

DOI: 10.34031/2071-7318-2021-7-3-103-111

Бусаров С.С., *Кобыльский Р.Э., Сеницин Н.Г.

Омский государственный технический университет

*E-mail: roman.kobilsky@gmail.com

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ МАНЖЕТНОГО УПЛОТНЕНИЯ РАБОТАЮЩЕГО БЕЗ СМАЗКИ

Аннотация. Как показал проведенный литературный обзор, на данный момент времени, практически полностью отсутствуют рекомендации по выбору толщины стенки манжетного L-образного уплотнения работающего, преимущественно, в условиях сухого трения. От правильного выбора толщины стенки уплотнения, будет зависеть ресурс работы всего компрессорного агрегата. В данной работе рассмотрены рекомендации по проектированию манжетного цилиндропоршневого уплотнения. Представлены основные расчетные формулы по выбору минимальной толщины стенки, также представлены граничные условия при выборе максимальной толщины стенки. На базе пакетных программ ANSYS были проведены проверочные расчеты расчетных толщин стенок при различных давлениях в рабочей камере при средней температуре – плюс 55 °С. Давление в рабочей камере варьировалось от 0,8 МПа до 3,5 МПа. В процессе исследования было определено, что максимальная толщина стенки уплотнения не должна превышать $S_{max}=3,7$ мм, так как, дальнейшее увеличение толщины стенки, приведет к превышению допустимых напряжений на растяжение и снизит упругие свойства материала. Для удобства пользователя, в программной среде Visual Basic for Applications (VBA), был разработан калькулятор для быстрого проектирования геометрии поршневого манжетного уплотнения.

Ключевые слова: манжетное уплотнение, течение газа в зазоре, математическая модель, программный модуль Ansys, бессмазочный материал.

Объект исследования. Объектом исследования в данной работе является манжетное цилиндропоршневое уплотнение с рекомендованными толщинами стенок для различных диапазонов давления с фиксированной температурой в рабочей камере (50 °С). Номинальный внешний диаметр манжетного уплотнения – 20 мм, угол раскрытия – 115°, высота уплотнения – 5,5 мм, материал – Ф4К15М5.

Введение. Для сохранения регламентированных зазоров пар трения и обеспечения требуемой долговечности поршневого компрессорного агрегата необходимо качественно спроектировать конструкцию манжетного цилиндропоршневого уплотнения. Проведенный литературный обзор фундаментальных работ посвященных исследованиям в области цилиндропоршневых уплотнений [1–10] показал, что на данный момент, практически, отсутствуют рекомендации по проектированию конструкции L-образного манжетного цилиндропоршневого уплотнения. В предыдущей работе [11] было показано влияние угла раскрытия манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры поршневого компрессора. В данной работе, упор сделан на рекомендации по выбору толщины стенки манжетного уплотнения, с учетом ее износа в процессе работы, до необходимой наработки часов. Теоретические исследования проводились в программной среде ANSYS Workbench [12].

Постановка задачи. Для решения контактной задачи использовался метод *Normal Lagrange*

[12] для исключения возможности проникновения манжетного уплотнения в тело цилиндра, коэффициент трения задавался 0,2. Для увеличения области контакта задавался *Pinball region* с радиусом 1,5 мм. На рисунке 1 представлена сеточная модель расчетных элементов. Размер ячейки сетки с учетом производительности компьютера составлял 0,1 мм.

Минимально допустимая толщина стенки в зависимости от давления в рабочей камере оценивалась по допустимому напряжению, согласно условию [10]:

$$\sigma_{max} \leq (0,25 \div 0,3)HB, \quad (1)$$

где HB – твердость полимера.

Для материала Ф4К15М5, учитывая твердость [2] HB=40÷50, предельное напряжение составило – 10÷15 МПа, принимая во внимания данные по разрушающему напряжению при растяжении [3] – 13–15 МПа, с учетом запаса, условим, что максимальное напряжение не должно превышать 13 МПа.

Максимально допустимая толщина стенки оценивалась по допустимым напряжениям изгиба. Согласно теории [5] увеличение радиальной толщины уплотнения, сопровождается ростом радиального давления от сил собственной упругости уплотнения. Увеличение радиального давления сопровождается ростом напряжений изгиба (растяжения внутренних волокон) при установке уплотнения в цилиндр и в рабочем состоянии. Максимально допустимое напряжение при изгибе для материала Ф4К15М5 составляет – 11 МПа [3].

