

ПРИЧИНЫ НАРУШЕНИЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАЗЪЕМНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Г. В. Божко¹, Н. С. Полякова², В. Д. Продан²

*Центр проектной деятельности дирекции образовательных программ,
ФГБОУ ВО «Московский государственный машиностроительный университет
(МАМИ)» (1); филиал № 9 ПАО «Московская объединенная энергетическая
компания» (2), г. Москва; polechka29@mail.ru*

Ключевые слова: деформация; нейтральный радиус; разрушение; сила трения; уплотнительный элемент.

Аннотация: Проанализирован характер деформации уплотнительного элемента при воздействии на него удельной нагрузки от затяжки крепежных элементов разъемного соединения. Получено выражение для определения значения расчетного давления уплотняемой среды, при котором произойдет разрушение уплотнительного элемента. Проведены эксперименты, результаты которых подтверждают достоверность полученных аналитическим путем выражений. Для оценки возможности разрушения уплотнительного элемента предложено использовать безразмерный коэффициент, связывающий геометрические параметры уплотнительного элемента и условия его эксплуатации.

Опыт эксплуатации фланцевых соединений показывает, что надежность их работы определяется прочностью отдельных деталей и герметичностью самого соединения [1]. Под герметичностью соединения понимается допускаемая в данных условиях эксплуатации величина протечки уплотняемой среды, которая обеспечивается определенной удельной нагрузкой на уплотняющих поверхностях.

Нарушение герметичности разъемного соединения, как правило, связано не с нарушением прочности его элементов, а с их недостаточной жесткостью, когда деформации или перемещения замыкающих прокладку элементов соединения (болтов и фланцев) превосходят определенные значения. Кроме того, нарушение герметичности может быть вызвано и рядом других причин:

- неравномерностью распределения усилия затяжки между болтами при монтаже фланцевого соединения;
- снижением нагрузки на уплотняющих поверхностях прокладки при колебаниях температуры уплотняемой среды и релаксацией напряжений в отдельных элементах соединения.

При использовании разъемных соединений с гладкими уплотняющими поверхностями возможно нарушение герметичности под действием радиальной силы давления уплотняемой среды. И если постепенное снижение нагрузки на прокладку за счет релаксации приводит к нарастающему увеличению величины протечки уплотняемой среды, то при разрушении уплотнительного элемента протечка приобретает лавинообразный характер, который может быть причиной аварийной ситуации.

В качестве объекта исследования использовано разъемное соединение принудительного типа [2] с армированным уплотнительным элементом, выполненным из терморасширенного графита (ТРГ) – уплотнительного материала, обладающего рядом уникальных для уплотнения свойств [3].

При затяжке крепежных элементов разъемного соединения на уплотнительный элемент действует осевая удельная нагрузка

$$q_3 = \frac{Q_3}{\pi D_{\text{ср}} B}, \quad (1)$$

где Q_3 – суммарная сила затяжки крепежных элементов разъемного соединения, МН; B , $D_{\text{ср}}$ – ширина и средний диаметр уплотнительного элемента соответственно, мм.

Под действием данной нагрузки толщина уплотнительного элемента уменьшится на величину

$$\Delta \delta_3 = \frac{\delta_0 q_3}{E_{\text{сж}}}$$

и составит

$$\delta_3 = \delta_0 - \Delta \delta_3 = \delta_0 \left(1 - \frac{q_3}{E_{\text{сж}}} \right), \quad (2)$$

где $E_{\text{сж}}$ – модуль сжатия материала уплотнительного элемента, МПа.

В работе [4] установлено, что интенсивность деформации уплотнительных элементов из ТРГ различна при их сжатии и восстановлении и для ее оценки предложены расчетные параметры: модули сжатия и восстановления соответственно $E_{\text{сж}}$ и $E_{\text{восст}}$, значения которых зависят от удельной нагрузки на уплотнительные элементы.

