

В. Д. ПРОДАН, Г. В. БОЖКО

САЛЬНИКОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ



Тамбов
Издательство ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2016

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тамбовский государственный технический университет»

В. Д. ПРОДАН, Г. В. БОЖКО

САЛЬНИКОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

Учебное пособие



Тамбов
Издательство ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2016

УДК 62-2
ББК 35
П68

Рецензенты:

Заведующий кафедрой «Техника и технология полимерных материалов»
Московского политехнического университета, профессор
И. В. Скопинцев

Декан факультета Международного образования,
доктор технических наук, профессор
М. А. Промтов

Продан, В. Д.

П68 Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой : учебное пособие /
В. Д. Продан, Г. В. Божко. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВО «ТГТУ»,
2016. – 124 с. – 100 экз.
ISBN 978-5-8265-1664-5

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой широко применяются в качестве уплотнительных узлов, что объясняется простотой их конструкции, эксплуатации и относительно простым методом расчета геометрических параметров и низкой стоимостью. В течение значительного времени применения конструкция этих уплотнений практически не изменялась, менялся только материал набивки. Но за последние годы в результате стремления применить эти уплотнения при более жестких условиях эксплуатации появились рекомендации по изменению и конструкции сальниковых узлов, и методик их расчета, а также по использованию новых композиционных сальниковых набивок, разработанных на основе фторопласта-4 и терморасширенного графита.

В учебном пособии представлены отдельные рекомендации по повышению эффективности работы сальниковых уплотнений с мягкой набивкой, общие сведения об их монтаже и эксплуатации, ресурсе работы. Дана оценка экономической эффективности применения сальниковых набивок в виде композиций на основе терморасширенного графита. Даны числовые примеры расчетов отдельных вариантов сальниковых уплотнений с мягкой набивкой.

Предназначено для специалистов, ИТР, магистрантов и студентов вузов, занятых разработкой и эксплуатацией химического оборудования.

УДК 62-2
ББК 35

ISBN 978-5-8265-1664-5

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2016

ВВЕДЕНИЕ

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой широко применяются в качестве уплотнительных узлов. Под термином «мягкая набивка» принимается условие, что твердость материала уплотняющего элемента (набивки) значительно меньше, чем твердость замыкающих ее деталей узла соединения. В качестве набивки применяют или дискретные материалы (порошки, гранулы), или, в последнее время, набивки, выполненные из волокон определенных материалов.

Широкое использование этого типа уплотнения объясняется простотой конструкции, относительно низкой стоимостью материала набивки, несложностью обслуживания при эксплуатации и относительно простым методом расчета геометрических параметров уплотнения. Существенное влияние на популярность этого вида уплотнения оказывает большой практический опыт его применения, накопленный за значительный отрезок времени эксплуатации. Этим можно объяснить и отсутствие в течение длительного времени обстоятельных всесторонних исследований этого вида уплотнения.

В течение значительного времени применения сальниковых уплотнений с мягкой набивкой конструкция их практически не изменялась. Менялся только материал набивки. Но за последние годы в результате создания новых материалов набивки, стремления применить эти уплотнения при более жестких условиях эксплуатации и работ отдельных исследователей, в том числе и авторов этой книги, появились отдельные рекомендации по изменению и конструкции сальниковых узлов, и методик их расчета. Отдельные рекомендации по повышению эффективности работы сальникового уплотнения с мягкой набивкой представлены в соответствующих разделах этой книги.

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой используют и в неподвижных, и в подвижных соединениях (валов и штоков) для герметизации газовых и жидких рабочих сред, находящихся под избыточным давлением или вакуумом.

Основным материалом для сальниковых набивок до недавнего времени были волокна асбеста в сочетании с некоторыми другими компонентами (наполнителями): фторопластом-4, хлопчатобумажными и стеклянными волокнами и др. Однако с 2005 г. применение асбеста в качестве уплотнительного материала в ведущих отраслях мировой промышленности было запрещено из-за вредного воздействия асбеста на дыхательные органы

человека. Были использованы новые типы композиционных сальниковых набивок, разработанные на основе фторопласта-4 и терморасширенного графита. В таблице 1 представлены основные известные характеристики некоторых применяемых в настоящее время сальниковых набивок [16].

Таблица 1

Марка	Состав сальниковой набивки	Уплотняемая среда	Максимальная скорость скольжения, м/с	Предельное давление уплотняемой среды, МПа	Предельная температура, °С
ФФ	Фторлоновая, пропитанная суспензией фторопласта	Серная, азотная и соляная кислота концентрацией до 35...45%	10	3,0	100
КСП-1	Стекловолокно, пропитанное антифрикционным составом, графитированное	Серная, соляная кислоты, концентрацией до 76%	10	1,0	120
УС	Из углеродных нитей, сухая	Серная, соляная, азотная и фосфорная кислоты, водяной пар, нефтепродукты	10	3,0	100
УСФ	Из углеродных нитей, с сердечником из фторолоновой набивки	Серная, соляная, азотная и фосфорная кислоты, нефтепродукты	10	3,0	100

Данных о физико-механических свойствах этих набивочных материалов в доступных технических источниках информации практически нет, так как они являются собственностью фирм, выпускающих эти набивки. В рекламных материалах приводятся отдельные, очень ограниченные данные, исключающие возможность использования их в расчетных и исследовательских процедурах.

Учитывая, что для новых композиционных набивок в технической литературе практически отсутствуют данные для определения их расчетных параметров, в книге приведены отдельные сведения, полученные, в частности, при участии авторов данной работы.

Представлены сведения по разработкам и исследованиям более эффективных конструктивных вариантов сальниковых уплотнений, в работе над отдельными видами которых принимали участие и сотрудники Московского политехнического университета.

В книге представлены общие сведения о монтаже и эксплуатации сальниковых уплотнений, ресурсе их работы. Оценена экономическая эффективность применения сальниковых набивок в виде композиций на основе терморасширенного графита.

Представлены для сравнения числовые примеры расчетов отдельных вариантов сальниковых уплотнений с мягкой набивкой.

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

D и d – соответственно внешний и внутренний диаметры, м;
 b – величина стороны квадратного сечения кольца набивки, м;
 L – общая (суммарная) длина (высота) набивки, м;
 z – принятое текущее значение длины (высоты) набивки, м;
 Q – нагрузка, Н;
 T – сила трения, Н;
 σ – напряжение, МПа;
 q – удельная нагрузка, МПа;
 p – давление уплотняемой среды, МПа;
 E – модуль упругости, МПа;
 μ – коэффициент Пуассона;
 f – коэффициент трения;
 K – коэффициент бокового давления набивки (КБД);
 n – число колец набивки или число камер;
 i – порядковый номер.

Нижние индексы у принятых обозначений

z – предварительное нагружение (затяжка резьбовых элементов);
 sr – среднее значение;
 0 – начальное (исходное) значение;
 $сж$ – сжатие (нагружение);
 $вс$ – восстановление (разгрузка);
 z – текущее значение по оси z ;
 t – относится к силе трения.

Глава 1. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА КЛАССИЧЕСКОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

Конструктивная схема широко применяемого (классического) сальникового уплотнения с мягкой набивкой представлена на рис. 1.1.

В кольцевое пространство между уплотняемой деталью 1 и стенкой камеры сальника помещается мягкая набивка и сжимается нажимной втулкой 3 за счет силы затяжки крепежных резьбовых элементов 4. При осевом сжатии набивки ее высота уменьшается, возникают осевые напряжения сжатия σ_z и за счет радиальной деформации сжимаемой в осевом направлении набивки, которая находится в условии всестороннего сжатия, увеличивается радиальное напряжение σ_r на ее боковых поверхностях.

При сжатии набивки (ее осевой деформации) на боковых поверхностях набивки возникают силы трения, направленные против деформации. Поэтому осевое напряжение от затяжки крепежных резьбовых элементов по длине набивки уменьшается за счет компенсации силы трения. Распределение осевого напряжения по длине набивки z описывается [10] выражением

$$\sigma_z = \sigma_0 \exp(-2Kfz/b), \quad (1.1)$$

Здесь σ_0 – удельная нагрузка в зоне контакта нажимной втулки 3 и слоя набивки 2; K – коэффициент бокового давления набивки (КБД),

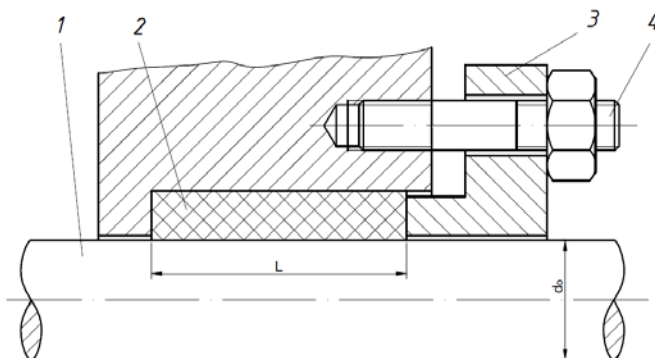


Рис. 1.1. Конструктивная схема сальникового уплотнения с мягкой набивкой:

1 – уплотняемый элемент (вал или шток); 2 – мягкая набивка;
3 – нажимная втулка; 4 – резьбовые крепежные элементы

т.е. отношение радиальной нагрузки на набивку к осевой; f – коэффициент трения набивки о замыкающие ее поверхности камеры сальника и уплотняемой детали l ; b – ширина слоя набивки.

Считают [10], что сальниковое уплотнение обеспечит герметичность соединения, если удельная осевая нагрузка на первый от уплотняемой среды слой набивки будет не меньше, чем ее давление p .

Из выражения (1.1) определяют напряжение σ_0 при σ_z , равном давлению уплотняемой среды p и z , равной длине набивки L .

$$\sigma_0 = p \exp(2Kfl/b). \quad (1.2)$$

Сила сжатия набивки при сборке соединения

$$Q_3 = \pi d_{\text{ср}} b \sigma_0. \quad (1.3)$$

Здесь $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр слоя набивки.

Используя Q_3 , определяют число крепежных элементов (болтов или шпилек) и требуемый диаметр резьбы. Обычно, учитывая пространственные ограничения в зоне размещения сальникового уплотнения, для обеспечения подтяжки резьбовых элементов при износе сальниковой набивки ограничивают, по возможности, их число.

Для обеспечения нормальной работы сальникового уплотнения необходимо установить его рациональные геометрические параметры – длину (высоту) и ширину набивки. С увеличением длины набивки увеличивается ее гидравлическое сопротивление, что должно снижать протечку уплотняемой среды. Однако согласно выражению (1.1) с увеличением длины набивки (увеличением координаты z) уменьшается осевая удельная нагрузка σ_z , что приводит к снижению степени сжатия набивки и увеличению сечения каналов протечки. Кроме того, увеличение длины набивки увеличивает и силу трения набивки, и габариты сальникового уплотнения.

Увеличение ширины набивки уменьшает ее гидравлическое сопротивление, но уменьшает и влияние сил трения на снижение осевой удельной нагрузки на набивку.

Если взять отношение осевой силы Q_z , сжимающей набивку, к силе трения на боковой ее поверхности Q_T , то это отношение можно выразить как

$$Q_z/Q_r = b/(2fKL). \quad (1.4)$$

Из выражения (1.4) следует, что с увеличением ширины набивки b уменьшается влияние сил трения, и увеличивается осевая нагрузка по длине набивки.

На основании результатов практического опыта эксплуатации сальниковых уплотнений в зависимости от условий их работы приводятся различные рекомендации по выбору длины и ширины сальниковой набивки. Так, в интервале давления рабочей среды 10...20 МПа для армированной набивки АГ-50 рекомендуют [10] принимать L/d_0 от 0,6 до 12. Здесь d_0 – диаметр уплотняемого элемента (вала или штока). Рекомендуют также [19] длину набивки L выбирать в зависимости от ее ширины b : от $L = 4b$ для неответственных конструкций при низких давлениях уплотняемой среды до $L = 10b$ – при высоких давлениях.

Иногда требуемую длину набивки L выражают через число n колец набивки, которое зависит от давления p уплотняемой среды (см. табл. 1.1).

Таблица 1.1

p , МПа	До 0,2	0,2...1,0	1,0...2,0	Свыше 2,0
n	3	4	5	6

Ширину набивки b следует выбирать по давлению уплотняемой среды, используя выражение 1.2, с учетом того, что полученная нагрузка σ_0 на набивку в зоне контакта ее с нажимной втулкой не должна превышать допускаемое для ее материала напряжение. Однако здесь следует учитывать, что с увеличением ширины набивки увеличивается площадь протечки уплотняемой среды.

Глава 2. КОЭФФИЦИЕНТ БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

Одним из основных расчетных параметров сальникового уплотнения с мягкой набивкой является коэффициент бокового давления K (КБД), который принимают как отношение радиальной удельной нагрузки q_r на уплотняемый элемент (вал или шток) к осевой удельной нагрузке q_z на набивку, создающей эту радиальную нагрузку

$$K = q_r / q_z . \quad (2.1)$$

КБД – есть основной параметр, отражающий физико-механические характеристики набивки. Так, связь между коэффициентом Пуассона материала набивки и ее КБД [10]:

$$\mu = K / (1 + K) . \quad (2.2)$$

КБД используется для определения нагрузки набивки на поверхности замыкающих ее элементов сальниковой камеры. Так, радиальная нагрузка на набивку σ_r

$$\sigma_r = K \sigma_z .$$

Знание радиальной нагрузки на внутреннем контуре набивки (в сопряжении с уплотняемой деталью) необходимо, так как от ее величины зависят и значение силы трения, и износ сальниковой набивки и поверхности уплотняемого элемента в результате их относительного перемещения. Трение в уплотнении приводит к снижению коэффициента полезного действия объекта, снабженного сальниковым уплотнением.

Значение КБД используют при определении силы предварительного нагружения (затяжки) резьбовых крепежных элементов, а также для оценки осевой нагрузки на набивку. Знание этой нагрузки необходимо, например, при расчете величины протечки уплотняемой среды через сальник. Значение КБД используют и при проведении расчетов на прочность отдельных деталей уплотнительного узла.

Считают, что боковая нагрузка на сальниковую набивку одинакова и для внутреннего ее контура, и для внешнего. Чтобы увеличить радиальную нагрузку набивки на поверхность подвижной уплотняемой детали,

угол между осью уплотняемой детали и замыкающих набивку торцевыми поверхностями замыкающих набивку камеры сальника обычно выполняют больше 90° (см. рис. 1.1, где угол равен 90°).

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ НАБИВКИ

КБД для каждого вида набивки определяется экспериментально. Суть любого эксперимента заключается в определении нагрузки или на внешнюю стенку сальниковой камеры K_R , или на ее внутреннюю стенку K_r , которую обеспечивают в экспериментальных установках [10]. Наиболее рациональным из известных методов определения КБД является метод его оценки по величине уменьшения осевой силы вследствие трения набивки о замыкающие ее стенку камеры сальника и поверхность уплотняемого элемента (штока) [25]. В этом случае определяется среднее значение КБД:

$$K = 0,5(K_R + K_r). \quad (2.3)$$

В каждой применяемой методике определяется КБД или на внешнем контуре набивки, или на ее внутреннем контуре, или как среднее значение между внешним и внутренним контуром. Но на практике, полученное на определенной поверхности набивки значение КБД, принимают равномерно распределенным по всему радиальному сечению набивки. Однако некоторыми исследователями было замечено, что радиальная нагрузка на внутреннем контуре набивки превышает нагрузку на внешнем ее контуре. Это различие нагрузок они объясняют различием коэффициентов трения набивки на этих поверхностях.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ НА ВНЕШНЕЙ И ВНУТРЕННЕЙ БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

Для оценки действительного значения КБД на конкретной поверхности набивки были проведены комплексные исследования условий деформации сальниковой набивки при осевом ее сжатии. В принятой методике исследования выполнялись в два этапа. На первом этапе рассматривалось условие деформации набивки при ограничении ее радиального перемещения по внешнему контуру. На втором этапе ограничивали радиальную

деформацию внутреннего контура набивки жесткой поверхностью уплотняемого штока. При расчете принимали условие деформации набивки как толстостенной упругой оболочки под действием внутреннего или внешнего давления [30].

При осевом сжатии кольцевой набивки при отсутствии ограничения ее перемещения по внешнему контуру происходит увеличение ее внешнего радиуса на величину

$$\Delta R = (R_0 - r_0)\mu\sigma_z/E_{сж} ,$$

где R_0 и r_0 – внешний и внутренний исходные радиусы набивки; σ_z – осевая удельная нагрузка на набивку; $E_{сж}$ и μ – модуль сжатия и коэффициент Пуассона материала набивки.

Но в реальном уплотнении набивка расположена в сальниковой камере и прижата к относительно жесткой ее стенке, что приводит к возникновению в ней радиального напряжения.

$$\sigma_R = \frac{\Delta RE}{R} \left[\frac{\beta^2 - 1}{\beta^2 + 1 - \mu(\beta^2 - 1)} \right].$$

Здесь β – коэффициент толстостенности набивки, т.е. отношение наружного к внутреннему радиусу набивки.

Под действием радиального напряжения σ_R набивка должна перемещаться к оси сальника (при отсутствии ограничителя ее радиального перемещения) на величину Δr :

$$\Delta r = \frac{2\sigma_R\beta^2 r}{E_{сж}(\beta^2 - 1)}$$

Но набивка по внутреннему контуру упирается в относительно жесткий уплотняемый элемент (шток или вал), что является причиной возникновения радиального напряжения σ_r ,

$$\sigma_r = \frac{2\sigma_R\beta^2}{1 - \mu + (1 + \mu)\beta^2} .$$

При равномерном распределении осевой нагрузки по ширине набивки и равенстве коэффициентов трения набивки на поверхностях внешнего

и внутреннего ее контура, отношение радиальных нагрузок на этих поверхностях будет равно отношению к ним коэффициентов бокового давления.

Используя выражения (2.1) и (2.2), получим

$$\sigma_k / \sigma_R = K_r / K_R = \frac{2\beta^2}{1 - \mu + (1 + \mu)\beta^2}. \quad (2.4)$$

Значение этого отношения зависит от β и μ . Так, при увеличении значения β от 1,2 до 1,6 и постоянной величине $\mu = 0,4$, отношение коэффициентов бокового давления (выражение 2.4) увеличивается от 1,04 до 1,22. При изменении значений μ от 0,5 до 0,2 при постоянном значении коэффициента $\beta = 1,4$ отношение коэффициентов бокового давления увеличивается от 1,14 до 1,24.

При сборке сальникового уплотнения, в результате влияния трения сжимаемой набивки о замыкающие ее поверхности деталей сальника, происходит уменьшение осевого напряжения σ_z в набивке по длине z , характер изменения которого описывается [10] уравнением (1.1):

$$\sigma_z = \sigma_0 \exp\{-4kfz/2(R-r)\},$$

где f – среднее значение коэффициента трения на боковых поверхностях набивки

$$f = 0,5(f_R + f_r).$$

Учитывая различие в величинах КБД, выражение (1.1) в общем виде нужно записать как

$$\sigma_z = q_0 \exp\{-(K_R + K_r)(f_R + f_r)z/[2r(\beta - 1)]\}. \quad (2.5)$$

Здесь $0,5 (K_R + K_r) = K$ – среднее значение коэффициента бокового давления.

Необходимый параметр при определении износа набивки и потерь мощности на трения при эксплуатации сальникового уплотнения – есть величина коэффициента бокового давления на внутреннем контуре набивки. Если использовать выражения (2.3) и (2.4), то по экспериментально полученному среднему значению КБД K можно определить значение коэффициента бокового давления на внутреннем контуре набивки

$$K_r = 4K\beta^2 / [1 - \mu + 3\beta^2 + \mu\beta^2]. \quad (2.6)$$

По экспериментально полученному значению КБД K_R на внешней поверхности стенки камеры, используя выражение (2.3) и (2.6), можно определить среднее значение КБД:

$$K = 0,5K_R \left[1 + \frac{2\beta^2}{1 - \mu + (1 + \mu)\beta^2} \right] \quad (2.7)$$

и коэффициента бокового давления на внутреннем контуре набивки

$$K_r = \frac{K_R 2\beta^2}{1 - \mu + (1 + \mu)\beta^2}. \quad (2.8)$$

Используя выражения (2.6) или (2.8), можно рассчитать неизвестное для данного контура набивки значение КБД при его известном (полученном экспериментально для другого контура) значении.

Так, в табл. 2.1 представлены значения μ , K_r и μ_r для отдельных видов сальниковых набивок, полученные по выражениям (2.6) и (2.8) при $\beta = 1,4$. Значения коэффициентов бокового давления K взяты из статьи [1].

Состав набивок, представленных в табл. 2.1, взят из ТУ 5728-004-17172478-99. Это плетеные набивки, выполненные из шнура терморасширенного графита, и армированные или хлопчатобумажной нитью, или стекловолокном, или пропитанные фторопластом-4.

Таблица 2.1

Тип набивки	K	μ	K_r	μ_r
НГФ-С-ПФ	0,924	0,48	0,987	0,49
НГФ-С	0,450	0,31	0,49	0,33
НБ 001 НА ПФ	0,510	0,34	0,56	0,36
НГФ-С-Ф	0,720	0,42	0,77	0,43
НГФ-ХБ	0,980	0,49	1,00	0,50

Таблица 2.2

Тип набивки	K_R	μ_R	K	K_r	μ_r
АС	0,14	0,12	0,17	0,19	0,16
АПС	0,22	0,18	0,26	0,29	0,22
АГ-1	0,24	0,19	0,28	0,32	0,24
ГМА	0,36	0,26	0,41	0,46	0,32
АСТ	0,46	0,32	0,52	0,58	0,37

В таблице 2.2 представлены значения K , K_r , μ_R , μ_r , полученные по выражениям (2.3), (2.7), (2.8) при $\beta = 1,6$ для набивок, выполненных из материалов, с использованием асбеста, чешуйчатого графита, дисульфида молибдена и других наполнителей. Экспериментальные значения K_R взяты из книги [10].

В таблице 2.3 представлены значения K , K_r , μ_R , μ_r , полученные по выражениям (2.3), (2.7), (2.8) при $\beta = 1,6$ для набивок, выполненных из сухих сыпуче-волокнистых материалов. Экспериментальные значения K_R взяты из статьи [9].

В таблице 2.3 представлены параметры следующих материалов набивки: асбодисульфидмолибденовая – АМ-50, асбографитовая – АГ-50, асбестовый шнур – шнур АС.

Таблица 2.3

Тип набивки	K_R	μ_R	K	K_r	μ_r
Дисульфид молибдена	0,44	0,30	0,50	0,56	0,36
АМ-50	0,35	0,26	0,40	0,45	0,31
Графит	0,32	0,24	0,37	0,41	0,29
АГ-50	0,30	0,23	0,34	0,39	0,28
Шнур АС	0,24	0,19	0,28	0,32	0,24

Значения величин K , представленные в табл. 2.2 и 2.3, получены на одиночных кольцах набивки высотой 6 мм, предварительно опрессованных удельной нагрузкой – 30 МПа. Предварительная опрессовка набивки практически обеспечила постоянство получаемых экспериментальных значений КБД в интервале нагрузки до 30 МПа.

Величины КБД, представленные в табл. 2.1, 2.2 и 2.3, получены в статике при неподвижной уплотняемой детали. При ее движении коэффициент трения на внутреннем контуре набивки уменьшается [5] при практически неизменном значении нагрузки нажимной втулкой на набивку. Это, согласно выражению (1.1), увеличивает осевую нагрузку по длине набивки, что вызывает некоторое увеличение радиальных нагрузок как на наружном, так и на внутреннем контурах сальниковой набивки.

Представленная методика уточнения значений коэффициентов бокового давления в сальниковых набивках позволяет получить более правильные данные для расчетов силы предварительного нагружения (затяжки) резьбовых элементов узла уплотнения, геометрических параметров сальниковой набивки, ее износа и потерь мощности на трение в процессе эксплуатации сальника.

Представленная здесь методика использована для уточнения КБД для набивок, выполненных из материалов с применением терморасширенного графита, асбеста, чешуйчатого графита, дисульфида молибдена. Методика может быть использована и для других материалов, не приведенных в книге, при известных для них (полученных экспериментально) значениях коэффициента бокового давления или коэффициента Пуассона.

2.3. НЕОБХОДИМОСТЬ ИЗМЕНЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ И ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ЭТОГО МЕТОДЫ

В зависимости от назначения сальникового уплотнения величины КБД должны различаться как на внешнем, так и на внутреннем контуре сальниковой набивки.

Если уплотнение предназначено для герметизации неподвижного соединения, то величина протечки уплотняемой среды может быть одинаковой, но минимальной и по внешнему, и по внутреннему контуру сальниковой набивки.

Выражение (2.3) получено для случая размещения набивки при угле между осью уплотняемой детали и торцами нажимного и упорного колец, равным 90° .

Для обеспечения равномерной утечки уплотняемой среды по сечению сальниковой набивки необходимо обеспечить равенство КБД по сечению сальниковой набивки, т.е. установить отношение $K_r/K_R = 1$. Это возможно уменьшением радиальной силы на внутреннем контуре за счет уменьшения угла между осью уплотняемой детали и торцевыми поверхностями замыкающих набивку нажимного и упорного кольца (рис. 2.1).

Согласно рис. 2.1, уменьшение нагрузки $\Delta\sigma_r$ на боковую поверхность сальниковой набивки по внутреннему контуру:

$$\Delta\sigma_r = \sigma_z \operatorname{tg}\varphi.$$

КБД по внутреннему контуру станет равным:

$$K_r = K_R \left(\frac{2\beta^2}{1 - \mu + (1 + \mu)\beta^2} \right) - \operatorname{tg}\varphi.$$

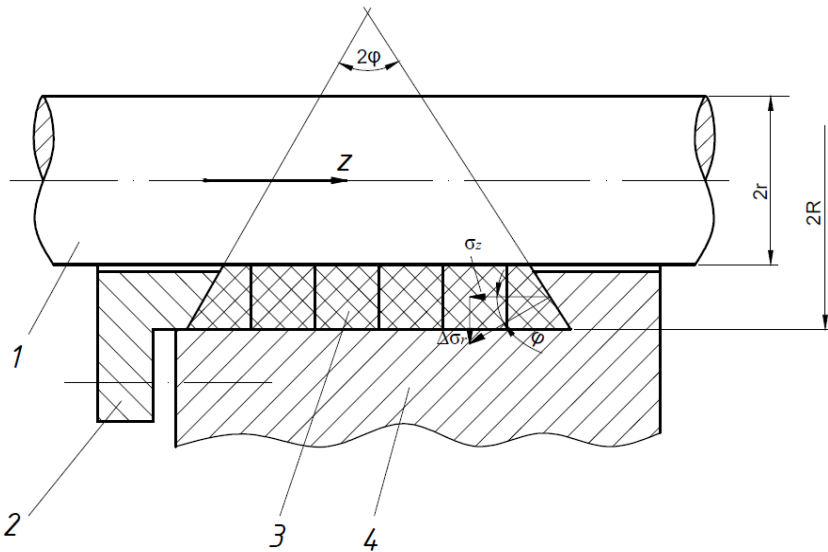


Рис. 2.1. Сальниковое уплотнение с торцевыми поверхностями замыкающих набивку нажимного и упорного кольца, выполненными под углом к оси уплотняемой детали менее 90° и направленным в ее сторону:

- 1 – уплотняемый элемент; 2 – нажимной фланец;
- 3 – сальниковая набивка; 4 – камера сальника

Так как отношение K_r / K_R должно быть равно единице, то записав это условие с учетом изменения нагрузок, получим:

$$K_r / K_R = \left(\frac{2\beta^2}{1 - \mu + (1 + \mu)\beta^2} \right) - \operatorname{tg}\varphi / K_R = 1.$$

Используя выражение (2.7), с помощью которого заменим K_R на среднее значение коэффициента бокового давления K , получим выражение для определения $\operatorname{tg}\varphi$.

$$\operatorname{tg}\varphi = 2K \left[\frac{\beta^2(1 - \mu) - 1}{1 + \beta^2(3 + \mu) + \mu} \right]. \quad (2.9)$$

Если выразить коэффициент Пуассона через КБД (выражение 2.2), то уравнение (2.9) можно записать как

$$\operatorname{tg}\varphi = 2K \left[\frac{\beta^2 - (1 + K)}{1 + \beta^2(3 + 4K)} \right].$$

Выражение (2.9) получено для условия равенства коэффициентов бокового давления на внутреннем и внешнем контуре сальниковой набивки, что приемлемо при уплотнении неподвижного соединения. Если по условиям эксплуатации необходимо увеличить или уменьшить нагрузку на внутреннем контуре набивки, то следует соответственно уменьшить или увеличить значение угла φ . Величина изменения значения угла φ зависит от заданной интенсивности износа сальниковой набивки.

Глава 3. ВЫРАВНИВАНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ ПО ДЛИНЕ (ВЫСОТЕ) САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

Как уже указывалось выше, распределение осевой нагрузки по длине (высоте) набивки вследствие влияния трения в зоне сопряжения набивки и замыкающих ее поверхностей деталей сальника неравномерно (см. выражение 1.1). Это приводит к увеличению суммарной радиальной нагрузки на набивку и уплотняемый элемент, увеличивает интенсивность их износа и снижает коэффициент полезного действия объекта, снабженного сальниковым уплотнением. Для обеспечения равномерного распределения по высоте набивки осевой силы Q_z предлагаются различные варианты конструкции сальникового уплотнения.

3.1. САЛЬНИКОВАЯ НАБИВКА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

В статье [31] предлагается выполнить набивку трапецеидального сечения с большим основанием трапеции на первом от уплотняемой среды слое набивки. Как считают авторы этой статьи, при таком исполнении узла сальниковой набивки будет отсутствовать трение набивки о замыкающие ее поверхности при сборке соединения и, следовательно, осевая нагрузка, создаваемая нажимной втулкой при затяжке резьбовых крепежных элементов, будет равномерно распределена по высоте набивки. С доводами авторов статьи согласиться нельзя. Так как при осевом сжатии набивки происходит ее перемещение, то возникает трение в зоне контакта набивки с поверхностью замыкающих ее деталей. Правда, за счет клинового эффекта осевая составляющая силы трения будет в этом случае несколько меньшей. Однако такое конструктивное решение сальникового уплотнения не только существенно не уменьшит силы трения в зоне контакта набивки и замыкающих ее элементов, но и усложнит процесс сборки соединения, так как кольца набивки большего диаметра необходимо будет проталкивать через входную кольцевую щель меньшего диаметра. Из-за указанных недостатков это сальниковое уплотнение не нашло применения на практике.

Более целесообразной представляется конструкция сальникового уплотнения с набивкой трапецеидального сечения, у которой большим основанием трапеции является кольцо набивки, контактирующее с нажимной втулкой (рис. 3.1).

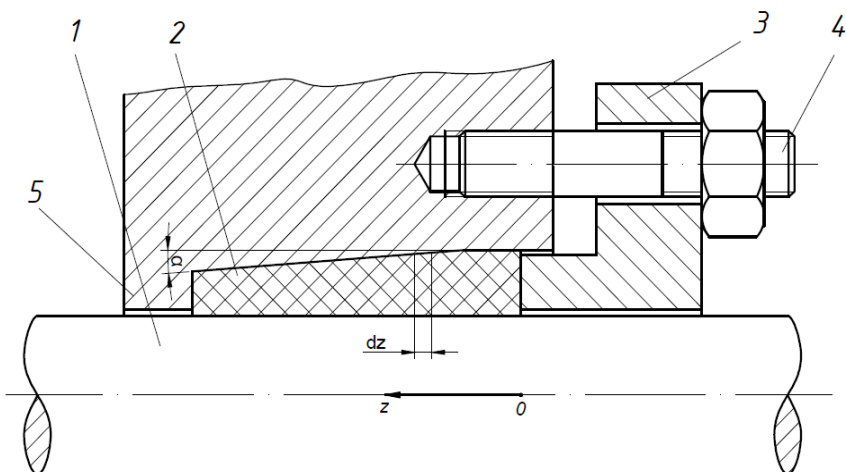


Рис. 3.1. Конструктивная схема сальникового уплотнения с набивкой трапецеидального сечения:

1 – уплотняемый элемент; 2 – набивка; 3 – нажимной фланец;
4 – резьбовые крепежные детали; 5 – камера сальника

При таком исполнении за счет подбора определенного значения угла конуса α можно обеспечить равномерную осевую удельную нагрузку q_z по высоте набивки при снижающейся по ее высоте осевой силе.

Для сохранения постоянства осевой удельной нагрузки по высоте набивки при уменьшении суммарной осевой силы необходимо по высоте набивки уменьшать площадь ее радиального сечения в соответствии с уменьшением суммарной осевой силы.

Согласно выражению (1.1) удельная нагрузка по высоте набивки изменяется по экспоненте. Примем линейный характер изменения удельной нагрузки по высоте набивки: от σ_0 , создаваемой нажимной втулкой при сборке уплотнения, до расчетного значения, соответствующего рабочему давлению p уплотняемой среды. Это допущение незначительно снижает точность расчета, но существенно упростит выполнение внутреннего профиля камеры сальника.

Выделим элементарную шириной dz кольцевую полоску на текущей высоте набивки z (рис. 3.1)

$$dD_z / (2dz) = \operatorname{tg} \alpha .$$

После интегрирования этого уравнения в пределах $z = 0$, $D_z = D_0$ и $z = L$, $D_z = d + 2b$ получим

$$\operatorname{tg} \alpha = (D_0 - d - 2b)/(2L). \quad (3.1)$$

Выражение (3.1) отражает интенсивность изменения (уменьшения) площади сечения сальниковой набивки по ее длине.

При нагружении набивки нажимной втулкой осевая сила Q_z по высоте набивки уменьшается за счет трения набивки о замыкающие ее поверхности деталей согласно выражению (1.1)

$$Q_z = Q_0 \exp(-2Kfz/b).$$

Здесь не учитываем изменение осевой силы на внешней поверхности трапеции за счет клинового эффекта (угла α).

Выразим осевую силу через удельную осевую нагрузку и площадь ее действия в крайних сечениях, при принятом линейном характере изменения осевой силы по высоте набивки.

$$Q_z = 0,785(d_L^2 - d_0^2)p \quad \text{и} \quad Q_0 = 0,785(D_0^2 - d_0^2)\sigma_0. \quad (3.2)$$

Здесь d_L – наружный диаметр сальниковой набивки в сечении $z = L$.

В рассматриваемой конструкции в рабочих условиях осевая удельная нагрузка будет одинаковая по высоте набивки, т.е. $p = \sigma_0$.

Равномерное распределение удельной осевой нагрузки по высоте (длине) набивки определялось из условия, что отношение нагрузок в сечениях в начале и в конце рассматриваемого участка сальниковой набивки равно отношению площадей этих сечений.

Используя выражения (1.1) и (3.2), получим

$$Q_z = Q_0 \exp(-2Kfz/b)$$

$$d_L^2 - d_0^2 = (D_0^2 - d_0^2) \exp[-2KfL/b]. \quad (3.3)$$

Из выражения (3.3) определяем наружный диаметр первого от нажимной втулки кольца набивки

$$D_0 = [(d_L^2 - d_0^2) \exp(2KfL/b) + d_0^2]^{0,5}. \quad (3.4)$$

Используя выражения (1.1), (3.4) определяем значение $\operatorname{tg}\alpha$.

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{[(d_L^2 - d_0^2) \exp(2KfL/b) + d_0^2]^{0,5}}{2L}. \quad (3.4.1)$$

В конструкции сальникового уплотнения с трапецидальным сечением набивки при соответствующем угле стороны трапеции α удельная осевая нагрузка на набивку будет минимальная, полученная из условия обеспечения заданной герметичности и постоянная по высоте набивки. Будут постоянными значения и КБД $K = \sigma_r / \sigma_z$, и силы трения T .

Для оценки преимущества предлагаемой конструкции сальникового уплотнения перед существующим уплотнением с цилиндрической формой набивки выполнен расчет этих двух типов уплотнений с одинаковыми основными рабочими характеристиками.

Согласно выражениям (1.1) – (1.3) значение осевых нагрузок зависит от КБД используемой сальниковой набивки. Поэтому определение основных параметров предложенной конструкции сальникового уплотнения проводили с используемыми на практике [23] типами сальниковой набивки: НГФ-С-Ф $K = 0,72$, НГФ-С $K = 0,45$ и АПС $K = 0,25$ при усредненном значении коэффициента трения для этих типов набивок $f = 0,08$.

Принятые рабочие условия: диаметр уплотняемого вала $d_0 = 50$ мм; сторона квадратного сечения набивки (стандартная) $b = 8$ мм; число колец набивки $n = 4$; давление уплотняемой среды $p = 2,0$ МПа.

В качестве примера рассмотрим расчет сальникового уплотнения с набивкой типа НГФ-С.

Из выражения (3.4.1) значение $\operatorname{tg}\alpha$ внутренней поверхности камеры сальника при $d_L = d_0 + 2b = 66$ мм равно $0,10$ и угол α равен 6° .

Удельная осевая нагрузка по высоте набивки будет неизменная и равная рабочему давлению уплотняемой среды $p = 2$ МПа. По высоте набивки будет постоянная и радиальная удельная нагрузка $q_r = q_z K$, $q_r = 2 \cdot 0,45 = 0,9$ МПа.

Сила трения в сопряжении набивки и уплотняемого вала

$$T = \pi d_0 L K p f. \quad (3.5)$$

По выражению (3.5) $T = 362$ Н.

Сила затяжки крепежных резьбовых элементов при сборке соединения

$$Q_3 = \pi(D_0^2 - d_0^2)p/4. \quad (3.6)$$

Из выражения (3.4) определяем $D_0 = 74$ мм и по выражению (3.6) находим $Q_3 = 4600$ Н.

Аналогичные расчеты были выполнены при тех же геометрических параметрах уплотнения и для набивок НГФ-С-Ф и АПС. Результаты проведенных расчетов представлены в табл. 3.1.

Для сравнения и оценки преимущества предлагаемого сальникового уплотнения с трапецеидальной формой набивки был проведен расчет существующего сальникового уплотнения с цилиндрической формой набивки при тех же условиях эксплуатации и для тех же типов сальниковых набивок.

По выражению (1.2) определяли удельную нагрузку на набивку, создаваемую при сборке соединения.

Учитывая принятый линейный характер изменения осевой удельной нагрузки по высоте сальниковой набивки, принимали ее среднее значение

$$q_{cp} = (p + \sigma_0)/2.$$

Среднее значение радиальной удельной нагрузки по высоте сальника

$$q_r = Kq_{cp}.$$

Используя выражение (3.5), определяли силу трения в зоне сопряжения набивки и уплотняемой детали

$$T = \pi d_0 HK q_{cp} f.$$

Таблица 3.1

K	$\operatorname{tg}\alpha$	α°	T , Н	Q_3 , Н	q_r , МПа	D_0 , мм
0,25	0,075	3,5	201	3750	0,5	69,8
0,45	0,10	6,0	362	4600	0,9	74,2
0,72	0,18	10,5	579	5800	1,44	80,4

Таблица 3.2

K	σ_0 , МПа	q_{cp} , МПа	q_r , МПа	T , Н	Q_3 , Н
0,25	2,35	2,175	0,84	218	3424
0,45	2,67	2,335	1,05	422	3890
0,72	3,17	2,58	1,858	747	4619

Сила затяжки крепежных резьбовых элементов при сборке соединения

$$Q_3 = \pi(d^2 - d_0^2)\sigma_0/4.$$

В таблице 3.2 представлены значения рассчитанных параметров сальникового уплотнения с цилиндрической формой набивки в зависимости от величины коэффициента бокового давления набивки K .

Проведенные расчеты показали, что значения расчетных параметров сальниковых уплотнений зависят, в основном, от величины коэффициента бокового давления K , т.е. от физико-механических свойств используемой набивки. С увеличением K значения этих параметров растут. Так, при увеличении коэффициента бокового давления от 0,25 до 0,72 значение силы трения в зоне контакта набивки трапецеидального сечения и уплотняемой детали увеличивается в 2,9 раза, а для набивки цилиндрического сечения в 3,4 раза.

Сравнительный анализ двух рассматриваемых конструкций сальникового уплотнения с мягкой набивкой выявил определенные преимущества уплотнения с трапецеидальным сечением набивки (первый вариант) по сравнению с уплотнением с цилиндрическим сечением (второй вариант). В первом варианте осевая и радиальная удельные нагрузки, установленные из условия герметичности соединения, имеют минимальные значения и равномерно распределены по длине набивки. Во втором варианте отношение удельной нагрузки, создаваемой при сборке соединения нажимной втулкой, к удельной нагрузке на замыкающее уплотняющее кольцо, определяемое по условию герметичности соединения, меняется в зависимости от значения K от 1,17 до 1,58. В аналогичных пропорциях меняется по длине набивки и сила трения в зоне контакта набивки и уплотняемой детали.

Неравномерное распределение осевой силы по длине сальника и является причиной увеличения сил трения в зоне сопряжения набивки

и уплотняемой детали и увеличения износа трущихся поверхностей набивки и уплотняемого элемента. Так, в принятом интервале значений K отношение сил трения во втором варианте к силе трения первого варианта изменяется в пределах $1,1 \dots 1,3$. В таких же пределах будет меняться и интенсивность износа набивки, и потери мощности на трение в сальниковом уплотнении.

Увеличение силы затяжки резьбовых крепежных элементов сальникового уплотнения от значения коэффициента бокового давления набивки более интенсивно для первого варианта (см. табл. 3.1 и 3.2). Это связано с увеличением площади контакта слоя набивки с нажимной втулкой.

Превышение силы затяжки для первого варианта над силой затяжки крепежных резьбовых элементов второго варианта для рассматриваемого примера в зависимости от значения K меняется в пределах $1,1 \dots 1,4$. Однако это существенно не влияет на металлоемкость предлагаемой конструкции. Незначительным недостатком конструкции сальникового уплотнения, представленного на рис. 3.1, является наличие цилиндрического участка расточки камеры сальника, выполненного над ее коническим участком.

Эта цилиндрическая часть набивки, находящаяся в цилиндрическом участке сальниковой камеры, необходима для обеспечения возможности догрузки набивки при ее износе за счет дополнительной подтяжки резьбовых элементов. Но по ее высоте нарушается установленное равномерное распределение осевой удельной нагрузки.

Для устранения этого недостатка конструкции между торцом нажимной втулки 3 (рис. 3.1) и верхним слоем сальниковой набивки 2 устанавливают упорный кольцевой элемент, состоящий из отдельных сегментов (рис. 3.2). Наружная поверхность сегмента выполнена конической с углом конуса α , внутренняя поверхность соответствует цилиндрической форме уплотняемого элемента.

В нижней части сегмента выполнен клиновидный выступ, ширина которого b превышает ширину зазора b_0 между сегментами в исходном состоянии после сборки уплотнения (рис. 3.2). При четном числе сегментов подобный выступ может быть выполнен с двух сторон каждого второго сегмента. В этом случае половина сегментов будет без выступов.

Упорный кольцевой элемент, состоящий из отдельных сегментов, представлен дополнительно к рис. 3.1.

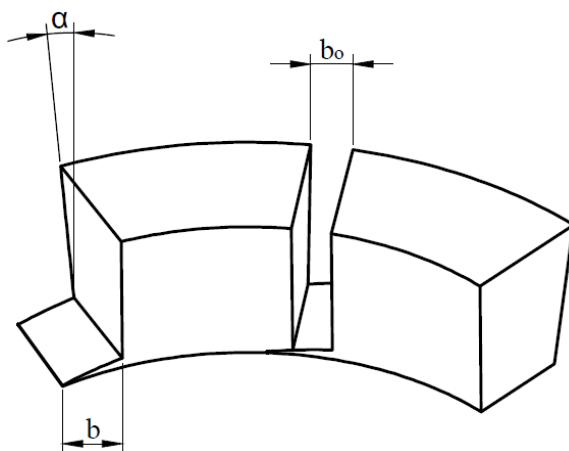


Рис. 3.2. Упорный кольцевой элемент, состоящий из отдельных сегментов

При сборке уплотнения кольцевые выступы снизу перекрывают зазоры между сегментами, исключая возможность проникновения в них материала сжимаемой набивки. От величины исходного зазора между сегментами зависит ресурс работы сальникового уплотнения до замены набивки или восполнения ее изношенного объема.

Осевое возможное перемещение I_z нажимного фланца 3 (см. рис. 3.1) за счет исходных зазоров между сегментами можно определить по выражению

$$I_z = 0,5\pi n b_0 \operatorname{ctg} \alpha,$$

где n – количество сегментов в кольцевом элементе.

В заключении можно отметить, что это сальниковое уплотнение с мягкой набивкой трапецидальной формы при незначительном усложнении его конструкции имеет определенные преимущества перед широко применяемым в настоящее время уплотнением с цилиндрической формой набивки.

3.2. РАЗМЕЩЕНИЕ НАЖИМНОЙ ВТУЛКИ С ВНУТРЕННЕЙ СТОРОНЫ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

При размещении нажимной втулки 3 с внешней стороны сальниковой набивки (рис. 1.1), последний слой набивки, контактирующий с нажимной втулкой, нагружен максимальной силой как осевой, так и ради-

альной. В этом случае Q_0 на последнем слое набивки превышает требуемую по условию обеспечения герметичности соединения силу Q_T на первом слое набивки. Здесь $Q_T = \pi D_{cp} b p$. Для снижения нагрузки на набивку было предложено [7] сальниковое уплотнение, в котором нажимная втулка размещена с внутренней стороны сальниковой набивки. В этой конструкции осевая сила, созданная затяжкой резьбовых крепежных элементов (как считают авторы статьи), необходима только для обеспечения условий герметичности соединения, т.е.

$$Q_3 = \pi D_{cp} b p.$$

Нагрузка на последний слой набивки

$$Q_L = Q_3 \exp(-2KfL/b). \quad (3.7)$$

Суммарная нагрузка на набивку (при прочих равных условиях) будет в $\exp(2KfL/b)$ раз меньше, чем при существующем в настоящее время размещении нажимной втулки с внешней стороны сальниковой набивки. Здесь авторы статьи [7] не учитывают возникающий в такой конструкции сальника эффект самоуплотнения.

Анализ результатов экспериментально проведенных исследований [7] показал, что при прочих равных условиях момент трения набивки с внутренним размещением нажимной втулки в два раза меньше, чем в сальниковом узле с внешним ее размещением. При этом и температура нагрева сальника в рабочих условиях за счет снижения момента трения уменьшается в 1,7 раза.

Размещение нажимной втулки с внутренней стороны сальниковой набивки представляется более эффективным, чем с внешней, так как при внутреннем размещении нажимной втулки давление уплотняемой среды на площадь нажимной втулки, равной площади радиального сечения набивки, создает на нее дополнительную осевую нагрузку (эффект самоуплотнения). Наличие самоуплотнения приводит к снижению предварительной нагрузки на набивку при сборке соединения.

При снижении нагрузки на набивку уменьшается ее износ, что существенно для работы уплотнений подвижных соединений.

Несмотря на указанные преимущества сальникового уплотнения с внутренним размещением нажимной втулки, широкого применения эта конструкция не получила. По-видимому, сказывается установившаяся

многолетняя практика конструирования этого типа разъемного герметичного соединения, а также определенные сложности, возникающие при очередной подтяжке частично износившейся сальниковой набивки.

На рисунке 3.3 представлена конструкция сальникового уплотнения, в которой нажимная втулка установлена с внутренней стороны сальниковой набивки.

Конструкция содержит уплотняемый элемент 1 (вал или шток), мягкую сальниковую набивку 2, крышку сальника 3, нажимной фланец 4, натяжные шпильки 5, опорные втулки 6. Уплотнение отверстий выхода натяжных шпилек обеспечивают резиновые уплотнительные кольца 7. Вместо резиновых колец можно использовать колпачковые гайки. Опорными втулками 6 обеспечивается участок резьбы натяжных шпилек, необходимый для догрузки набивки в результате ее износа в процессе работы уплотнения. Стенку 8 камеры сальниковой набивки можно выполнить относительно небольшой толщины, обеспечивая ее прочность от действия радиальной нагрузки набивки, возникающей при создании в ней или осевой силы затяжкой натяжных шпилек 5 при сборке сальникового уплотнения, или от действия осевой силы самоуплотнения.

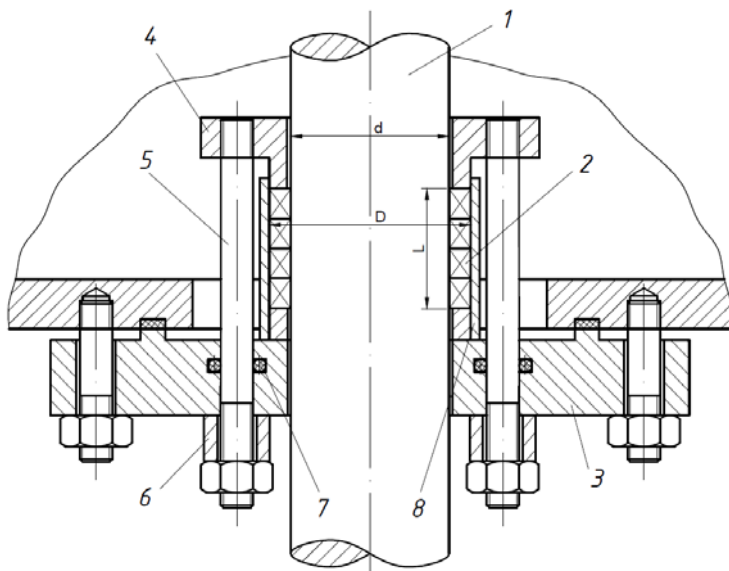


Рис. 3.3. Конструктивная схема сальникового уплотнения с нажимной втулкой, установленной с внутренней стороны сальниковой набивки

Так как камера набивки размещена в полости, заполненной рабочей средой под давлением, то это давление на внешнюю поверхность стенки создает дополнительную радиальную нагрузку на сальниковую набивку, обеспечивая радиальное самоуплотнение. Требуемую толщину стенки камеры можно рассчитать, рассматривая единичную ширину стенки как балку на упругом основании [29]. В качестве коэффициента «постели» здесь следует использовать модуль сжатия материала набивки [1].

В сальниковых уплотнениях с внешним размещением нажимной втулки в рабочих условиях одна торцевая поверхность набивки контактирует с опорным кольцом и нагружена рабочим давлением уплотняемой среды, проникшей в зону контакта поверхности опорного кольца и набивки. Другая торцевая поверхность контактирует с торцевой поверхностью нажимной втулки.

Набивку можно рассматривать как промежуточный элемент или передающий силу затяжки крепежных резьбовых элементов на опорное кольцо, или передающий на нажимную втулку силу давления уплотняемой среды, проникшей в поры набивки. Значение этой нагрузки на нажимную втулку:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{з}} + (1 - \alpha)Q_{\text{г}}.$$

Здесь $Q_{\text{г}}$ – осевая сила давления рабочей среды с учетом площади пор набивки и сил трения в сопряжении набивки с уплотняемой деталью и стенкой камеры сальника

$$Q_{\text{г}} = \pi D_{\text{ср}} b p (1 - k_{\text{п}}) - K_{\text{ср}} f q_{\text{ср}} L \pi (D + d), \quad (3.8)$$

где α – коэффициент жесткости соединения:

$$\alpha = \lambda_{\text{б}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{н}}),$$

$\lambda_{\text{б}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ – коэффициенты осевой податливости соответственно крепежного узла (крепежных элементов, нажимного фланца и нажимной втулки) и сальниковой набивки; $q_{\text{ср}}$ – среднее значение осевой удельной нагрузки по высоте набивки; $K_{\text{ср}}$ – среднее между внутренней и внешней поверхностями набивки значение коэффициента бокового давления; $s_{\text{п}}$ – отношения площади пор $F_{\text{п}}$ в радиальном сечении набивки к площади самого сечения

$$s_{\text{п}} = 4F_{\text{п}} / [\pi(D^2 - d^2)]. \quad (3.9)$$

Выражение (3.8) теоретически учитывает общий случай действия давления уплотняемой среды на нажимную втулку с учетом давления рабочей среды, проникшей в объем набивки.

В работах [10, 20] авторы считают, что увеличение нагрузки на нажимную втулку возможно за счет давления уплотняемой среды, проникшей в поры набивки (эффект самоуплотнения). Однако это самоуплотнение очень незначительно и практически незаметно.

Материал сальниковой набивки – пористый. Каждый элементарный слой набивки практически находится в условиях силового равновесия от давления рабочей среды, проникшей в набивку. Поэтому можно считать, что давление уплотняемой среды, находящейся в набивке, практически не влияет на осевую нагрузку, созданную в набивке при затяжке крепежных элементов, т.е. дополнительно не уплотняет набивку. Это подтверждает и характер износа вала, уплотняемого сальниковой набивкой, и характер износа самой набивки [6]. Так, повышенный износ набивки после 70 часов работы наблюдали у нажимной втулки (5%) и у упорной втулки (2%). На среднем участке набивки (более 50% ее общей длины) износ был минимальный (менее 1%) при относительно равномерном его распределении по длине набивки. Подобный характер износа наблюдали и у вала. Увеличение износа на концевом участке набивки у нажимной втулки связано с характером распределения осевой силы, созданной в набивке при сборке сальникового уплотнения (см. выражение 1.1). Некоторое увеличение износа у упорной втулки происходит за счет наличия в уплотняемой среде твердых абразивных примесей, которые задерживаются первыми слоями набивки.

Значение $s_{\text{п}}$ можно определить по выражению (3.9). Площадь пор $F_{\text{п}}$ в сечении набивки определяли, используя результаты исследований проницаемости сальниковых набивок [2].

Согласно выражению Дарси [14] проницаемость пористого материала

$$k_{\text{п}} = W_{\mu}L / (\pi D_{\text{ср}} b p).$$

Здесь μ – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды.

Размерность $k_{\text{п}}$ – длина в квадрате. С увеличением нагрузки на набивку проницаемость набивки (ее пористость) уменьшается. Считают [6], что $k_{\text{п}}$ является грубой мерой среднеквадратичного значения диаметра

пор в сечении пористого тела (в данном случае – в сальниковой набивке). Следовательно, по известным данным по проницаемости сальниковых набивок можно оценить площадь сечения пор в сечениях набивки.

На основании проведенных исследований [2] проницаемости сальниковых набивок было получено уравнение, связывающее коэффициент проницаемости (среднеквадратичное значение диаметра пор в сечении набивки) и удельную нагрузку на нее.

$$D^2 = \exp[-(a + bq_0)]. \quad (3.10)$$

Здесь q_0 – максимальная удельная нагрузка на торец набивки.

В работе [2] рассматривали три типа набивки: Н 1200 – плетеная из нитей графитовой фольги, армированная хлопчатобумажной нитью; Н 1201 – плетеная из нитей графитовой фольги, армированная стеклонитью и пропитанная фторопластовой суспензией; Н 5001 – плетеная из армидных волокон, пропитанная фторопластовой суспензией.

Для этих набивок в табл. 3.3 представлены отдельные значения параметров, вошедшие в выражение (3.10) в процентном отношении k_{Π} к условной площади сечения набивки F_{Π} , а также произведения Kf и значения F_{Π} , полученные при $q_0 = 1,2$ МПа. Эта условная площадь F_{Π} сечения пор набивки принята как площадь круга диаметром D .

Действительная площадь сечения набивки F_{Π} равна 0,001253 м² при ширине набивки 7 мм.

Таблица 3.3

Марка набивки	k_{Π}/F_{Π} , %	Kf	a	b	F_{Π} , м ²
Н 5001	40	0,042	7,1	0,193	0,00051
Н 1200	22	0,047	7,7	0,190	0,00028
Н 1201	12	0,062	8,2	0,220	0,00016

В уплотнении с внутренним размещением нажимного фланца (рис. 3.3) давление уплотняемой среды действует на поверхность нажимного фланца, создавая за счет некомпенсированной давлением площади набивки $F_n = \pi D_{cp} b$ дополнительную осевую нагрузку Q_{cy} на набивку (эффект самоуплотнения).

$$Q_{cy} = \pi D_{cp} b p. \quad (3.11)$$

Суммарная нагрузка на набивку в рабочем состоянии

$$Q_n = Q_3 + \pi D_{cp} b p (1 - \alpha) - T. \quad (3.12)$$

Здесь $\alpha = \lambda_n / (\lambda_6 + \lambda_n)$; из условия обеспечения герметичности соединения $Q_3 = \pi D_{cp} b p$; сила трения набивки:

$$T = 2 K_{cp} f q_{cp} L \pi D_{cp}.$$

Подставив значения Q_3 и T в выражение (3.12), получим выражение для оценки влияния силы самоуплотнения на нагрузку на набивку и крепежные шпильки в рабочем состоянии.

$$Q_n = \pi D_{cp} \{ b p 2 \alpha - 2 K_{cp} f q_{cp} L \}.$$

В качестве примера рассмотрим расчет сальникового уплотнения с внутренним размещением нажимной втулки, в котором в качестве набивки взят материал типа Н 1200.

