1}$$

находим

$$P_1 = \frac{2E\varepsilon_1 b h_1}{R^2}$$

где N_1 — горизонтальное натяжение гибкой нити; $N_1 = \sigma S_{np} = E\varepsilon b \cdot l$; b — толщина пластины; $S_{np} = b \cdot l$ — площадь

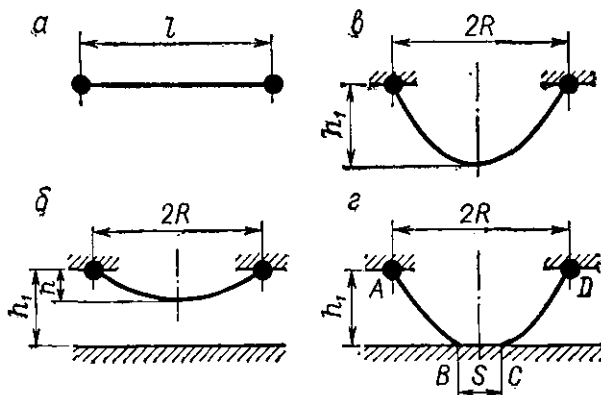


Рис. 71. Схемы возможных положений средней поперечной линии полоски пластины пневматического уплотнения:

а — до монтажа; б — после монтажа до нагружения давлением; в — при нагружении давлением до касания с уплотняемой поверхностью; г — при нагружении давлением до полного контакта с уплотняемой поверхностью.

продольного сечения полоски длиной $dL = 1$ см; ε_1 — относительное удлинение средней линии пластины при ее касании с уплотняемой поверхностью

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l}{l} < \varepsilon_{\text{доп}}$$

где l_1 — поперечная длина средней линии пластины при нагружении ее до касания с уплотняемой поверхностью; l — поперечная длина средней линии пластины до нагружения.

С учетом длин соответствующих парабол

$$l = 2R \left(1 + \frac{2}{3} \frac{h^2}{R^2} \right) \quad \text{и} \quad l_1 = 2R \left(1 + \frac{2}{3} \frac{h_1^2}{R^2} \right)$$

получим:

$$\epsilon_1 = \frac{2}{3} \frac{h_1^2 - h^2}{R^2 + \frac{2}{3} h^2} < \epsilon_{\text{доп}}$$

Задаваясь величинами $(h_1 - h)$, $\epsilon_{\text{доп}}$ и условием $2R/h_1 \geq 2$, вычислим ряд значений ϵ_1 (табл. 18).

Т а б л и ц а 18

Расчет ϵ_1 при $\epsilon_{\text{доп}} = 0,35$ и $h_1 - h = 25$ мм

h, мм	ϵ_1 при значениях 2R, мм				
	50	75	100	125	150
0	0,66	0,29	0,16	0,10	0,07
5	—	0,42	0,13	0,15	0,10
10	—	—	0,32	0,20	0,13
15	—	—	0,42	0,27	0,16
20	—	—	—	0,34	0,18
25	—	—	—	0,42	0,20

Величины h и R , а следовательно, h_1 и l выбираются конструктивно в зависимости от габаритов уплотняемого соединения, но с учетом результатов расчета ϵ_1 в соответствии с табл. 18.

Для нахождения ширины контакта S рассмотрим четвертое положение средней линии пластины (рис. 71,з). Ее длина l_2 равна сумме длин прямолинейного участка BC (ширина контакта S) и двух равных криволинейных участков AB и CD . Каждый из этих криволинейных участков можно рассматривать как гибкую нить, одна точка закрепления которой совпадает с исходной точкой крепления пластины, а другая — с граничной точкой контакта пластины с уплотняемой поверхностью. Наибольший прогиб h_1 такой гибкой нити совпадает с нижней точкой ее закрепления и равен

$$h_1 = \frac{P_2 \left(R - \frac{S}{2} \right)^2}{2E\epsilon_2 b}$$

где ϵ_2 — относительное удлинение средней линии пластины при полном контакте с уплотняемой поверхностью.

С учетом значения h_1 для пластины в положении касания с уплотняемой поверхностью получим равенство:

$$\frac{P_1 R^2}{2Ee_1 b} = \frac{P_2 \left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{2Ee_2 b} \quad (15)$$

Полная деформация e_2 определяется из условия:

$$e_2 = \frac{l_2 - l}{l} \leq e_{\text{доп}}$$

Значение l_2 может быть получено из уравнения длины параболы кривых AB и CD :

$$l_2 = (2R - S) \left[1 + \frac{8}{3} \frac{h_1^2}{(2R - S)^2} \right] + S$$

С учетом значений l и l_2 преобразуем выражение для e_2 к виду:

$$e_2 = \frac{2}{3} \frac{\frac{2R}{2R - S} h_1^2 - h^2}{R^2 + \frac{2}{3} h^2} \leq e_{\text{доп}}$$

Решение относительно S равенства (15) с учетом значений e_1 и e_2 дает:

$$S = 2R \left(1 - \sqrt[3]{\frac{\frac{P_1}{P_2} h_1^2 - h^2}{h_1^2 - h^2}} \right)$$

Принимая во внимание выражение для P_1 и $q = \sigma$, получим окончательное уравнение для расчета контактного усилия F :

$$F = 2R \left(P_2 - \frac{2Ee_1 b h_1}{R^2} \right) \left(1 - \sqrt[3]{\frac{\frac{P_1}{P_2} h_1^2 - h^2}{h_1^2 - h^2}} \right)$$

Для предупреждения образования складок на криволинейных участках пластины необходимо радиусы и углы закругления пластины выполнять иными, чем радиусы и углы закругления посадочного гнезда. Примем следующие условия:

а) прогиб при монтаже пластины на криволинейном участке периметра должен быть аналогичен прогибу на линейном участке и описываться зависимостью $y = h \left(1 - \frac{x^2}{R^2} \right)$;

б) длины дуг по средним радиусам наружного и внутреннего буртов пластины до и после ее монтажа равны между собой;

в) средний радиус закругления пластины до монтажа равен среднему радиусу закругления пластины после монтажа.

Для расчета введем обозначения, показанные на рис. 72. Искомыми являются величины $r_{\text{нар}}$, $r_{\text{вн}}$, α_1 и α_2 , для определения которых необходима система из четырех уравнений.

С учетом принятых условий можно считать

$$\varphi = \varphi_1$$

где φ и φ_1 — поверхность криволинейных участков пластины до и после монтажа.

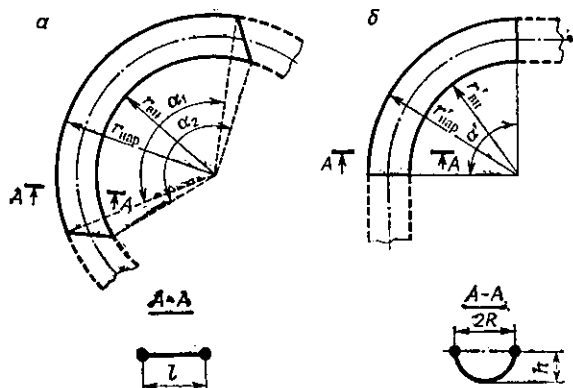


Рис. 72. Криволинейный участок пластины пневматического уплотнения до (а) и после (б) монтажа.

С учетом значений l и l_1 для сечения прямолинейного участка пластины получим:

$$\varphi = r_{\text{нар}}^2 \alpha_1 - r_{\text{вн}}^2 \alpha_2$$

$$\varphi_1 = 2R \left(1 + \frac{2}{3} \frac{h^2}{R^2} \right) (r'_{\text{нар}} + r'_{\text{вн}}) \alpha'$$

Принимая во внимание равенство φ и φ_1 , имеем первое уравнение системы:

$$r_{\text{нар}}^2 \alpha_1 - r_{\text{вн}}^2 \alpha_2 = 2R \left(1 + \frac{2}{3} \frac{h^2}{R^2} \right) (r'_{\text{нар}} + r'_{\text{вн}}) \alpha'$$

Исходя из принятых условий б) и в), получим остальные три уравнения:

$$r_{\text{нар}} \alpha_1 = r'_{\text{нар}} \alpha'$$

$$r_{\text{вн}} \alpha_2 = r'_{\text{вн}} \alpha'$$

$$r_{\text{нар}} + r_{\text{вн}} = r'_{\text{нар}} + r'_{\text{вн}}$$

Эти четыре уравнения дают возможность рассчитать конструктивные параметры криволинейных участков пластины пневматического уплотнителя, обеспечивающие ее нормальную работу.

Диаметр поперечного сечения трубчатой камеры пневматического уплотнителя определяется из условия, что при полном контакте пластины с уплотняемой поверхностью деформация камеры отсутствует:

$$e_k = 0$$

Это условие соблюдается при равенстве длины поперечного сечения камеры до и после подачи в нее давления P_2 .

Исходя из схемы монтажа камеры (см. рис. 68), имеем:

$$l'_k = l_2 + r + 2h_2$$

где r и h_2 — конструктивные параметры гнезда под камеру.

Учитывая, что $l_k = \pi D_k$ (где D_k — искомый диаметр поперечного сечения камеры) и заменяя l_2 его значением, получим выражение

$$\pi D_k = (2R - S) \left[1 + \frac{8}{3} \frac{h^2}{(2R - S)^2} \right] + S + r + 2h_2$$

из которого определяем диаметр камеры.

В приведенном расчете был сделан ряд допущений, наиболее принципиальным из которых является представление о форме прогиба пластины уплотнителя в виде гибкой нити, описываемой уравнением параболы. Экспериментальная проверка этого допущения, заключающаяся в непосредственном определении формы прогиба, показала, что при полном контакте пластины с уплотняемой поверхностью отношение расчетной кривой прогиба от истинной не превышает значений, указанных ниже:

$2R/h_1$	10	3,3	2,85	2,5	2,2	2
Отклонение, %	< 0,1	3	5	6	6,6	8-10

Указанные отклонения следует считать допустимыми, что позволяет рассматривать кривую прогиба пластины как параболу при соблюдении условия $2R/h_1 \geq 2$, которое в расчете было учтено.