В рабочих условиях в разъемных соединениях принудительного типа [4] под действием осевой силы давления уплотняемой среды имеет место частичная разгрузка уплотнительного элемента из-за растяжения крепежных деталей фланцевого соединения и изгиба фланцев

$$Q_p = Q_3 - Q_r \alpha, \quad (3)$$

где Q_r – осевая составляющая от действия внутреннего давления, воспринимаемая крепежными элементами соединения, МН; α – коэффициент жесткости соединения, определяющий интенсивность изменения нагрузки на детали разъемного соединения и равный [2]

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_{\delta i}}{\sum_{i=1}^n \lambda_{\delta i} + \sum_{j=1}^k \lambda_{0j}},$$

где λ_{δ} и λ_0 – коэффициенты осевой податливости деталей, относящихся соответственно к системе болта и системе прокладки (или корпуса).

В используемой экспериментальной установке модель фланцевого соединения нагружалась пневматическим прессом с обеспечением постоянного давления в пневмосистеме, следовательно

$$\sum_{i=1}^n \lambda_{\delta i} \rightarrow \infty, \quad \alpha \rightarrow 1,$$

тогда

$$Q_r = \pi D_{cp}^2 P / 4. \quad (4)$$

Остаточную нагрузку на уплотнительный элемент в рабочих условиях можно представить в виде

$$Q_p = q_p \pi D_{cp} B. \quad (5)$$

Используя уравнения (1), (4), (5), получим выражение для определения удельной нагрузки на уплотнительный элемент в рабочих условиях

$$q_p = q_3 - \frac{D_{cp} P}{4B}, \quad (6)$$

где P – давление уплотняемой среды, МПа.

Уменьшение удельной нагрузки на уплотнительный элемент в результате действия давления уплотняемой среды

$$\Delta q_p = q_3 - q_p = 0,25 \frac{D_{cp} P}{B}. \quad (7)$$

В результате толщина уплотнительного элемента восстановится на величину

$$\Delta \delta_{восст} = \delta_3 \Delta q_p / E_{восст}. \quad (8)$$

Толщина уплотнительного элемента в рабочих условиях с учетом (2) и (8) составит

$$\Delta \delta_p = \delta_0 \left(1 - \frac{q_3}{E_{сж}} \right) \left(1 + \frac{\Delta q_p}{E_{восст}} \right). \quad (9)$$

Под действием осевой нагрузки уплотнительный элемент, не имея ограничения на своих боковых поверхностях, деформируется в осевом и радиальном направлениях. В результате этого его наружный радиус R_0 увеличивается, а внутренний радиус r_0 и толщина δ_0 – уменьшаются. Однако интенсивность радиальных деформаций не одинакова ввиду разного значения кривизны внутреннего и внешнего контуров уплотнительного элемента.

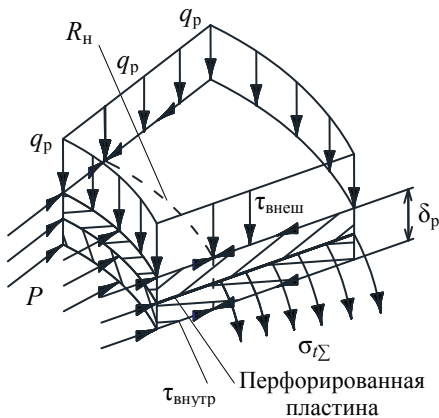


Рис. 1. Схема действия сил на уплотнительный элемент

При осевом сжатии уплотнительного элемента на определенной внешней части его ширины возникают растягивающие кольцевые напряжения, а на внутренней части его ширины – сжимающие кольцевые напряжения (рис. 1). Радиус уплотнительного элемента, на котором кольцевые напряжения меняют свой знак, получил название нейтрального радиуса R_n [5].

При сжатии элемента в виде продольной полосы определенной ширины (кривизна равна нулю и радиус кривизны – бесконечность) он равномерно деформируется в обе стороны. В этом случае можно считать, что нейтральный

радиус проходит по середине ширины полосы и равен радиусу кривизны. С увеличением кривизны нейтральный радиус уменьшается, что отражается на степени изменения внутреннего и внешнего радиусов уплотнительного элемента.

