

УДК 62-762-144

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕСТАНДАРТНЫХ НЕПОДВИЖНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

© 2016 В.Л. Полонский, А.П. Тюрин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Статья поступила в редакцию 29.02.2016

Рассмотрены условия работы и критерии работоспособности неподвижных резиновых уплотнений. Представлена методика оценки работоспособности нестандартных неподвижных уплотнений на этапе проектирования методами численного анализа напряженно-деформированного состояния резиновых элементов. Приведены примеры спроектированных уплотнений, работающих в подводном нефтедобывающем оборудовании.

Ключевые слова: проектирование, уплотнение, экструзия, долговечность, утечки, резина, фонтанная арматура, противовыбросовый превентор

В современном машиностроении неподвижные уплотнения применяются очень широко. Они используются во всех конструкциях, где есть перепад давления и требуется обеспечить герметичность. Чем больший перепад давлений необходимо обеспечить, тем более серьезного и сложного подхода требует создание таких уплотнений. В некоторых областях машиностроения уплотнения должны работать под давлением до 1000 бар в широком диапазоне температур, например от -5 до 150 °C в химически агрессивной среде. При этом расчетный ресурс уплотнения должен быть до 20 лет. Также требуется стойкость к взрывной декомпрессии и малое набухание. Работоспособность в этом случае в значительной степени зависит от рационального выбора материала для упругого элемента уплотнения. Можно с уверенностью сказать, что на предприятиях Российской Федерации разработаны резины требуемой твердости, стойкие к определенным агрессивным средам, стойкие к взрывной декомпрессии и работающие в указанном диапазоне температур.

Мы будем называть неподвижными уплотнения, которые устанавливаются между фиксированными относительно друг друга поверхностями. Предварительное поджатие упругого элемента уплотнения осуществляется за счет геометрии посадочного места. При этом не требуется дополнительных внешних усилий, что характерно, например, для пакеров [1, 2]. В процессе эксплуатации оборудования, детали уплотнения не смещаются относительно друг друга, или эти смещения однократны и не влияют на работу уплотнения. Наиболее часто используются упругие элементы из резины, как наиболее практичные и универсальные. Большинство неподвижных уплотнений устанавливаются между сопрягаемыми деталями, т.е. зазора между уплотняемыми поверхностями нет на весь период работы. Этот факт позволяет использовать уплотнения стандартной формы. Обычно это кольца круглого сечения. От разработчика требуется только выбрать материал, размер уплотнения и места установки, например, согласно ГОСТ 9833-73, ГОСТ 18829-73 и рекомендациям [7]. Если условия работы уплотнения нестандартны, есть зазор между уплотняемыми поверхностями, сложная геометрия, то известные решения не подходят, и необходимо проектировать нестандартные уплотнения.

Обычно необходимо выполнить три условия (критерия) для обеспечения работоспособности уплотнения:

1. Герметичность. Это означает, что высота резинового элемента H_{seal} должна быть больше глубины места установки с учетом зазора H_{groove} . Величину поджатия (насколько резиновый элемент поджимается при установке)

$$S = \frac{H_{\text{seal}} - H_{\text{groove}}}{H_{\text{seal}}} \cdot 100\%$$

обычно принимают в диапазоне 15–25%. Иногда предлагается диапазон 10–30%, но для менее жестких условий эксплуатации. Основное внимание здесь к низким температурам, при которых объем упругого элемента уменьшается, жесткость резины повышается, и возможны, так называемые, низкотемпературные утечки. Для оценки возможности утечек, определения величины этих утечек созданы различные теории. Например, на основе экспериментов с кольцами круглого сечения величина утечек пропорциональна величине

$$Q \sim \frac{\Delta p}{\int_L \left[\exp \left(\frac{\sigma_n - \Delta p}{E} \right) \right]^{\frac{3}{k}} dl},$$

где Q – величина утечек; Δp – внешнее давление, МПа; σ_n – контактные напряжения, МПа; E – модуль Юнга резины (существенно зависит от температуры), МПа; L – ширина контактной поверхности, мм; k – безразмерный коэффициент.