Пневматический уплотнитель может работать в условиях низких температур, когда жесткость резины возрастает и для ее деформации необходимо давление $P_t > P_1$. Если сопоставить изменение давления, необходимого для деформации камеры при низких температурах, с изменением коэффициента возрастания жесткости резины при тех же температурах, то в координатах $P_t - P_1 K''_{вж}$ (см. гл. 1) получим зависимость, выраженную прямой, исходящей из начала координат под углом 45° , т. е.

$$P_t = P_1 K''_{вж}$$

или

$$P_t = \frac{2EK''_{вж} e_1 b}{K^2}$$

Изменение контактного усилия F в условиях низких температур зависит от температурных условий нагружения пластины пневматического уплотнителя. Если в камеру подается давление при низкой температуре, то контактное усилие уменьшается с понижением температуры (рис. 73, кривая 1). Это

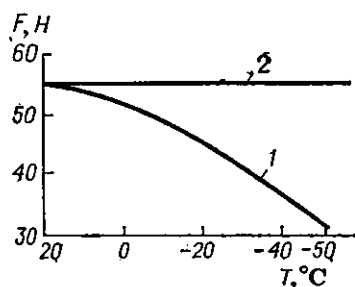


Рис. 73. Изменение контактного усилия от температуры при подаче давления в камеру при низкой (кривая 1) и нормальной (прямая 2) температурах.

связано с тем, что несмотря на подачу давления $P_1 > P_1$ остается неизменным давление P_2 , необходимое для образования площадки контакта S . Учитывая, что резина стала более жесткой, при том же P_2 площадь контакта S , а следовательно, контактное усилие F уменьшились. Поэтому для сохранения требуемого контакта необходимо увеличить давление P_2 пропорционально возрастанию давления P_1 . Если уплотнение деформируется при нормальной температуре, а затем охлаждается, то как следует из зависимости (кривая 2), температура не влияет на контактное усилие F . Этот же вывод следует из рассмотрения уравнения для расчета F , так как P_2 и P_1 не изменяют своих значений.

РАСЧЕТ ПЛАСТИНЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПЛОТНИТЕЛЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Для оценки работоспособности пневматического уплотнителя помимо геометрических и рабочих характеристик, определяющих его герметизирующую способность, необходимо определить напряжение в пластине при ее деформации.

Рассмотрим отрезок средней линии поперечного сечения пластины бесконечно малой длины dl (рис. 74) в координатах x, y, z .

При подаче давления P_1 в камеру участок AB длиной dl ненагруженной пластины займет положение A_1B_1 . При этом каждая точка совершит некоторые перемещения, которые обозначим: u — перемещения вдоль оси x , v — перемещения вдоль оси y .

Составляющие деформации отрезка dl равны:

$$\epsilon_x = du/dx$$

$$\epsilon_y = dv/dy$$

$$\gamma_{xy} = du/dy + dv/dx$$

где ϵ_x и ϵ_y — составляющие деформации, параллельные соответственно осям x и y ; γ_{xy} — угол сдвига параллельно плоскости $хоу$.

При большой длине пластины и изменяющейся при деформации ее толщине, т. е. для плоского напряженного состояния, при котором $\sigma_y = 0$ и $\varepsilon_z = 0$, связь между составляющими деформациями и напряжениями имеет вид:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \mu - 2\mu^2} (\varepsilon_x + \varepsilon_y)$$

$$\sigma_z = \mu \sigma_x$$

$$\tau_{yx} = \frac{E}{2(1 + \mu)} \gamma_{xy}$$

Здесь σ_x и σ_z — главные нормальные напряжения, параллельные соответственно осям x и z ; τ_{yx} — главные касательные напряжения, параллельные оси x и перпендикулярные оси y ; μ — коэффициент Пуассона.

Заменяя деформации перемещениями, получим:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \mu - 2\mu^2} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)$$

$$\tau_{yx} = \frac{E}{2(1 + \mu)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

Экспериментальное определение значений перемещений u и v показало, что независимо от величины уплотняемого зазора изменение горизонтальных перемещений u подчиняется параболическому закону вида

$$\frac{(x_i - a_1)^2}{a_1^2} + \frac{u}{b_1} = 1$$

где $a_1 = R/2$ — абсцисса вершин парабол; b_1 — ордината вершин парабол.

Для нахождения ординаты b_1 воспользуемся тем, что положение вершин парабол зависит только от величины уплотняемого зазора h_1 . График положения ординат b_1 представляет параболу

$$b_1 = c (h_1 - h)^2$$

где c — постоянная.

Теперь можно определить значение горизонтального перемещения u из выражения

$$u_i = c (h_1 - h)^2 \left[1 - \frac{4(x_i + R/2)^2}{R^2} \right]$$

где x_i изменяется от 0 до $R/2$.

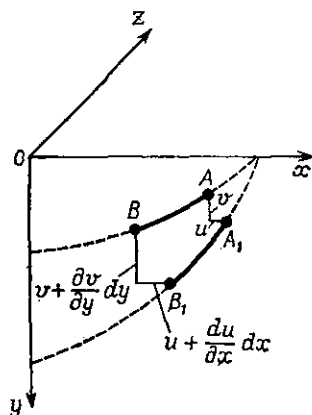


Рис. 74. Схема перемещений точек при прогибе пластины пневматического уплотнителя.

Из определения перемещения v имеем

$$v_i = y_1 - y$$

где $y = h(1 - x_i^2/R^2)$ и $y_1 = h_1(1 - x_i^2/R^2)$. Или

$$v_i = (h_1 - h)(1 - x_i^2/R^2)$$

Наибольшие горизонтальные перемещения совершает точка с координатами $x = R/2$; $y = 3/4h$. В точке с координатами $x = 0$; $y = h$ перемещения составляют $u = 0$; $v = h_1 - h$. В точке с координатами $x = R$; $y = 0$ — перемещения равны 0.

Дифференцируя уравнения для напряжений с учетом полученных значений перемещений, получаем:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \mu - 2\mu^2} (h_1 - h) \left[\frac{4c(h_1 - h)(R - 2x_i)}{R^2} + \frac{1}{h} \right]$$

$$\tau_{yx} = \frac{E(h_1 - h)}{1 + \mu} \left[c(h_1 - h) \left(\frac{2}{h_1} + \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{y_i}{h_1}}} \right) - \frac{x_i}{R^2} \right]$$

Наибольшие нормальные и касательные напряжения возникают в точках максимального прогиба пластины, постепенно уменьшаясь к точкам ее закрепления.

При подаче в камеру давления P_2 образуется область контакта пластины с уплотняемой поверхностью. В точках, лежащих в области контакта, дальнейшее перемещение отсутствует, а приращение напряжения пропорционально увеличению давления P_2 . Вне контактной области перемещение точек не ограничено, а напряжение может достигнуть разрывного. Горизонтальные перемещения u'_i представляют семейство парабол, где $a_2 = (2R - S)/4$; $b_2 = f(P_2)$.

График положения ординат b_2 представляет собой прямую с углом наклона к осям ординат 45° и дает:

$$b_2 = P_2 + c_1$$

Тогда

$$u_i = (P_2 + c_1) \left\{ 1 - \frac{16 \left[x_i - \left(\frac{2R + S}{4} \right) \right]^2}{(2R - S)^2} \right\}$$

Вертикальные перемещения найдем из условия $v'_i = y_2 - y$, где уравнение прогиба криволинейных участков пластины:

$$y_2 = h_1 \left[1 - \frac{\left(x_i - \frac{S}{2} \right)^2}{\left(R - \frac{S}{2} \right)^2} \right]$$

С учетом значения y_2 имеем:

$$v'_i = h_1 \left[1 - \frac{\left(x_i - \frac{S}{2}\right)^2}{\left(R - \frac{S}{2}\right)^2} \right] - h \left(1 - \frac{x_i^2}{R^2} \right)$$

Переходя к напряжениям, получим:

$$\begin{aligned} \sigma'_x &= \frac{E}{1-\mu+2\mu^2} \left\{ \frac{2}{(2R-S)^2} \left[4(P_2 + c_1)(2R+S-4x_i) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + R \left(2R - \frac{h_1 S}{\sqrt{1-\frac{y_i}{h_1}}} \right) \right] - 1 \right\} \\ \tau'_{yx} &= \frac{2E}{(1+\mu)(2R-S)^2} \left\{ R(P_2 + c_1) \left(\frac{4R}{h_1} + \frac{2R+S}{\sqrt{1-\frac{y_i}{h_1}}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + 2x_i \left[4 \frac{h}{R^2} (2R-S)^2 - h_1 \right] + h_1 S \right\} \end{aligned}$$

Как видно из полученных уравнений, при полном контакте с уплотняемой поверхностью наибольшие нормальные и касательные напряжения возникают в зоне закрепления пластины.