Для реальных кольцевых уплотнительных элементов $R_n > r_0$ при осевом сжатии внутренняя зона $r_0 < r_x < R_n$ (r_x – текущий радиус уплотнительного элемента) ширины уплотнительного элемента будет перемещаться к центру, а внешняя $R_n < r_x < r_0$ – от центра. Радиальному перемещению уплотнительного элемента препятствуют силы трения τ , направление действия которых противоположно перемещению (см. рис. 1). Значения удельной величины силы трения во внутреннем и внешнем контурах уплотнительного элемента соответственно равны:

$$\tau_{\text{внутр}} = \frac{2(R_n^2 - r_0^2)fq_p}{(R_n + r_0)\delta_p}; \quad (10)$$

$$\tau_{\text{внеш}} = \frac{2(R_0^2 - R_n^2)fq_p}{(R_0 + R_n)\delta_p}, \quad (11)$$

где f – коэффициент трения в сопряжении ТРГ – поверхность фланцев.

Под действием осевой нагрузки q_p на участке уплотнительного элемента возникают растягивающие кольцевые напряжения σ_{iq} , значения которых определяются по выражению

$$\sigma_{iq} = \mu_{\text{пр}}q_p, \quad (12)$$

где $\mu_{\text{пр}}$ – коэффициент Пуассона материала уплотнительного элемента (прокладки).

Под действием радиальной силы давления уплотняемой среды в теле уплотнительного элемента возникают кольцевые напряжения σ_p , которые достигают своего максимального значения на внешнем его диаметре.

Если рассматривать уплотнительный элемент как толстостенную оболочку, нагруженную внутренним давлением [6], то значение кольцевых напряжений

$$\sigma_{iq} = \frac{2P_p r^2}{R^2 - r^2}, \quad (13)$$

где P_p – расчетное давление на боковую поверхность уплотнительного элемента, определяемое как разность давления уплотняемой среды и сил трения, МПа, т.е.

$$P_p = P - \tau_{\Sigma}, \quad (14)$$

где τ_{Σ} – суммарная удельная сила трения, МПа.

Наибольшее значение кольцевых напряжений будет достигнуто при максимальном значении P_p , которое, в свою очередь, обуславливает минимум значения τ_{Σ} , достижимом при отсутствии реверса сил трения [5]. Внутренней зоной ширины уплотнительного элемента можно пренебречь, так как значение нейтрального радиуса близко к значению его внутреннего радиуса. В этом случае можно принять, что сила трения имеет один знак и направлена к центру уплотнительного элемента.

Выразим условное давление, действующее по внешнему контуру уплотнительного элемента, то есть на площадь равную $2\pi R\delta_p$, через радиальную силу

$$Q_R = \frac{4\pi P_p r^2 R \delta_p}{R^2 - r^2}. \quad (15)$$

Для увеличения осевой жесткости уплотнительного элемента применяется армировка его тонкими, перфорированными, стальными пластинками, предел прочности которых значительно превышает предел прочности ТРГ. Кольцевые напряжения на внешнем контуре перфорированной пластины толщиной $\delta_{пл}$ от радиальной нагрузки

$$\sigma_{tp} = \frac{2P_p r_0^2 \delta_p}{\delta_{пл} (R_0^2 - r_0^2)}. \quad (16)$$

Суммарные кольцевые напряжения, возникающие на внешнем контуре уплотнительного элемента

$$\sigma_{t\Sigma} = \sigma_{tq} + \sigma_{tp}, \quad (17)$$

и разрушение уплотнительного элемента произойдет в том случае, когда они достигнут предельных значений, т.е.

$$\sigma_{t\Sigma} \geq \sigma_{пр}, \quad (18)$$

где $\sigma_{пр}$ – предел прочности материала прокладки, МПа.

Испытываемые уплотнительные элементы толщиной 2 и 3 мм армированы стальной перфорированной пластиной толщиной $\delta_{пл}$, предел прочности материала которой значительно превышает предел прочности ТРГ, вследствие этого пластина оказывает основное сопротивление при деформации уплотнительного элемента, следовательно $\sigma_{пр}$ – предел прочности материала армировки.