Силу самоуплотнения на первый от нажимной втулки слой набивки без учета сил трения при деформации этого слоя набивки, определяем по выражению (3.11). При $p = 0,8$ МПа, $b = 0,007$ м, D и d соответственно 0,064 и 0,05 м получим

$$Q_{cy} = \pi \cdot 0,057 \cdot 0,007 \cdot 0,8 = 10^{-3}, \text{ МН.}$$

Сила трения этого слоя набивки о замыкающие его боковые поверхности:

$$T = 2 K_{cp} f q_{cp} z \pi D_{cp}.$$

При $K_{cp} f = 0,047$; $q_{cp} = 0,55$ МПа; $z = 0,007$ м; $D_{cp} = 0,057$ м; $T = 0,2 \cdot 10^{-4}$ МН получим суммарную силу самоуплотнения на первый от нажимной втулки слой набивки

$$Q_{\text{сус}} = 0,79 \cdot 10^{-3}, \text{ МН.}$$

Удельная нагрузка на этот слой набивки от самоуплотнения

$$q_{\text{сус}} = 0,79 \cdot 10^{-3} / 1,253 \cdot 10^{-3} = 0,77, \text{ МПа.}$$

Требуемая сила затяжки крепежных шпилек

$$Q_3 = F_{\text{н}} q = 0,001253 \cdot 1,2 = 0,0015, \text{ МН.}$$

Для создания Q_3 применяем две шпильки. Необходимый внутренний диаметр резьбы шпильки

$$d_{\text{вн}} = (2Q_3 / \{\pi[\sigma]\})^{0,5}.$$

При допуске значении напряжения $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ получили

$$d_{\text{вн}} = 2,5 \text{ мм. Принимаем шпильки М12} \times 2.$$

Суммарную нагрузку на набивку в рабочем состоянии определяют с учетом коэффициента жесткости соединения α .

$$\alpha = \lambda_{\text{н}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{н}}); \quad (3.13)$$

$$\lambda_{\text{н}} = L / (F_{\text{н}} E_{\text{н}}). \quad (3.14)$$

Значение модуля сжатия набивки из материала типа Н 1200 $E_{\text{н}}$ рассчитали по экспериментально полученной для данного материала зависимости [25] $q = f(\varepsilon)$, используя рекомендации нормативных документов по определению модуля упругости пластмасс [ГОСТ 9550]. В результате получили $E_{\text{н}} = 1,75 \cdot 10^8 \text{ Па}$.

При $L = 28 \text{ мм}$ (4 кольца толщиной 7 мм) и $E_{\text{н}} = 1253 \text{ мм}^2$ по выражению (3.14) $\lambda_{\text{н}} = 12,7 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н}$.

Податливость шпилек

$$\lambda_{\text{б}} = 4(2E\pi)^{-1} \left[(1 + 0,66d_{\text{в}}) / d_{\text{в}}^2 + h / (D_{\text{в}}^2 - d_{\text{в}}^2) \right].$$

Здесь $D_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$ и h – соответственно наружный, внутренний диаметры опорных втулок и их высота.

При $D_{\text{в}} = 18 \text{ мм}$, $d_{\text{в}} = 10 \text{ мм}$ и $h = 20 \text{ мм}$

$$\lambda_{\text{б}} = 0,283 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н.}$$

Коэффициент жесткости соединения (выражение 3.13)

$$\alpha = 12,7 / (12,7 + 0,283) = 0,978.$$

Проведем сравнение силовых параметров соединений с внутренним и внешним размещением нажимного кольца.

Условие внутреннего размещения нажимного кольца. Нагрузка на сопряжение торца внешнего кольца набивки и упорного выступа (выражение 3.7). При $Kf = 0,047$, $L = 0,028$ м, $b = 0,007$ м и $q_3 = 1,12$ МПа $q_0 = 0,884$ МПа.

Средняя удельная осевая нагрузка на набивку

$$q_{cp} = 0,5(q_3 + q_0) = 1,002 \text{ МПа.}$$

Средняя удельная радиальная нагрузка

$$q_r = q_{cp}K.$$

При $f = 0,08$, $K = 0,58$ и $q_r = 0,581$ МПа.

Сила трения набивки при сборке соединения

$$T = 2K_{cp}f q_{cp} L \pi D_{cp}. \quad (3.15)$$

$D_{cp} = 0,5 (D + d)$. При $D = 0,064$ м и $d = 0,05$ м $D_{cp} = 0,057$ м.

При $K_{cp}f = 0,047$, $q_{cp} = 1,012$ МПа, $L = 0,028$ м и $D_{cp} = 0,057$ м, $T = 0,154 \cdot 10^{-3}$ МН.

По выражению (3.12) определяем суммарную нагрузку на набивку в рабочем состоянии.

При $Q_3 = 0,0015$ МН, $D_{cp} = 0,057$ м, $b = 0,007$ м, $p = 0,8$ МПа, $\alpha = 0,978$, $F_{II} = 0,00028 \text{ м}^2$ и $T = 0,154 \cdot 10^{-3}$ МН, $Q_{II} = 0,00155$ МН.

Здесь $\alpha = \lambda_n / (\lambda_6 + \lambda_n)$; $F_{II} = s_{II} \pi D_{cp} b$; из условия обеспечения герметичности соединения $Q_3 = \pi D_{cp} b p$; сила трения набивки

$$T = 2K_{cp}f q_{cp} L \pi D_{cp}.$$

Условие внешнего размещения нажимного кольца. Нагрузка на сопряжение торца внешнего кольца набивки и нажимной втулки определяется по выражению (3.7). При $Kf = 0,047$, $L = 0,028$ м, $b = 0,007$ м и $q_3 = 1,2$ МПа $q_0 = 1,748$ МПа.

Средняя удельная осевая нагрузка на набивку

$$q_{cp} = 0,5(q_3 + q_0) = 1,474 \text{ МПа.}$$

Средняя удельная радиальная нагрузка

$$q_r = q_{cp}K.$$

При $f = 0,08$, $K = 0,58$, $q_r = 0,955 \text{ МПа}$.

Сила трения набивки при сборке соединения (выражение 3.15):

В случае $D_{cp} = 0,5(D + d)$. При $D = 0,064 \text{ м}$ и $d = 0,05 \text{ м}$ $D_{cp} = 0,057 \text{ м}$.

При $K_{cp}f = 0,047$, $q_{cp} = 1,012 \text{ МПа}$, $L = 0,028 \text{ м}$ и $D_{cp} = 0,057 \text{ м}$.

Сила трения набивки: $T = 0,694 \cdot 10^{-3} \text{ МН}$.

Суммарная нагрузка Q_n на набивку в рабочем состоянии $Q_n = 0,00225 \text{ МН}$.

В таблице 3.4 представлены результаты для сравнения основных расчетных параметров сальникового уплотнения с внутренним и внешним размещением нажимной втулки.

Сравнение результатов силового анализа данных, представленных в табл. 3.4, и результатов сравнения, полученных при экспериментальных исследованиях сальниковых уплотнений с внутренним и внешним размещением нажимного фланца в процессе их работы [7], доказывают существенное преимущество конструкции сальникового уплотнения с внутренним

Таблица 3.4

Параметр	С внутренним размещением	С внешним размещением
Удельная осевая нагрузка самоуплотнения, МПа	0,607	
Предварительное нагружение, МН	0,0015	0,00219
Удельная нагрузка на опорный выступ, МПа	0,884	1,748
Средняя осевая удельная нагрузка, МПа	1,002	1,474
Средняя удельная радиальная нагрузка, МПа	0,581	0,955
Сила трения, МН	$0,154 \cdot 10^{-3}$	$0,694 \cdot 10^{-3}$
Суммарная осевая нагрузка, МН	0,00155	0,00225

размещением нажимного фланца по сравнению с конструкцией с внешним размещением. В конструкции сальникового уплотнения с внутренним размещением возникает дополнительная осевая нагрузка на набивку за счет самоуплотнения.

При правильной оценке силы предварительной нагрузки крепежных элементов наличие самоуплотнения существенно снижает суммарные осевую и радиальную нагрузки на набивку и уменьшают силы трения и износ набивки в рабочих условиях. Это, при прочих равных условиях, приводит к снижению энергозатрат на работу объекта, снабженного сальниковым уплотнением с внутренним размещением нажимной втулки, снижению нагрузки на отдельные элементы соединения и, как следствие, к снижению материалоемкости самого соединения.

3.3. САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ С УПРУГИМИ ЗАМЫКАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Для выравнивания радиальной нагрузки на набивку сальникового узла предложено [36] использовать гибкую втулку с продольными прорезями, охватывающую набивку (см. рис. 3.4).

Эта конструкция содержит гибкую втулку 1 с продольными прорезями, которая является сальниковой коробкой; мягкую сальниковую набивку 2; уплотняемый элемент (вал или шток) 3; нажимной фланец 4 с крепежными резьбовыми элементами (последние не показаны).

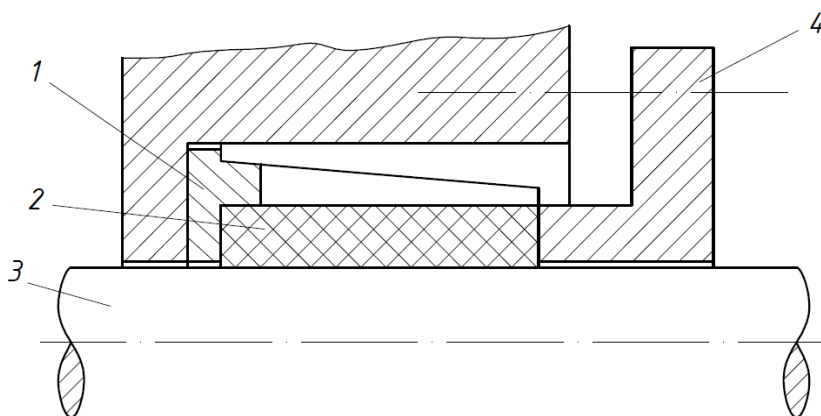


Рис. 3.4. Конструктивная схема сальникового уплотнения с гибкой втулкой с продольными прорезями, охватывающей набивку

Лепестки втулки 1, образованные прорезями, при увеличении радиальной нагрузки на набивку 2 в процессе ее осевого нагружения упруго отгибаются, уменьшая величину этой нагрузки. Это обеспечивает более равномерное распределения радиальной нагрузки по длине набивки.

В результате аналитического исследования получено выражение для определения мощности, затрачиваемой на преодоление трения в сальниковом уплотнении с податливой коробкой

$$N = 0,5KfpL\omega pd^2.$$

Согласно энергетической теории надежности фрикционных устройств [34] срок службы их обратно пропорционален мощности, теряемой на трение. Расчеты и проведенные эксперименты показали, что выравнивание радиальной нагрузки по длине сальниковой набивки при сборке соединения или подтяжке сальника увеличивает ее ресурс в среднем на 65%.

При всех изложенных в статье достоинствах этого сальникового узла его конструкция имеет отдельные, но существенные недостатки. Так, лепестки сальниковой коробки должны деформироваться только упруго; необходимы дополнительные уплотнительные узлы, что повышает сложность конструкции и снижает надежность ее работы; при износе набивки нагрузка на нее уменьшается, так как снижается изгибное напряжение в лепестках гибкой сальниковой коробки.

Для обеспечения саморегулирования радиальной нагрузки на сальниковую набивку в процессе эксплуатации предложена конструкция саморегулируемого сальникового уплотнения [18], представленная на рис. 3.5.

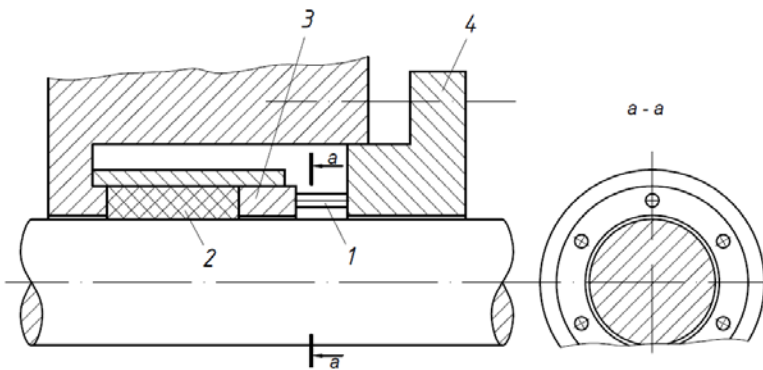


Рис. 3.5. Конструктивная схема саморегулируемого сальникового уплотнения

Это сальниковое уплотнение содержит узел со стержнями 1, изогнутыми или установленными под определенным углом к оси сальниковой набивки 2, размещенный между нажимным фланцем 4 и упорным кольцом 3, контактирующим с торцом сальниковой набивки 2.

Регулирование осуществляется за счет изменения длины набивки (осевой нагрузки) при изменении действующего на нее момента трения.

Длина набивки при изменении величины момента, действующего на набивку, изменяется за счет изменения длины стержней 1. При увеличении момента стержни упруго изгибаются, и длина набивки увеличивается (осевая нагрузка уменьшается). При уменьшении момента длина изогнутых стержней увеличивается (длина набивки уменьшается) и осевая нагрузка увеличивается.

Для обеих этих конструкций сальникового уплотнения с мягкой набивкой был выполнен анализ их работы и получены основные расчетные уравнения [18]. Проверка этих уравнений проводилась на специально созданных экспериментальных установках.

Согласно представленным [18] данным эффективность этих уплотнений существенно превышает эффективность классических сальниковых уплотнений. Эти конструкции были приняты в производство и применялись для насосов Сумским заводом им. Фрунзе, правда, в ограниченном количестве (14...20 шт. в год). Несмотря на явные достоинства этих типов сальниковых уплотнений, из-за сложности конструкции, повышенных требований к технологии изготовления и сборки они не получили широкого применения.

Глава 4. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА РАБОТУ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

Одним из показателей надежности работы сальникового уплотнения является термостойкость материала набивки. Увеличение протечки уплотняемой среды при повышенных температурах происходит, в основном, вследствие увеличения пористости набивки из-за выгорания отдельных ее составляющих. Это относится к набивкам, содержащим легковыгорающие компоненты (хлопок, очесы и т.п.).

Для оценки термостойкости материала набивки были проведены специальные исследования [38]. Материал с фиксированной массой прогревали при заданной температуре (100...700 °С) в муфельной печи определенное время (4 ч) и затем взвешивали. По величине снижения массы после прогрева судили о термостойкости материала. Было исследовано 11 типов набивочного материала. Исследования показали, что наиболее термостойким из всех исследованных материалов является графит.

У сальникового уплотнения с мягкой набивкой при движении уплотняемой детали (вала или штока) в результате трения набивки о поверхность этой детали увеличивается температура уплотнительного узла на величину Δt_d . В результате температурной деформации стенки камеры сальника ее внутренний радиус увеличится на величину ΔR и радиальная нагрузка на набивку уменьшится, если значение коэффициента термической деформации материала набивки будет меньше материала стенки камеры сальника

$$\Delta R = R_2 \alpha_d \Delta t_d, \quad (4.1)$$

где α_d – коэффициент термической деформации материала стенки камеры сальника.

Это может вызвать нарушение герметичности соединения из-за уменьшения нагрузки на набивку. Для сохранения исходной нагрузки на сальниковую набивку предлагается установить между набивкой и стенкой сальниковой камеры втулку, выполненную из материала, коэффициент термического расширения которого $\alpha_b > \alpha_d$. Увеличение внешнего радиуса втулки при нагревании будет больше, чем стенки камеры. Но втулка находится в контакте со стенкой камеры, которая препятствует ее деформации. В результате в зоне их контакта возникнут равные по модулю

радиальные напряжения q : сжимающие втулку и растягивающие стенку камеры. Под действием этого напряжения внутренний радиус втулки уменьшится на величину увеличения зазора ΔR (выражение 4.1).

Используя методику расчета толстостенной оболочки [30], определим требуемое для уменьшения внутреннего радиуса втулки на величину ΔR значение удельной нагрузки q на его внешнем контуре

$$q = \frac{\Delta R E_B (\beta_B^2 - 1)}{2\beta_B^2 R_1}, \quad (4.2)$$

где E_B и β_B – соответственно модуль упругости материала втулки и коэффициент его толстостенности.

$$\beta_B = R_2 / R_1.$$

Здесь R_1 , R_2 , а также R_3 – внешние радиусы соответственно сальниковой набивки, промежуточной втулки и камеры сальника.

Деформация внешнего контура втулки под действием нагрузки q [30]

$$\Delta R_B = \frac{R_2 q}{E_B} \left(\frac{\beta_B^2 + 1}{\beta_B^2 - 1} - \mu_B \right). \quad (4.3)$$

Увеличение внешнего радиуса втулки при ее нагревании

$$\Delta R_B = R_2 \alpha_B \Delta t_B. \quad (4.4)$$

Представленные выражения получены при условии, что средняя температура промежуточной втулки и стенки камеры сальника одинаковы. Но за счет потерь тепла от внешней поверхности камеры сальника в окружающую среду средняя температура стенки камеры сальника будет меньше, чем средняя температура промежуточной втулки. Для учета этой разности температур введем коэффициент, равный отношению изменения температур при нагревании втулки Δt_B и стенки камеры Δt_d , т.е. $K_t = \Delta t_B / \Delta t_d$. С приемлемой для практических целей точностью значение K_t может быть определено по известным для рассматриваемых материалов коэффициентам теплопроводности стенки камеры сальника λ_d и промежуточной втулки λ_B и толщинам их стенок [39]

$$K_t = \lambda_B (R_2 - R_1) / [\lambda_d (R_3 - R_2)]. \quad (4.5)$$

Используя уравнения (4.1) – (4.5), получим выражение для определения или значения коэффициента толстостенности промежуточного кольца, или его материала (коэффициента термического расширения) при известной величине одной из двух указанных неизвестных.

$$\frac{\alpha_d(\beta_B^2 - 1)}{2\beta_B} \left[\frac{\beta_B^2 + 1}{\beta_B^2 - 1} - \mu_B \right] - K_t \alpha_B = 0. \quad (4.6)$$

В качестве примера рассмотрим сальник с мягкой набивкой, в котором промежуточная втулка выполнена из алюминия. При $\alpha_B = 23,7 \cdot 10^{-6}$ градус⁻¹ и $\alpha_d = 14,3 \cdot 10^{-6}$ градус⁻¹ (сталь) из выражения (4.6) при $K_t = 1$ получим $\beta_B = 1,23$. В этом случае толщина промежуточной втулки $S = R_2 - R_1 = 0,23 R_1$.

В результате расчетов методом последовательного приближения по выражениям (4.6) и (4.5) можно получить значение β_B с заданной степенью точности.

Здесь в качестве примера использован материал с относительно высоким значением коэффициента термического расширения (алюминий). В зависимости от конструкции соединения, физико-химических свойств и температуры рабочей среды могут быть использованы и другие материалы. Так, с относительно низким коэффициентом термического расширения могут быть использовано стекло и различные марки керамики, а с относительно высоким его значением – медь, свинец, фторопласт-4, терморасширенный графит и другие полимерные материалы.

Тепло, возникающее в сальниковой набивке за счет ее трения об уплотняемый элемент (вал или шток), может быть отведено уплотняемой средой в конструкции уплотнения, представленной в разделе 3.2 «Размещение нажимной втулки с внутренней стороны сальниковой набивки».

Рекомендуют [13] для уменьшения температуры нагрева сальникового уплотнения центробежных насосов обеспечить небольшую протечку уплотняемой жидкости (3 – 5 капель в мин).

Глава 5. ТРЕНИЕ В СОПРЯЖЕНИИ НАБИВКА–ПОВЕРХНОСТИ ЗАМЫКАЮЩИХ ЕЕ ДЕТАЛЕЙ (КОНТРЕЛА)

При сборке сальникового уплотнения, а также при движении уплотняемого элемента (вала или штока) в рабочих условиях происходит относительное смещение сопрягаемых поверхностей набивки и замыкающей ее детали, что приводит к возникновению силы трения, направленной против смещения. При сборке соединения относительное смещение незначительное и возникающие силы трения считают силами трения покоя. При движении уплотняемой детали возникают силы трения, отличающиеся от сил трения покоя, и называемые силами трения движения. В объеме набивки при ее деформации возникает еще и внутреннее трение.

Значение этих сил трения зависит от величины нагрузки Q_r , перпендикулярной направлению z смещения, физико-механических свойств сопрягаемых материалов, скорости смещения, чистоты обработки сопрягаемых поверхностей и других факторов, от значения которых зависит величина коэффициента трения f .

$$f = Q_t / Q_r.$$

Проблемам трения сальниковой набивки в технической литературе уделено достаточно много внимания [34]. Однако практически все опубликованные сведения в общем посвящены набивкам, содержащим в качестве основного наполнителя асбест. Применение асбеста сейчас запрещено в зарубежной практике из-за экологических проблем. Сведений об условиях трения новых материалов, используемых в настоящее время в качестве набивки для сальниковых уплотнений, пока еще не представлено в литературе в достаточном объеме.

Следует учесть, что все последние данные по трению сальниковых набивок получены на волокнистой структуре набивки. Эти данные не учитывают размеры волокон, их взаимную ориентацию, условие контакта между отдельными волокнами и другие факторы, вызванные применением плетеных из отдельных волокон композиций. Они учитывают только суммарное влияние на трение и износ применяемой в каждом конкретном случае набивки.

В некоторых процессах текстильной промышленности условие движения отдельной нити имеет существенное значение при проведении прядения или ткачества [5].

Если волокно скользит по цилиндрической поверхности, то напряжение в волокне на этой изогнутой поверхности из-за влияния сил трения возрастет и станет равным

$$T = T_0 \exp(\alpha f),$$

где T_0 – начальное натяжение нити; α – угол обхвата нитью вала; f – коэффициент трения.

В этом случае эффективный коэффициент трения системы

$$f = (T - T_0)/(T + T_0).$$

Коэффициент трения может быть определен по выражению

$$f = \mu\omega/p.$$

При угле обхвата $\alpha = 2\pi$ и $T_0 = Kfq_z$

$$T = Kfq_z \exp(6,28f).$$

В это выражение не входит значение относительной скорости движения нити. Однако отдельные исследователи указывают, что с увеличением скорости напряжение в волокне растет и при определенных значениях скорости возможно разрушение нити.

С увеличением скорости растет температура трущейся пары, что влияет и на вязкость смазки, и на механические характеристики нити.

Изменение скорости движения контртела, по которому скользит нить, так же сказывается на изменении силы трения в трущейся паре, как и изменение вязкости среды, в которой движется контртело. Таким образом, при прочих равных условиях сила трения пропорциональна произведению скорости движения тела на вязкость среды, в которой движется это тело.

Подвижные соединения конечностей и позвоночника животных и человека представляют собой эффективные механизмы с очень низким значением силы трения. По экспериментальным данным коэффициент трения в этих сочленениях не превышает $f = 0,05$.

Причиной такого низкого трения является не свойство окружающей сустав «суставной» жидкости, а количество этой жидкости, выдавливаемой из пор хрящевидной прослойки, покрывающей тонким слоем сопрягаемые костные элементы. Так, исследования показали, что эта жидкость,

используемая как смазка между трущимися стальными поверхностями, приводит к довольно высокому (до $f = 0,2$) значению коэффициента трения.

Исследования показали, что в зависимости от величины нагрузки на хрящевидные прослойки из пор этих прослоек выдавливается определенное количество жидкости. Толщина жидкостного слоя при этом была не более чем 10^{-3} см. Таким образом, сустав работает как гидростатический подшипник скольжения, в котором толщина смазочной прослойки зависит от нагрузки на трущиеся поверхности. Этот механизм изменения коэффициента трения представляет интерес не только с физиологической, но и с технической инженерной точки зрения.

Все указанные в источниках информации виды трения характеризуются соответствующим значением коэффициента трения. Значения этих коэффициентов определяют экспериментально.

Оценка коэффициента внешнего трения отдельных видов сальниковых набивок, основой которых является терморасширенный графит, о замыкающие стальные поверхности проводилась [25] на установке, содержащей гидравлический пресс, между нагружающими поверхностями которого устанавливался стальной ползун, обернутый слоем исследуемой набивки. Ползун нагружался гидропрессом определенной осевой силой и вытягивался винтом. Усилие вытяжки определяли по показаниям динамометра, соединенного с ползуном. Отношение нагрузки вытяжки к осевой силе, создаваемой гидропрессом, и есть коэффициент трения набивки о стальные замыкающие поверхности. Так как скорость перемещения ползуна была относительно небольшой ($0,2 \dots 0,3$ см/с), полученные значения коэффициентов трения можно считать как значения коэффициентов трения покоя. Применение этих коэффициентов приемлемо при расчете статических условий работы сальникового уплотнения. В таблице 5.1 представлены отдельные типы исследованных набивок и среднеинтегральные значения полученных для них коэффициентов трения покоя и коэффициентов бокового давления.

Проводили также исследования по определению коэффициента трения покоя по моменту, сдвигающему вал до начала его вращения. Полученные результаты практически не отличаются от результатов, представленных в табл. 5.1.

В справочнике [33] даны значения коэффициентов трения в зависимости от температуры для отдельных типов набивок, используемых в трубопроводной арматуре. Эти значения представлены в табл. 5.2.

Таблица 5.1

Тип набивки	Коэффициент трения покоя	Коэффициент бокового давления
НГФ-С-ПФ	0,092	0,924
НГФ-С	0,107	0,45
НБ 001 НА ПФ	0,095	0,51
НГФ-С-Ф	0,074	0,072
НГФ-ХБ	0,112	0,098

Таблица 5.2

Тип набивки	15... 25 °С	25... 50 °С	50... 70 °С	75... 100 °С	100... 150 °С	150... 200 °С	200... 250 °С
Фторопласт-4	0,10	0,09	0,07	0,05	0,05	0,04	0,04
ФУМ	0,20	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
АГ	0,30	0,24	0,20	0,18	0,16	0,15	0,15
АФТ	0,40	0,34	0,28	0,24	0,20	0,18	0,18
АФ-1	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09	0,07

Для отдельных типов набивок определяли [3] значение коэффициента их внутреннего трения. Для определения этого коэффициента использовали побочные данные, полученные при оценке проницаемости сальниковых набивок и условия возникновения предварительного смещения (реверса сил трения) [16, 27]. Исследования проводили при удельных нагрузках на набивку от 13 до 26 МПа и высоте слоя набивки от 11 до 19,5 мм.

Особенностью работы соединений, у которых в процессе эксплуатации меняется направление движения нагруженного элемента, является возникновение предварительного смещения [8] или реверса сил трения [27, 3]. Предварительное смещение заключается в том, что приложенная сила уравнивается силой трения покоя, и тело не движется до определенной нагрузки, не превышающей силы трения. И только после приложения нагрузки, превышающей силу трения, тело начнет двигаться в обратном направлении.

Проведенные исследования показали, что значения коэффициентов внутреннего трения исследованных набивок увеличиваются с увеличением удельной осевой нагрузки на набивку и уменьшаются с увеличением ее высоты. Такой характер изменения величины коэффициента внутреннего трения объясняется изменением плотности набивки. С увеличением удельной осевой нагрузки плотность набивки увеличивается. С увеличением высоты набивки согласно выражению (1.1) удельная нагрузка за счет сил трения по внешнему контуру уменьшается. Поэтому значение коэффициента внутреннего трения сальниковой набивки зависит от высоты (длины) набивки и имеет размерность (мм^{-1}).

В таблице 5.3 представлены средние интегральные значения коэффициентов внутреннего трения исследованных набивок, их высоты и усредненные значения удельных осевых нагрузок на набивки.

На основании результатов исследований, проведенных на сальниковых набивках типа АГ-1 и АГ-50, были сделаны [10] определенные выводы.