Знак пропорциональности здесь означает, что ряд факторов, влияющих на величину утечек, расчету не поддается, например, шероховатость. Предполагается, что сравнивая разные варианты уплотнений, эти факторы одинаковы, и, рассчитав величину утечек для разных вариантов уплотнений, можно выбрать лучшее. Недостаток такой теории в том, что для неподвижных уплотнений при давлениях в сотни атмосфер величина утечек должна быть нулевой, чего данная формула не обеспечивает. Тем не менее, используя данное выражение можно сравнивать разные варианты уплотнений для конкретной конструкции узла, но при различных режимах работы (разные температуры, давления). Величина Q в данном случае может рассматриваться как некий критерий качества уплотнения.

Полонский Владимир Львович, кандидат технических наук, доцент. E-mail: vladimir.polonsky@outlook.com
Тюрин Александр Петрович, кандидат технических наук, доцент. E-mail: alexander.p.tyurin@gmail.com

Большинство уплотнений – самоуплотняющиеся, т.е. при росте внешнего давления Δp растут контактные напряжения σ_n . Несамуплотняющиеся уплотнения встречаются тем реже, чем больше внешнее давление. Их применение обычно вызвано сложностью геометрии и кинематики. Обычно это очень громоздкие конструкции, основной проблемой которых является прочность. Мы не будем рассматривать их в данной статье, т.к. обычно они очень индивидуальны. Для обеспечения эффекта самоуплотнения (в англоязычной литературе – энергизация) необходимо обеспечить доступ внешнего давления к боковой поверхности уплотнения. Это значит, что ширина посадочного места должна быть достаточна не только для заполнения его объемом деформированной резины, но и чуть больше, чтобы между боковой поверхностью резинового элемента и торцевой поверхностью посадочного места оставался зазор.

2. Прочность. При установке уплотнения и последующей подаче давления резиновый элемент деформируется. В нем возникают напряжения. Это не должно привести к разрушению материала во время эксплуатации уплотнения. Обычно производители резин предоставляют две характеристики: условная прочность при разрыве f_p и относительное удлинение при разрыве ε_p , то есть условные напряжения, при которых разрушение резины начинается немедленно и деформации, при которых это разрушение происходит. Рассматривая резину как несжимаемый материал (при деформировании изделие сохраняет свой объем) можно определить, так называемые, истинные напряжения немедленного разрушения σ

$$\sigma = f_p \cdot (1 + \varepsilon_p).$$

Использовать эту величину для оценки прочности уплотнения достаточно сложно. Связано это с тем, что резина – это материал, который разрушается во времени. Если при заданной нагрузке материал не разрушается мгновенно, это не значит, что он не разрушится через какое-то время. Для использования этой величины в стандартном критерии прочности

$$\sigma_i \leq [\sigma] = \frac{\sigma}{[k]},$$

необходимо знать коэффициент запаса $[k]$. Здесь σ_i – эквивалентные напряжения, по которым оценивается прочность, например, интенсивность напряжений, МПа; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения, МПа; σ – напряжения немедленного разрушения резины, МПа. Коэффициент запаса при таком подходе лежит в очень широком диапазоне. При постоянной температуре $[k]=7-12$, что указывает на достаточно низкую точность при оценке прочности.

Кроме того прочность резины очень сильно зависит от температуры. С ростом температуры прочность резины существенно понижается. Одним из вариантов оценки прочности уплотнения является использование термофлуктуационной теории прочности [2-4]. Согласно этой теории разрушение материала – это процесс накопления повреждений, проходящий во времени. Оценивается долговечность материала, как время до появления первых макротрещин в материале

$$\lg \tau = \lg C + \frac{52.32(U_0 + a(\sigma_s)^2)}{273 + T} + b \lg(1.5\sigma_{dev1})$$

где τ – долговечность уплотнения в рассчитываемой точке, с; T – температура, °C; U_0 – энергия активации резины, Дж; σ_s – гидростатическое давление в точке $\sigma_s = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$, МПа; $\sigma_{dev1} = \sigma_1 - \sigma_s$ – главный девиатор напряжений, МПа; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения, МПа; C, a, b – постоянные долговечности.

Для определения постоянных долговечности необходимо провести множество экспериментов по разрушению стандартных образцов при разных условиях. Кроме того, использование в формуле логарифмической функции указывает также на низкую точность вычислений. Небольшие статистические погрешности в определении постоянных долговечности приводят к очень большим изменениям в результате. Поэтому эту теории обычно применяется не для определения абсолютной долговечности, а для сравнения разных вариантов конструкций при разных режимах работы.