С учетом (13), (17) – (19) получим выражение для определения значения расчетного давления, при котором произойдет разрушение уплотнительного элемента и, следовательно, разгерметизация соединения

$$P_p = \frac{\delta_{пл} (R_0^2 - r_0^2) (\sigma_{пр} - \mu_{пр} q_p)}{2r_0^2 \delta_p}. \quad (19)$$

Для проверки полученных аналитических выражений проведены экспериментальные исследования модели фланцевого соединения с уплотнительными элементами из ТРГ типа «ГРАФЛЕКС», состоящими из внутреннего перфорированного металлического слоя толщиной 0,1 мм, выполненного из стали 08X12Н10Т или стали 08X17Т и внешних слоев из ТРГ суммарной толщиной 2 и 3 мм. Для перфорированного листа из стали 08X12Н10Т $\sigma_{пр} = 450$ МПа, а из стали 08X17Т – $\sigma_{пр} = 375$ МПа. При обработке экспериментальных данных принимали $\mu_{пр} = 0,43$ [7].

Экспериментальные исследования показали, что разрушение уплотнительного элемента происходит при напряжениях, соответствующих пределу прочности материалов армировки, указанных выше.

Для оценки условий, при которых возможно разрушение уплотнительного элемента введем параметр A

$$A = \frac{qB}{\delta_0 P}. \quad (20)$$

Результаты экспериментов показали, что при значениях $A < 7,5$ разрушения уплотнительного элемента не наблюдается. Зная эксплуатационные условия уплотнительного соединения и его геометрические размеры, применив выражение (20), можно спрогнозировать разрушение уплотнительного элемента под действием давления уплотняемой среды.

Результаты обработки экспериментальных данных сведены в табл. 1.

Результаты обработки экспериментальных данных

№	Размеры, мм	q , МПа	P , МПа	$f \cdot 10^6$	r_0 , см	σ_{iq} , МПа
1	115×100×3	12,04	4,2	52572	5,16	3,612
2	125×100×3	12,3	8,2	52572	5,3	3,69
№	R_n , МПа	δ_p , см	τ_{Σ} , МПа	P_p , МПа	σ_{tp} , МПа	σ_{Σ} , МПа
1	51,61	0,277	3,4	0,8	496,0	499,6
2	52,93	0,278	5,58	2,615	436,55	440,1

Выводы

1. При проектировании соединений с уплотнительными элементами из ТРГ типа «ГРАФЛЕКС» с армировкой из стали с пределом прочности 375...450 МПа, необходимо учесть, что нижний предел разрушения прокладок по параметру A составляет 7,5.

2. В случае, если давление уплотняемой среды больше или равно полученному по выражению (20), следует ограничить величину радиального перемещения внешнего контура уплотнительного элемента. Для этого целесообразно применять уплотнительное соединение типа «замок» или «шип-паз». Максимально допустимое значение исходного радиального зазора между наружным контуром прокладки и упорным элементом

$$\Delta R = \frac{R_0 \sigma_{np}}{E}.$$

3. Представленные аналитические сведения могут быть применены при расчете разъемных соединений с уплотнительными элементами, выполненными из других материалов.

Список литературы

1. Румянцев, О. В. Оборудование цехов синтеза высокого давления в азотной промышленности / О. В. Румянцев. – М. : Химия, 1970. – 375 с.
2. Продан, В. Д. Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды : учеб. пособие / В. Д. Продан. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 280 с.
3. Авдеев, В. В. Новые уплотнительные материалы из терморасширенного графита для повышения надежности и эффективности эксплуатации энергетического оборудования / В. В. Авдеев, С. Г. Ионов, С. Е. Токарева // Научно-технологический журнал. – 2005. – № 1. – С. 24 – 28.
4. Методика расчета фланцевого соединения с уплотнительной прокладкой из терморасширенного графита / В. В. Авдеев [и др.] // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2003. – № 4. – С. 15 – 18.
5. Зирдеслебен, У. Деформационные характеристики уплотнительных прокладок : дис. ... канд. техн. наук / У. Зирдеслебен. – М. : МИХМ, 1989. – 171 с.

6. Тимошенко, С. П. Соппротивление материалов: в 2 т. / С. П. Тимошенко. – М. : Наука, 1965. – 2 т.

7. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2006. – 3 т.

Causes of Leakage of Mechanically Fastened Joints

G. V. Bozhko¹, N. S. Polyakova², V. D. Prodan²

*Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI) (1);
Branch № 9 Moscow United Energy Company (2); polechka29@mail.ru*

Keywords: deformation; fracture; friction force; neutral radius; sealing element.