Так, если удельная осевая нагрузка на набивку, созданная силой затяжки крепежных элементов, существенно превышает давление уплотняемой среды, то трение набивки в зоне контакта набивки и уплотняемой детали можно считать сухим (при уплотнении жидких сред). По мере увеличения давления уплотняемой среды (или износа сальниковой набивки) между уплотняемой деталью и набивкой образуется прослойка жидкости. Трение становится полужидкостным или чисто жидкостным. Условие изменения вида трения не зависит от физико-механических свойств уплотняемой среды (газ, пар или жидкость), но значение силы трения для уплотняемых сред различно. Для газа (азот) сила трения больше, чем для жидкости (воды) в 2,5 – 3,0 раза. Для пара и воды сила трения практически одинакова.

Таблица 5.3

Набивка	$f_{в.т.}, \text{мм}^{-1}$	$q, \text{МПа}$	$h, \text{мм}$
Н1100	0,019	25,8	16,0
Н1201	0,043	17,0	13,2
Н5001	0,034	19,3	15,7

Установлено, что для исследуемых набивок (АК-1 и АК-50) сила трения покоя превышает силу трения движения от 5 до 25%, причем большие значения превышения соответствуют большим значениям силы трения при движении. Если принять линейную зависимость увеличения силы трения покоя y от силы трения движения x

$$y = kx,$$

то значение углового коэффициента k можно представить как

$$k = 0,2(x_2 - x_1)^{-1},$$

где x_2 и x_1 – конечное и начальное значение сил трения движения.

Для сальниковых набивок, имеющих в своем составе волокна, выполненные из терморасширенного графита, экспериментально определяли коэффициент трения f , значения которого и типы исследованных набивок представлены в табл. 5.4.

Представленные в табл. 5.4 значения коэффициентов трения можно считать как коэффициенты трения покоя, так как они получены при относительно малой скорости смещения набивки по стальной замыкающей поверхности.

Результаты, представленные в таблице 5.4, получены при значениях осевой удельной нагрузки q_z в интервале 5...27 МПа, длине набивки 7...42 мм (при использовании набивки квадратного сечения 7×7) и количестве повторных нагружений от 2 до 6.

Результаты первого нагружения не учитывались ввиду значительно расхождения получаемых данных при первом и последующих нагружениях. При последующих нагружениях, вне зависимости от их числа, соблюдается относительная стабильность получаемых результатов. Этим подтверждается ценность практической рекомендации о необходимости предварительного обжатия сальниковых набивок.

Таблица 5.4

Тип набивки	НГФ-С-ПФ	НГФ-С	НГФ-С-Ф	НГФ-ХБ
f	0,012	0,108	0,012	0,010

Учитывая некоторый разброс полученных результатов экспериментов, в табл. 5.4 представлены среднеинтегральные значения коэффициента трения f .

Значение коэффициента трения покоя зависит от нагрузки и времени выдержки сопрягаемой пары под нагрузкой. Так, для пары трения плексиглас–сталь 45 при времени выдержки одна секунда под нагрузкой 30 Н сила трения покоя стала 15 Н. При той же выдержке одна секунда и нагрузке 50 Н сила трения покоя стала 18 Н, а при нагрузке 100 Н сила трения покоя стала 27 Н. Через 2,5 секунды выдержки образцов при тех же нормальных нагрузках 30, 50 и 100 Н сила трения покоя стала соответственно 17,5, 25 и 40 Н.

В книге [16] представлены значения коэффициентов трения для отдельных материалов сальниковых набивок. Так, для пеньки или хлопчатобумажного волокна, пропитанного горячим салом, коэффициент трения $f = 0,06 \dots 0,11$; для мягкой кожи $f = 0,03 \dots 0,97$; твердой кожи $f = 0,1 \dots 0,13$.

В работе [5] изложены результаты исследований по трению и деформации некоторых полимерных материалов. Отдельные результаты этих исследований представлены в табл. 5.5.

В работе [40] представлены значения коэффициентов трения f от удельного давления для некоторых пластмасс по полированной стали (без смазки) при скорости $V = 0,3$ м/с. (табл. 5.6).

Таблица 5.5

Полимер	f	Предел текучести, МПа	Прочность на срез, МПа
Полиметил	0,4...0,5	–	–
Нейлон 66	0,3	10	6
Полиэтилен	0,6...0,8	2	1,4
Фторпласт-4	0,05...0,1	2	2
Полистирен	0,4...0,5	20	4
Поливинилхлорид	0,4...0,5	15	5

Таблица 5.6

Тип пластмассы	$3 \cdot 10^4$, Па	$13 \cdot 10^4$, Па	$32 \cdot 10^4$, Па
П-68	–	0,155	0,145
П-68Г	0,099	0,081	0,081
ЛК-7	0,118	0,158	0,135
Капрон	0,074	0,127	0,140
Фторопласт-4	0,074	0,174	0,185
Текстолит-1	0,137	0,189	0,205

В отдельных источниках информации представлены сведения о сальниковых уплотнениях, выполненных из пеньковой набивки и работающих в тяжелых условиях эксплуатации (например, углесосы, транспортирующие угольную пыль). Они работают при давлении уплотняемой среды до 16 МПа, при скорости скольжения до $v = 12$ м/с и температуре до 100 °С. Срок службы этих набивок не превышает 22 ч.

Пеньковая набивка АГ-1 рассчитана на эксплуатацию при давлении уплотняемой среды до 20 МПа, температуре до 250 °С при малых скоростях вращения. Срок службы этих набивок до 10 ч.

Из зарубежных набивок для этих условий работы известна, например, набивка английской фирмы «Ronald Trist», выполненная из пеньки, но пропитанная определенными маслами. Продолжительность работы этих уплотнений – 200 – 250 ч.

Большое внимание в книге Ф. Л. Юдицкого [40] уделено графиту. Так, изменение коэффициента трения при сухом контакте пары металл–графит в зависимости от нагрузки описывается обобщенным законом трения [16]

$$f = \beta + \alpha F_{\phi} / q,$$

где α и β – константы для данной пары трения, зависящие от физико-механических свойств трущихся тел; F_{ϕ} – фактическая площадь контакта.

Установлено, что по мере приработки и образования на поверхности движущейся детали графитовой пленки коэффициент трения значительно

уменьшается по сравнению с первоначальным его значением. Так, при трении графита АУГ-3 по стали 1Х13 начальное значение коэффициента трения было 0,13...0,14, а после длительной приработки снизилось до 0,04...0,05. В процессе приработки при перегрузках возможно возрастание коэффициента трения до $f = 0,1 \dots 0,2$.

При полужидкостном трении $f = 0,01 \dots 0,03$. Однако не все графитовые материалы хорошо работают в этом режиме трения. Со смазкой хорошо работают графитовые материалы с металлическими наполнителями (бронзой, баббитом). В этом случае с повышением удельной нагрузки коэффициент трения уменьшается. При неизменной нагрузке с повышением скорости движения существенно уменьшается коэффициент трения.

В осушенных газах и в вакууме значение коэффициента трения повышается. При определенных удельных нагрузках, например, в паре трения графитового материала АГ-1500 и стали 1Х18 Н9 при $q_z = 1,0$ МПа (при содержании влаги $0,01$ г/м³) увеличиваются и коэффициент трения до $f = 0,5$ и износ материала.

Глава 6. РЕСУРС РАБОТЫ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

Материал сальниковой набивки значительно мягче материала замыкающей ее поверхности уплотняемой движущейся детали (вала или штока). Поэтому вследствие силового контакта неподвижной набивки с поверхностью этого движущегося элемента возникает сила трения, которая приводит к износу, в основном, набивки. Уменьшение объема набивки в камере сальника из-за выноса ее материала при износе приводит к снижению нагрузки на набивку и увеличению протечки уплотняемой среды.

Показано [40], что при отсутствии движения штока или поршня величина протечки в 1,2 – 1,5 больше, чем при его движении. Это можно объяснить несовпадением направлений части движения уплотняемой детали и протечки уплотняемой среды. При вращательном движении вала значения протечек можно считать одинаковыми как при вращении вала, так и при его неподвижном состоянии.

Для снижения величины протечки, вызванной износом сальниковой набивки, периодически подтягивают гайки резьбовых элементов нажимного фланца, восстанавливая требуемую по условию герметичности осевую нагрузку на набивку. Ресурсом работы сальниковой набивки считают время ее работы до очередной подтяжки резьбовых элементов, т.е., до возникновения недопустимой для заданных условий величины протечки уплотняемой среды.

Износ набивки во времени неравномерен. В начальный период работы износ набивки максимален, так как происходит ее приработка. Затем износ уменьшается и через определенное время износ становится стабильным. По мере приработки набивки уменьшается значение коэффициента трения в зоне контакта набивки и уплотняемой подвижной детали, величина которого после завершения приработки остается постоянной.

Как показали исследования [40], интенсивность износа графита зависит от материала уплотняемой детали. Так, при работе графитового материала марки АГ по хрому в воздушной среде при $q = 1,0$ МПа приработка заканчивается через 100 ч. При работе графитового материала марки АО по чугуну в атмосфере насыщенного пара при $q = 0,6$ МПа на приработку потребовалось около 500 ч.

Исследования набивки, выполненной из графитового материала АГ(Е), показали [40], что величина износа при удельной нагрузке на набивку 2,5 МПа при одном и том же времени работы при трении по латуни достигла 30 мг, по чугуну 18 мг, по стали 13 мг, по хрому 8,5 мг и по нержавеющей стали 4,5 мг.

Эти примеры показывают, что для снижения интенсивности износа сальниковой набивки необходим выбор определенного материала для поверхности уплотняемой подвижной детали.

Износ набивки зависит от качества обработки поверхности подвижной уплотняемой детали. Наличие на ней рисок, царапин и других изъянов является причиной повышенного износа. Поверхности уплотняемых деталей должны быть шлифованы с шероховатостью Ra не более 0,2...0,4 мкм. Интенсивность и характер износа определяются экспериментально. Так, по результатам исследований, представленных в статье Н. Б. Вологодского [6] износ сальниковой набивки и уплотняемого вала по ее длине можно считать равномерным. Величину износа оценивали в процентах от диаметра уплотняемого вала. Максимальные значения износа набивки отмечены со стороны уплотняемой среды (7%) и со стороны нажимной втулки (6%). Минимальное значение износа набивки отмечено в ее средней части (4%).

Подобный характер износа отмечен и у уплотняемого вала. Так, максимальные значения износа зафиксированы соответственно 5 и 2%, минимальный износ 0,5%. Износ сальниковой набивки в данном случае в два раза больше, чем уплотняемого вала. Материал вала – сталь 45. Вал вращался с угловой скоростью 59 с^{-1} . Продолжительность работы набивки 70 ч. Уплотняемая среда – веретенное масло под давлением 5 МПа. Величина протечки его через сальниковое уплотнение 20 мл/ч. Набивка выполнена из сухого асбеста АС, предварительно опрессованная удельной нагрузкой до 30 МПа.

Таким образом, ресурс работы сальникового уплотнения зависит от многих факторов: чистоты обработки поверхности подвижной уплотняемой детали и точности выполнения ее цилиндрической формы (отсутствия овальности для вала и конусности для штока); материала набивки; значения ее коэффициента бокового давления; скорости движения уплотняемой детали; высоты набивки и других условий. В общем можно считать, что ресурс работы сальниковой набивки зависит от износостойкости ее материала. Под износостойкостью принимают способность материала

набивки сопротивляться изнашиванию при нормальной работе сальникового узла.

По характеру основного процесса износ может быть условно разделен на усталостный и абразивный [4]. Усталостный износ обусловлен дискретностью контакта волокон сальниковой набивки с уплотняемой деталью. Это означает, что при внешнем трении происходит многократное деформирование волокон набивки, которое приводит к разрушению и отделению отдельных волокон материала. Степень и частота деформирования зависит от микрогеометрии трущейся поверхности, скорости движения, удельной нагрузки и температуры.

Абразивный износ – резание твердыми микровыступами уплотняемой детали волокон набивки при относительном их смещении. При этом происходит и «пропахивание» поверхности набивки.

При скольжении по шероховатой металлической поверхности металлические микровыступы внедряются в более мягкий материал набивки, вызывая его сдвиг (срез), и перенос материала на соседние участки. В этом случае может измениться значение коэффициента трения, что повлияет и на величину износа. Величина износа J зависит не только от прочности σ или выносливости τ материала набивки, но и от радиуса ее единичной шероховатости R

$$J \approx 1/(\sigma^\tau R^{0,67\tau}).$$

Исследования показали [21], что набивки в виде композиций, подкрепленных волокнистыми материалами, могут увеличить средний радиус кривизны поверхностных неровностей до 15 раз, что приводит к соответствующему снижению износа вне зависимости от влияния других факторов, создаваемых наполнителями.

Количественно износ материала определяется или объемом изношенного материала V , см³, или массовым износом материала g , г, или толщиной изношенного слоя h , см.

Износ характеризуется его интенсивностью, т.е. условной скоростью изнашивания. Массовая интенсивность износа $J_g = g/SL$ (в г/см³); линейная интенсивность износа $J_h = h/L$; энергетическая интенсивность износа $J_w = V/A$, см²/Н.

Износ характеризуется также его удельной интенсивностью: удельным массовым $i_q = g/Sl$ и удельным линейным износом $i_h = V_1/S d$.

Применяют также коэффициенты износостойкости β_g , β_h , и β_w , которые выражаются как обратная величина удельного износа.

Здесь L – путь трения; A – работа трения; S – площадь фактического контакта.

Путь трения l равен диаметру пятна касания; h – толщина слоя, снятого с площади фактического контакта при ее однократном воспроизведении; F – сила трения; V_1 – объем отделившейся набивки при перемещении на длину, равную диаметру пятна касания, т.е. $l = d$.

Наиболее распространенными критериями износа являются i_h , J_h и J_w , между которыми есть определенная связь (см. табл. 6.1).

В качестве основного показателя при определении износостойкости набивки принимают [40] интенсивность износа во времени, т.е. отношение общего износа ко времени, в течение которого произошел этот износ. Так, интенсивность объемного износа во времени можно записать

$$\Delta V_\tau = V/\tau, \text{ см}^3/\text{ч.}$$

Коэффициент износостойкости сальникового уплотнения во времени, например, объемный

$$\beta_{g\tau} = 1/(\Delta V_\tau + \Delta V_{\tau_3}).$$

Здесь ΔV_{τ_3} – интенсивность износа уплотняемой детали – вала или штока.

Таблица 6.1

Способ выражения критерия	Линейная интенсивность износа J_h	Удельный линейный износ i_h	Энергетическая интенсивность износа J_w
По определению	$J_h = h/L = V/(SL)$	$i_h = V_1/(Sd) = h/d$	$J_w = V/A = V/(FL)$
Через линейную интенсивность износа		$i_h = J_h$	$J_w = J_h S/F$
Через удельную интенсивность износа	$J_h = i_h$		$J_w = i_h S/F$
Через энергетическую интенсивность износа	$J_h = J_w F/S$	$i_h = J_w F/S$	

Так как прочность замыкающих набивку элементов значительно превышает прочность набивки и эти элементы работают в упругом режиме, то здесь рассматривается только износ набивки, т.е. $\Delta V_{тз}$ не учитывается.

Ресурс работы M сальниковой набивки, определяемый по допускаемому предельному износу $\Delta V_{тпред}$, рассчитывают по выражению

$$M = \Delta V_{тпред} / \Delta V_{тсред}$$

Здесь $\Delta V_{тсред}$ – среднее значение износа.

Иногда ресурс работы набивки для штоков и плунжеров при упругом состоянии ее работы, например, при использовании в качестве набивки резиновых колец, оценивают по числу рабочих циклов.

Ресурс работы сальниковой набивки является одной из характеристик надежности работы уплотнения. Различают ресурс до очередной догрузки набивки и полной ее замены.

В технической литературе представлено мало данных по определению износа применяемых в настоящее время на практике композиций мягких набивок. В основном износ материала в литературе представлен как износ однородного монолита. Поэтому точная оценка износа композиций мягкой набивки затруднена. Для приближенной оценки износа можно использовать имеющиеся в источниках информации данные по износу определенного материала, входящего в состав сальниковой набивки, учитывая его долю в общем объеме или массе композиции.

Износ мягкой набивки зависит от многих факторов: времени работы уплотнительного узла, скорости движения уплотняемой детали, материала и состояния ее поверхности, температуры и физико-химических свойств уплотняемой среды, осевой нагрузки на набивку и коэффициента бокового давления, физико-механических параметров материала набивки и других факторов.

Цель расчета износостойкости набивки – установить возможную продолжительность ее работы (ресурс) при заданных условиях эксплуатации.

Общее выражение для определения интенсивности износа узла сальникового уплотнения в упругой стадии его работы представлено в книге [17]. Однако это выражение учитывает только геометрические параметры соединения и силовые факторы, действующие на сопрягаемые элементы. Свойства уплотняемой среды, ее температура, скорость относительного смещения не учитываются.

Так как каждый набивочный материал имеет свои специфические физико-механические свойства (свой коэффициент бокового давления), то целесообразно при расчете сальникового уплотнения с мягкой набивкой учитывать эти свойства каждого компонента материала набивки и условия работы узла уплотнения.

6.1. МАТЕРИАЛЫ САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК

До недавнего времени основным компонентом сальниковых набивок был асбест.

В условиях переменных тепловых и динамических нагрузок асбесто-содержащие уплотнительные материалы релаксируют и теряют упругость, что приводит к разгерметизации уплотнения. Кроме этого, асбесто-содержащие уплотнители провоцируют коррозию металлических поверхностей замыкающих их деталей. Наряду с этим, асбест является канцерогенно опасным материалом. В странах ЕС по этой причине принята программа, которая предусматривает с 1 января 2005 года полное запрещение производства и применения асбестосодержащих материалов.

Рассматриваемые здесь сальниковые набивки (композиции) содержат волокна различных материалов. Но в качестве основы композиций в настоящее время используют графит или фторопласт-4. Как показала практика использования набивок, наличие графита в качестве составляющей набивки влияет на ее пористость, причем, чем больше доля графита, тем ниже пористость набивки и, следовательно, тем выше ее герметичность при прочих равных условиях. Так, при $q = 40$ МПа проницаемость набивки из асбестового волокна P равна 32%, а для АГ-50 равна 12%. Здесь следует отметить, что влияние графита как основного уплотняющего компонента превалирует над его смазочным свойством, которое до недавнего времени считалось единственным его достоинством. В рассматриваемых примерах асбест выполняет в основном функцию каркаса.

В последнее время широкое распространение получили сальниковые набивки, содержащие чистый графит: шнуровые из графитовых волокон и в виде колец, полученных прессованием графитовых листов или спирально свернутой ленты. Набивки в виде шнура из графитовых волокон в чистом виде и в комбинации с фторпластом-4 разработали фирмы «Гарлок» (Швейцария) – марка «Графайт 200», «Крэйн Пэкинг» (Великобритания) – марки 425 и 25gP, «Меркель» и «Бургмани» (Германия) – марки 6030, 6060 и 6062, «Нипон Карбон» (Япония) – марки 111 и 122, «Латти»

(Франция) – марка «Графил». В нашей стране был освоен выпуск набивок марок УС (углеродная, пропитанная суспензией фторопласта-4) и УСФ (углеродная с сердечником из фторлона, пропитанная суспензией фторпласта-4). Эти набивки обладают высокой химической и термической стойкостью, хорошо прирабатываются к уплотняемым поверхностям и не требуют специальных смазок. Однако, ввиду повышенной пористости плетеной структуры применение их в таком виде для особо ответственной арматуры, например, для АЭС, ограничено.

Находят применение набивки из ленты, выполненной из графитовых волокон, спрессованных между собой без связующего. Из полученной ленты или листа выполняют кольца набивки слоенные или навитые по спирали и сжатые между собой. Марки этих набивок «Графойл» (фирма «Юнион Карбайд») и «Ротатерм» (фирма «Бургмани»).

Набивка «Графойл» содержит тонкие кольца из цинка, выполняющие функцию растворимого анода. Кольца набивки изготавливают с определенными допусками, обеспечивающими заданный натяг по внутреннему и внешнему диаметрам.

Наряду с определенными достоинствами эти набивки имеют и недостатки, проявляющиеся в процессе эксплуатации. Отдельные слои спирально навитой ленты набивки не всегда возможно достаточно плотно сблизить между собой даже при значительных усилиях затяжки крепежных деталей. При повышенных значениях затяжки крепежных элементов графит налипает на поверхности уплотняемой детали, что существенно ускоряет износ набивки. По этой причине эти набивки применяют при давлении уплотняемой среды до 3,0 МПа.

Для арматуры применяют сальниковые уплотнения из терморасширенного графита (ТРГ) и фторопласта-4. Набивки из ТРГ обладают высокой пластичностью, упругостью, не стареют в процессе эксплуатации, не теряют своих первоначальных свойств, имеют практически неограниченный срок службы.

Графит применяют как природный, так и искусственный. Для получения ТРГ используют природный графит при соответствующей его очистке от минеральных примесей.

Природный графит содержит определенное количество (от 10 до 50%) минеральных примесей. Удаление примесей из природного графита обеспечивают нагреванием его до высокой температуры и обработкой в минеральных кислотах. При такой обработке остаточное содержание

минеральных примесей в графите составляет не более одной десятой процента. Такой очищенный природный графит и называют терморасширенный графит (ТРГ).

Искусственный графит получают в основном из нефтяного кокса путем его термической обработки, размельчения и затем прессованием. Получаемый графит по технологическим признакам условно можно разделить на три группы: АО, ПК-0 и 2П-1000 (антифрикционные обожженные); АГ (антифрикционные графитированные) и графитопласты.

Предел прочности на сжатие графита марки АО $\sigma_{сж} = 110...180$ МПа, АГ $\sigma_{сж} = 35...100$ МПа. Модуль упругости этих графитов $E = 710^3...16 \cdot 10^3$ МПа. Коэффициент Пуассона $\mu = 0,14$.

При относительном смещении металлической поверхности по графиту на ней образуется графитовая пленка, которая обеспечивает трение графита по графиту с коэффициентом трения $f = 0,03...0,05$. Объясняют такое низкое значение коэффициента трения особенностью структуры кристаллической решетки графита, адсорбцией паров влаги, содержащейся в атмосфере и создающей дополнительную смазку в зоне контакта. Этим объясняют и причину повышенного износа графита в среде осушенного нейтрального газа и в вакууме. Считают также, что частицы износа графита в зоне трения принимают сферическую или цилиндрическую форму, что обеспечивает своего рода трение качения.

Графитовые материалы не склонны к схватыванию с металлами. Поэтому, при использовании графитовых материалов в качестве составляющих набивки не требуется преодолевать дополнительное сопротивление, вызываемое склеиванием, сцеплением и другим явлениям, присущим некоторым уплотнительным полимерным материалам. Кроме этого, изнашивается в основном только графитовый материал, как металлическая поверхность покрыта пленкой графита. При загрязнении металлической поверхности образование пленки нарушается.

Износ графитовой набивки, как и других набивок, во времени неравномерен. Наибольший износ наблюдается, как обычно, в начальный период работы (приработка). С течением времени износ уменьшается и по окончании периода приработки износ принимает постоянное значение. Так, по данным проведенных исследований [40] получено, что интенсивность изнашивания графитового материала по хрому в течение пяти часов приработки уменьшается в 50 раз.

По мере приработки уменьшается коэффициент трения трущейся пары и после завершения приработки коэффициент трения остается постоянным.

При повышении температуры или нагрузки выше некоторого предельного значения износ резко возрастает и процесс нормальной приработки нарушается.

Проведенные исследования [40] показали, что зависимость интенсивности износа графитового материала от времени работы имеет гиперболический характер и может быть описана для линейной интенсивности износа выражением

$$J_h = c + a/\tau .$$

Здесь коэффициент a зависит от материала набивки и условий работы уплотнения. Значение c – постоянное значение интенсивности износа после завершения приработки. Так, при трении материала АГ(Е) по хрому на воздухе при $q_z = 1,0$ МПа $a = 5,5$ ч. Значение c для данного материала можно записать как $c = 4,12 - 0,12 \tau^2$ и для данного случая при $\tau = 5,5$ ч $c = 0,49$ мкм/ч. И это значение интенсивности износа при $\tau > 5,5$ ч остается практически постоянной величиной.

Для условия контакта графитового материала АО (Д) по чугуны в среде сухого пара при $q_z = 0,6$ МПа $a = 110$ ч. Значение c для данного материала при этом значении a составляет $0,2 \dots 0,4$ мкм/ч.

Величина износа зависит от вида металла элемента трущейся пары. Так, при $q_z = 1,5$ МПа получили [40] значение массового износа по латуни 40 мг, по чугуны 8 мг, по стали 13 мг, по хрому 10 мг при одном и том же отрезке времени работы.

На основании этих результатов рекомендуют [40] покрывать поверхность уплотняемой детали (штока или вала) облицовкой из хрома, толщиной $0,1 \dots 0,2$ мм.

Для композиции графитовый материал–смолы или металлы износ трущейся пары уменьшается. Так, для графитового материала АГ(Е), пропитанного формальдегидной смолой, при трении по нержавеющей стали при удельных нагрузках от 3 до 5 МПа износ практически не меняется.

Значение коэффициента трения графитового материала зависит от нагрузки и скорости движения. Так, при трении по стали X18 материала АГ-1500Б83 при нагрузке 13 МПа коэффициент трения $f = 0,03$, а при нагрузке 5 МПа $f = 0,11$ при одной и той же скорости скольжения

$V = 0,3$ м/с. При удельной нагрузке 9 МПа при скорости $V = 0,3$ м/с $f = 0,073$. При этой же удельной нагрузке, но при скорости 0,09 м/с $f = 0,033$.

Пленка на металлической поверхности уплотняемой детали, образованная самосмазывающимися уплотняющими материалами, прочнее, чем масляная. Поэтому и интенсивность износа уплотняемой детали при использовании графита будет значительно меньше.

Определенное влияние на величину износа набивки оказывают влажность и загрязнения уплотняемой среды. Так, износ непропитанных графитовых материалов в среде насыщенного пара в два раза больше, чем в перегретом паре. Особенно повышается износ, если в уплотняемой среде присутствуют капли или пары смазочного материала.

Для фторопласта-4 существенное влияние на износ оказывает чистота обработки уплотняемой детали. Так, исследования показали [40], что величина износа по абразивному полотну ЭБ-100 в зависимости от пути трения (в км) $J_{qg} = 15,6$ г/см² км. При трении по полированной поверхности стального диска $J_{qg} = 21$ мг/см² км.

На величину износа определенное влияние оказывает скорость V относительного смещения уплотняемой детали и сальниковой набивки. Так, при массовой добавке в материал П 53 5% графита при удельной нагрузке $q_z = 12$ МПа при скорости 5 м/с $J_g = 11,3$ мг/см² км; при $V = 3$ м/с $J_g = 5,0$ мг/см² км; при $V = 0,4$ м/с $J_g = 0,6$ мг/см² км.

6.2. ДОБАВКИ (НАПОЛНИТЕЛИ), ВВОДИМЫЕ В ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

Существенное влияние на свойства материала набивки оказывают специальные добавки (наполнители), которые вводят в основной материал в определенных пропорциях. Выбор типа наполнителя и требуемой его пропорции определяется экспериментально. Правильно подобранными наполнителями можно существенно изменить отдельные свойства основного материала набивки. Так, в 1000 раз можно повысить износостойкость, в 10 раз увеличить сопротивление ползучести, в 5 раз повысить теплопроводность и снизить коэффициент линейного расширения материала. Но при превышении значения наполнителя свыше рационального для данных условий работы возможно нежелательное изменение характеристик сальниковой набивки.

Для повышения эффективности работы уплотнения и снижения его стоимости без ущерба для качества используют различные материалы в качестве компонентов сальниковых набивок. Так, использование стекловолокна повышает жесткость набивки и прочность при сжатии, ее теплостойкость, уменьшает коэффициент линейного расширения. Стекловолокно способствует снижению износа набивки и увеличению ее теплопроводности. Применение фторопласта-4 и двусернистого молибдена способствует снижению коэффициента трения набивки при уплотнении подвижных соединений. Хлопчатобумажные и синтетические волокна используют в качестве наполнителей с целью снижения расхода более дорогой графитовой нити фторопластовой набивки.