Из условия прочности гибкой нити получаем выражение для проверочного расчета толщины пластины по найденному значению нормальных напряжений в наиболее опасном сечении при $x = R$:

$$b = \frac{P_2 R^2}{2h_1} \frac{1}{\sigma'_{x=R}}.$$

РЕЗИНОВЫЕ МЕМБРАНЫ

НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ
РЕЗИНОВЫХ МЕМБРАН

Мембраны — тонкие гибкие перегородки, разделяющие две полости с различным давлением или отделяющие полость от пространства и преобразующие изменение давления в перемещение или наоборот. В соответствии с данным определением мембраны подразделяются на мембраны прямого действия, т. е. предназначенные для преобразования изменения давления в перемещение, и на мембраны обратного действия, предназначенные для преобразования перемещения в изменение давления. К числу мембран прямого действия относятся силовые и компенсационные мембраны, к мембранам обратного действия — насосные и демпферные мембраны (рис. 75). Различие этих мембран проявляется в условиях их применения. Силовая мембрана работает по схеме $\Delta P \rightarrow \Delta X \rightarrow \Delta Q$, т. е. изменение давления в одной из разделяемых полостей преобразовывается через перемещение жесткого центра мембраны в изменение передаваемого ею усилия. Насосная мембрана работает по схеме $\Delta Q \rightarrow \Delta X \rightarrow \Delta V$, когда изменение внешнего усилия, приложенного к жесткому центру мембраны, вызывает ее перемещение с соответствующим изменением давления в полости, противоположной действию усилия. При этом изменение давления проявляется в перемещении объема жидкости или газа. Компенсационная мембрана работает по схеме $\Delta P \rightarrow \Delta X \rightarrow \Delta V$, при которой изменение давления в одной из разделяемых полостей вызывает перемещение мембраны и соответствующее ему изменение объема жидкости или газа. Схема работы демпферной мембраны может быть записана в виде $\Delta Q \rightarrow \Delta X \rightarrow \Delta P$, когда внешнее усилие перемещает мембрану, в результате чего в противоположной полости изменяется давление. Из рассмотрения указанных схем следует, что мембраны прямого и обратного действия различаются способом создания перемещения мембран. В мембранах прямого действия перемещение производится изменением равномерно распределенного давления, в мембранах обратного действия — сосредоточенной силой.

Можно представить еще две схемы применения эластичной перегородки: $\Delta P \rightarrow \Delta X \rightarrow \Delta P$ при $\Delta V = 0$, и $\Delta Q \rightarrow \Delta X \rightarrow \Delta Q$

при $\Delta P = 0$. В первом случае, если $\Delta V = 0$, то и $\Delta X = 0$, т. е. перемещение отсутствует, что не соответствует определению мембраны. Во втором — $\Delta P = 0$, что также не соответствует определению мембраны. В обоих случаях резина используется только как разделитель, а не в качестве мембраны.

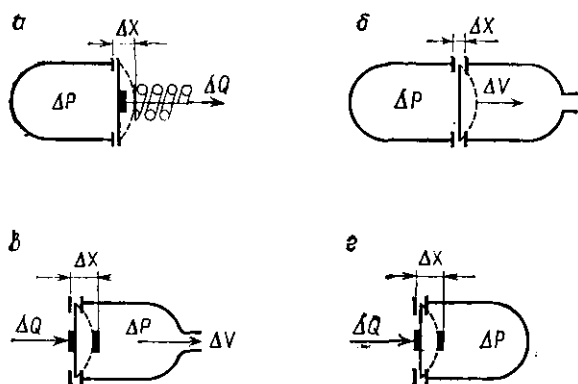


Рис. 75. Схема действия мембран прямого действия — силовой (а), компенсирующей (б) и обратного действия — насосной (в), демпфирующей (г): ΔP — изменение давления; ΔX — перемещение; ΔQ — изменение усилия; ΔV — изменение или перемещение объема.

Работа силовых мембран определяется их эффективной площадью $S_{эфф}$, т. е. величиной, характеризующей способность мембраны преобразовывать давление в осевую силу:

$$S_{эфф} = \Delta Q / \Delta P$$

Рабочей характеристикой компенсационной мембраны является чувствительность, т. е. способность мембраны воспринимать нагрузку:

$$\lambda = \Delta X / \Delta P$$

Насосные мембраны могут характеризоваться эффективным объемом $V_{эфф}$, т. е. способностью мембраны переместить за одно перемещение определенное количество жидкости или газа:

$$V_{эфф} = \Delta X S_{эфф} = \Delta X (\Delta Q / \Delta P) = \lambda \Delta Q$$

Из формулы видно, что эффективный объем насосной мембраны зависит от ее чувствительности и величины осевой силы, приложенной к ее жесткому центру.

Демпфирующие мембраны характеризуются их жесткостью L , т. е. способностью мембраны противодействовать нагрузке:

$$L = \Delta Q / \Delta X$$

Любые мембраны состоят из двух основных элементов: тела мембраны, т. е. части мембраны, расположенной внутри закрепленного контура, и одного или двух фланцев, т. е. части

мембраны, предназначенной для закрепления ее по контуру. Фланец мембраны может быть выполнен с утолщением прямоугольной, круглой, трапецеидальной или иной формы, называемым буртом мембраны. Бурт предназначен для более надежного закрепления мембран по контуру и обеспечения повышенной герметизации соединения. Кроме названных элементов некоторые мембраны могут быть снабжены жестким центром, т. е. центральной частью мембраны, обладающей значительно большей жесткостью, чем тело мембраны. Жесткий центр предназначен для регулирования величины эффективной площади у мембран равного внешнего диаметра, для конструктивного оформления места закрепления мембраны по внутреннему контуру и для соединения с элементами мембранного механизма, обеспечивающими приложение к мембране сосредоточенной силы. Жесткий центр может быть выполнен зацело с мембраной при ее изготовлении или закреплен на ней механически.

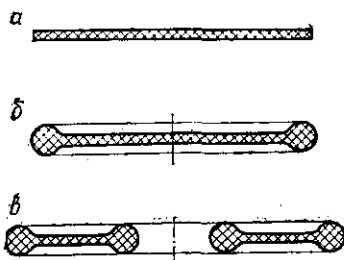


Рис. 76. Плоская мембрана без жесткого центра (а), без жесткого центра с буртом по наружному диаметру (б), с буртами по наружному и внутреннему (для заделки жесткого центра) диаметрам (в).

ной силы. Жесткий центр может быть выполнен зацело с мембраной при ее изготовлении или закреплен на ней механически.

Классификация мембран по конструктивным признакам определяется формой тела мембраны.

Плоская мембрана — мембрана, имеющая тело плоской формы (рис. 76). Плоская мембрана без жесткого центра может работать в качестве компенсационной. Величина ее перемещения ΔX под действием равномерно распределенного давления ΔP характеризует прогиб мембраны W [49]

$$W = W_0 + \frac{P_W I}{cE}$$

где W_0 — монтажный прогиб мембраны; P_W — давление, необходимое для осуществления прогиба W ; c — эмпирический коэффициент, равный 3 при $IP_W \geq 27$; I — конструктивный параметр мембраны, равный:

$$I = (\pi D^2)/4h$$

Здесь h — толщина и D — диаметр по месту установки мембраны (рис. 77).

Плоская мембрана с жестким центром (рис. 78) характеризуется прогибом W тела мембраны, ходом ΔX жесткого центра

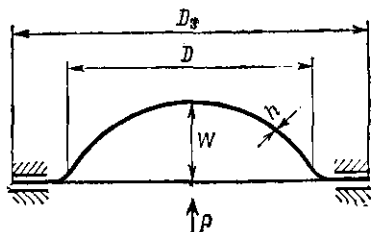


Рис. 77. Прогиб плоской мембраны без жесткого центра.

и эффективной площадью $S_{эфф}$, равной:

$$S_{эфф} = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2)$$

Усилие, необходимое для перемещения жесткого центра на величину ΔX , составляет

$$Q = (P - P_0) S_{эфф}$$

где P_0 — давление, затраченное на прогиб мембраны:

$$P_0 = \frac{(W - W_0) cE}{l}$$

Гофрированная мембрана — мембрана, имеющая тело с одним или несколькими гофрами (рис. 79). Гофрированные мембраны работают аналогично плоским, но обладают более высокой чувствительностью и большим ходом жесткого центра благодаря наличию гофра.

Коническая мембрана — мембрана, имеющая тело в виде полого усеченного конуса (рис. 80). Конические мембраны применяются в качестве силового и уплотнительного элемента соединений с возвратно-поступательным движением штока. Благодаря своей форме конические мембраны обеспечивают большой ход жесткого центра (рис. 80, б)

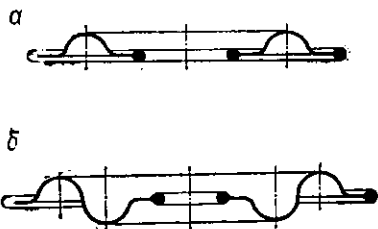


Рис. 79. Гофрированная мембрана с одним (а) и двумя (б) гофрами.

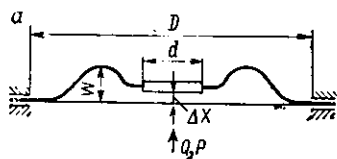


Рис. 78. Схема работы плоской мембраны с жестким центром при совпадении направления действия перепада давления и сосредоточенной силы (а) и при их противоположном действии (б).

бурты — находятся в неподвижном состоянии относительно уплотняемых поверхностей. Для создания благоприятных условий скатывания конической мембраны по поверхностям цилиндра и штока при проектировании соединений следует обеспечивать некоторый запас хода $\Delta X'$, равный:

$$\Delta X = H - 3,5c - a$$

где H — высота мембраны; a — высота бурта; c — уплотняемый зазор между поршнем и цилиндром:

$$c = \frac{D_{ц} - D_{п}}{2}$$

Конические мембраны в отличие от других уплотнителей

возвратнопоступательного движения обеспечивают минимальные потери на трение и создают условия, при которых уплотнительные элементы — бурты — находятся в неподвижном состоянии относительно уплотняемых поверхностей. Для создания благоприятных условий скатывания конической мембраны по поверхностям цилиндра и штока при проектировании соединений следует обеспечивать некоторый запас хода $\Delta X'$, равный:

$$\Delta X' \geq 1,5c$$

Тарельчатая мембрана — коническая мембрана с дном у меньшего основания (рис. 81) является силовым и уплотнительным элементом многих приборов и устройств. В частности, тарельчатые мембраны широко используются в приводах тормозных систем автомобилей, в мембранных исполнительных механизмах.