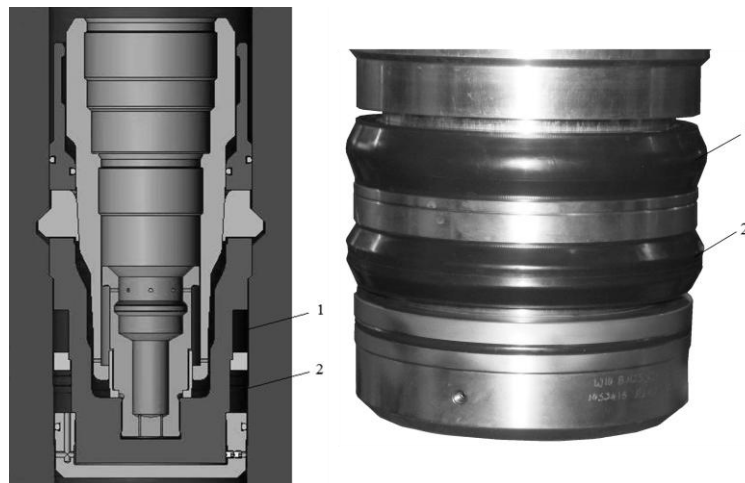


Рис. 1. Коронная пробка подвальной фонтанной арматуры и S-уплотнения (1 – одногорбое, 2 – двугорбое)

Отсутствие экструзии резины в зазор. При давлениях более 300 бар величина зазора между уплотняемыми поверхностями значения не имеет. Если зазор есть, резина любой твердости будет в него выдавлена. Поэтому в уплотнениях необходимо использовать антиэкструзионные элементы. На примере различного оборудования для подводной нефтедобычи рассмотрим некоторые этапы проектирования неподвижных уплотнений. Уплотнения для коронной пробки (crown plug) подводной фонтанной арматуры показаны на рис.1.

Сама коронная пробка служит для сдерживания давления системы заканчивания скважины (англоязычная терминология) внутри фонтанной арматуры. Она закрывает отверстие, через которое возможно повторное бурение скважины без демонтажа оборудования. Таким образом, пробка стоит в скважине все то время, пока из нее добывается нефть. Уплотнения должны отработать весь срок службы (20 лет) при давлении 700 бар и температуре до 150 градусов в разных комбинациях.

Уплотнения (рис. 2) спроектированы на основе s-уплотнений. Отличие от стандартных конструкций в том, что на внутренней цилиндрической поверхности выполнено несколько неглубоких канавок. С одной стороны они создают скачок контактных напряжений,

с другой не создают больших полостей, понижающих контактные напряжений на внешней поверхности уплотнения. Используется последовательно два немного разных уплотнения для повышения надежности. Двугорбое уплотнение характеризуется более высокими показателями герметичности. Одногоорбое уплотнение несколько лучше по критерию прочности.

Величина поджатия существенно зависит от фактических значений размеров резинового элемента и размеров соответствующего ему посадочного места. Для снижения разброса значений величины поджатия при серийном изготовлении уплотнений на размеры резинового элемента требуется задавать жесткие допуски [5, 6]. Для надежной фиксации уплотнения посадочные места должны быть минимального объема. С другой стороны свободный объем необходим для деформирования резины. Ширину посадочного места необходимо задавать так, чтобы величина свободного объема варьировалась в диапазоне $V_{free}=10-16\%$ с учетом изменения размеров резинового элемента и посадочного места в заданных пределах. Температурное изменение объема резины обычно не превышает 7%. Данный подход гарантирует наличие свободного объема для деформирования резины. Набухание при расчете свободного объема в расчет не принималось.