В качестве наполнителя используют двусернистый молибден (MoS_2).

Антифрикционные свойства двусернистого молибдена объясняют строением его кристаллической решетки, подобной строению решетки графита. Согласно данным иностранной печати двусернистый молибден (микониты) имеет высокие антифрикционные свойства вне зависимости от атмосферных условий, температуры (от -50 до 450 °С) и при высоких удельных нагрузках (до 860 МПа).

В отечественной промышленности выпускают ряд дисульфидмолибденовых смазок: пасты ВНИИ НП-232 (ГОСТ 14068); порошки МВЧ-1; покрытия ВНИИ НП-220 и др.

Проведенные исследования [40] показали, что тонкая пленка пасты двусернистого молибдена после пробега около 200 км при скорости скольжения около 3 м/с износится полностью через 19 ч. Следовательно, через 19 ч работы потребуются восстановление пленки в зоне трения двух сопрягаемых трущихся элементов.

В таблице 6.2 представлены самые общие из применяемых для фторопласта-4 наполнители.

На основании результатов многочисленных исследований влияния различных наполнителей на свойства фторопласта-4 дается следующее обобщение [21]. Считают, что снижение коэффициента трения не зависит от количества наполнителя, а зависит от его типа. Так, бронза незначительно влияет на величину коэффициента трения, MoS_2 снижает его значение, а кизельгур повышает на 25% .

Износостойкость материала главным образом определяется наличием бронзы. После бронзы наилучшее воздействие на износостойкость оказывает графит, потом керамические материалы, стекло и металлы. Наименьшее влияние оказывает MoS_2 .

Таблица 6.2

Наполнитель	Форма	Примечание
Стекло	Размельченные волокна	Минимальное соотношение длины частицы к ее диаметру 10:1
Уголь и графит	В форме мелкого порошка	Величина частиц обычно 60 мкм
Окиси металлов	Окись свинца и окись кадмия в виде мелкого порошка	Величина частиц обычно 5...10 мкм, так как больше не получаются
Металлы	Например, бронза в виде произвольных или сферических частиц	Величина частиц обычно 60 мкм
Другие	Различные типы керамических материалов, слюда, применяемые в виде пластин и волокон. MoS_2 в виде порошка	

Установлено [21], что количество наполнителей не должно превышать 30% массовых или 40% объемных. Эти пределы объясняют тем, что при дальнейшем увеличении количества наполнителей снижается твердость материала и износ увеличивается.

В качестве наполнителей применяли свинец, серебро, нитрид бора, графит, некоторые марки бронзы. Все эти наполнители резко снижают (на 2–3 порядка) интенсивность износа фторопласта-4. Особенно интенсивно происходит снижение при использовании бронзы.

Форма наполнителя не оказывает существенного влияния на трение. Так, представлен график [21], на котором данные для наполнителей, выполненных в виде пластин и в виде волокон, лежат практически на одной кривой зависимости коэффициента трения от содержания наполнителя.

Исследования показали [21], что композиции, подкрепленные волокнистыми материалами, могут значительно снизить износ вне зависимости от влияния других факторов, создаваемых наполнителями.

Глава 7. ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТИ КОНТРЕЛА НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС

Как показывают исследования композиций на основе фторопласта-4, на уменьшение износа влияет не только тип и содержание волокон наполнителя набивки, но и шероховатость поверхности уплотняемой детали (контртела). Особенно это заметно для незакаленных (относительно мягких) материалов. В качестве примера можно рассмотреть данные, полученные по износу эпоксидной композиции с углеволокном. Так, при нагрузке 0,38 МПа и скорости движения 0,54 м/с, при пути движения 15 м по незакаленной стали и чистоте обработки ее поверхности 0,85 мкм объемный износ композиции составил 1,0 мм³. При чистоте обработки 0,27 мкм при тех же условиях объемный износ композиции был 0,08 мм³. Для поверхности из нержавеющей стали при чистоте ее обработки 1,0 мкм объемный износ составил 1,8 мм³, а при чистоте обработки 0,2 мкм объемный износ был 0,04 мм³.

Чистота обработки поверхностей оценивается средним значением высоты микронеровностей. Однако следует учитывать еще и способ обработки. Так, обточенные и шлифованные поверхности по-разному влияют на трение и износ. Считают, что шлифованная поверхность более предпочтительна. В качестве оптимального значения для фторопласта-4 принята средняя высота микронеровностей поверхности контртела 0,2...0,4 мкм.

Результаты исследований показали, что на величину коэффициента трения и износа для всех композиций оказывают влияние материалы волокна и контртела. Ориентация волокна композиций относительно контртела, а также наличие твердой смазки практически мало влияют на трение и износ.

Кроме влияния наполнителей на трение и износ необходимо учитывать и условие работы уплотнительного узла. Так, увеличение температуры в некоторых случаях влияет на интенсивность трения и износа, что связано с переносом материала набивки на поверхность контртела, который приводит к изменению интенсивности трения и износа.

7.1. ПЕРЕНОС МАТЕРИАЛА

Появление перенесенной пленки набивки на поверхности контртела влияет на интенсивность трения и износа. Так, для композиций на основе фторопласта-4 при трении их о гладкие и чистые стальные поверхности

при малых скоростях скольжения отмечено влияние значения коэффициента трения на перенос пленки на поверхность контртела. Величина коэффициента трения (статического) была 0,2 и трение не сопровождалось переносом частиц материала. Когда начиналось скольжение, коэффициент трения снижался до величины меньшей 0,1 и фторопласт переносился на поверхность контртела в виде тонкой пленки.

Перенос материала от полимера к металлической поверхности происходит в результате адгезионного взаимодействия на площадках контакта полимера и контртела, где прочность связи снижается за счет повторного циклического нагружения. Экспериментальные исследования показали, что перенос вызывает увеличение износа для хрупких полимеров и его уменьшение для пластичных. Пластичные материалы при повторных нагрузках сглаживают первоначальную металлическую поверхность. Это же наблюдается и при переносе фторопласта, подкрепленного волокнами углерода или стекла.

Исследования показали, что определенные наполнители и полимеры могут быть перенесены на металлическую поверхность и могут быть перенесены на поверхность набивки.

Большие возможности по созданию металлополимерных материалов с высокой нагрузочной способностью и износостойкостью открываются при применении эффекта избирательного переноса при трении, открытого И.В. Крагельским. Для избирательного переноса необходимы смазки с содержанием поверхностно-активных веществ или полимеров, исключаящих возникновение пленок окислов на поверхности трущихся тел. Тогда свободная металлическая поверхность, вступая в электрохимическое взаимодействие со смазкой, образует тонкую пленку металла, уменьшающую трение и износ.

В таблице 7.1 представлены данные по весовому износу (г/см^3), полученные на фторопласте-4 в паре со сталью (HRC = 50...55, температура в зоне трения 60...80 °C).

Таким образом, при соответствующем подборе наполнителей можно обеспечить эффект избирательного переноса в металлополимерных парах трения, что обеспечит существенное снижение износа в рабочих условиях.

Наиболее эффективным считается наличие в пластмассе сульфида меди. В этом случае наблюдается следующее:



Таблица 7.1

Материал	Сухое трение. $q = 1,25 \text{ МПа}$, $v = 0,32 \text{ м/с}$	Смазка глицерином. $q = 5 \text{ МПа}$, $v = 0,5 \text{ м/с}$	Смазка МС-20 $q = 5 \text{ МПа}$, $v = 0,5 \text{ м/с}$	Смазка веретенным маслом. $q = 5 \text{ МПа}$, $v = 0,5 \text{ м/с}$
Фторопласт-4	$9 \cdot 10^{-7}$	$1,1 \cdot 10^{-8}$	$0,9 \cdot 10^{-8}$	$2,1 \cdot 10^{-8}$
Фторопласт-4 + 40% вес Al_2O_3	$1,3 \cdot 10^{-8}$	$4,7 \cdot 10^{-9}$	$4,32 \cdot 10^{-9}$	$9,3 \cdot 10^{-9}$
Фторопласт4 + 40% вес Cu_2O	$3,8 \cdot 10^{-9}$	$5,2 \cdot 10^{-11}$	$2,44 \cdot 10^{-9}$	$5,4 \cdot 10^{-9}$

При этом образуются электрические заряды, которые влияют на фрикционные свойства трущейся пары. Показано, что повышение износостойкости достигается снижением электрического сопротивления полимерного материала. Так, повышение трения в два раза было достигнуто пропусканием электрического тока от внешнего источника через поверхность трения электропроводящей пары полимер–металл.

7.2. РОЛЬ НАПОЛНИТЕЛЕЙ В ТРЕНИИ И ИЗНОСЕ ФТОРОПЛАСТА-4

Фторопласт-4 обладает довольно низкими фрикционными характеристиками и имеет наименьший износ среди кристаллических полимеров. При трении фторопласта-4 по контртелу возможен перенос материала на поверхность контртела, что приводит к увеличению износа.

Структура полимера существенно влияет на интенсивность износа, но практически не влияет на значение коэффициента трения.

Наиболее распространенными наполнителями для фторопласта-4 являются мелкодисперсные порошки или волокна твердых смазок (уголь, графит, двусернистый молибден), мелкодисперсные порошки и частицы металлов, сплавов, и металлических смесей (бронза, серебро, медь, свинец, окиси алюминия, меди и др.), а также мелкодисперсные порошки и волокна некоторых неметаллических материалов (стекло, различные керамические материалы, слюда).

Применение асбеста в качестве наполнителя в настоящее время практически исключено, так как кроме создания экологических проблем он может неожиданно менять свои свойства.

Наибольшую износостойкость имеют композиции, в которых в качестве наполнителя использовалась стружка из антифрикционных бронз.

Некоторые опытные характеристики композиции фторопласта-4 с наполнителями представлены в табл. 7.2. Эти данные получены при нагрузке 7,5 МПа, скорости смещения 0,21 м/с, при трении по стали ШХ9 без смазки. В первой строке таблицы фторопласт-4 без наполнителя.

Повышение износостойкости композиций, содержащих фторопласт-4, обеспечивается за счет повышения механических свойств материала наполнителя и образования прочной поверхностной пленки переноса.

Нельзя воедино связывать интенсивность изнашивания и значение коэффициента трения, так как их природа различна.

Таблица 7.2

Наполнитель	Об. %.	Коэффициент трения, f	Объемный износ, мм ³	Интенсивность износа (при установившемся износе, мм ³ /км)
Чистый фторопласт-4	–	0,235	38,0	50,3
Свинец (порошок)	40	0,285	4,2	0,33
Серебро (порошок)	30	0,34	1,17	0,086
Нитрид бора (порошок)	30	0,19	1,04	0,056
Графит (порошок)	30	0,275	0,69	0,041
Бронза ОФ10-1 (стружка)	30	0,17	0,34	0,017
Бронза 6-12 (стружка)	–	0,235	0,35	0,015

Для оценки износостойкости фторопласта-4 в зарубежной практике применяют зависимость

$$i = k\tau qv,$$

где i – линейный удельный износ; τ – время трения; q – удельная нагрузка на пару трения; v – относительная скорость на поверхности раздела; k – коэффициент пропорциональности или «износный фактор», который определяют экспериментально.

Износостойкость оценивается также значением износного фактора k . В таблице 7.3 представлены значения k (потери объема в см^3) при указанных наполнителях, нагрузках, скорости скольжения и времени скольжения. Значения k , представленные в табл. 7.3 приближенные, так как не выявлена четкая стабильность при их экспериментальном определении.

Принято, что значение qv должно обеспечить удельный износ не более 0,127 мм в течение 1000 ч работы композиции на основе фторопласта-4.

Таблица 7.3

Наполнитель	Содержание, %	$k \cdot 10^{-7}$, $\text{см}^3 \cdot \text{с} / \text{Н} \cdot \text{см} \cdot \text{ч}$	Примечание
Без наполнителя		7000...14 000	0,23 МПа (для фторопласта-4 с наполнителем); $v = 0,75 \text{ м/с}$; твердость поверхности контртела НРС
Стекловолоконное	22,2	5,5	То же
Стекловолоконное + MoS_2	12,2 + 2,3	5,0	
Графит	26,3	4,0	
Стекловолоконное	30	50	Нагрузка 7,3 Н; $v = 0,57 \text{ м/с}$; твердость поверхности контртела по Виккерсу 240; Продолжительность испытания 4 и 16 ч, бронзовых образцов 1000 ч
Бронзовое волоконное	30	1,1	То же

7.3. ИЗНОС ПОВЕРХНОСТИ КОНТРТЕЛА ПРИ ТРЕНИИ НАПОЛНИТЕЛЯ

Чистые поверхности полимеров без наполнителей практически не причиняют механических повреждений поверхности контртела. Поэтому износ поверхности контртела приписывают или наполнителям, или загрязнению абразивными частицами уплотняемой среды.

Наполнители, которые увеличивают шероховатость поверхности контртела, приводят к увеличению износа. Это наблюдается на практике, когда наполненные стеклом полимеры трутся об мягкие металлические поверхности: сплавы алюминия, бронзы или титана. В этом случае частицы материала контртела отделяются от основной массы и внедряются в полимер, вызывая дальнейший износ поверхности контртела. Относительная твердость наполнителя и контртела является важным фактором, который необходимо учитывать при проектировании узлов, работающих в условиях трения.

Глава 8. ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

При трении и износе материалов большое значение имеет среда, в которой происходит процесс трения. Исследования выполняли на применяемых в промышленности серийных композициях на основе фторопласта-4 с наполнителями: Ф4Г10 (10% графита); Ф4Ж20 (20% ситалла); АМИП-15М (15% ситалла и 5% MoS₂). Материалы контртела – Х18Н9Т и бронза ОЦС6-6-3. Исследования показали, что коэффициент трения f и интенсивность износа j_h (в мкм/км) для всех исследованных композиций в жидкой уплотняемой среде по сравнению с «сухим» трением снижались на порядок.

В таблице 8.1 представлены данные, полученные при нагрузке 3,0 МПа и скорости скольжения 2 м/с.

Термин «смазка» довольно общий и считается, что любая жидкость приводит к снижению коэффициента трения.

Углеводородные смазки обычно имеют существенное преимущество в отношении уменьшения износа. Подобное наблюдается и при использовании воды в качестве смазки. Считается, что наилучший наполнитель для фторопласта-4 при работе на воде – уголь и графит. Однако не для всех наполнителей одинаково влияние влаги на интенсивность трения и износа. Так, с увеличением содержания влаги от нуля до 10% коэффициент трения полиамидов и их волокон растёт.

Таблица 8.1

Материал	«Всухую» fj	Перхлор- этилен fj_h	Трихлор- этилен fj_h	Четырёх- хлористый углерод fj_h
ФАГ10	1,4 0,18	0,06 0,013	0,055 0,011	0,048 0,01
ФАЖ20	0,58 0,23	0,04 0,02	0,038 0,018	0,036 0,015
АМИП-15М	0,80 0,20	0,05 0,016	0,048 0,012	0,035 0,011

Другие полимерные материалы, например, полиэтилен, полипропилен и особенно фторопласт-4 практически не чувствительны к влаге. Особенно интенсивно проявляется износ композиционного материала при трении его в агрессивной по отношению к материалу контртела уплотняемой среде. В качестве примера приведены [21] значения интенсивности износа (J в $\text{мм}^3/\text{Н м}$) подкрепленной углеволокном эпоксидной композиции при трении ее по нержавеющей стали в различных жидкостях. Так, при трении без жидкости $J = 1,0345 \cdot 10^{-7}$; при трении в минеральном масле $J = 1,085 \cdot 10^{-7}$; при трении в растворе 3% Cu_2SO_4 $J = 1,03 \cdot 10^{-6}$.

Из приведенного примера следует, что агрессивное воздействие уплотняемой среды на материал контртела влияет на интенсивность износа трущейся композиционной набивки.

Глава 9. УТЕЧКИ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ В САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Величина утечки уплотняемой среды через сальниковую набивку W пропорциональна площади ее сечения F , перепаду давления среды по высоте набивки Δp и обратно пропорциональна высоте набивки H и вязкости уплотняемой среды μ .

$$W = k_{\Pi} F \Delta p / (H \mu). \quad (9.1)$$

Здесь k_{Π} – коэффициент проницаемости набивки. Размерность этого коэффициента – м^2 , т.е. это условная площадь между витками набивки, через которую происходит утечка.

Для определения величины массовой протечки уплотняемой среды (газовой) при ламинарном режиме течения используют [40] выражение

$$G = F_{\Pi} 2g \frac{k}{k+1} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{2/(k-1)} \left(\frac{p}{g\nu} \right)^{0,5}, \text{ кг/с.}$$

Здесь для двухатомного газа $k = 1,4$; для перегретого пара $k = 1,3$; для насыщенного пара $k = 1,13$; F_{Π} – площадь сечения канала протечки, м^2 ; p – давление уплотняемого газа, МПа; ν – удельный объем газа, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Значение площади сечения канала протечки F_{Π} можно оценить, используя данные, приведенные в табл. 3.3. Величину протечки уплотняемой среды через набивку оценивают экспериментально. Здесь следует учитывать, что проницаемость материала набивки отличается от проницаемости того же материала, использованного в качестве уплотнительного элемента сальника для уплотнения штока или вала. В последнем случае при осевом нагружении набивки сальникового узла (перемещении при сжатии набивки) на ее боковых поверхностях, контактирующих с замыкающими поверхностями камеры сальника и уплотняемого элемента, возникают силы трения, направленные против смещения набивки. Значения этих сил различны на внешнем и внутреннем контуре набивки. Эти силы трения влияют на величину осевой нагрузки и распределение ее по ширине контакта сальниковой набивки, что сказывается и на значении протечки уплотняемой среды.

Для определения коэффициента проницаемости сальниковой набивки, содержащей волокна термо-расширенного графита, была создана экспериментальная установка [2], фрагмент которой представлен на рис. 9.1.

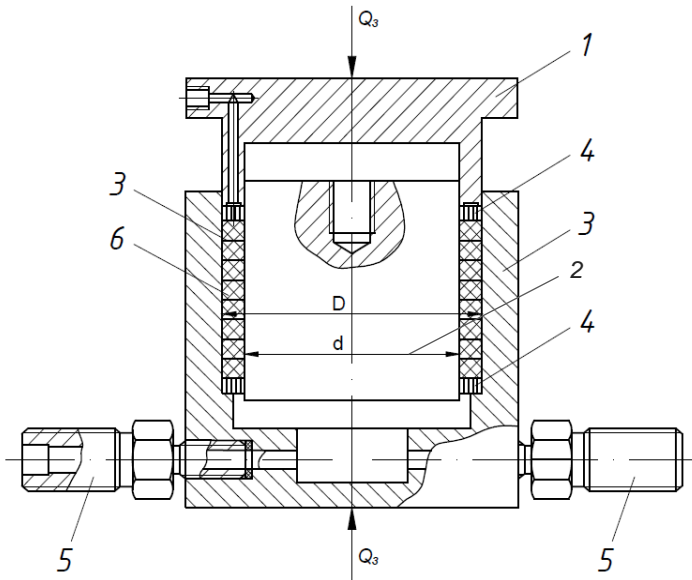


Рис. 9.1. Схема экспериментальной установки для определения коэффициента проницаемости сальниковой набивки

Установка содержит нажимной фланец (крышку) *1*, уплотняемый элемент *2*, сальниковую коробку *3*, опорные решетки *4*, штуцера *5*, сальниковую набивку *6*.

В этой установке обеспечивается создание требуемой осевой нагрузки на набивку, заданного давления рабочей среды и оценка величины ее протечки. Однако результаты экспериментов получают в статическом положении уплотняемого элемента, т.е. при отсутствии его движения.

В кольцевой зазор между штоком *2* и стенкой камеры сальника *3* помещается сальниковая набивка *6* определенной высоты *H*, зазор закрывается крышкой *1*, которая опирается на решетку *4*. Сопряжение крышки *1* и стенки камеры сальника *3* герметизируется уплотнительной замазкой. Сальниковый узел помещают в гидравлический пресс (на рис. 9.1 не показан) и создают требуемую осевую удельную нагрузку *q* на набивку. Через один из штуцеров *5* подают под заданным давлением *p* уплотняемую среду (воздух) и фиксируют величину ее протечки через резьбовое отверстие в крышке *1*. Для оценки значения давления уплотняемой среды ко второму штуцеру *5* подсоединен манометр.

В процессе проведения исследования давление уплотняемой среды (воздуха) увеличивали до 25 МПа, удельную осевую нагрузку на набивку до 45 МПа. Высоту набивки меняли от 12 до 36 мм. Исследования проводили на пяти типах сальниковой набивки. Для каждого типа набивки по полученным значениям протечки W , используя выражение (9.1), определяли коэффициент проницаемости k_{π} .

Полученные значения можно описать уравнением

$$k = \exp[-(a + bq_0)]. \quad (9.2)$$

Здесь q_0 – удельная осевая нагрузка на первый (верхний) слой набивки.

Значения коэффициентов a и b для каждого исследованного типа набивки представлены в табл. 9.1.

Значения произведения коэффициента бокового давления K и коэффициента трения f взяты из статьи [1].

Анализ результатов проведенных исследований показал, что значение коэффициента a зависит от величины силы трения на боковых поверхностях набивки. Чем больше сила трения, тем при большем значении давления уплотняемой среды завершается реверс сил трения, и осевая удельная нагрузка на набивку начинает влиять на протечку уплотняемой среды.

Значение коэффициента b зависит от жесткости (модуля сжатия [1]) набивки. Чем больше модуль сжатия, тем меньше значение коэффициента b . Так, для набивки НУ 1251 $E = 197$ МПа, а для набивки Н 1201 $E = 166$ МПа [1].

Таблица 9.1

Марка набивки	a	b	Kf
НУ 1251	5,1	0,133	0,010
Н 1100	6,2	0,210	0,020
Н 5001	7,1	0,193	0,042
Н 1200	7,7	0,190	0,047
Н 1201	8,2	0,220	0,062

Величина протечки уплотняемой среды при прочих равных условиях практически не зависит от высоты набивки. Это можно объяснить тем, что уменьшение высоты набивки хотя и приводит к уменьшению ее гидравлического сопротивления слоя, однако за счет уменьшения площади трения увеличивается осевая удельная нагрузка на набивку, что, уменьшая пористость набивки, создает увеличение ее гидравлического сопротивления.

Исследование проницаемости набивок проводили на воздухе. Однако полученные результаты могут быть использованы и для оценки проницаемости других сред, отличающихся по своим физико-механическим параметрам от воздуха. Так, если течение уплотняемой среды ламинарное, то выражение (9.2) следует умножить на отношение коэффициентов динамической вязкости уплотняемой среды и воздуха. Если течение газовой среды молекулярное, то выражение (9.2) следует умножить на отношение эффективных диаметров молекулы уплотняемого газа и азота.

Для каждого типа набивки при определенной осевой удельной нагрузке изменяется характер зависимости выражения (9.2) за счет увеличения коэффициентов a и b . Так, для набивки типа Н 1200 этот перелом зависимости наблюдается при $q_0 > 30$ МПа. Для набивки Н1100 при $q_0 > 34$ МПа, для набивки НУ 1251 при $q_0 > 36$ МПа. Эти значения удельных нагрузок практически соответствуют полному исключению объемов пор между волокнами сальниковой набивки. Они могут быть определяющими для достижения возможных условий полной герметичности сальникового уплотнения.

Полученные результаты по протечке уплотняемой среды могут быть использованы для оценки протечки в сальниковом уплотнении вращающегося вала.

В справочнике [33] представлены выражения для оценки величины осевой удельной нагрузки q_3 в Па на сальниковую набивку при принятом значении протечки W м³/мин газообразных и жидких сред.

Для газообразных сред

$$q_3 = 126,5k_0 \lg [Wh\mu / [D_{cp}s_0p(p + 0,2)]].$$

Для жидких сред

$$q_3 = 142,7k_0 \lg [Wh\mu / (D_{cp}s_0p)].$$

Здесь h – высота набивки, м; p – давление уплотняемой среды, МПа; μ – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды, Па·с, k_0 , МПа и s_0 , м³/МПа² мин для газовых сред и м³/МПа·мин для жидкостей. Значения этих коэффициентов зависят от марки набивки.

В справочнике [33] рассмотрены только 4 марки набивок, которые представлены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Тип набивки	$s_0 \cdot 10^6$	k_0
АФ-1	5,0	18,0
АФТ	20	13,2
АГ	40	8,1
ФУМ	90	2,4

Для сальниковой набивки из фторопласта-4 значение утечки W , м³/мин газообразных и жидких сред определяют по выражениям, представленным ниже.

Для газообразных сред

$$W = 3,62sD_{cp}p(p + 0,2)/(h\mu).$$

Для жидких сред

$$W = 0,73D_{cp}sp/(h\mu).$$

Здесь s – коэффициент в м³/МПа² мин для газовых сред и в м³/МПа мин для жидкостей. Значения этого коэффициента зависят от температуры. В таблице 9.3 представлены значения коэффициента s от температуры, увеличенные в 10⁶ раз.

В книге [10] изложены результаты исследований набивок на герметичность с учетом износа набивки при движении уплотняемого штока. Исследовали набивки типа АГ-1, АС, АГ-50, и АГФ-50. В качестве уплотняемой среды использовали пар под давлением 11,0...12,5 МПа. Удельная осевая нагрузка на набивку была 15...30 МПа. Использовали штоки диаметром 20 и 48 мм. В процессе экспериментов определяли величину утечки пара W , см³/мин в зависимости от длины пути S , м, пройденной штоком по сальниковой набивке.

Таблица 9.3

Тип набивки	50 °С	100 °С	200 °С	300 °С	400 °С
АФ-1	0,16	0,11	0,09		
АФТ	0,13	0,075	0,05	0,47	
АГ	0,05	0,03	0,015	0,03	0,7

Результаты исследования показали, что на величину протечки пара существенное влияние оказывает отношение длины набивки L к диаметру уплотняемого штока d . Если до начала движения протечка пара составляла в среднем $0,16 \text{ см}^3/\text{мин}$ и при движении до определенного значения пути $S_{\text{кр}}$ практически не изменялась, то при значении $S_{\text{кр}}$ начиналось резкое увеличение протечки. Так, для набивки АГ-50 при $L/d = 0,9$ $S_{\text{кр}} = 60 \text{ м}$, а при $L/d = 1,8$ $S_{\text{кр}} = 450 \text{ м}$.

Удельная осевая нагрузка q_3 , создаваемая при сборке соединения, также влияет на герметичность сальникового уплотнения. Так, для набивки марки АГ-50 при удельной осевой нагрузке $q_3 = 15, 23$ и 34 МПа , величина протечки до начала движения штока была соответственно $0,12$ и $0,10 \text{ см}^3/\text{мин}$, и резкое ее увеличение началось при $S_{\text{кр}}$ равном соответственно 360 и 670 м .

Глава 10. ТОРЦОВО-САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ (ТСУ)

Эта конструкция представляет собой торцевое уплотнение, в котором подвижное уплотнительное кольцо снабжено мягкой сальниковой набивкой [33]. Эта набивка обеспечивает герметичность не только трущейся пары аксиально подвижного и аксиально неподвижного уплотнительных колец, но и сопряжения аксиально подвижного кольца и уплотняемого вала.

Преимущество ТСУ перед торцевыми уплотнениями: относительно низкая стоимость сальниковой набивки по сравнению с уплотняющими кольцами, применяемыми в торцевом уплотнении: более простая конструкция и, следовательно, меньшая ее стоимость по сравнению с торцевым уплотнением: возможность замены набивки без разборки всего сальникового узла; отсутствие специального уплотнения в сопряжении уплотняемый вал–аксиально подвижное уплотнительное кольцо.

Преимущество ТСУ перед сальниковыми уплотнениями – наличие дополнительной осевой нагрузки на уплотняющие элементы за счет давления уплотняемой среды (самоуплотнение).

В справочнике [33] представлены конструкции одинарного и двойного торцевого сальникового уплотнения. В одинарном варианте одно уплотнительное кольцо снабжено сальниковой набивкой, контактирующей с неподвижной замыкающей его поверхностью фланца. В двойном торцевом сальниковом уплотнении два уплотнительных кольца установлены параллельно друг другу. Эта конструкция – более сложная, чем ординарная, без заметных существенных преимуществ. Увеличение ширины контакта уплотнителя приводит к повышению гидравлического сопротивления каналов утечки. Однако требуемую ширину уплотнительного элемента можно обеспечить одним кольцом, т.е. более простой ординарной конструкцией.