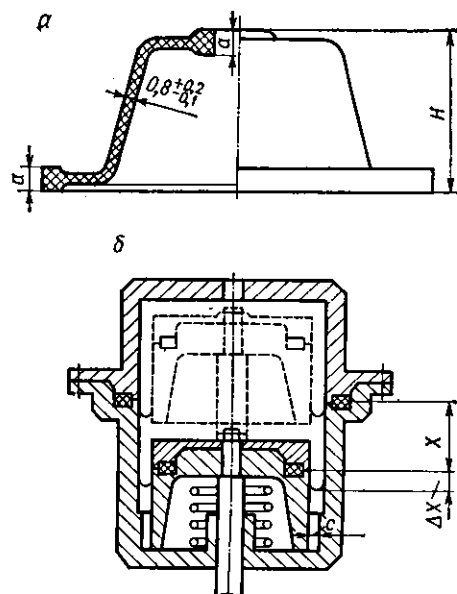


Рис. 80. Коническая мембрана (а) и место ее установки (б).

Плоские и гофрированные мембраны с жестким центром, тарельчатые и конические мембраны по функциональному назначению представляют одну группу уплотнителей, но отличаются между собой величиной хода жесткого центра (табл. 19).

Оболочковая мембрана — мембрана, имеющая тело в виде оболочки произвольной формы. К оболочковым мембранам относятся (рис. 82) сферическая, коробчатая и другие мембраны с более сложной формой тела мембраны.

Оболочковые и плоские мембраны без жесткого центра представляют одну группу мембран с одинаковым функциональным назначением с различной величиной прогиба, определяемой формой и размерами соответствующей мембраны.

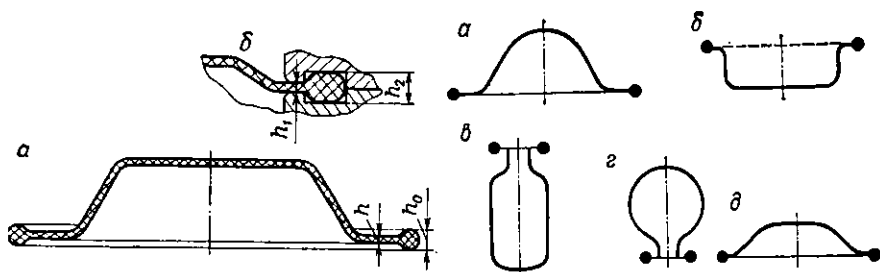


Рис. 81. Тарельчатая мембрана (а) и схема деформации фланца мембраны (б).

Рис. 82. Оболочковые мембраны: а — сферическая; б — коробчатая; в — г — прочие.

Расчет рабочих характеристик наиболее употребляемых типов мембран в зависимости от их конструктивных особенностей и условий эксплуатации подробно рассмотрен в работе [50].

Таблица 19

Зависимость хода жесткого центра
от типа мембраны

Уплотняемый диаметр, мм	Ход жесткого центра для мембран, мм			
	плоская	гофрированная	тарельчатая	коническая
40—80	1—2	2—6	10—30	6—46
90—160	2—7,5	4—12	34—42	35—155
180—220	3—7,5	6—12	24—48	25—213
250—320	3—10	6—20	24—60	13—333
360—500	—	—	24—68	21—551

Одним из важных и недостаточно изученных факторов, влияющих на работоспособность мембран, является стабильность формы и размеров, получаемых после вулканизации в пресс-форме. Наиболее сложным в этом отношении является процесс изготовления резинотканевых конструкций. Резинотканевый материал обладает особыми технологическими и конструктивными характеристиками, отличными от соответствующих параметров исходных компонентов — резины и ткани. Если послевулканизационная усадка резины составляет 1,5—2%, а усадка капроновой ткани 2—3%, то усадка соответствующей резинотканевой мембраны колеблется в более широких пределах в зависимости от способа ее изготовления.

Определяли усадку [51] плоских мембран толщиной от 0,5 мм до 5 мм, изготовленных из полиамидной ткани арт. 56023, пропитанной смолой № 89. На подготовленную таким образом ткань через подслои промазочной резиновой смеси из наирита наносили резиновую смесь на основе каучуков СКН-18 + наирит тремя способами: на каландре, в пресс-форме и на шпреди́нг-машине в виде резинового клея. Расчет проводили по соотношению

$$y = \frac{D_n - D_p}{D_n} \cdot 100$$

где y — усадка образца, %; D_p — контролируемый диаметр образца резинотканевого материала с точностью до 0,01;

Таблица 20

Усадка мембран в зависимости от способа наложения
резинового слоя на ткань

Способ наложения резины	Усадка, %	
	по основе	по утку
На шпреди́нг-машине	—0,1 ÷ +0,4	—0,2 ÷ +0,7
На каландре	—1,0 ÷ +1,0	—0,8 ÷ +0,8
В пресс-форме	0,1—1,0	0,1—1,5

Таблица 21

Усадка резинотканевых мембран в зависимости от степени выпрессовок

Значение q , %	Усадка, %	
	по основе	по утку
5	0,5	0,5
10—15	2,9	0,7
20—25	4,8	2,5

D_n — соответствующий размер пресс-формы. Способ нанесения резинового слоя на ткань оказывает существенное влияние на размах колебания усадки (табл. 20), причем наиболее стабильна усадка образцов, у которых резина наносилась в виде клея на шпринг-машине.

Наиболее существенное влияние на усадку резинотканевых мембран оказывает соотношение q массы резины в заготовке к массе готовой детали, характеризующее процент выпрессовок

$$q = \frac{M_3 - M_d}{M_d} \cdot 100$$

где M_3 — масса резины в заготовке; M_d — масса готовой детали (табл. 21).

При постоянном значении q с увеличением толщины резинового слоя h изменяется величина усадки резинотканевых мембран (рис. 83). При этом наиболее стабильный результат достигается при толщине

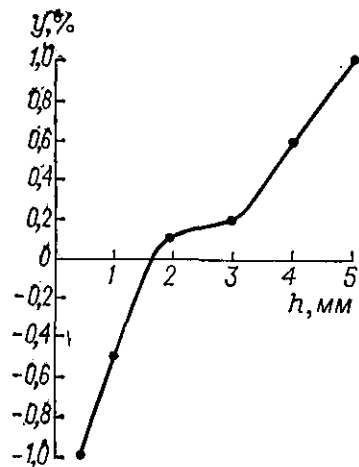


Рис. 83. Зависимость усадки резинотканевых мембран от толщины резинового слоя.

мембраны 2—3 мм. Отрицательное значение усадки связано с вытяжкой ткани при высокой температуре вследствие растягивающих напряжений, возникающих под действием давления при формировании мембран. Эти напряжения превосходят усадочные, возникающие при охлаждении. Лучшее сохранение формы и размеров мембраны обеспечивается в образцах с двумя слоями ткани при взаимно перпендикулярном расположении основы и утка (табл. 22).

Стабилизация послевулканизационной усадки резинотканевых мембран достигается при оптимальном соотношении массы резины в заготовке и в готовой детали, в конструкции мембраны, в которой создаются наиболее благоприятные условия монокристалличности резинотканевого материала.

Таблица 22

Зависимость усадки двухслойных разнотканевых мембран от расположения слоев

Расположение основы в слоях	Усадка, %	
	по основе	по утку
Перпендикулярно	0,40	0,40
Параллельно	0,20	0,40
Под углом 45°	0,30	0,40

ГЕРМЕТИЗУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ МЕМБРАН

Герметизирующим элементом мембраны является ее фланец. К фланцу относится вся часть мембраны, зажатая в месте ее закрепления. Фланец может быть выполнен плоским, нести на себе бурт в виде одного или нескольких выступов, или заканчиваться буртом различной формы. Герметизация обеспечивается за счет деформации сжатия фланца в осевом направлении при установке его в специальное гнездо. Степень деформации фланца мембраны должна быть достаточной, чтобы удерживать мембрану от вытяжки из места установки при прогибе под давлением и для обеспечения герметичности при действии того же давления.

Деформация фланца с буртом неравномерна по ширине фланца (см. рис. 81). В месте сжатия бурта по ширине гнезда деформация составляет

$$e_6 = (h_0 - h_2)/h_0$$

и должна находиться в пределах $15\% \leq e_6 \leq 35\%$. В месте сжатия плоской части фланца по ширине b_1 мембраны деформация сжатия

$$e_\Phi = (h - h_1)/h$$

должна находиться в пределах $0 \leq e_\Phi \leq 10\%$.

Начальное контактное напряжение, созданное при деформации бурта прямоугольного сечения может быть найдено из уравнения

$$\sigma_0 = E(1 + 2\mu_{\text{тр}}\Phi) \frac{e_6}{1 - e_6}$$

где Φ — фактор формы, равный:

$$\Phi = \frac{D_3^2 - D^2}{4D_3h_0}$$

Условием обеспечения устойчивости бурта действию на тело мембраны избыточного давления P является

$$2T = P_w S_{\text{эф}}$$

где сила трения на поверхностях контакта бурта составляет:

$$T = \mu_{\text{тр}} F = \mu_{\text{тр}} \sigma \pi \frac{D_3^2 - D^2}{4} = \\ = \frac{\pi}{4} \mu_{\text{тр}} E \left(1 + \mu_{\text{тр}} \frac{D_3^2 - D^2}{2h_0} \right) (D_3^2 - D^2) \left(\frac{h_2 - h_0}{h_2} \right)$$

Из условия устойчивости с учетом значения эффективной площади мембраны найдем значение давления P_w , вызывающего прогиб мембраны, при котором борт не вытягивается из места установки:

$$P_w = \frac{6\mu_{\text{тр}} E \left(1 + \mu_{\text{тр}} \frac{D_3^2 - D^2}{2D_3 h_0} \right) (D_3^2 - D^2) (h_0 - h_2)}{h_2 (D^2 + Dd + d^2)}$$

При действии указанного давления P_w на борт мембраны герметизация обеспечивается благодаря проявлению эффекта самоуплотнения в результате увеличения контактного напряжения до значения σ^* , равного

$$\sigma^* = \sigma_0 + \alpha P_w$$

где для мембран коэффициент передачи давления $\alpha = 0,7$.