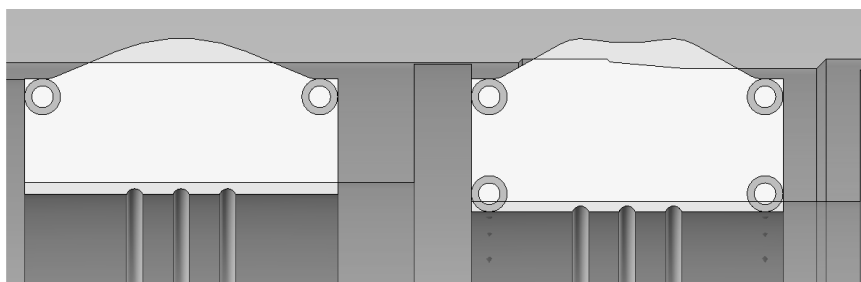


Рис. 2. S-уплотнения в осевом сечении

С точки зрения прочности наиболее опасными являются места соединения металла с резиной (рис. 3). Эта проблема решалась созданием более прочного и стойкого к высоким температурам материала. Вопрос экструзии резины в зазор решался установкой металлических браслетных пружин (рис. 2, 3). Величина уплотняемого зазора – чуть меньше миллиметра. Но при большом давлении резина в этот зазор будет выдавливаться, поэтому использование антиэкструзионных элементов обязательно.

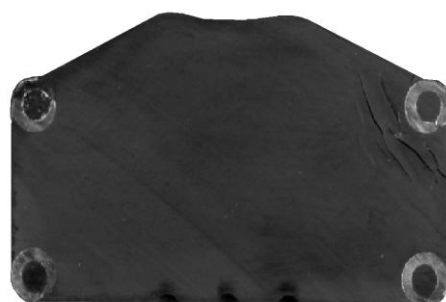


Рис. 3. Сечение образца уплотнения после ресурсных испытаний

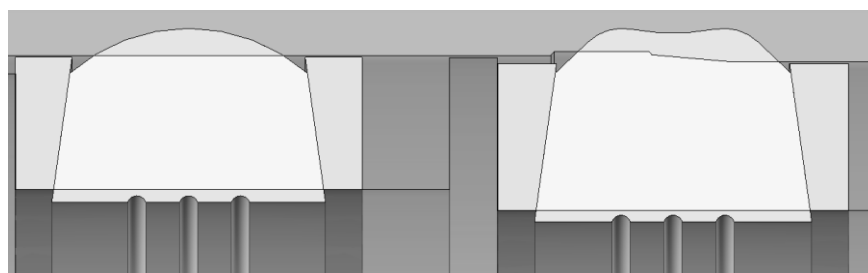


Рис. 4. Вариант уплотнений с полимерными кольцами

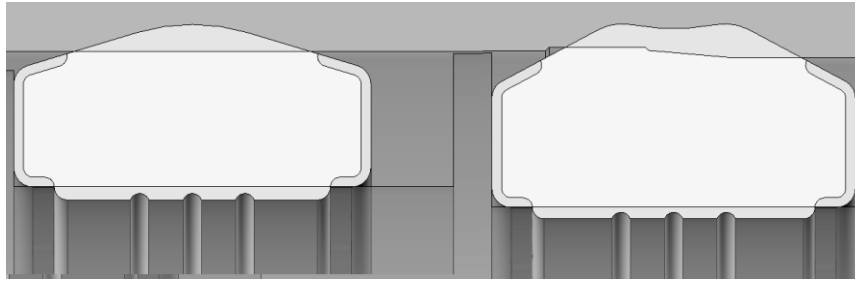


Рис. 5. Вариант уплотнений с металлическими кольцами

Рассматривались и другие варианты конструкций. На рис. 4 представлена конструкция уплотнения с полимерными антиэкструзионными кольцами, размещенными на торцевых поверхностях резинового элемента. Их жесткость должна быть достаточной для предотвращения экструзии, но не слишком большой, чтобы под давлением деформироваться и закрывать зазор для резины. Преимущества данной конструкции: нет металла или других материалов внутри резины. Это повышает прочность уплотнения. Отсутствует выдавливание резины в зазор. Недостаток: трудно подобрать полимерный материал, удовлетворяющий необходимым требованиям.

На рис. 5 представлен вариант с металлическими кольцами на торцевых поверхностях резинового элемента. Металлические кольца препятствуют выдавливанию резины в зазор. Основные преимущества рассматриваемой конструкции, заключаются в том, что нет металла внутри резины. Металл также отделяет нефть от резины. В результате набухания не будет или будет значительно меньшим. Недостатки: металлические кольца такой формы уменьшают эффект самоуплотнения, что ухудшает характеристики уплотнения. Возможны также пластические деформации металлических колец. Нет гарантии, что после снятия давления пробку удастся вынуть. Изготовление таких колец требует использования дополнительного технологического оборудования.