Выдано ряд патентов на торцевые сальниковые уплотнения, но широкого применения на практике эти уплотнения пока не получили.

В патенте РФ [12] описано торцово-сальниковое уплотнение, в котором уплотнительные элементы выполнены из материала, используемого как набивка сальникового уплотнения, и размещены попарно и последовательно вдоль оси уплотняемого вала. Конструкция этого торцово-сальникового уплотнения представлена на рис. 10.1.

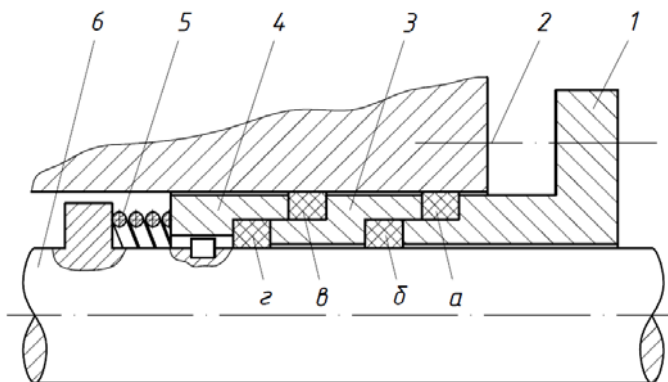


Рис. 10.1. Конструктивная схема торцово-сальникового уплотнения

Торцово-сальниковое уплотнение состоит из нажимного фланца 1, крепежных шпилек 2 (не показаны), плавающего кольца 3, аксиально подвижного кольца 4, упругого элемента (пружины) 5, уплотняющих элементов (колец) а, б, в и г и уплотняемого вала б.

Здесь рассматривается именно это ТСУ.

10.1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТСУ

При сборке уплотнения осевая нагрузка Q_3 на уплотняющие элементы и крепежные шпильки определяется по выражению

$$Q_3 = \sum_2^a T_i + Q_{пр}. \quad (10.1)$$

Под действием этой силы сжимаются уплотняющие кольца (набивка) а, б, в и г (рис. 10.1) и преодолеваются силы трения в сопряжении колец а и в со стенкой камеры сальника и в сопряжении колец б и г с поверхностью уплотняемого вала. При этом сжимается пружина на определенную величину.

При осевом сжатии уплотняющих колец уменьшается их толщина, и изменяются их внутренний и внешний диаметры [26] до контакта с замыкающими поверхностями деталей уплотнения. Набивка испытывает условие всестороннего сжатия. В этом состоянии радиальная нагрузка на внутреннем контуре набивки будет превышать радиальную нагрузку на ее внешнем контуре и, следовательно, коэффициент бокового давления на внутреннем контуре будет больше, чем на внешнем.

Выражение для определения соотношения радиальных нагрузок на внутреннем и внешнем радиусах кольцевой набивки [26].

$$q_r/q_R = 2\beta^2 / [\beta^2 + 1 + \mu(\beta^2 - 1)],$$

где β – коэффициент толстостенности сальниковой набивки, $\beta = R/r$.

Если использовать выражение для определения коэффициента Пуассона набивки [10]

$$\mu = K/(1 + K),$$

то
$$q_r/q_R = 2\beta^2 / [\beta^2 + 1 + (\beta^2 - 1)K/(1 + K)] = C. \quad (10.2)$$

Здесь K – среднее значение коэффициента бокового давления.

Значения коэффициента Пуассона сальниковой набивки получили из результатов исследований, представленных в статье [1]. В качестве исследуемого материала были использованы сальниковые набивки отдельных марок. Так, при значениях коэффициента бокового давления K , взятых из статьи [1] для марок набивки НГФ-С-Ф, НБ001НАПФ и НГФ-С-ПФ, $K = 0,072; 0,51$ и $0,924$, получен также коэффициент Пуассона, соответственно, $\mu = 0,067; 0,34$ и $0,48$. Значения отношений удельных нагрузок на внутреннем и внешнем контуре рассматриваемых набивок (по выражению 10.2) получены соответственно $q_r/q_R = 1,15; 1,2$ и $1,3$.

Результаты проведенных исследований показали, что значение коэффициента бокового давления на внутреннем контуре набивки имеет большую величину, чем на внешнем контуре. Это превышение зависит от значений коэффициента толстостенности β слоя набивки и коэффициента Пуассона его материала.

10.2. УСЛОВИЯ ИЗНОСА НАБИВКИ УПЛОТНЯЮЩИХ КОЛЕЦ

Степень износа поверхностей уплотняющих элементов сальникового узла зависит от момента трения на этих поверхностях и от относительной скорости их проскальзывания.

Так как уплотняющие кольца набивки в рабочем состоянии контактируют с поверхностями деталей, имеющих различную угловую скорость вращения, то, следовательно, и износ поверхностей уплотняющих колец в каждой паре будет различным.

Уплотняющие кольца контактируют и с неподвижными стенкой камеры сальника и нажимным фланцем 1, и с вращающимися с угловой скоростью ω_b валом b и аксиально подвижным кольцом 4, и с плавающим кольцом 3. В зависимости от значения сил трения в зоне контакта поверхностей плавающего кольца с элементами уплотнительного узла это кольцо может вращаться с определенной угловой скоростью ω_T .

При расчете двухкамерного ТСУ [24] без достаточного на то обоснования принимали, что угловая скорость вращения плавающего кольца 3 (см. рис. 10.1) равна половине угловой скорости вращения вала.

Здесь, на примере двухкамерного ТСУ, представленного на рис. 10.1, изложен вывод уравнения для определения угловой скорости вращения плавающего кольца в рабочих условиях.

Силы трения, действующие на плавающее кольцо от вращающихся уплотняемого вала и аксиально подвижного кольца, создают момент трения вращения M_b , а силы трения в зоне контакта плавающего кольца с неподвижными элементами уплотнительного узла – момент трения торможения M_T .

Угловая скорость вращения плавающего кольца ω_T зависит от соотношения моментов трения вращения (M_b) и трения торможения (M_T).

Эту зависимость можно выразить как

$$\omega_T = \omega_b(1 - M_T/M_b). \quad (10.3)$$

При $M_T = 0$, $\omega_T = \omega_b$; при $M_T = \geq M_b$, $\omega_T = 0$.

Момент трения вращения

$$M_b = \pi b q_z \left[d_0^2 K C f + f_d \left(0,5 d_{cp}^2 C + 0,5 D_{cp}^2 \right) \right]. \quad (10.4)$$

Здесь d_0 – диаметр уплотняемого вала, d_{cp} и D_{cp} – средние диаметры уплотняющих колец соответственно b и z , и a и $в$; b – сторона квадратного сечения мягкой набивки; q_z – осевая удельная нагрузка на уплотняющий элемент; K – коэффициент бокового давления сальниковой набивки; f и f_d – коэффициенты трения набивки о поверхности соответственно вала и деталей сальникового узла.

Принятие различных значений коэффициента трения обусловлено различным условием выполнения поверхностей деталей уплотняемого вала и деталей узла уплотнения.

Коэффициент C равен отношению радиальной нагрузки на внутреннем контуре кольцевого элемента к радиальной нагрузке на внешнем его контуре при осевом сжатии кольцевого элемента в замкнутом объеме [26]. Этот коэффициент определяется по выражению (10.2).

Момент трения торможения

$$M_T = \pi b q_z f_d \left[D^2 K + 0,5(D_{cp}^2 + C d_{cp}^2) \right]. \quad (10.5)$$

Используя выражения (10.4) и (10.5), получили отношение M_T / M_B .

$$\frac{M_T}{M_B} = \frac{f_d \left[D^2 K + 0,5(D_{cp}^2 + C d_{cp}^2) \right]}{d_0^2 K C f + f_d 0,5(D_{cp}^2 + C d_{cp}^2)}. \quad (10.6)$$

В качестве примера определим угловую скорость плавающего кольца для уже использованной [24] экспериментальной установки двухкамерного ТСУ.

Исходные данные для этой установки: набивка марки Н100, $K = 0,098$, $\mu = 0,089$, $D_{cp} = 41$ мм, $d_{cp} = 27$ мм, $b = 7$ мм, угловая скорость вращения вала $\omega_B = 141,8$ с⁻¹, $\beta = 2,4$, $f = f_d = 0,112$ (в работе [24] приняты одинаковыми для рассматриваемых элементов соединения).

По выражению (10.2) $C = 1,6$. По выражению (10.6) отношение M_T / M_B равно 3,86. Следовательно, согласно выражению (10.3) плавающее кольцо не вращается.

Отсутствие вращения плавающего кольца в ТСУ вносит существенные изменения в методику расчета этих уплотнений. Так, расходуемая на преодоление сил трения в уплотнении мощность N зависит только от момента трения вращения M_B

$$N = M_B \omega_B. \quad (10.7)$$

Если плавающее кольцо не вращается, то уплотняющее кольцо a вообще не будет изнашиваться, в уплотняющем кольце b будет износ только по его внутреннему контуру, в уплотняющем кольце b будет изнашиваться торцевая его поверхность, контактирующая с аксиально подвижным кольцом, а уплотняющее кольцо c будет изнашиваться только по его торцевой поверхности, контактирующей с плавающим кольцом.

Здесь следует указать, что из-за увеличения уплотнительного кольца по внешнему контуру под действием осевой нагрузки [26] на внешней боковой поверхности уплотнительного кольца возникает дополнительная радиальная нагрузка – деформационное самоуплотнение.

Учитывая, что уплотняющие кольца в рабочих условиях нагружены неодинаково и что их износ также различный и зависит от нагрузки и условий их размещения, можно, с целью обеспечения более равномерного износа всех уплотняющих колец, выполнить их из материалов с различными значениями коэффициента Пуассона или коэффициента бокового давления. Так, для колец b и z для снижения их износа необходим материал уплотняющих колец с меньшим значением этого коэффициента, например, $\mu = 0,09$, а для колец a и v для повышения эффекта самоуплотнения – с большим значением коэффициента Пуассона, например, $\mu = 0,48$.

Уравнение для определения текущего значения R_i при осевом сжатии уплотнительного кольца

$$\pi(R_0 + r_0)(R_0 - r_0)h_0 = \pi(R_i + r_0)(R_i - r_0)h_i. \quad (10.8)$$

Из выражения (10.8)

$$R_i = \left[\frac{(R_0^2 - r_0^2)E_{\text{сж}}}{(E_{\text{сж}} - q_z)} + r_0^2 \right]^{0,5}. \quad (10.9)$$

Следовательно, при наличии осевой нагрузки на уплотнительный элемент при износе его внешнего контура внешний радиус уплотнительного кольца будет, согласно выражению (10.9), увеличиваться до исходного радиуса R_1 .

10.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ЭЛЕМЕНТАМ ТСУ

При определении нагрузки на натяжные шпильки в рабочем состоянии рассматривали сальниковое уплотнение как разъемное фланцевое соединение с осевым самоуплотнением [27].

Нагрузка на натяжные шпильки в рабочем состоянии

$$Q_{\text{шп}} = Q_3 + Fp(1 - \alpha) - \sum T_i. \quad (10.10)$$

Используя выражение (10.1), получим

$$Q_{\text{шр}} = Q_3 + Fp(1 - \alpha).$$

Здесь

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{ш}} + \frac{2\lambda_a\lambda_{\text{б}}}{\lambda_a + \lambda_{\text{б}}}}{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{пр}} + \frac{2\lambda_a\lambda_{\text{б}}}{\lambda_a\lambda_{\text{б}}}}, \quad (10.11)$$

где F – площадь боковой поверхности аксиально подвижного кольца;
 p – давление рабочей среды.

Так как осевые податливости уплотняющих колец a и $б$ равны, и, следовательно, для этих колец

$$\lambda_a = h/(\pi DBE_{\text{сж}}),$$

а для колец $б$ и $з$

$$\lambda_a = h/(\pi dBE_{\text{сж}}),$$

то выражение (10.11) можно записать как:

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{ш}} + \frac{2h}{\pi BE_{\text{сж}}(D+d)}}{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{пр}} + \frac{2h}{\pi BE_{\text{сж}}(D+d)}}.$$

Здесь h – толщина уплотняющего кольца, B – его ширина, $E_{\text{сж}}$ – модуль сжатия материала сальниковой набивки [1], $D_{\text{ср}}$ и $d_{\text{ср}}$ – средние диаметры уплотняющих колец.

Нагрузка на уплотняющие кольца $в$ и $з$ в рабочем состоянии

$$Q_{\text{вг}} = Q_3 - \alpha Fp + Fp = Q_3 + (1 - \alpha)Fp.$$

Используя выражение (10.1), получим

$$Q_{\text{вг}} = \sum T_i + Q_{\text{пр}} + (1 - \alpha)Fp.$$

Нагрузка на уплотняющие кольца a и $б$ в рабочем состоянии

$$Q_{a\text{б}} = \sum T_i + Q_{\text{пр}} + Fp(1 - \alpha).$$

Если принять, что нет упругого элемента (пружины) и сила затяжки компенсируется силами трения набивки, то выражение (10.1) можно записать как

$$Q_3 = \sum_z^a T_i .$$

В этом случае $\alpha = 0$ и нагрузка на шпильки и на набивку в рабочем состоянии будет

$$Q_3 = \sum_z^a T_{ip} + Fp .$$

Если принять, что пружина отсутствует и аксиально подвижное кольцо контактирует с жестким упором, то $\alpha = 1$, и нагрузка на шпильки и набивку в рабочих условиях будет

$$Q_{\text{шп}} = \sum_z^a T_{ip} .$$

10.4. МНОГОКАМЕРНОЕ ТОРЦОВО-САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Конструкция двухкамерного торцово-сальникового уплотнения, как пример многокамерного уплотнения, представлена на рис. 10.1. [22].

Увеличение числа уплотнительных камер (уплотняющих колец) в соединении создается увеличением количества плавающих колец. Чем больше будет последовательно размещенных уплотняющих колец, тем выше будет степень герметичности соединения.

Как было отмечено на примере двухкамерного ТСУ, плавающее кольцо при вращении уплотняемого вала не вращается.

Для многокамерного ТСУ при числе камер n больше двух это условие также соблюдается. Остаются неизменными концевые участки уплотнения: неподвижные нажимной фланец и стенка камеры сальника и вращающиеся аксиально подвижное кольцо и уплотняемый вал. Торцевые нагрузки не меняются, а радиальные нагрузки одинаково изменяют и момент вращения и момент торможения. При числе камер n больше двух выражение (10.5) можно представить как

$$\frac{M_{\text{т}}}{M_{\text{в}}} = \frac{f_{\text{д}} [nD^2 K + 0,5(D_{\text{ср}}^2 + Cd_{\text{ср}}^2)]}{nd_0^2 K C f + f_{\text{д}} 0,5(D_{\text{ср}}^2 + Cd_{\text{ср}}^2)} .$$

Выбор числа камер зависит от предъявляемых к уплотнению требований или по его герметичности, или по расходу энергии агрегатом, снабженным ТСУ.

Число камер определяется из величины силы предварительного нагружения Q_3 (затяжки) резьбовых шпилек нажимного фланца. Значение осевой удельной нагрузки q_{z1} на уплотняющие кольца в первой от нажимного фланца камеры должно быть не меньше, чем давление уплотняемой среды p . В последующих камерах за счет действия сил трения в зоне контакта уплотняющих колец с элементами узла уплотнения удельная осевая нагрузка q_{zi} уменьшается. В последней камере эта удельная нагрузка должна быть не меньше, чем $0,1p$.

Осевая сила трения уплотняющих колец в текущей i -й камере

$$Q_{\tau} = \pi b q_{zi} \{ f_{\mu} [DK + 2(D_{cp} + Cd_{cp})] + d_0 K C f \}.$$

Требуемое (максимальное) количество n камер можно определить из выражения

$$Q_3 - 0,25 p \pi (D^2 - d^2) = n Q_{\tau}. \quad (10.12)$$

Число уплотняющих колец будет $2n$, а число плавающих колец – $n - 1$.

В рабочих условиях за счет давления p уплотняемой среды возникает сила самоуплотнения

$$Q_c = \pi p (D^2 - d_0^2) / 4.$$

Под действием силы самоуплотнения осевая нагрузка на уплотняющие кольца растёт. Удельную осевую нагрузку на уплотняющие кольца в последней от нажимного фланца камере принимают [10] $q_z = 1,1p$. После завершения реверса сил трения [27] в зоне контакта уплотняющих колец изменится направление этих сил на противоположное. Дополнительная нагрузка на уплотняющие кольца от давления уплотняемой среды в последующих камерах будет снижаться аналогично снижению нагрузки при затяжке крепежных шпилек. Осевая удельная нагрузка на уплотняющие кольца будет складываться из остаточных нагрузок от силы затяжки крепежных шпилек при сборке соединения и давления рабочей среды. Эта суммарная осевая нагрузка будет одинаковой для всех уплотняющих колец и равной $q_z = 1,1 p$.

Требуемая суммарная осевая нагрузка на нажимной фланец при сборке соединения

$$Q_3 = 0,25 p \pi (D^2 - d^2) \exp(2k_f L / b).$$

Осевая нагрузка на шпильках на последнем от нажимной крышки уплотнительном кольце будет равна

$$Q_{ш} = 0,275 p \pi (D^2 - d_0^2).$$

При любом, принятом в этом интервале по выражению (10.12) числе камер, осевая удельная нагрузка на уплотняющие кольца будет одинаковой и минимальной, определенной из условия обеспечения заданной степени герметичности сальникового уплотнения.

Представленный здесь расчет отдельных параметров многокамерного ТСУ позволяет определить требуемое число камер из условия обеспечения технических и экономических требований, предъявляемых к сальниковому уплотнению.

10.5. ПАРАМЕТРЫ, ПРИНЯТЫЕ В РАСЧЕТНЫХ ЗАВИСИМОСТЯХ ДЛЯ ДВУХКАМЕРНОГО ТСУ

Напряжение сжатия уплотнительных колец при сборке сальникового уплотнения (колец *a* и *б*):

$$\sigma_{aб} = Q_3 / [\pi B (D_{cp} + d_{cp})].$$

Колец *в* и *г*:

$$\sigma_{вг} = Q_3 [1 - f_{ав}] / [\pi B (D_{cp} + d_{cp})].$$

Суммарная осевая деформация уплотнительных колец под действием силы затяжки натяжных шпилек

$$\Delta \vartheta = 0,5 \vartheta (\sigma_{aб} + \sigma_{вг}) / E_{сж}.$$

Сжатие упругого элемента

$$\Delta_n = Q_3 [1 - f_{ав} - f_{бг}] / k_n.$$

Суммарное перемещение нажимного фланца после затяжки натяжных шпилек:

$$\Delta_{\Sigma} = Q_3 [1 - f_{ав} - f_{бг}] / k_n + 0,5 \vartheta (\sigma_{aб} + \sigma_{вг}) / E_{сж}.$$

Считаем, что плавающее кольцо не вращается.

Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в зоне контакта поверхностей уплотняющих колец (выражение 10.7)

$$N = M_{\text{в}} \omega_{\text{в}}.$$

Потери мощности на трение при работе уплотнения определяли без учета влияния вязкости уплотняемой среды.

Результат, полученный по уравнению (10.7), есть потери мощности на трение сухой сальниковой набивки. При наличии в качестве уплотняемой среды жидкости значение коэффициента трения уменьшается. Как показали исследования на воде [10], коэффициент трения уменьшается на 40%.

10.6. БЕСКАМЕРНОЕ ТОРЦОВО-САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Бескамерное торцово-сальниковое уплотнение, представленное на рис. 10.2, по сути своей является обычным классическим сальниковым уплотнением, у которого в конце набивки вместо упорной неподвижной втулки установлено вращающееся вместе с валом аксиально подвижное кольцо.

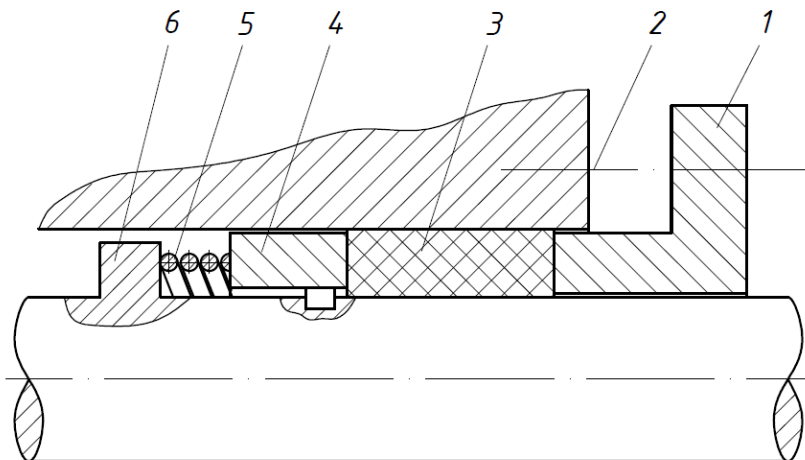


Рис. 10.2. Конструктивная схема бескамерного торцово-сальникового уплотнения

Данное торцово-сальниковое уплотнение содержит нажимной фланец 1, крепежные шпильки 2 (не показаны), сальниковую мягкую набивку 3, аксиально подвижное кольцо 4, упругий элемент (пружину) 5 и опорное кольцо 6, закрепленное на валу 7.

В этом уплотнении за счет осевого перемещения аксиально подвижного кольца под действием давления уплотняемой среды возникает дополнительная осевая нагрузка на набивку (самоуплотнение), что приводит к уменьшению влияния износа набивки на герметичность уплотнения. Предварительную нагрузку набивки при сборке уплотнения осуществляют крепежными шпильками 2 и нажимным фланцем 1. Эта нагрузка расходуется на преодоление сил трения с замыкающими набивку поверхностями стенки камеры сальника и уплотняемого вала Q_T и на сжатие упругого элемента 5 – $Q_{пр}$, контактирующего с аксиально подвижным кольцом 4.

В общем виде предварительную силу, создаваемую крепежными шпильками при сборке сальникового уплотнения, можно выразить как

$$Q_3 = Q_T + Q_{пр}.$$

Возможно условие работы, когда создаваемая крепежными элементами сила полностью компенсируется силами трения в сопряжении с замыкающими набивку поверхностями элементов уплотнения. Тогда

$$Q_3 = Q_T,$$

где $Q_T = \pi(D_0^2 - d_0^2)LKfq_z/4$, D_0 , d_0 и L – наружный и внутренний диаметры набивки и ее высота (длина) соответственно; K – коэффициент бокового давления набивки, т.е. отношение радиальной удельной нагрузки к осевой q_z , создающей эту радиальную нагрузку; f – коэффициент трения набивки о сопрягаемые с ней детали уплотнения.

$$Q_{пр} = k\Delta l,$$

здесь k – коэффициент жесткости упругого элемента (пружины); Δl – величина его сжатия при затяжке крепежных резьбовых элементов.

В рабочих условиях, благодаря установленному аксиально подвижному кольцу 4 (рис. 10.2), на набивку и резьбовые крепежные элементы действует осевая сила $Q_{ос}$ давления уплотняемой среды (эффект самоуплотнения)

$$Q_{oc} = \pi(D_0^2 - d_0^2)p/4.$$

Для бескамерного торцово-сальникового уплотнения, как и для всех сальниковых уплотнений, также принято [10], что герметичность сальникового уплотнения с мягкой набивкой будет обеспечена, если удельная нагрузка на первое от уплотняемой среды уплотняющее кольцо будет не меньше, чем ее давление p .

Учитывая, что в рабочих условиях нагрузка на набивку увеличивается за счет самоуплотнения, силу предварительного нагружения набивки следует создать минимальной, но обеспечивающей условие контакта аксиально подвижного кольца и слоя набивки, так как в противном случае не будет возникать самоуплотнение.

Принимаем удельную осевую нагрузку при сборке уплотнения на последнем уплотняющем кольце не более, чем $0,1p$. Тогда удельную осевую нагрузку на торцевую поверхность нажимного фланца при затяжке крепежных элементов при сборке соединения определим по выражению

$$\sigma_0 = 0,1p \exp(2KfL/b). \quad (10.13)$$

Или требуемую силу затяжки

$$Q_3 = \sigma_0 \pi (D_0^2 - d_0^2) / 4.$$

Распределение осевой удельной нагрузки по длине (высоте) набивки после сборки уплотнения

$$\sigma_z = \sigma_0 \exp(-2Kfz/b).$$

В рабочих условиях на набивку и резьбовые крепежные элементы действует осевая сила Q_{oc} . Эта сила действует в противоположную сторону от направления силы Q_3 , что создает предварительное смещение [17] или реверс сил трения [27] в зоне контакта набивки и поверхностей замыкающих ее деталей.

Нагрузку на набивку и крепежные шпильки в рабочих условиях можно выразить как

$$Q_p = 0,785\pi(D_0^2 - d_0^2)\{\sigma_0 \exp(-2Kfz/b) + p \exp[-2Kf(L-z)/b](1-\alpha)\}, \quad (10.14)$$

где α – коэффициент жесткости соединения [27]:

$$\alpha = (\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{н}}) / (\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{н}}).$$

Здесь $\lambda_{\text{пр}}$, $\lambda_{\text{ш}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ – осевые податливости соответственно упругого элемента, крепежных шпилек и набивки.

Силы трения, возникающие при затяжке крепежных шпилек и при действии силы от давления уплотняемой среды, имеют противоположные направления, но изменяются по длине набивки (увеличиваясь или уменьшаясь) на одну и ту же величину. Поэтому сумма этих сил по длине набивки будет постоянной и минимальной, установленной из условия принятой степени герметичности сальникового уплотнения.

Нагрузка на набивку у нажимного фланца (при $z = 0$)

$$Q_p = 0,785\pi(D_0^2 - d_0^2)\{\sigma_0 + p \exp[-2Kf(L)/b](1 - \alpha)\}.$$

Нагрузка на набивку у аксиально подвижного кольца:

– при $z = L$

$$Q_p = 0,785\pi(D_0^2 - d_0^2)\{\sigma_0 \exp(-2KfL/b) + p(1 - \alpha)\}.$$

Используя выражение (10.13), получим значения осевой нагрузки на набивку

– при $z = 0$

$$Q_p = 0,785\pi(D_0^2 - d_0^2)\{p[0,1 \exp(2KfL/b)] + \exp[-2Kf(L - z)/b]\}; \quad (10.15)$$

– при $z = L$

$$Q_p = 0,785\pi(D_0^2 - d_0^2)\{p[0,1 \exp(2KfL/b) \exp(-2KfL/b) + 1]\}. \quad (10.16)$$

Значения Q_p , для реальной сальниковой набивки, рассчитанные по выражениям (10.15) и (10.16) получаются практически одинаковые. Это говорит о том, что нагрузка на сопрягаемые с набивкой поверхности будет примерно одинакова.

Если в рабочих условиях упругий элемент (пружина) разгрузится полностью, то значение его податливости можно принять как $\lambda_{\text{пр}} \rightarrow \infty$ и $\alpha \rightarrow 0$.

В рассматриваемом бескамерном торцово-сальниковом уплотнении за счет действия самоуплотнения снижаются и выравниваются по длине

(высоте) сальниковой набивки осевая и радиальная удельные нагрузки. Это приводит к снижению требуемой силы предварительной затяжки резьбовых крепежных элементов, уменьшению износа сальниковой набивки в рабочих условиях. За счет снижения и выравнивания осевой удельной нагрузки уменьшаются потери мощности на преодоление момента трения в набивке. В обычном классическом сальниковом уплотнении эта нагрузка равна в среднем $q = 0,5(p + \sigma_0)$.

Значение нагрузки, создаваемой нажимным фланцем – $\sigma_0 = p \exp(2KfL/b)$, что больше, чем требуемая для герметичности нагрузка на первом от рабочей среды уплотнительном кольце, равная p .

В рассматриваемом бескамерном уплотнении удельная нагрузка на первом и последнем кольцах набивки примерно одинаковая, т.е. $q = p$.

Мощность, теряемая на трение набивки в бескамерном сальниковом уплотнении

$$N = M_{\tau} \omega = 0,5 p \pi f \omega \left[d_0^2 L K + 0,25 (D_0 + d)^2 (D_0 - d_0) \right].$$

Рассматриваемое здесь бескамерное торцово-сальниковое уплотнение, не имея существенных осложнений конструкции по сравнению с обычно применяемыми (классическими) сальниковыми уплотнениями, обладает определенными преимуществами за счет выравнивания осевой удельной нагрузки по длине (высоте) сальниковой набивки.