Условие герметичности соединения выражается зависимостью:

$$\sigma^* \geq P_w$$

Сохранение герметичности соединения при низких температурах и в процессе длительной эксплуатации связано с уменьшением начального контактного напряжения вследствие изменения свойств резины в этих условиях:

$$\sigma(t, \tau) = \sigma_0 k_{\text{в}} \beta$$

Отсюда:

$$\sigma^*(t, \tau) = \sigma_0 k_{\text{в}} \beta + \alpha P_w$$

Или, подставляя значение σ_0 и P_w , после преобразования получим:

$$\sigma^*(t, \tau) = E \left(1 + \mu_{\text{тр}} \frac{D_3^2 - D^2}{2D_3 h_0} \right) \left(\frac{h_0 - h_2}{h_2} \right) K_{\text{в}} \beta + 6\alpha \mu_{\text{тр}} \frac{D_3^2 - D^2}{D^2 + Dd + d^2}$$

Последнее выражение позволяет по заданным характеристикам резины (модулю E , коэффициенту $K_{\text{в}}$ восстанавливаемости при низких температурах, относительной остаточной эластичности β , коэффициенту трения $\mu_{\text{тр}}$) и геометрическим параметрам мембраны и мембранного механизма рассчитать продолжительность сохранения мембраной герметичности при давлении P_w .

Пример расчета. Требуется определить величину давления, при котором будет обеспечена герметичность соединения с плоской мембраной наружным диаметром $D_3 = 40$ мм с буртом

квадратного сечения $h_0 = 3 \pm 0,2$ мм из резины НО-68-1 с модулем $E = 4 \cdot 10^6$ Па при температурах от -50 до $+25^\circ\text{C}$ в течение 10 лет. Коэффициент трения без смазки $\mu_{\text{тр}} = 0,5$.

Решение. Определяем максимальную высоту гнезда h_2 , при которой $\epsilon_6 = 15\%$:

$$h_2 = 0,85h_0 = 2,8 \cdot 0,85 = 2,4 \text{ мм}$$

Принимаем поджатие на плоской части фланца по ширине $b_1 = 3,2$ мм $\epsilon_\phi = 0$.

Рассчитываем внутренний диаметр D места установки мембраны

$$D = D_3 - 2(b_2 + b_1)$$

где $b_2 = (h_0 b_0) / h_2$.

$$\text{Тогда } D = D_3 - 2\left(\frac{h_0 b_0}{h_2} + b_1\right) = 40 - 2\left(\frac{3,3}{2,4} + 3,2\right) = 26 \text{ мм.}$$

Рассчитываем давление P_w , при котором борт мембраны не теряет устойчивость:

$$P_w = \frac{6 \cdot 0,5 \cdot 40 \cdot 10^6 \left(1 + 0,5 \frac{4^2 - 2,6^2}{2 \cdot 4 \cdot 0,3}\right) (4^2 - 2,6^2) (3 - 2,4)}{2,4 \cdot 2,6^2} \approx 12 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Однако это значение давления должно быть уточнено с учетом условия $\sigma^*(t, \tau) \geq P_w$.

Определяем значение $\sigma(t, \tau)$, для чего предварительно находим $K_b = 0,25$ и $\beta = 0,41$ (см. рис. 24):

$$\sigma^*(t, \tau) = 4 \cdot 10^6 \left(1 + 0,5 \frac{4^2 - 2,6^2}{2 \cdot 4 \cdot 0,3}\right) \left(\frac{0,3 - 0,24}{0,24}\right) (0,25 \cdot 0,4 + 6 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \frac{4^2 - 2,6^2}{2,6^2}) \approx 8 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Условие герметичности $\sigma^* \geq P_w$ соблюдается при $P_w \leq 80 \times 10^5$ Па, т.е. только такое давление может быть уплотнено с учетом длительной эксплуатации соединения в заданном диапазоне температур.

ПРИНУДИТЕЛЬНЫЙ РАЗРЫВ ПЛОСКОЙ МЕМБРАНЫ

В определенных условиях применения мембран возникает необходимость разрушения тела мембраны для свободного прохода среды из одной разделяемой полости в другую [52].

Эти требования наиболее полно выполняются при организованном разрушении мембраны.

Стабильный характер разрыва за заданный промежуток времени при определенном давлении может быть получен при создании какого-либо искусственного дефекта на поверхности мембраны. Являясь местом локальной концентрации напряжений, искусственный дефект служит началом разрушения

мембраны, которое разрастается вследствие превышения напряжения над прочностью резины на раздир. При этом действие дефекта должно быть реализовано в определенный момент

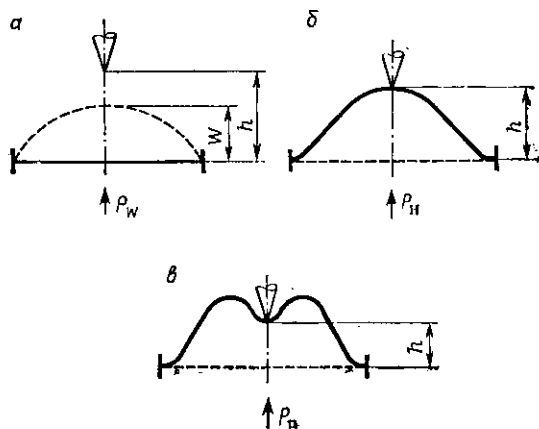


Рис. 84. Схема принудительного разрыва мембраны:

a — прогиб мембраны; *б* — мембрана в момент касания с ножом; *в* — надрез мембраны ножом.

эксплуатации мембран, которому может предшествовать ее длительное нормальное функционирование. Создание такого дефекта возможно путем надрыва напряженной поверхности мембраны с помощью специального ножа, установленного на некотором удалении h от поверхности мембраны, большем, чем ее рабочий прогиб W (рис. 84, *a*).

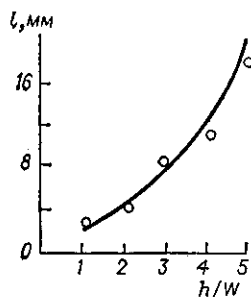


Рис. 85. Зависимость длины линии разрыва от отношения расстояния ножа до поверхности мембраны к ее прогибу.

Под действием давления $P_H > P_W$ поверхность мембраны коснется ножа (рис. 84, *б*) и при дальнейшем повышении давления до разрывного значения P_P нож надрежет поверхность и, внедряясь в тело мембраны, создаст в нем критические напряжения, приводящие к разрыву.

Давление разрыва мембраны в этом случае составляет:

$$P_P = P_H + \Delta P$$

Давление P_H обусловлено прогибом мембраны на величину h и составляет:

$$P_H = \frac{(h - W_0) c E}{l}$$

Разрыв мембраны произойдет при условии, что в момент накалывания на нож ее тело будет находиться в достаточно напряженном состоянии.

На рис. 85 приведена зависимость длины линии разрыва от расстояния поверхности мембраны до ножа, где по оси абсцисс отложено отношение расстояния до ножа h к рабочему прогибу мембраны W , а по оси ординат соответствующая длина линии разрыва l . Как видно из данных рис. 85, наибольшая длина линии разрыва достигается при $h/W = 5$.

Отсюда:

$$P_{II} = \frac{(5W - W_0) c E}{l}$$

Обозначив множитель $\frac{(5W - W_0) c}{l} = A$, запишем:

$$P_p = AE + \Delta P$$

Влияние толщины мембраны (в мм) из резины с модулем $20 \cdot 10^5$ Па на давление надреза мембраны ΔP приведено ниже:

	$\Delta P \cdot 10^5$ Па
0,6	0,4
0,7	0,4
0,8	0,4

Толщина мембраны не влияет на значение давления надреза мембраны.

Модуль резины в пределах $(18 \div 28) 10^5$ Па изменяет давление надреза мембраны в диапазоне $(0,3 \div 0,7) 10^5$ Па. Таким образом, варьируя модулем резины и конструкцией ножа, можно реализовать необходимую картину разрыва мембраны, используя в качестве искусственного концентратора напряжений режущую кромку ножа.

ПРИБОРЫ И МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЯ УПЛОТНИТЕЛЕЙ

ИЗМЕРЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В СТАТИЧЕСКИ ДЕФОРМИРОВАННЫХ УПЛОТНИТЕЛЯХ

Определение фактического контактного напряжения на стандартных образцах или непосредственно на уплотнителях необходимо во многих практических случаях из-за приближенности расчетных методов или в процессе исследовательских работ. Устройство [35], предназначенное для измерения контактных напряжений, основано на принципе компенсации внешней нагрузкой напряжения в испытуемом образце. Стандартные образцы в форме цилиндров зажимаются в устройстве (рис. 86), состоящем из нижней плиты 2, на которой устанавливаются три образца 1. В верхней плите 3 запрессованы вкладыши 4, в которых вмонтированы электроизолирующие прокладки 5 с контактом 9. Упорная гайка 6 с ограничительной втулкой 7 поджимает шток 8 в крайнее нижнее положение до соприкосновения с контактом 9. При этом основание штока выступает на 0,1 мм из верхней плиты 3. С помощью шпилек 10 и гаек 11 верхняя плита поджимает образцы до заданной деформации, обеспечиваемой калибром 12. В таком положении зажимное устройство устанавливается на стол релаксметра (ГОСТ 9982—62). Шток 8 и контакт 9 через нагрузочную пружину релаксметра замкнуты в электрическую цепь с сигнальной лампочкой и источником питания напряжением 6 В. Подъемом стола релаксметра достигается прогиб соответственно подобранной пружины на величину не более 1,5 мм, чем обеспечивается передача на шток нагрузки, превышающей силу реакции образца. Поворотом упорной гайки 6 не менее чем на пол-оборота шток освобождается от зажима, оставаясь в том же положении благодаря усилию пружины. Опуская стол релаксметра, уменьшают нагрузку пружины до момента разрыва электросигнальной цепи. В этот момент под действием силы реакции сжатого образца шток 8 поднимается на величину, не превышающую 0,1 мм, размыкая цепь. Фиксируя величину прогиба предварительно оттарированной пружины, определяют величину компенсационного усилия.