Другой пример - уплотнение аварийной задвижки противовыбросового превентора (рис. 6). В случае аварии задвижка перекрывает скважину, что препятствует вытеканию нефти. Рассматривается случай, когда внутри райзера нет труб, или они перерубаются при аварии. В традиционной конструкции аварийной задвижки ножи перерезают трубу спусковой колонны, после чего происходит герметизация райзера. Эти уплотнения установлены в металлические подвижные детали (в англоязычной литературе рэмы), которые перекрывает межтрубное пространство, выдвигаясь навстречу друг другу. При срабатывании рэмы не только сжимают резиновые элементы друг друга в радиальном направлении, но и поджимают резиновые элементы вверх в осевом направлении. Одним из основных достоинств данной конструкции задвижки – ее компактность. Недостаток: сложная форма резинового элемента. Уплотнение должно обеспечивать герметичность в стыке двух рэмов, в радиальном и осевом направлении. Для такого геометрически сложного уплотнения требуется определить замкнутую уплотнительную линию, то есть, линию за которую внешнее давление не проходит. На каждом участке уплотнения необходимо обеспечить свободный объем для деформирования резины и возможность самоуплотнения. Также необходимо обеспечить величину поджатия S в

заданных пределах на каждом участке, особенно в углах упругого элемента.

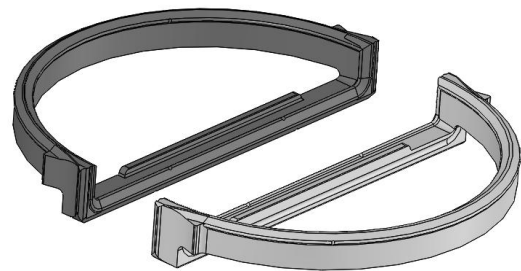


Рис. 6. Уплотнения аварийной задвижки противовыбросового превентора

Для обеспечения свободного объема в месте установки и возможности самоподжатия в уплотнении на боковых поверхностях и на тыльной стороне резинового элемента предусмотрены полости (рис. 6). Чтобы резина не смещалась, на боковых поверхностях имеются направляющие буртики. Буртики не должны препятствовать самоуплотнению, поэтому в них сделаны прорези. Для улучшения герметичности и обеспечения самоуплотнения на фронтальной поверхности в месте соединения резины с резиной реализовано соединение по типу мама-папа. У одного резинового элемента имеется один выступ (виден на рисунке), у другого два выступа. При сжатии они образуют самоуплотняющийся замок, обеспечивающий герметичность. При срабатывании задвижки металлические части плотно прилегают друг к другу. Зазоров нет, нет и экструзии. Критерий длительной прочности для этого уплотнения не является критичным, так как данное оборудование срабатывает только при аварии, что не предполагает длительной эксплуатации под нагрузкой. Тем не менее, расчеты на прочность также необходимо проводить и доказывать работоспособность уплотнения и по критерию прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Полонский, В.Л. Проектирование пакеров для герметизации межтрубного пространства в оборудовании для добычи нефти и газа / В.Л. Полонский, А.П. Тюрин // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. №1. С. 26-28.
2. Polonsky, V.L. Design packers for sealing of the inter-tube space in equipment user for recovery of oiland gas / V.L. Polonsky, A.P. Tyurin // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. V. 51, №1. P. 37-40.
3. Ветегрен, В.И. Физические основы кинетики разрушения / В.И. Ветегрен, С.О. Лазарев, В.А. Петров. – Л.: АН СССР, Ленинг. физ.-тех. ин-т им. А.Ф.Иоффе, 1989. 247 с.
4. Бартенев, Г.М. Прочность и механизм разрушения полимеров. – М.: Химия, 1984. 280 с.

5. ISO 3302-1:2014. Резина. Допуски на изделия. Часть 1. Допуски на размеры.
6. ISO 3302-2:2008. Резина. Допуски на изделия. Часть 2. Геометрические допуски.
7. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 1994. 445 с.

DESIGN OF NON-STANDARD FIXED SEALS

© 2016 V.L. Polonskiy, A.P. Tyurin

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Working conditions and criteria of working capacity of fixed rubber seals are considered. The technique of an assessment of working capacity of non-standard fixed seals at a design stage by the numerical analysis methods of strain-stress state of rubber elements is presented. Examples of the designed seals working in the underwater oil-production equipment are given.

Key words: *design, seal, extrusion, lifetime, leaks, rubber, Christmas tree, blowout preventer*