Глава 11. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

При оценке надежности работы рассматривают сальниковое уплотнение как систему, состоящую из трех последовательно соединенных узлов: уплотняемой подвижной детали (штока или вала), сальниковой набивки и крепежной системы (нажимного фланца и резьбовых элементов). Такая расчетная схема обусловлена тем, что отказ любого из трех указанных узлов приведет к отказу сальникового уплотнения в целом. Следовательно, надежность сальникового уплотнения зависит от надежности каждого из трех его составляющих. Надежность каждого составляющего зависит от целого ряда случайных факторов, поэтому количественные характеристики надежности имеют вероятностный характер. Эти характеристики получают на основании опытных и статистических данных [15].

Определяющим фактором надежности уплотнения является его безотказность, поэтому основными характеристиками его надежности будет служить вероятность безотказной работы.

Интенсивность износа γ в общем виде можно записать как [32]

$$\gamma = kpv ,$$

где k – коэффициент, характеризующий износостойкость материала при определенных условиях эксплуатации.

Срок службы T узла трения до его предельно допустимого износа U_{\max}

$$T = U_{\max} / \gamma .$$

Закономерности изнашивания являются функциями случайных аргументов, так как внешние факторы (нагрузка, интенсивность изнашивания, скорость скольжения, температура), характеристики материалов (твердость, предел текучести) и условия эксплуатации являются случайными величинами. Поэтому расчет срока службы узла уплотнения по износу должен опираться на данные теории надежности.

Наиболее частый случай – износ подчиняется линейному закону

$$U = \gamma t . \tag{11.1}$$

Влияние многих факторов на скорость изнашивания подчиняется нормальному закону распределения, т.е.

$$f_0(\gamma) = \frac{1}{\sigma_\kappa (2\pi)^{0,5}} \exp \left[-\frac{(\gamma - \gamma_{\text{cp}})^2}{2\sigma_\gamma^2} \right],$$

где $f_0(\gamma)$ – плотность вероятности; γ_{cp} – среднее значение (математическое ожидание) скорости износа; σ_γ – среднее квадратичное отклонение.

Если учитывать состояние поверхности трения, то уравнение (11.1) запишется так

$$U = a + \gamma t,$$

где a – начальный параметр поверхности трения.

В общем случае срок службы набивки будет функцией двух переменных: a и γ

$$T = (U_{\text{max}} - a) / \gamma$$

Так как принято, что все переменные подчиняются нормальному закону распределения, то и T будет также подчиняться этому закону с параметрами: математическое ожидание $U_{\text{cp}} = a + \gamma T$; при среднем квадратичном отклонении

$$\sigma_U = (\sigma_a^2 + T^2 \sigma_\gamma^2)^{0,5},$$

где σ_U и σ_a соответственно математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение случайного параметра a .

Вероятность безотказной работы уплотнения $P(T)$ за период его работы $\tau = T$ является основной характеристикой надежности. Для расчета $P(T)$ рассматривают вероятность нахождения величины износа в пределах от 0 до U_{max} . Эта вероятность численно равна площади кривой $f(U) = f(\tau)$, находящейся в пределах $U_{\text{max}} \geq U \geq 0$. Так как $f(U)$ подчиняется нормальному распределению, то площадь может быть вычислена с помощью табулированной функции Лапласа [37].

Следовательно, можно записать зависимость

$$P(T) = 0,5 + \Phi \left(\frac{U_{\text{max}} - a_0 - \gamma_{\text{cp}} T}{(\sigma_a^2 + T^2 \sigma_\gamma^2)^{0,5}} \right).$$

В работе [32] представлен численный пример расчета надежности.

Определяющий фактор надежности уплотнения – его безотказность.

Поэтому основными характеристиками его надежности будут служить:

- вероятность безотказной работы

$$P(t) = \exp(-\lambda t);$$

- вероятность отказа

$$Q(t) = 1 - \exp(-\lambda t);$$

- частота отказа

$$a(t) = \lambda \exp(-\lambda t);$$

- интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const};$$

- среднее время безотказной работы

$$T_{\text{ср}} = 1/\lambda.$$

Если известны количественные характеристики надежности каждого из трех элементов, то можно найти их и для всего уплотнения. Для всего уплотнения эти характеристики имеют вид

$$P(t) = \prod_{i=1}^3 P_i(\tau); \quad \lambda(\tau) = \sum_{i=1}^3 \lambda_i(\tau);$$

$$a(t) = \sum_{i=1}^3 a_i(\tau) \frac{\prod_{i=1}^3 P_i(\tau)}{P_i(\tau)}; \quad T_{\text{ср}} = \int \prod_{i=1}^3 P_i(\tau) d\tau.$$

Такой расчет позволяет определить наиболее слабое звено уплотнения.

Важной характеристикой надежности, кроме безотказности, является ремонтпригодность рассматриваемого объекта. Сальниковое уплотнение имеет довольно высокую ремонтпригодность, так как в основном его ремонт сводится к замене износившейся набивки. Учитывая, что в сальниковых уплотнениях с мягкой набивкой большинство отказов происходит из-за набивки, то особое внимание в процессе эксплуатации должно быть уделено наблюдению за временем работы элементов набивки.

Интенсивность отказов $\lambda(\tau)$ – плотность вероятности отказа в момент τ при условии, что до этого момента отказа не было

$$\lambda(\tau) = m(\tau) / [n_1(\tau)\Delta\tau],$$

где $n_1(\tau)$ – число уплотнений (элементов) из общего количества N , не имевших отказов до момента τ .

Среднее время безотказной работы $T_{\text{ср}}$ – математическое ожидание времени работы до отказа

$$T_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^N \tau_i}{N},$$

где τ_i – время работы до отказа i -го элемента уплотнения.

Дисперсия времени безотказной работы σ^2

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\tau_i - T_{\text{ср}})^2}{N - 1}.$$

Дисперсия характеризует меру рассеивания около среднего значения времени работы до отказа. Применительно к сальникам с мягкой набивкой повышенные значения определяемой дисперсии могут быть объяснены неоднородностью материала набивок и различием в качестве их изготовления и монтажа.

11.1. УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК

Для быстрой оценки надежности сальникового уплотнения могут быть проведены ускоренные испытания, которые позволяют повышением значений отдельных параметров (давления, температуры, скорости перемещения и др.) получить результаты, соответствующие более длительному ресурсу работы уплотнения при нормальных условиях эксплуатации. При ускоренных испытаниях должны быть определены критерии, позволяющие рассчитать действительный ресурс уплотнения, его износ и характеристики надежности, соответствующие нормальным условиям работы.

Например, если удельная нагрузка на уплотняющее кольцо в процессе эксплуатации q_1 , а во время ускоренных испытаний q_2 , причем $q_2 > q_1$, то интенсивность износа Δb в эксплуатации (если все остальные условия испытания соответствуют эксплуатации)

$$\Delta b_1 = \Delta b_2 / K_p,$$

где Δb_2 – интенсивность износа во время испытания; $K_p = f(q_2/q_1)$ – критерий испытания, зависящий от многих факторов и их влияния на искомый параметр.

По соответствующим критериям могут быть получены при ускоренных испытаниях и другие характеристики.

По этим критериям могут быть получены и обратные зависимости.

Например, при известном ресурсе работы M_1 сальникового уплотнения при давлении уплотняемой среды p_1 ресурс работы уплотнения M_2 при давлении p_2 ($p_2 > p_1$) ориентировочно может быть определен из выражения

$$M_1/M_2 = (p_2/p_1)^{(S/7)+1}, \quad (11.2)$$

где S – коэффициент, учитывающий усталостную прочность материала уплотняемой детали в данной среде (например, в морской воде для стали типа 12X18H9T $S = 8,4$; для бронзы типа БрОФ 6,5-0,15 $S = 18,9$) [33]. Для выражения (11.2) принимают

$$(p_2/p_1)^{(S/7)+1} = K_p.$$

Выражение (11.2) справедливо для уплотнения, работающего в среде без абразивных включений в диапазоне давлений 0,15...1,0 МПа.

По результатам специально проведенных исследований [28] была получена плотность распределения времени отказов сальниковых уплотнений группы центробежных насосов. Выход из строя сальниковых уплотнений наблюдался в 51 случае. Статистическая обработка показала, что здесь плотность распределения времени отказов подчиняется нормальному закону с параметрами $m = 0,827$ и $\sigma = 0,442$.

Плотность распределения для этого типа отказов имеет следующий вид

$$\lambda(t) = [0,442(2\pi)^{0,5}]^{-1} \exp\left[-(\tau - 0,827)^2 / (2 \cdot 0,442^2)\right].$$

Предлагаемый аппарат расчета надежности сальникового уплотнения с мягкой набивкой может быть использован для определения ресурса работы конкретного узла уплотнения.

11.2. МОЩНОСТЬ, РАСХОДУЕМАЯ НА ТРЕНИЕ В САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКЕ

Вращение вала. При вращении вала с определенной угловой скоростью ω_b в зоне контакта обычной (классической) сальниковой набивки и поверхности вала возникает момент трения, для преодоления которого необходимо затратить определенную мощность N

$$N = 0,5 p \pi f \omega_b d_0^2 L K .$$

Для сальниковых уплотнений типа ТСУ при отсутствии вращения плавающих колец мощность можно определить по выражению (10.7).

Движение штока. Шток при вращении кривошипа кривошипно-шатунного механизма движется с переменной скоростью: от нуля в крайних (мертвых) положениях до максимального значения V_{\max} при положении кривошипа под углом, близким к 90° . При расчете мощности, теряемой на трение в сальниковой набивке, принимают среднюю скорость движения штока

$$V_{\text{cp}} = 0,5V_{\max} .$$

Мощность, теряемая на трение штока о сальниковую набивку

$$N = q_z K_r L \pi d_0 f V_{\text{cp}} . \quad (11.3)$$

Шток движется возвратно-поступательно. Поэтому при таком движении слой набивки, контактирующий со штоком, работает на усталость. Протечка уплотняемой среды переменная и ее величина зависит от направления движения штока: при движении в сторону нажимной втулки (при внешнем ее размещении) величина протечки будет больше, чем при движении в обратном направлении.

Движение шпинделя арматуры. Шпиндель арматуры имеет и прямолинейное возвратно-поступательное, и вращательное, переменное по направлению движения.

Если перемещение шпинделя обеспечивается вращением аксиально неподвижной гайки, то шпиндель перемещается прямолинейно вверх или вниз в зависимости от направления вращения гайки. В этом случае мощность, теряемая на трение в сальниковом уплотнении, определяется по выражению (11.3).

Если вращается шпиндель в неподвижной гайке, то его уплотняемая поверхность имеет сложное движение: вертикальное прямолинейное и вращательное.

Путь, пройденный шпинделем за один ход

$$S = \pi d_0 z / \cos \alpha ,$$

где z – число витков резьбы на шпинделе, соответствующее величине одного хода; α – угол подъема винтовой линии резьбы.

Мощность, теряемая на трение шпинделя о сальниковую набивку

$$N = q_z K_r L \pi^2 d_0^2 f z / (\tau \cos \alpha) . \quad (11.4)$$

Здесь τ – время, принятое при расчете одного хода плунжера. Это время можно выразить или через угловую скорость вращения плунжера

$$\tau = 30 / (\pi z)$$

или через линейную скорость его вертикального перемещения

$$\tau = S / V_{\text{cp}} .$$

Потеря мощности на преодоления сил трения в сальниковом уплотнении снижает общий коэффициент полезного действия агрегата, снабженного этим уплотнением.

Значение мощности, расходуемой на преодоление трения (выражение 10.7, 11.3, 11.4), зависит от величин, входящих в эти выражения параметров. Следовательно, повышение эффективности оборудования, содержащего сальниковое уплотнение с мягкой набивкой, может быть достигнуто выбором соответствующих параметров, входящих в расчетные выражения мощности.

Глава 12. МОНТАЖ, РЕМОНТ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Работа сальниковых узлов различного оборудования зависит не только от конструкции этих узлов и выбранного типа насадки, но и от соблюдения условий монтажа и эксплуатации сальникового уплотнения.

Перед установкой набивки в сальниковую камеру необходимо проверить соосность вала и расточки сальниковой камеры. Отклонение не должно превышать 0,1 мм при любом угловом повороте уплотняемой детали. При применении набивки из ТРГ в сальниковую камеру следует устанавливать не более 4–5 уплотняющих колец. Если существующая камера имеет большую глубину, то следует использовать кольцо-вставку (см. рис. 12.1).

Представленный на рис. 12.1 узел содержит уплотняемый элемент 1 (вал или шток), нажимной фланец 2, сальниковую набивку 3 и кольцо-вставку 4. Высота этого кольца $h_{пк}$ определяется как разность между глубиной сальниковой камеры L и суммой высоты сальниковой набивки l , состоящей из 4–5 колец, опрессованных на 20...25% или $1/4$ длины рабочей части нажимной втулки $h_{тр}$

$$h_{пк} = L - (l + 0,25h_{тр}).$$

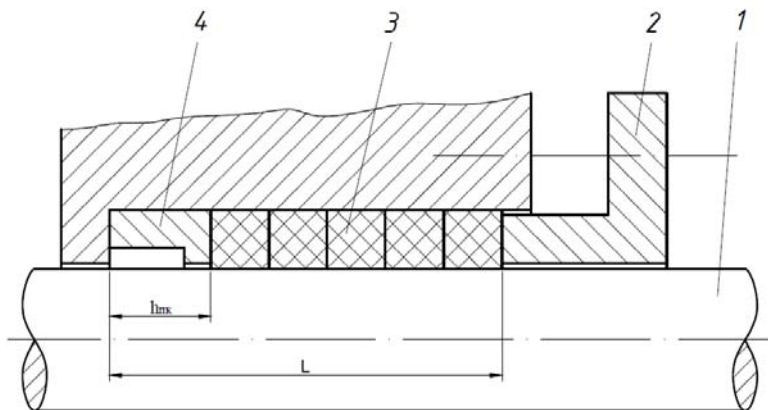


Рис. 12.1. Конструктивная схема сальникового уплотнения
с кольцевой вставкой

Перед установкой неопрессованных сальниковых колец из ТРГ в камеру необходимо их предварительно опрессовать, уменьшив на 25% их исходную высоту. Неопрессованная набивка изнашивается в 2–3 раза быстрее опрессованной и имеет увеличенную утечку уплотняемой среды. Опрессовку осуществляют в специальной пресс-форме.

Для опрессовки колец набивки используют пресс-форму, размеры которой соответствуют размерам одного уплотнительного кольца.

При использовании уплотнительных колец, выполненных из стружки фторопласта-4, полученных при глубине резания 1 мм и подаче 0,15 мм/об, их опрессовка обязательна.

Можно опрессовывать набивки в сальниковой камере. При этом каждое кольцо опрессовывается поочередно специальной монтажной втулкой.

Набивку предварительно опрессовывают до достижения определенной плотности, значение которой зависит от давления уплотняемой среды p_0 . Требуемая плотность набивки из ТРГ определяется по выражению

$$\rho_n = 0,013p_0 + 1,17.$$

Здесь ρ_n , г/см³ и p_0 , МПа.

Исследования показали, что увеличение плотности на 20% приводит к снижению величины протечки уплотняемой среды более чем на 80%. Величина удельной нагрузки на набивку при опрессовке должна превышать на 0,2...0,3 МПа давление уплотняемой среды.

Высота комплекта набивки ГРАФЛЕКС в обжатом состоянии для отдельных марок приведена в табл. 12.1.

Кольца устанавливают со смещением разрезов на 120°. После установки пакета набивки нажимная втулка должна входить в гнездо не более чем на 1/3 ее высоты, но не менее чем на 2 мм.

Необходимость замены сальниковой набивки определяют по увеличению протечки уплотняемой среды, которую не удается устранить подтяжкой крепежных элементов сальника. Используются специальные гидравлические устройства для извлечения отработанной набивки, что исключает повреждение уплотняемых поверхностей элементов сальника и обеспечивает их очистку от следов старой набивки.

Перед установкой плетеной набивки ее предварительно нарезают на отрезки определенной длины. Эти отрезки должны отделяться под углом 45°, как указано на рис. 12.2.

Таблица 12.1

Марка набивки	Давление рабочей среды, МПа			
	$P_p \leq 4$ МПа	$P_p \leq 6,5$ МПа	$P_p \leq 10$ МПа	$P_p > 10$ МПа
Отношение высот комплектов неопрессованной и опрессованной набивки, мм				
Н 1100 (НГФ-ХБ)	35/23	37/24	40/26	45/29
Н 1200 (НГФ-С)	35/23	37/24	40/26	45/29
Н 1300 (НГФ-М)	35/23	37/24	40/26	45/29
НУ 1250 (Н 1251)	20/13	22/24	23/15	25/16
НУ1120 (НГФ-ХБ-Ф4)	25/16	28/18	32/21	37/24

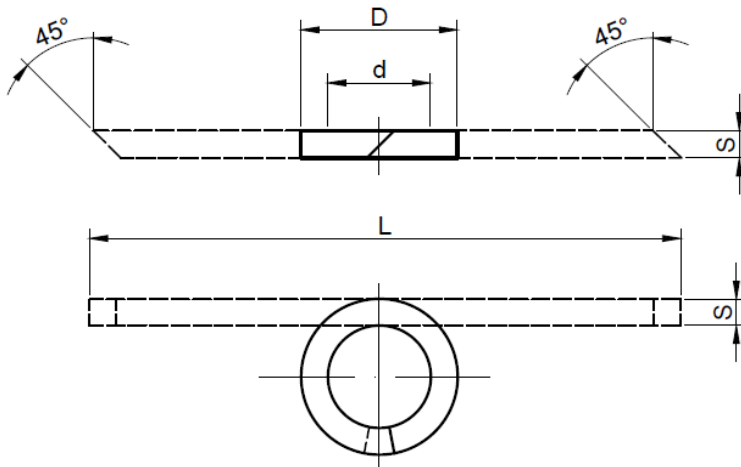


Рис. 12.2. Схема нарезки уплотнительных колец

Применяют также намоточный метод нарезки колец. Для этого из бухты новой набивки отрезают шнур длиной $\pi(d + 2b)n$, где d – наружный диаметр уплотняемой детали, b – ширина набивки, n – число колец в уплотнении. Отрезанный шнур плотно наматывают на специальную втулку, наружный диаметр которой соответствует наружному диаметру уплотняемой детали, и разрезают на кольца. Разрез выполняют под углом 45° к оси по спирали. Допускается разрезать шнур под прямым углом к плоскости колец. Для выполнения более аккуратного разреза набивку в месте разреза обматывают тонкой пленкой.

Длина отрезка для набивочного кольца

$$L = 1,07(d + b)\pi.$$

При сборке сальникового уплотнения необходимо обеспечить требуемую величину силы Q_3 затяжки его резьбовых крепежных элементов (удельную осевую нагрузку на набивку). На практике силу обжатия набивки определяют по величине усадки пакета набивки ΔH , которая пропорциональна Q_3

$$\Delta H = H_c Q_3 / (\pi D_{\text{ср}} b E_{\text{сж}}).$$

Здесь H_c – неопрессованная (исходная) высота набивки; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр кольца набивки; b – ее ширина; $E_{\text{сж}}$ – модуль сжатия материала набивки.

В процессе ревизии проверяют состояние защитных гильз и вала, посадку грундбоксы в корпусе камеры сальника, состояние набивки и нажимных втулок [13].

Несоосность вала и расточки корпуса машины под сальник не должна превышать 0,15...0,20 мм при диаметре вала до 50 мм; 0,20...0,25 мм при диаметре вала от 50 до 75 мм; 0,30 мм при диаметре вала свыше 75 мм.

Радиальное биение рабочей поверхности защитной втулки проверяется во время ремонта, а также при возникновении повышенной протечки уплотняемой среды. При давлении перед уплотнением до 0,6 МПа биение не должно превышать следующих значений: 0,20 мм при угловой скорости 750 об/мин, 0,15 мм – при 1000 об/мин, 0,10 мм – при 1500 об/мин, 0,08 мм – при 3000 об/мин.

Радиальный зазор между защитной втулкой и крышкой сальника не должен превышать 0,5 мм при диаметре втулки до 110 мм и 0,8 мм – при диаметре более 110 мм. Для взрывопожароопасной рабочей среды радиальный зазор следует увеличить на 0,3 мм.

При сборке сальникового уплотнения затяжку резьбовых крепежных элементов проводят, исключая перекос нажимного фланца. При нормальной затяжке уплотняемый вал проворачивается с некоторым сопротивлением. Иногда необходима определенная величина утечки уплотняемой среды через сальник как для смазывания его трущихся поверхностей, так и для уноса тепла из сальника, возникающего в результате трения сальниковой набивки о подвижную уплотняемую деталь. Рекомендуемая величина утечки 0,5...2,0 л/ч для агрессивных уплотняемых сред и 0,5...10 л/ч для прочих сред.

Глава 13. КРАТКОЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК НА ОСНОВЕ ТРГ

В данной главе приводится обоснование эффективности применения в качестве основного составляющего компонента сальниковой набивки волокон, выполненных из терморасширенного графита (марки «ГРАФЛЕКС»). Использование в качестве примера расчета терморасширенного графита объясняется увеличивающимся в мировой практике объемом его применения для уплотнительных элементов разъемных соединений. Для сопоставления взяты широко применяемые до недавнего времени уплотнительные элементы, в основу которых входил асбест. Оценка эффективности нового технического решения

$$\Delta \mathcal{E} = \mathcal{Z} / (\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) = \mathcal{Z} / \sum \mathcal{E},$$

где \mathcal{Z} – дополнительные затраты, связанные с внедрением нового технического решения; $(\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) = \sum \mathcal{E}$ – суммарная экономия в результате применения нового технического решения. Экономическая эффективность использования нового материала определяется его характеристиками. В таблице 13.1 представлены отдельные сравнительные характеристики асбеста и «ГРАФЛЕКСа».

Таблица 13.1

Характеристика	Асбест	ГРАФЛЕКС
Плотность, г/см ³	2,74...2,76	1...1,6
Относительный срок службы	1	2,5...5
Эксплуатационная безопасность	Токсичен	Нетоксичны, экологически безопасны
Рабочая температура, °С	до 400	до 3000
Химическая стойкость	Взаимодействует с сильными кислотами и щелочами	Химически инертны
Пластичность	Непластичен	Пластичен
Упругие деформации, %	1,5...3,5	10...15
Коэффициент трения по стали	0,34...0,38	0,08...0,12

Указанное в таблице увеличение срока службы уплотняющего материала снижает общую его потребность в 2,5 – 5 раз. Следовательно, сокращение потребления «ГРАФЛЕКСа» по сравнению с асбестом будет в 3,5 – 10 раз.

Экономический эффект от снижения массы материала

$$\mathcal{E}_{\text{мат}} = (C_{\text{асб}} G_{\text{асб}} / n_{\text{асб}} - C_{\text{гр}} G_{\text{гр}} / n_{\text{гр}}) \cdot 7000, \quad (13.1)$$

где $C_{\text{асб}}$, $C_{\text{гр}}$ – цена, соответственно, асбеста и «ГРАФЛЕКСа», (р./кг); $G_{\text{асб}}$, $G_{\text{гр}}$ – расход материала в кг на сальниковое уплотнение, соответственно из асбеста и «ГРАФЛЕКСа»; $n_{\text{асб}}$ и $n_{\text{гр}}$ – срок службы (час) уплотнений из асбеста и «ГРАФЛЕКСа» при прочих равных условиях. В качестве примера, используя выражение (13.1), рассчитаем изменение затрат по ценам 2000 г. на материалы уплотнения для центробежного насоса, используемого для перекачки битума на Сызранском НПЗ с учетом реальных сроков службы уплотнения.

$$\mathcal{E}_{\text{мат}} = (0,4 \cdot 150 / 420 - 0,27 \cdot 1350 / 4368) \cdot 7000 = 415 \text{ р./год.}$$

Несмотря на более высокую стоимость материала «ГРАФЛЕКС» ($C_{\text{гр}} = 1350$ р./кг, а $C_{\text{асб}} = 150$ р./кг), экономия затрат на материал за год составляет 415 р. на один насос.

Высокая теплопроводность «ГРАФЛЕКСа» и низкий коэффициент трения при контакте его со стальными поверхностями уплотнительного узла позволяют обеспечить работу сальниковых узлов центробежных насосов практически без протечек через уплотнения перекачиваемой среды. При применении других типов набивок необходимо обеспечить протечку через сальник определенного количества перекачиваемой среды (5 – 10 капель в мин или около 0,5 л/ч) для предотвращения разогрева элементов сальника. За год (7000..8000 ч работы насоса) такие запланированные протечки составляют 3–4 т продукта. Экономический эффект за счет снижения запланированной утечки рабочей среды:

$$\mathcal{E}_{\text{эк. пр.}} = C_{\text{пр}} G_{\text{пот}},$$

где $C_{\text{пр}}$ – цена 1 т перекачиваемой жидкости, р./т; $G_{\text{пот}}$ – годовой расход перекачиваемой жидкости, т/год.

Уменьшение утечек рабочей среды позволяет получить экономию за счет снижения затрат топлива, необходимого для ее подогрева (если это требуется).

Экономия от снижения утечек и испарения при подогреве может быть определена по выражению

$$\mathcal{E}_{\text{ут}} = \mathcal{E}_{\text{т}} + \mathcal{E}_{\text{в}} .$$

Здесь экономический эффект от уменьшения утечек и испарения за счет экономии топлива ($\mathcal{E}_{\text{т}}$) и за счет подготовки воды ($\mathcal{E}_{\text{в}}$)

$$\mathcal{E}_{\text{т}} = D_{\text{ум}} 10^3 (h - h_{\text{исх}}) / (Q^{\text{н}} \eta_{\text{ка}} \eta_{\text{тр}}) C_{\text{т}} 10^{-3} ,$$

где $D_{\text{ум}}$ – уменьшение потерь рабочей среды, т/ч; h , $h_{\text{исх}}$ – энтальпия рабочего тела в зоне утечки и энтальпия исходной среды, кДж/кг; $Q^{\text{н}}$ – низшая теплотворная способность натурального топлива, кДж/кг; $\eta_{\text{ка}}$, $\eta_{\text{тр}}$ – КПД котельного агрегата и транспорта тепла, соответственно; $C_{\text{т}}$ – стоимость натурального топлива, р./т.

Следует отметить, что утечка одной тонны острого пара приводит к потере 0,1...0,12 т условного топлива.

Потери рабочей среды приводят также к дополнительным затратам, связанным с ее обеззараживанием (в частности – обессоливанием воды). Если рассматривать воду, то эти потери зависят от состава исходной воды и от способа и схемы ее подготовки к сбросу в канализационную систему.

Экономию на подготовке воды за счет уменьшения утечек можно определить по выражению

$$\mathcal{E}_{\text{в}} = D_{\text{ум}} C_{\text{в}} + k_{\text{ст}} D_{\text{ум}} C_{\text{ст}} ,$$

где $C_{\text{в}}$ и $C_{\text{ст}}$ – соответственно, стоимость подготовки воды и стоимость сбрасываемой сточной воды, р./т; $k_{\text{ст}}$ – коэффициент, учитывающий количество сточных вод, образующихся при подготовке одной тонны рабочей воды.

Снижение более чем в три раза значения коэффициента трения по сравнению с условием работы уплотнения с набивкой, содержащей асбест, позволяет уменьшить затраты энергии на привод насоса. Для цен-

требных насосов потери на трение в сальнике с набивкой на основе асбеста составляют около 50% от суммарных механических потерь [34].

Высокая теплопроводность материала из ТРГ и низкий коэффициент трения позволяют увеличить окружную скорость вращения уплотняемого вала до 25 м/с. Для набивки на основе асбеста допускается окружная скорость 6...8 м/с [34]. Повышение скорости дает возможность уменьшить габариты насоса и, следовательно, его металлоемкость, при сохранении той же производительности и напора.

Суммарная экономия от применения «ГРАФЛЕКСа» в целом составит:

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = \mathcal{E}_{\text{мех}} + \mathcal{E}_{\text{ш.н.}} + \mathcal{E}_{\text{зв}} + \mathcal{E}_{\text{мат}} .$$

В таблице 13.2 приведены средние сроки службы уплотнений для различных типов арматуры, полученные на основании опыта эксплуатации на тепловых электрических станциях за расчетные десять лет.