Выбор соответствующей калиброванной пружины из стали 65 Г с твердостью 40—45 *Hc* можно осуществить в зависимости от твердости резины (в усл. ед.):

	Толщина пружины, мм
До 60	0,5
60—80	0,6
90	0,7
> 90	0,8—1,0

Искомая величина напряжения составляет:

$$\sigma = Q/S$$

где Q — усилие, определенное по прогибу пружины; S — площадь основания штока, которая не должна превышать 0,07 см².

Тот же принцип определения сохраняется при измерении напряжения в прокладках прямоугольного и круглого сечений при осевой деформации и в кольцах круглого сечения при радиальной деформации.

Эти устройства позволяют измерять величину контактного напряжения при действии избыточного давления среды. При этом появляется возможность экспериментально определить коэффициент α передачи давления через резину на контактные поверхности. Вычислив значение контактного напряжения σ без давления и напряжение σ_p при действии избыточного давления P , можно рассчитать:

$$\alpha = (\sigma_p - \sigma_0)/P$$

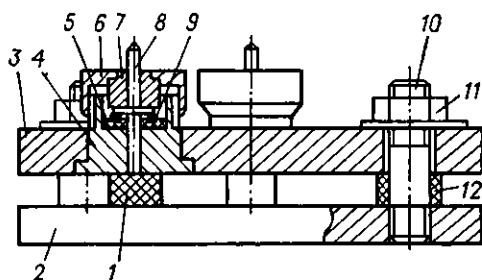


Рис. 86. Зажимное устройство для измерения релаксации напряжения в резиновых образцах:

1—образцы; 2, 3—нижняя и верхняя плиты; 4—вкладыши; 5—электроизолирующая прокладка; 6—упорная гайка; 7—ограничительная втулка; 8—шток; 9—контакт; 10—шпилька; 11—гайка; 12—калибр.

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ УТЕЧЕК ЧЕРЕЗ РЕЗИНОВЫЕ УПЛОТНИТЕЛИ

Известные методы [5, 53] измерения утечек сред через уплотнители не позволяют осуществлять их непрерывную регистрацию, особенно в условиях возвратно-поступательного движения. Положительное решение задачи может быть получено с помощью устройства, схема которого приведена на рис. 87. Принцип действия устройства основан на нарушении равновесия сил, действующих в замкнутой системе, вследствие утечки среды. Рабочая среда от источника постоянного давления 4 через вентили 3 и 5 подается в верхнюю и нижнюю полости дозатора 2, а также в рабочую полость контролируемого узла 8 с уплотнителями 7. При этом шток 10 занимает крайнее

верхнее положение. Открытием вентиля 9 при закрытом вентиле 5 шток переводится в исходное нижнее положение. После закрытия вентилей 3 и 9 и открытием вентиля 5 в системе устанавливается равновесие давлений, действующих на поршень штока 10, которое может быть нарушено только вследствие утечки среды через уплотнители 7.

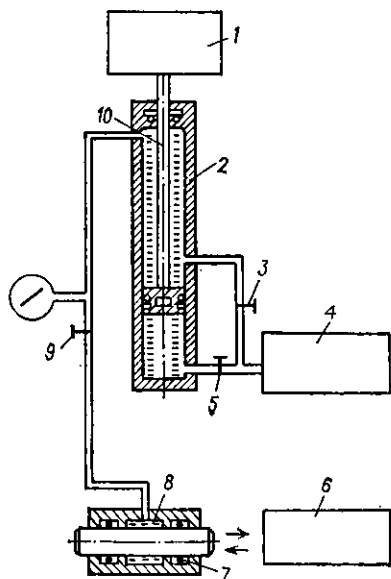


Рис. 87. Устройство для измерения утечек через резиновые уплотнители при возвратно-поступательном движении:

1 — измерительное устройство; 2 — дозатор; 3, 5, 9 — вентили; 4 — источник постоянного давления; 6 — приводной механизм; 7 — уплотнитель; 8 — контролируемый узел; 10 — шток.

Такое нарушение приводит к перемещению штока 10 вверх до уравнивания действующих на него давлений. Это перемещение фиксируется соответствующей измерительной аппаратурой с записью на осциллограмме. О величине утечки G судят по результатам измерения перемещения штока 10

$$G = Sl; S = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

где l — перемещение штока, мм; S — площадь поршня; D_1 — диаметр поршня, мм; D_2 — диаметр штока, мм.

Точность измерения утечки на данном устройстве зависит от точности замера величин l и S . Используя в качестве измерительной аппаратуры индикатор перемещения с ценой деления $1 \cdot 10^{-3}$ мм, тензосметрическую станцию типа 8АНЧ-7М и осцилло-

граф Н-105, можно получить предельные относительные погрешности для S — 1,5% и для l — 4,5%, что для инженерных расчетов можно считать достаточным.

МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В УПЛОТНИТЕЛЯХ ПРИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

При изучении работоспособности уплотнителей в условиях возвратно-поступательного движения одной из наиболее сложных задач является экспериментальное определение контактных напряжений непосредственно в процессе перемещения уплотняемой поверхности в различных зонах цикла. Наиболее удачным методом следует признать метод противодавления, предложенный М. Е. Мзем [5].

Сущность метода заключается в измерении величины давления рабочей среды, подаваемой непосредственно на контактную

поверхность, при котором наступает или прекращается негерметичность. Соответственно различают метод отжатия и метод компенсации.

При измерении по методу отжатия за контактное напряжение принимается давление $P_{отж}$, вызывающее образование зазора между уплотнителем и контртелом. За контактное напряжение при измерении по методу компенсации принимается

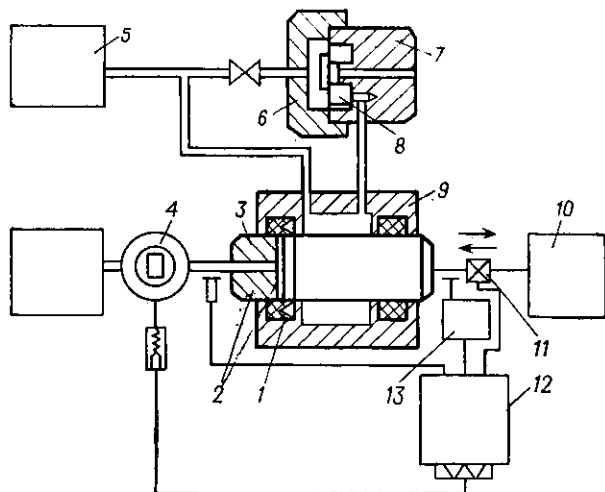


Рис. 88. Прибор для измерения контактных напряжений в резиновых уплотнителях в различных зонах возвратно-поступательного движения.

1 — уплотнитель; 2 — прорезь; 3 — шток; 4 — электропневмоклапан; 5 — источник постоянного давления; 6, 8 — полости мембранного регулятора; 7 — мембранный регулятор; 9 — цилиндр; 10 — электродвигатель; 11 — редуктор; 12 — осциллограф; 13 — электроконтактный датчик.

давление $P_{комп}$, при котором образовавшийся ранее зазор перекрывается и утечка среды прекращается. При возвратно-поступательном движении более просто осуществить метод отжатия, так как последний не связан с затратой времени на восстановление отжатого уплотнителя, что требуется при методе компенсации. Поэтому он первым был применен в практике исследования уплотнителей в условиях возвратно-поступательного движения [5, 54]. Схема прибора (рис. 88) для измерения контактных напряжений методом противодавления при использовании способа отжатия или компенсации [55] одна и та же. В цилиндре 9 с испытуемым уплотнителем 1 перемещается шток 3, в котором выполнена прорезь 2 шириной 0,05 мм. В прорезь через внутреннюю полость штока и гибкий шланг подается сжатый воздух от источника постоянного давления 5. Привод штока осуществляется от электродвигателя 10 с редуктором 11. Прорезь на штоке подводят в зону контакта с уплотнителем, подают давление, при котором наступает разгерметизация, что

соответствует давлению $P_{отж}$. Снижая давление до прекращения негерметичности фиксируют давление $P_{комп}$. Для измерений в условиях движения прорезь в штоке устанавливают на расстоянии 2—5 мм от края уплотнителя. В системе устанавливается давление, соответствующее $P_{отж}$. Вследствие того, что прорезь в штоке не перекрыта уплотнителем, в системе возникает определенный расход, обеспечивающий постоянство давления в системе. Включением электродвигателя шток приводится в движение и прорезь на штоке перемещается к уплотнителю. В момент перекрытия прорези уплотнителем давление в системе возрастает, приближаясь, в зависимости от примененного метода, к значению $P_{отж}$ или $P_{комп}$. Если вследствие движения происходит изменение контактного напряжения в уплотнителе, то зафиксировать их при таком методе измерения практически невозможно.