Abstract: The paper analyzes the nature of deformation of a sealing element when subjected to a specific load from tightening of joint fasteners. The formula for determining the design pressure causing destruction in the sealing element was obtained. The experiments to verify the validity of analytically obtained formulas were conducted. To assess the possibility of destruction of the sealing element we propose to use a dimensionless factor relating the geometrical parameters of a sealing element and conditions for its operation.

References

1. Rumyantsev O.V. *Oborudovanie tsekhov sinteza vysokogo davleniya v azotnoi promyshlennosti* [Hardware shops in the high-pressure synthesis of nitric industry], Moscow: Khimiya, 1970, 375 p. (In Russ.)

2. Prodan V.D. *Germetichnost' raz'emnykh soedinenii oborudovaniya, ekspluatiruemogo pod davleniem rabochei sredy: ucheb. posobie* [The tightness of detachable joints equipment operated under the pressure of the working environment: a training manual], Tambov: Izdatel'stvo VPO "TSTU", 2012, 280 p. (In Russ.)

3. Avdeev V.V., Ionov S.G., Tokareva S.E. [New sealing materials of expanded graphite to improve the reliability and efficiency of operation of power equipment], *Naukoemkie tekhnologii* [Science Intensive Technologies], 2005, no. 1, pp. 24-28. (In Russ.)

4. Avdeev V.V., Il'in E.L., Ulanov E.L., Pogodin V.K., Prodan V.D. [Calculation procedure for flange union with sealing gasket from thermoexpanded graphite], *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], 2003, no. 4, pp. 15-18. (In Russ., abstract in Eng.)

5. Zirdesleben U. *PhD Dissertation (technical)*, Moscow: MIHM, 1989, 171 p. (In Russ.)

6. Timoshenko S.P. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials], Moscow: Nauka, 1965. (In Russ.)

7. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya* [Reference Design, Machinist], Moscow: Mashinostroenie, 2006. (In Russ.)

Gründe des Verstoßes der Dichtigkeit der lösbaren Vereinigung

Zusammenfassung: Es ist der Charakter der Deformation des Dichtelementes bei der Einwirkung auf ihn der spezifischen Belastung vom Zug der Grubenbauelemente der löslichen Vereinigungen analysiert. Es ist die Formel für die Bestimmung der Bedeutung des Rechen drucks der verdichteten Umgebung erhalten, bei der die Zerstörung des Dichtelementes geschehen wird. Es sind die Experimente durchgeführt, deren Ergebnisse die Glaubwürdigkeit der vom analytischen Weg bekommenen Ausdrücke bestätigen. Für die Einschätzung der Möglichkeit der Zerstörung des Dichtelementes wird es vorgeschlagen, dimensionslosen Koeffizient zu verwenden, der die geometrischen Parameter des Dichtloselementes und die Bedingungen seines Betriebes verbindet.

Causes de la rupture de l'étanchéité du raccord

Résumé: Est analysé la nature de la déformation de l'élément du joint d'étanchéité lors de l'influence sur lui de la densité de la charge du serrage des éléments de fixation du raccord. Est reçue l'expression pour déterminer la valeur de la pression de calcul du milieu à étancher dans lequel se produit la destruction de l'élément du joint d'étanchéité. Sont effectuées des expériences dont les résultats confirment la validité des expressions reçues par la manière analytique. Pour évaluer la capacité de la destruction de l'élément du joint d'étanchéité est proposé d'utiliser le coefficient sans dimension reliant les paramètres géométriques de l'élément d'étanchéité et les conditions de son fonctionnement.

Авторы: *Божко Григорий Вячеславович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование технологических машин и комплексов в химической промышленности», ФГБОУ ВПО «Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)»; *Полякова Надежда Сергеевна* – заместитель начальника ПТО Филиала №9 ПАО «Московская Объединенная Энергетическая Компания» (ПАО «МОЭК»); *Продан Василий Дмитриевич* – доктор технических наук, профессор. г. Москва.

Рецензент: *Промтов Максим Александрович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Технологические процессы, аппараты и техносферная безопасность», ФГБОУ ВПО «ТГТУ».