Срок службы сальниковой набивки из материала «Графлекс» по сравнению с сальниковыми набивками АГ-50 и АГ-1, применявшимися ранее, увеличен в 2,5 – 5 раз. Сальниковая набивка из колец «Графлекс» после вскрытия и ремонта задвижек используется повторно. Окупаемость затрат – менее полугода (табл. 13.3).

Таблица 13.2

Характеристики	Срок службы уплотнения (месяцев)	
	Асбест	«ГРАФЛЕКС»
<i>Запорная арматура</i>		
Вентили	6...12	24...48
Задвижки на паре	4...6	24...48
Задвижки на воде	До 12	До 48
<i>Регулирующая арматура</i>		
Регулирующие клапаны	5...8	12...24
Клапаны впрыска	3...4	12

Таблица 13.3

Тип оборудования	Среда	Температура среды, °С	Тип уплотнения	Срок службы уплотнений ГРАФЛЕКС ранее применявшихся
Центробежный насос	Нефтепродукты (тяжелый газойль)	400	Комплект колец ГРАФЛЕКС	2,5 суток/ 8...12 часов
Центробежный насос	Растворители и органические вещества	60-80	Комплект колец ГРАФЛЕКС	4 месяца/ 21 сутки
Центробежный насос	Битум	450	Комплект колец ГРАФЛЕКС	6 месяцев/ 2–3 недели
Центробежный насос	Растворители и органические вещества	120	Набивка НГФ-ХБ	3 месяца/ 14 суток
Плунжерный насос	Нефтепродукты (парафин)	150	Комплект колец ГРАФЛЕКС	4 месяца/ 20 суток
Арматура	Раствор экстрактов (фенол, масло, смола)	250	Комплект колец ГРАФЛЕКС	1 год/ 30 суток

Высокая эффективность использования уплотнительных изделий серии «Графлекс» становится очевидной при сравнении общих затрат на ремонт арматуры и насосов в случае использования традиционных набивок типа АГ-50.

В таблице 13.4 представлено распределение общих расходов при использовании для арматуры уплотнений из «Графлекс» и зарубежных уплотнений нового поколения.

Как видно из приведенных в таблице данных, затраты потребителя при применении сальниковых уплотнений «Графлекс» на арматуре при прочих равных условиях сокращаются более чем в три раза при наличии внеплановых аварийных остановок, и в 4–5 раз (без учета этих остановок).

Таблица 13.4

Статьи затрат	Общие затраты			
	С применением сальниковых уплотнений «Графлекс»	С традиционными набивками типа АГ-50	Современные материалы западных фирм*	Перспективные материалы западных фирм*
Суммарные расходы на уплотнительные изделия за 4 года	0,3%	1%	3%	3%
Рабочие расходы по переупаковке сальника	5%	21%	13%	8%
Расходы на замену деталей арматуры, (протечки, затраты энергии)	5%	22%	24%	12%
Расходы при аварийных остановках из-за проблем в уплотнении	18%	56%	60%	25%
ВСЕГО ЗАТРАТ	28,3%	100%	100%	50%

* По данным фирмы PROPACK.

В западных странах, где в настоящее время широко используются уплотнения на основании фторопласта, углеволокна, стекловолокна и других современных материалов использование материалов нового поколения приводит к экономии приблизительно в два раза. Здесь следует обратить внимание на то, что основной эффект как для «Графлекса», так и для материалов западных фирм, достигается, в основном, за счет повышения надежности работы оборудования, так как стоимость новых уплотняющих материалов может быть значительно выше стоимости ранее применявшихся.

Глава 14. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

В данном разделе изложены примеры расчета основных параметров представленных в книге некоторых конструкций сальникового уплотнения.

Все расчеты для каждой конструкции уплотнения выполнены при одних и тех же эксплуатационных данных с целью возможности сравнения полученных результатов.

Принятые эксплуатационные данные: диаметр уплотняемого вала $d_0 = 60$ мм, угловая скорость его вращения $\omega = 105 \text{ с}^{-1}$, давление уплотняемой среды (вода) 1,2 МПа, ее температура 20 °С, материал сальниковой набивки Н1200, $f = 0,107$, $K = 0,45$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,31$. Сечение колец набивки квадратное 8×8 мм. В уплотнении размещается 5 колец. Коэффициент толстостенности колец набивки $\beta = 76/60 = 1,27$. Высота (длина) набивки $L = 5 \cdot 8 = 40$ мм.

Для определения величины утечки уплотняемой среды (воды) использовали полученные экспериментально коэффициенты проницаемости отдельных видов набивки для воздуха. Эти данные можно использовать и для воды, умножив известный коэффициент проницаемости для воздуха на отношения динамической вязкости воздуха и динамической вязкости воды. При температуре 20 °С и относительно небольшом давлении коэффициенты динамической вязкости воздуха и воды равны соответственно $1,85 \cdot 10^{-6}$ и $1,05 \cdot 10^{-3}$ Па с. Отношение значений этих коэффициентов вязкости будет равно $1,76 \cdot 10^{-3}$.

14.1. КЛАССИЧЕСКИЙ ВАРИАНТ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Рассмотрим обычно применяемое (классическое) сальниковое уплотнение с цилиндрической формой сальниковой набивки (рис. 1.1) с углом между осью вала и торцевыми поверхностями набивки 90°. Принято, что герметичность уплотнения будет обеспечена, если осевая удельная нагрузка на последний слой набивки, контактирующий с уплотняемой средой, будет не меньшей, чем давление уплотняемой среды $p = 1,2$ МПа.

Удельная осевая нагрузка на нажимной фланец по выражению (1.2)

$$\sigma_0 = p \exp(2KfL/b) = 1,2 \exp(2 \cdot 0,45 \cdot 0,107 \cdot 0,04/0,008) = 1,94, \text{ МПа.}$$

Требуемая сила затяжки крепежных шпилек (нагрузка на нажимной фланец при сборке соединения), выражение 1.3 примет вид

$$Q_3 = \pi(D + d_0)\sigma_0 b/2 = 3,14(0,076 + 0,06)1,94 \cdot 0,008/2 = 3,319, \text{ кН.}$$

По этой нагрузке рассчитывают нажимной фланец и крепежные резьбовые элементы, определяя их число n и диаметр. Учитывая ограниченность в пространстве размещения сальникового узла, для обеспечения возможности создания дополнительной нагрузки набивки при ее износе подтяжкой крепежных элементов, принимают минимальное значение числа n крепежных элементов. В нашем случае $n = 2$. Расчетная нагрузка на одну шпильку будет

$$Q_{31} = 3,319/2 = 1,66, \text{ кН.}$$

Принимаем линейную зависимость осевой удельной нагрузки σ_z от длины набивки z . При $z = 0$ $\sigma_z = \sigma_0$, при $z = L$ $\sigma_z = p$. Принимаем среднее значение σ

$$\sigma_{\text{ср}} = (\sigma_0 + p)/2 = (1,94 + 1,2)/2 = 1,57, \text{ МПа.}$$

Момент трения в набивке при вращении вала

$$M_{\text{т}} = \sigma_{\text{ср}} \pi d_0^2 L K f_{\text{дв}} / 2.$$

Принимаем коэффициент трения вала о набивку при его вращении на 20% меньше, чем в статике (табличное значение).

$$M_{\text{т}} = 0,5 \cdot 1,57 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 0,04 \cdot 0,45 \cdot 0,8 \cdot 0,107 = 13,7, \text{ Н·м.}$$

Мощность, расходуемая на трение в сальниковом уплотнении

$$N = M_{\text{т}} \omega = 13,7 \cdot 105 = 1437, \text{ Вт.}$$

Утечка уплотняемой среды (воды)

$$W = k_{\text{п}} F p / L \mu.$$

Здесь $k_{\text{п}}$ – коэффициент проницаемости набивки; μ – динамическая вязкость уплотняемой среды.

Значения коэффициента проницаемости для различных типов набивки из терморасширенного графита определяли экспериментально на воздухе. Полученная зависимость значения k_{Π} для различных набивок (выражение 9.2)

$$k_{\Pi} = \exp[-(a + b\sigma_0)].$$

Для набивки типа Н1200 $a = 7,7$ и $b = 0,19$. Значение коэффициента проницаемости для воздуха

$$k_{\Pi} = \exp[-(7,7 + 0,19 \cdot 1,94)] = 3,1 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2.$$

Коэффициент проницаемости для воды

$$k_{\text{пв}} = 3,1 \cdot 10^{-4} \cdot 1,76 \cdot 10^{-3} = 5,5 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^2$$

Величина протечки воды

$$W = k_{\Pi} F p / L = 5,5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,785 \cdot (0,076^2 - 0,06^2) \cdot 1,2 / 0,04 = 0,282 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

14.2. САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ С ВНУТРЕННИМ РАЗМЕЩЕНИЕМ НАЖИМНОГО ФЛАНЦА

Учитывая, что в этой конструкции обеспечивается дополнительная нагрузка на уплотняющие кольца за счет давления уплотняемой среды (самоуплотнение), то силу предварительного нагружения крепежных шпилек устанавливаем минимальной, так как в рабочем состоянии нагрузка на уплотняющие кольца набивки увеличится за счет давления уплотняемой среды.

Сила нагружения шпилек при сборке уплотнения

$$Q_3 = 0,1\pi D_{\text{cp}} b p = 0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,008 \cdot 1,2 \cdot 10^6 = 205, \text{ Н}.$$

Здесь D_{cp} – средний диаметр уплотняющего кольца набивки.

Расчетная нагрузка на одну шпильку $Q_{31} = 103 \text{ Н}$.

Нагрузка на нажимной фланец в рабочих условиях

$$Q = 1,1\pi D_{\text{cp}} b p = 1,1 \cdot 3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,008 \cdot 1,2 \cdot 10^6 = 2,254, \text{ кН}.$$

Удельная осевая нагрузка на внешнюю торцевую поверхность набивки (по выражению 1.2)

$$\sigma_0 = p \exp[-2Kf/L/b] = 1,2 \exp[-2 \cdot 0,45 \cdot 0,107 \cdot 0,04/0,008] = 0,238, \text{ МПа.}$$

Среднее значение осевой удельной нагрузки

$$q_{\text{ср}} = 0,5(p + \sigma_0) = 0,5(1,2 + 0,238) = 0,719, \text{ МПа.}$$

Определяем момент трения при вращении вала. Принимаем коэффициент трения вала о набивку при его вращении на 20% меньше, чем в статике.

$$\begin{aligned} M_{\text{т}} &= \sigma_{\text{ср}} \pi d_0^2 L K f_{\text{дв}} / 2 = \\ &= 0,5 \cdot 0,719 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 0,04 \cdot 0,45 \cdot 0,8 \cdot 0,107 = 6,26, \text{ Н·м.} \end{aligned}$$

Мощность, расходуемая на трение в сальниковом уплотнении

$$N = M_{\text{т}} \omega = 6,26 \cdot 105 = 657, \text{ Вт.}$$

Для оценки величины протечки уплотняемой среды используем отдельные данные раздела 14.1.

Коэффициент проницаемости для воды

$$k_{\text{п}} = \exp[-(7,7 + 0,19 \cdot 1,32)] = 6,34 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^2$$

Величина протечки воды

$$W = k_{\text{п}} F p / L = 6,34 \cdot 10^{-7} \cdot 0,785(0,076^2 - 0,06^2) \cdot 1,2 / 0,04 = 0,324 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

14.3. САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ С ТРАПЕЦИДАЛЬНОЙ ФОРМОЙ СЕЧЕНИЯ НАБИВКИ ПРИ БОЛЬШЕМ ОСНОВАНИИ ТРАПЕЦИИ У НАЖИМНОГО ФЛАНЦА

Равномерная по высоте (длине) набивки сальникового уплотнения осевая удельная нагрузка может быть обеспечена при условии, что площадь сечения набивки по высоте уменьшается согласно уменьшению осевой силы.

Из выражения (3.4) определяем наружный диаметр большего основания трапеции набивки

$$\begin{aligned} D_0 &= [(d^2 - d_0^2) \exp(2Kf/L/b) + d_0^2]^{0,5} = \\ &= [(76^2 - 60^2) \exp(2 \cdot 0,45 \cdot 0,107 \cdot 40/8) + 60^2]^{0,5} = 84,4, \text{ мм.} \end{aligned}$$

По выражению (3.1) находим тангенс угла боковой поверхности трапеции набивки

$$\operatorname{tg} \alpha = (D_0 - d)/2L = (84,4 - 76)/2 \cdot 40 = 0,105 \text{ и } \alpha = 6^\circ.$$

Средний диаметр конуса набивки

$$D_{\text{cp}} = (D_0 + d)/2 = (84,4 + 76)/2 = 80,2, \text{ мм.}$$

Требуемая сила затяжки крепежных шпилек

$$Q_3 = \pi(D_0 + d)\sigma_0 b_{\text{cp}}/2 = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0722 \cdot 1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,0101 = 1,374, \text{ кН.}$$

Нагрузка на одну шпильку

$$Q = 0,5Q_3 = 1,374/2 = 687 = 687 \text{ Н.}$$

Момент трения при вращении вала о набивку

$$M_T = \pi d_0^2 f L K p / 2 = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 0,04 \cdot 0,107 \cdot 0,8 \cdot 0,45 \cdot 1,2 \cdot 10^6 = 10,44, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Мощность, теряемая на трение набивки в рабочих условиях

$$N = M_T \omega = 10,44 \cdot 105 = 1,1 \text{ кВт.}$$

Утечка уплотняемой среды (воды). Используем отдельные данные раздела 14.1.

Коэффициент проницаемости для воды

$$k_{\text{п}} = \exp[-(7,7 + 0,19 \cdot 1,2)] = 6,16 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^2.$$

Средняя площадь радиального сечения набивки

$$F = \pi[(D_0^2 - d_0^2) + (d^2 - d_0^2)]/4 = 3,14[(0,0844^2 - 0,06^2) + (0,076^2 - 0,06^2)]/4 = 0,00149, \text{ м}^2.$$

Величина утечки воды

$$W = k_{\text{п}} F p / L = 6,16 \cdot 10^{-7} \cdot 0,00149 \cdot 1,2 / 0,04 = 0,27 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Результаты расчетов основных эксплуатационных параметров представлены в табл. 14.1.

Таблица 14.1

Тип конструкции	Сила предварительного нагружения, Н	Мощность трения, Вт	Утечка, см ³ /с
Классическая	3319	1437	0,028
Внутреннее размещение фланца	205	657	0,0324
Трапециевидальная форма набивки	1374	1100	0,027

Как следует из результатов, представленных в табл. 14.1, величина утечки воды практически не зависит от типа сальникового уплотнения. Наиболее эффективной конструкцией с точки зрения энергозатрат по сравнению с классическим типом уплотнения является конструкция сальника с внутренним размещением нажимного фланца. Так, требуемая сила предварительного нагружения набивки и потери мощности на трение соответственно 16 и 2,2 раза меньше, чем для классической конструкции. Для конструкции с трапециевидальной формой набивки эффективность несколько меньшая. Так, требуемая сила предварительного нагружения набивки и потери мощности на трение соответственно 2,4 и 1,3 раза меньше, чем для классической конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебной пособии рассматриваются существующие и перспективные конструкции разъемных герметичных узлов с мягкой сальниковой набивкой для подвижных соединений. Описан характер их работы, обеспечивающий заданную степень герметичности. Изложены методики расчета соединений на герметичность, потери энергии на преодоление сил трения набивки о подвижный уплотняемый элемент (вал или шток). Представлен метод определения величины утечки уплотняемой среды, дана оценка надежности работы уплотнения. Кратко изложены условия сборки соединения и его эксплуатации, а также дано краткое экономическое обоснование применения новых материалов для сальниковых набивок на основе терморасширенного графита.

Учитывая, что ранее широко используемые уплотнительные материалы, содержащие асбест, с 2005 г. запрещены к применению из-за вредного воздействия асбеста на дыхательные органы человека, основное внимание в книге уделено новым материалам сальниковой набивки, полученным на основе терморасширенного графита и фторопласта-4.

Для отдельных типов этих материалов представлены необходимые расчетные параметры, полученные при непосредственном участии автора книги – значения коэффициентов внешнего и внутреннего трения набивки, коэффициентов их бокового давления и проницаемости.

В технической литературе еще нет достаточного объема данных по оценке влияния на работу набивок, выполненных из новых материалов: условий эксплуатации (давления уплотняемой среды, ее физико-химических свойств, температуры, скорости движения уплотняемого элемента и других). Для оценки влияния этих условий эксплуатации были использованы опубликованные данные, полученные в результате многолетней эксплуатации сальниковых набивок, содержащих асбест.

В книге изложены отдельные данные по физико-механическим параметрам материалов, используемых в качестве наполнителей в композициях сальниковых набивок: хлопчато-бумажные волокна, металлы и их окислы, стекло, керамика, двусернистый молибден и другие. Эти данные позволят оценить необходимые для расчетов параметры композиций набивок на основе новых материалов, которые содержат эти наполнители.

Представлены новые конструкции сальниковых уплотнений, обеспечивающие повышение эффективности их работы и уменьшения материалоемкости за счет снижения и выравнивания удельной нагрузки по длине сальниковой набивки и даны числовые примеры расчетов отдельных типов этих уплотнительных узлов. Для возможности сравнения эффективности отдельных конструктивных параметров новых конструкций расчеты для каждого вида уплотнения выполнены при одних и тех же условиях эксплуатации.

Изложены материалы по конструированию и расчету трех видов торцово-сальникового уплотнения: двухкамерного, многокамерного и бескамерного.

Изложенные в книге решения отдельных проблем являются новыми. Они могут служить основой для проведения всесторонних исследований работы сальниковых уплотнений различных конструкций. Само содержание книги охватывает практически весь объем информации, необходимый для грамотного конструирования и эксплуатации сальниковых уплотнений с мягкой набивкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бартеньев, Г. М.** Трение и износ полимеров / Г. М. Бартеньев, В. В. Лавренев. – Л. : Химия, 1972. – 240 с.
2. **Боуден, Ф.** Трение и смазка твердых тел / Ф. Боуден, Д. Тейбор. – М. : Машиностроение, 1968. – 543 с.
3. **Вологодский, Н. Б.** Износ трущихся поверхностей в сальниковом уплотнении с мягкой набивкой / Н. Б. Вологодский, Н. А. Животовский, С. Л. Ямпольский // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1972. – № 4. – С. 9–10.
4. **Голубев, А. И.** Исследование модифицированной конструкции сальникового уплотнения / А. И. Голубев, Я. З. Гафт // Вестник машиностроения. – 1978. – № 2. – С. 36–38.
5. **Дерягин, Б. В.** Что такое трение? / Б. В. Дерягин. – Изд-во АН СССР, 1963. – 228 с.
6. **Деформационные** характеристики сальниковых набивок из терморасширенного графита / В. В. Авдеев, Е. Г. Ильин, С. Г. Ионов, Г. В. Божко и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – № 9. – С. 28–31.
7. **Домашнев, А. Д.** Сальниковые уплотнения арматуры АЭС / А. Д. Домашнев, В. Л. Хмельникер. – М. : Атомиздат, 1980. – 162 с.
8. **Домашнев, А. Д.** Экспериментальное определение коэффициентов бокового давления для сухих сыпуче-волоконистых сальниковых набивок / А. Д. Домашнев, В. Л. Хмельникер // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1970. – № 2. – С. 3–4.
9. **Евсеев, В. Н.** Быстроотверждающиеся полисульфидные герметики / В. Н. Евсеев, В. Г. Червин // Каучук и резина. – 1989. – № 11. – С. 41–42.
10. **Значение** радиальных нагрузок при оценке коэффициента бокового давления сальниковых набивок / В. Д. Продан, Г. В. Божко, А. В. Васильев, М. А. Исакова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2010. – № 4. – С. 35–36.
11. **Исследование** проницаемости сальниковых набивок, выполненных на основе терморасширенного графита (ТРГ) / В. В. Авдеев, Е. Т. Ильин, С. Г. Ионов, Г. В. Божко и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 3. – С. 26–28.
12. **Киселев, Г. Ф.** Техническое обслуживание и ремонт насосных установок / Г. Ф. Киселев, Д. С. Рязанов. – М. : Химия, 1985. – 88 с.
13. **Коллинз, Р.** Течение жидкостей через пористые материалы / Р. Коллинз. – М. : Мир, 1964. – 350 с.

14. **Комаров, А. А.** Надежность гидравлических систем / А. А. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 235 с.
15. **Крагельский, И. В.** Коэффициенты трения / И. В. Крагельский, И. Э. Виноградова. – М. : Машгиз, 1962. – 218 с.
16. **Крагельский, И. В.** Трение и износ / И. В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 480 с.
17. **Марцинковский, В. А.** Конструкции и расчет саморегулируемых сальниковых уплотнений / В. А. Марцинковский, С. С. Шевченко // Вестник машиностроения. – 1989. – №10. – С. 28 – 31.
18. **Определение** коэффициента внутреннего трения сальниковой набивки / В. А. Аникеенко, С. Г. Ионов, В. Н. Левин и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2007. – № 7. – С. 33 – 34.
19. **Пат.** 2104433 Р.Ф. Уплотнение вращающегося вала / Г. Ф. Киселев, С. Д. Рязанов, В. Д. Продан. – Б.И. № 33 от 27.04.1996.
20. **Перцев, Л. П.** Влияние эффекта самоуплотнения на усилие в крепежных шпильках герметичных соединений / Л. П. Перцев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1970. – № 11. – С. 10–11.
21. **Погосян, В. К.** Трение и износ ненаполненных полимерных материалов / В. К. Погосян. – М. : Наука, 1977. – 137 с.
22. **Продан, В. Д.** Влияние значений коэффициента бокового давления сальникового уплотнения с мягкой набивкой на работоспособность уплотнительного узла / В. Д. Продан, Г. В. Божко, П. В. Бойко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2014. – № 2. – С. 30 – 32.
23. **Продан, В. Д.** Герметичность оборудования : учебное пособие / В. Д. Продан, Г. В. Божко. – М. : Университет машиностроения, 2014. – 109 с.
24. **Продан, В. Д.** Оценка герметичности торцово-сальникового уплотнения и трения его уплотняющих элементов / В. Д. Продан, Г. В. Божко, М. С. Фокина // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 3 – С. 31 – 34.
25. **Продан, В. Д.** Техника герметизации разъемных неподвижных соединений / В. Д. Продан. – М. : Машиностроение, 1991. – 160 с.
26. **Продан, В. Д.** Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды : учебное пособие / В. Д. Продан. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 280 с.
27. **Проников, А. С.** Надежность машин / А. С. Проников. – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с.
28. **Расчет** блочных пластинчатых теплообменных аппаратов на герметичность / Л. П. Перцев, А. К. Климишен, В. И. Черемская, В. Е. Нагорный // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. – № 11. – С. 13–14.
29. **Симвулиди, И. А.** Расчет балок на сплошном упругом основании / И. А. Симвулиди. – М. : Советская наука, 1958. – 306 с.

30. **Тимошенко, С. П.** Сопротивление материалов / С. П. Тимошенко. – М. : Наука, 1965. – Т. II – 480 с.
31. **Тимошук, А. С.** Расчет момента трения в сальнике с набивкой трапецидального сечения / А. С. Тимошук, А. И. Мильченко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1979. – № 6. – С. 29–30.
32. **Трение**, изнашивание и смазка : справочник / под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1978. – Кн. I. – 400 с.
33. **Уплотнения** и уплотнительная техника : справочник / под общ. ред. А. И. Голубева и Л. А. Кондакова. – М. : Машиностроение, 1994. – 463 с.
34. **Черкасский, В. М.** Насосы, компрессоры, вентиляторы / В. М. Черкасский, Т. М. Романова, Р. А. Кауль. – М. : Энергия, 1968 – 304 с.
35. **Чиркин, В. С.** Теплопроводность промышленных материалов / В. С. Чиркин. – М. : Гос. изд-во машиностроительной литературы, 1962. – 246 с.
36. **Шевченко С. С.** Сальниковое уплотнение с податливыми коробками / С. С. Шевченко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1989. – № 3. – С. 9–10.
37. **Шор, Я. Б.** Таблицы для анализа и контроля надежности / Я. Б. Шор, Ф. И. Кузьмин. – М. : Советское радио, 1968. – 280 с.
38. **Щупляк, И. А.** Исследование уплотняющей способности прокладок из полимерных материалов / И. А. Щупляк, Н. И. Таганов, В. М. Кириллов // Известия ВУЗов. Химия и химическая технология. – 1965. – № 4. – С. 691 – 695.
39. **Юдаев, Б. Н.** Теплопередача / Б. Н. Юдаев. – М. : Высшая школа, 1973. – 360 с.
40. **Юдицкий, Ф. Л.** Неметаллические уплотнения в судовых энергетических установках / Ф. Л. Юдицкий. – Л. : Судостроение, 1971. – 248 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ	6
Глава 1. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА КЛАССИЧЕСКОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ	7
Глава 2. КОЭФФИЦИЕНТ БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ	10
2.1. Определение коэффициента бокового давления набивки	11
2.2. Определение значений коэффициента бокового давления на внешней и внутренней боковых поверхностях сальниковой набивки	11
2.3. Необходимость изменения значений коэффициента бокового давления и применяемые для этого методы ...	16
Глава 3. ВЫРАВНИВАНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ ПО ДЛИНЕ (ВЫСОТЕ) САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ	19
3.1. Сальниковая набивка трапецеидального сечения	19
3.2. Размещение нажимной втулки с внутренней стороны сальниковой набивки	26
3.3. Сальниковое уплотнение с упругими замыкающими элементами	36
Глава 4. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА РАБОТУ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ	39
Глава 5. ТРЕНИЕ В СОПРЯЖЕНИИ НАБИВКА–ПОВЕРХНОСТИ ЗАМЫКАЮЩИХ ЕЕ ДЕТАЛЕЙ (КОНТРТЕЛА)	42
Глава 6. РЕСУРС РАБОТЫ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ	51

6.1. Материалы сальниковых набивок	56
6.2. Добавки (наполнители), вводимые в основной материал сальниковой набивки	60
Глава 7. ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТИ КОНТРОЛЕРА НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС	63
7.1. Перенос материала	63
7.2. Роль наполнителей в трении и износе фторопласта-4	65
7.3. Износ поверхности контролера при трении наполнителя	68
Глава 8. ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ	69
Глава 9. УТЕЧКИ УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДЫ В САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ	71
Глава 10. ТОРЦОВО-САЛЬНИКОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ (ТСУ) ...	77
10.1. Основы расчета ТСУ	78
10.2. Условия износа набивки уплотняющих колец	79
10.3. Распределение нагрузки по элементам ТСУ	82
10.4. Многокамерное торцово-сальниковое уплотнение	84
10.5. Параметры, принятые в расчетных зависимостях для двухкамерного ТСУ	86
10.6. Бескамерное торцово-сальниковое уплотнение	87
Глава 11. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ	92
11.1. Ускоренные испытания сальниковых набивок	95
11.2. Мощность, расходуемая на трение в сальниковой набивке	97
Глава 12. МОНТАЖ, РЕМОНТ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ	99

Глава 13. КРАТКОЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ САЛЬНИКОВЫХ НАБИВОК НА ОСНОВЕ ТРГ	104
Глава 14. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ	110
14.1. Классический вариант сальникового уплотнения	110
14.2. Сальниковое уплотнение с внутренним размещением нажимного фланца	112
14.3. Сальниковое уплотнение с трапецеидальной формой сечения набивки при большем основании трапеции у нажимного фланца	113
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	116
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	118

Учебное издание

ПРОДАН Василий Дмитриевич
БОЖКО Григорий Вячеславович

САЛЬНИКОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

Учебное пособие

Редактор Е. С. Мордасова
Инженер по компьютерному макетированию Т. Ю. Зотова

ISBN 978-5-8265-1664-5



Подписано в печать 16.12.2016.
Формат 60×84/16. 7,2 усл. печ. л.
Тираж 100 экз. (1-й з-д 70). Заказ № 502

Издательско-полиграфический центр
ФГБОУ ВО «ТГТУ»
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14
Тел. 8(4752) 63-81-08;
E-mail: izdatelstvo@admin.tstu.ru