При использовании метода компенсации значения контактных напряжений ближе к фактическим. Действительно, давление $P_{отж}$ включает давление, которое способен герметизировать уплотнитель, т. е. контактное напряжение σ , сопротивление в системе ΔP_c и давление P_y , необходимое для деформации уплотнителя при образовании зазора:

$$P_{отж} = \sigma + P_y + \Delta P_c$$

Величина компенсационного давления включает:

$$P_{комп} = \sigma + \Delta P_c$$

Сопротивление в системе ΔP_c для данного прибора — величина постоянная, которую легко учесть при расчете контактного напряжения. Значение P_y зависит от ряда переменных факторов, в частности, от жесткости уплотнителя и от давления P , подаваемого в систему. Чем выше давление P , тем больше деформируется один и тот же уплотнитель и тем более завышенным получается результат измерения.

Значение δ относительного превышения давления отжатия над компенсационным давлением, равно:

$$\delta = (P_{отж} - P_{комп})/P_{отж}$$

является переменным, зависящим от давления в системе, модуля резины и степени деформации уплотнителя. При исследовании изменения контактного напряжения в различных зонах цикла возвратно-поступательного движения погрешность измерения методом отжатия может превышать значение изменения контактного напряжения, например в зоне реверса. Поэтому метод отжатия неприемлем в тех случаях, когда требуется определить контактное напряжение с высокой точностью. С другой стороны, метод компенсации в описанной выше схеме измерения также не зафиксирует никаких изменений в значениях контактных напряжений. Для использования метода компенсации необходимо отсечь доступ среды в измеряемый объем с одновременной регистрацией изменения давления, ранее уста-

новленного в системе. С этой целью воздух из баллона подается в прорезь штока через понижающий редуктор, дросселирующее устройство и электропневмоклапан 4. Давление в системе и перед прорезью контролируется разными манометрами и датчиками давления. Система автоматики состоит из трехпозиционного электроконтактного датчика (ЭКД) 13, управляющего релейной схемой, которая осуществляет запуск системы протяжки ленты осциллографа 12, отсекает давление в рабочем объеме и обеспечивает реверс привода.

Предварительно определяют статическое компенсационное давление с помощью осциллограммы, фиксирующей изменение давления от $P_{отж}$ до $P_{комп}$. За $P_{комп}$ принимается давление в точке сопряжения криволинейного и прямолинейного участков линии записи изменения давления в системе. Определенное таким образом давление устанавливается в системе. Фиксируется положение измеряемой зоны контакта уплотнителя путем установки стрелки миллиамперметра на нулевую отметку. Одновременно настраивается трехпозиционный ЭКД, и прорезь штока выводится из зоны контакта с уплотнителем. Включением привода прорезь штока вводится в измеряемую зону контакта с уплотнителем. При подходе прорези к уплотнителю ЭКД включает протяжку ленты осциллографа со скоростью, эквивалентной скорости движения штока. При этом манометр и датчик фиксируют давление, соответствующее сопротивлению прорези. По мере движения штока уменьшается зазор между прорезью и уплотнителем и увеличивается сопротивление выходу давления среды из зоны контакта.

При нахождении прорези в заданной зоне контакта с уплотнителем давление соответствует ранее установленному компенсационному. В этот момент ЭКД осуществляет реверс электропривода и отключает электропневмоклапан, отсекая доступ среды в измеряемый объем. В случае уменьшения контактного напряжения вследствие реверса возвратно-поступательного движения происходит падение давления в измеряемом объеме, что фиксируется осциллографом. Если контактное напряжение возрастает по сравнению с измеренным в статике, то для его измерения следует увеличивать давление в системе ступенями через $0,1 \cdot 10^5$ Па.

В момент начала обратного хода штока ЭКД включает электропневмоклапан, возобновляя доступ среды в измеряемый объем, а при выходе прорези из зоны контакта с уплотнителем выключает запись на осциллографе и останавливает реверсивный привод.

При необходимости измерения контактного напряжения в условиях ВПД при одновременном действии избыточного давления среды установка (см. рис. 88) дополняется устройством [56], состоящим из мембранного регулятора 7, полости 6 и 8 которого заполняются средой с давлением, равным действующему на уплотнитель. Если в полости цилиндра 9 давление

возрастает, то это возрастание немедленно компенсируется сбросом давления из полости 8 мембранного регулятора в атмосферу.

Точность измерения на данной установке зависит от инерционности системы, т.е. от соотношения времени τ_1 установления требуемого давления в прорези штока и времени τ_2 нахождения прорези в измеряемой точке контакта с уплотнителем. Необходимо, чтобы

$$\tau_1 \ll \tau_2$$

где $\tau_1 = L_{тр}/v_r$ и $\tau_2 = L_{пр}/v_{ш}$; $L_{тр}$ — длина трубопровода до прорези; $L_{пр}$ — ширина прорези; v_r — скорость газа в трубопроводе; $v_{ш}$ — скорость перемещения штока.

ПРИБОР ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РЕЗИНЫ ПОСЛЕ СНЯТИЯ СЖИМАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ

Как было показано, скорость восстановления резин при изменении условий деформации является одной из характеристик, определяющих работоспособность уплотнителей.

Обычно скорость восстановления резин изучалась в условиях действия растягивающей нагрузки. Уплотнители в основном работают при деформации сжатия, поэтому необходимо определять скорости восстановления резины в этих же условиях.

На рис. 89 приведена принципиальная схема устройства [10], позволяющего измерять высоту образца практически мгновенно после снятия сжимающей нагрузки. Образец 7 в виде цилиндра диаметром 20 и высотой 25 мм, приклеенный к подложке 11, которая закреплена на подъемном столе 4 прижимными планками 5 и винтами 6, сжат между сведенными створками 2 и подъемным столом с помощью ходового винта 12. На верхний торец образца приклеен диск 9, по верхнему краю которого

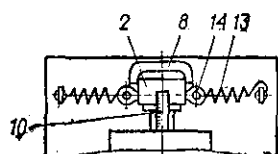
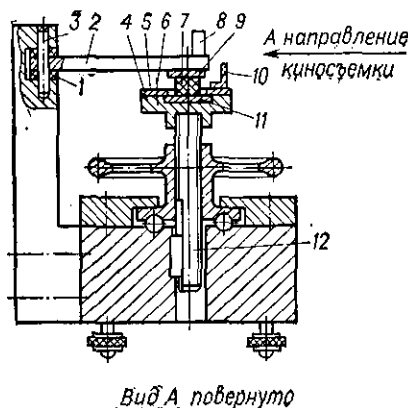


Рис. 89. Прибор для определения скорости восстановления резины после снятия сжимающей нагрузки:

1 — капроновые вкладыши; 2 — створки; 3 — ось поворота створок; 4 — подъемный стол; 5 — прижимные планки; 6, 14 — винты; 7 — образец; 8 — скоба; 9 — диск; 10 — измерительная шкала; 11 — подложка; 12 — ходовой винт; 13 — пружины.

фиксируется по измерительной шкале 10 высота образца в сжатом состоянии в процессе восстановления. Створки 2 связаны

с пружинами 13 и удерживаются в сведенном состоянии скобой 8. Для снятия сжимающей нагрузки скобу 8 выдергивают и под действием пружин происходит разведение створок на капроновых вкладышах 1 вокруг оси поворота створок 3. Одновременность действия пружин регулируется винтами 14. Процесс восстановления образца фиксируется высокоскоростной кинокамерой, включаемой до выдергивания скобы 8. Скорость съемки составляет $(3 \div 4) 10^3$ кадров в 1 с, а продолжительность экспозиции каждого кадра $5 \cdot 10^{-5}$ с.

Истинное значение скорости восстановления образца должно быть определено с учетом влияния массы диска 9. Потенциальная и кинетическая энергии образца не должны зависеть от массы диска.

Отсюда

$$\frac{m_0 v_b^2}{2} = \frac{(m_0 + m_d) v_d^2}{2}$$

где m_0 и m_d , v_b и v_d — соответственно массы и скорости подъема образца и диска.

Решая уравнение относительно v_b , получим:

$$v_b = \frac{v_d}{\sqrt{\frac{m_0}{m_0 + m_d}}}$$

Возможны модификации указанного прибора. Например, предложен прибор [57], измерительное устройство которого выполнено в виде датчика перемещений с записью на осциллограмму. Другой модификацией может служить устройство, в котором нагружение и разгружение образца осуществляется с помощью пневмоцилиндра со штоком, положение которого при деформированном образце фиксируется специальными штифтами. Для освобождения образца от нагрузки в цилиндр под поршень штока подается давление $(60 \div 80) 10^5$ Па, при котором вследствие перемещения штока срезаются штифты, что обеспечивает мгновенное освобождение образца от нагрузки.

1. Кошелев Ф. Ф., Климов Н. С. Общая технология резины. М., «Химия», 1968. 480 с.
2. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических устройств. М., «Машиностроение», 1972. 240 с.
3. Лепетов В. А. Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм. Л., «Химия», 1972. 312 с.
4. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е. Л., «Машиностроение», 1973. 232 с.
5. Проблемы современной уплотнительной техники. Пер. с англ. Под ред. В. Н. Прокофьева и Л. А. Кондакова. М., «Мир», 1967. 482 с.
6. Събев С. Г., Дренчев З. П. Уплътнения. София, «Техника», 1969. 289 с.
7. Bartenew G. M., Nikiforow W. P., Awrustschenko B. Ch. Plaste u. Kautschuk, 1970, № 1, S. 37—41.
8. Бартенев Г. М., Никифоров В. П., Аврущенко Б. Х. и др. «Каучук и резина», 1970, № 8, с. 33—37.
9. Елькин А. И. Автореф. канд. дисс. М., МГПИ им. В. И. Ленина, 1964.
10. Хачатрян Г. Р. Автореф. канд. дисс. Л., ЛТИ им. Ленсовета, 1970.
11. Шнейдер Ю. Г. Авт. свид. 135095; Бюлл. изобрет., 1951, № 2.
12. Шнейдер Ю. Г., Рейнус А. Л. Вестн. машиностроения, 1970, № 5, с. 19—20.
13. Ерченков А. И., Аврущенко Б. Х., Колядина Н. Г. В кн.: Достижения науки и технологии в области резины. М., «Химия», 1969, с. 388—393.
14. Дамаскин И. В., Лепетов В. А., Аврущенко Б. Х. и др. В кн.: Машины и технология переработки полимеров. Л., изд. ЛТИ им. Ленсовета, 1972, с. 160—167.
15. Дерягин Б. В., Кротова Н. А. Адгезия. Л., Изд. АН СССР, 1949. 138 с.
16. Конструкционные свойства пластмасс. Пер. с англ. Под ред. Э. Бера. М., «Химия», 1967. 463 с.
17. Колядина Н. Г., Бартенев Г. М., Аврущенко Б. Х. «Каучук и резина», 1962, № 10, с. 28—31.
18. Аврущенко Б. Х., Лепетов В. А. Там же, 1964, № 1, с. 21—24.
19. Кузьминский А. С., Лежнев Н. Н., Зуев Ю. С. Окисление каучуков и резин. М., Госхимиздат, 1957. 318 с.
20. Бартенев Г. М., Колядина Н. Г., Новикова Д. З. и др. «Механика полимеров», 1967, № 3, с. 448—454.
21. Бартенев Г. М., Зуев Ю. С. Прочность и разрушение высокоэластических материалов. М. — Л., «Химия», 1964. 387 с.
22. Косенкова А. С., Ребизова В. Г., Цыбук Б. С. и др. В кн.: Достижения науки и технологии в области резины. М., «Химия», 1969, с. 382—388.
23. Дистлер Г. И. В кн.: Исследования в области поверхностных сил. М., «Наука», 1967, с. 84—87.
24. Акопян Л. А., Езжев А. П., Бартенев Г. М. и др. В кн.: Макромолекулы на границе раздела фаз. К., «Наукова думка», 1971, с. 169—173.
25. Zisman W. A. Adv. Chem. Ser., 1964, № 43, p. 1—43.
26. Елькин А. И., Московкин А. И. «Механика полимеров», 1971, № 4, с. 629—632.
27. Бартенев Г. М., Колядина Н. Г., Аврущенко Б. Х. и др. «Каучук и резина», 1969, № 3, с. 26—28.
28. Бартенев Г. М. «Труды НИИРП», 1955, № 2, с. 56—58.
29. Аврущенко Б. Х., Ратнер Б. В., Зуев Ю. С., «Каучук и резина», 1969, № 10, с. 26—29.

30. Ратнер Б. В., Аврущенко Б. Х. В кн.: Исследования в области физики и химии резин. Л., изд. ЛТИ им. Ленсовета, 1972, с. 135—151.
31. Ратнер Б. В., Аврущенко Б. Х., Зуев Ю. С. Научн.-техн. сб. Сер. «Производство шин, РТИ и АТИ» (ЦНИИТЭнефтехим), 1972, № 11, с. 30—33.
32. Коренко А. С., Кременштейн Л. Ц., Петровский С. Д. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1964. 324 с.
33. Резниковский М. М., Лукомская А. И. Механические испытания каучука и резины. Изд. 2-е. М., «Химия», 1968. 500 с.
34. Аврущенко Б. Х., Ратнер Б. В., Зуев Ю. С. «Каучук и резина», 1970, № 10, с. 36—37.
35. Ерченков А. И., Колядина Н. Г., Аврущенко Б. Х. Авт. свид. 171647; Бюлл. изобрет., 1965, № 11.
36. Королева Б. И., Быстров А. Л. В кн.: Материалы по вакуумной технике. Вып. 16. М., Госэнергоиздат, 1958, с. 23.
37. Каганова А. И., Крылов Л. М., Голубев Г. А. Авт. свид. 189611; Бюлл. изобрет., 1966, № 24.
38. Кусанов В. Г., Алексеева М. А., Аврущенко Б. Х. Научн.-техн. сб. Сер. «Производство шин, РТИ и АТИ» (ЦНИИТЭнефтехим), 1973, № 5, с. 29—31.
39. Банковская Т. П., Аврущенко Б. Х., Аюбян Л. А. и др. В кн.: Исследования в области физики и химии резин. Л., ЛТИ им. Ленсовета, 1972, с. 88—93.
40. Иосель Г. Ф., Колядина Н. Г., Федорова Т. В. и др. Научно-техн. сб. Сер. «Производство шин, РТИ и АТИ» (ЦНИИТЭнефтехим), 1970, № 11, с. 23—25.
41. Сотникова Э. Н., Орленко Г. П., Константинова Т. Н. «Каучук и резина», 1969, № 8, с. 15—17.
42. Бартенев Г. М., Лялина Н. Н. Высокомолекулярная физика, А 12, 1970, с. 922.
43. Банковская Т. П., Аврущенко Б. Х., Никифоров В. П. и др. «Каучук и резина», 1976, № 5, с. 26—28.
44. Богаевский А. П., Жеребков С. К., Грожан Е. М. и др. «Каучук и резина», 1962, № 12, с. 11—14.
45. Дамаскин И. В., Колядина Н. Г., Аврущенко Б. Х. и др. В кн.: Сборник работ по химическим источникам тока. Л., «Энергия», 1970, с. 261—264.
46. Аврущенко Б. Х., Лепетов В. А. «Каучук и резина», 1966, № 7, с. 32—34.
47. Дамаскин И. В., Чистяков А. И., Аврущенко Б. Х. и др. В кн.: Исследования в области физики и химии резины. Л., изд. ЛТИ им. Ленсовета, 1972, с. 159—165.
48. Грин А., Адкинс Дж. Большие упругие деформации и нелинейная механика сплошной среды. М., «Мир», 1965. 455 с.
49. Вакорина М. В. Автореф. канд. дисс. Л., ЛТИ им. Ленсовета, 1972.
50. Водяник В. И. Эластичные мембраны. М., «Машиностроение», 1974. 131 с.
51. Малкина Л. Б., Фролова В. А., Аврущенко Б. Х. и др. Научно-техн. сб. Сер. «Производство шин, РТИ и АТИ» (ЦНИИТЭнефтехим), 1975, № 6, с. 19—21.
52. Дамаскин И. В., Аврущенко Б. Х., Лепетов В. А. В кн.: Исследования в области физики и химии каучуков и резин. Вып. 2. Л., изд. ЛТИ им. Ленсовета, 1973, с. 72—78.
53. Кондаков Л. А., Овандер В. Б. «Вестник машиностроения», 1971, № 1, с. 33—36.
54. Хачатрян Г. Р., Горелик Б. М., Аврущенко Б. Х. «Каучук и резина», 1962, № 12, с. 31—33.
55. Ратнер Б. В., Зуев Ю. С., Аврущенко Б. Х. и др. Научн. техн. сб. Сер. «Производство шин, РТИ и АТИ», М. (ЦНИИТЭнефтехим), 1971, № 9, с. 30—33.
56. Аврущенко Б. Х., Озеров Б. А., Ратнер Б. В. и др. Авт. свид. 546805; Бюлл. изобрет., 1977, № 6.
57. Московкин А. И., Дерюжинский Б. Е., Гоман И. Г. В кн.: Исследования в области физики и химии резины. Л., изд. ЛТИ им. Ленсовета, 1972, с. 165—169.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Глава 1. Механизм работы резиновых уплотнителей	7
Основы уплотнения	7
Влияние типа соединения	10
Влияние рельефа уплотняемой поверхности	12
Влияние избыточного давления	15
Влияние уплотняемой среды	17
Влияние низких температур	19
Общие принципы проектирования уплотнителей	22
Глава 2. Долговечность резиновых уплотнителей	24
Основы определения долговечности	24
Влияние эксплуатационных факторов	27
Прогнозирование накопления остаточной деформации по методу «совмещенных кривых»	33
Прогнозирование релаксации напряжения методом графического дифференцирования кривой релаксации	37
Экспресс-метод прогнозирования сравнительной стойкости резины к длительному действию напряжения	39
Форсированные испытания уплотнителей	41
Глава 3. Кольцевые прокладки прямоугольного сечения	43
Типы уплотнительных соединений и их расчет	43
Определение долговечности прокладок	50
Выбор резины для прокладочных уплотнителей	51
Примеры расчета	52
Глава 4. Кольца круглого сечения	55
Конструкция уплотнительных соединений	55
Расчет работоспособности колец	59
Работоспособность и долговечность колец в соединениях с возвратно-поступательным движением	62
Примеры расчета	66
Глава 5. Манжетные уплотнители	69
Конструкция и принцип действия	69
Влияние реверса поступательного движения на работоспособность манжет	74
Влияние эксплуатационных факторов на работоспособность манжет	78
Прогнозирование долговечности манжет	82
Глава 6. Герметизация вакуумных соединений	86
Характеристика вакуумных уплотнителей	86
Проверка герметичности вакуумных уплотнителей	89
Глава 7. Герметизация жидких агрессивных сред	93
Показатель работоспособности уплотнителей в маслах	93
Механизм действия воды на резины	95
Работоспособность уплотнителей при одностороннем воздействии щелочи	98
Глава 8. Трубочные уплотнители	99
Типы конструкций и назначение	99
Расчет соединений труб с жесткими штуцерами	101
Расчет пневматических уплотнителей	104
Расчет пластины пневматического уплотнителя по прочности	110
Глава 9. Резиновые мембраны	114
Назначение и конструкции резиновых мембран	114
Герметизирующая способность мембран	121
Принудительный разрыв плоской мембраны	123
Глава 10. Приборы и методы испытания уплотнителей	126
Измерение контактных напряжений в статически деформированных уплотнителях	126
Устройство для измерения утечек через резиновые уплотнители	127
Метод измерения контактных напряжений в уплотнителях при возвратно-поступательном движении	128
Прибор для определения скорости восстановления резины после снятия сжимающей нагрузки	132
Литература	134

Борис Хаимович Аврущенко

РЕЗИНОВЫЕ УПЛОТНИТЕЛИ