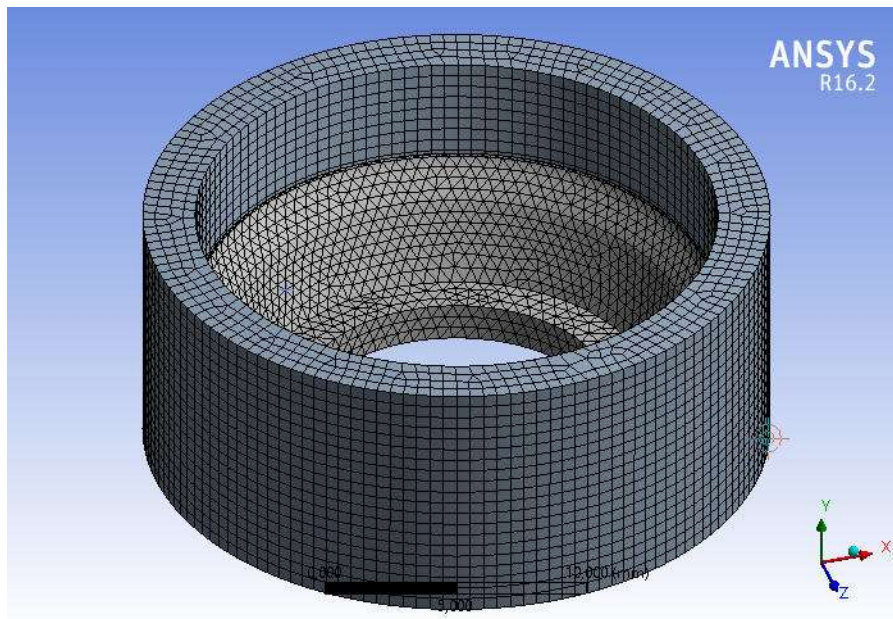


Рис. 1. Сеточная модель расчетных элементов

Граничные условия, действующие на манжетное уплотнение, заданы при условии постоянного давления в межкольцевом объеме равным P_1 , а также с учетом действия давления под ман-

жетным уплотнением $P_2 = P_1 \cdot 0,75$ [14], температура для каждого из расчетных режимов была постоянна – 55 °С. Граничные условия представлены на рисунке 2.

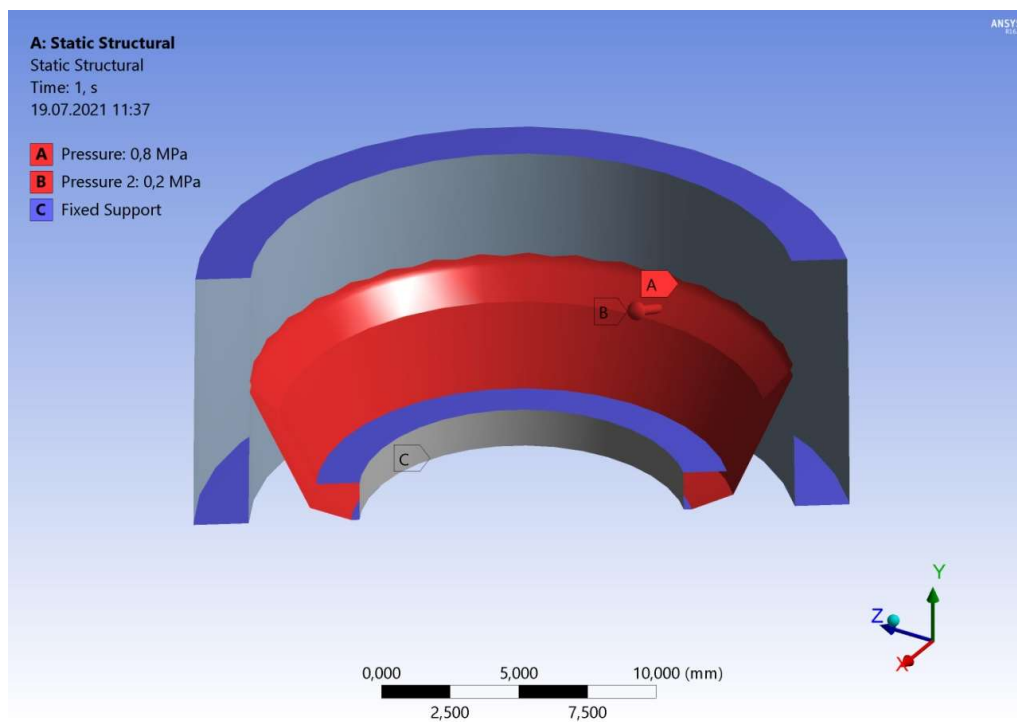


Рис. 2. Граничные условия

Минимальную толщину стенки в зависимости от максимального давления в рабочей камере выбирали из прочностного расчета по стандартной формуле [10], округляли до целого числа и проверяли допускаемые напряжения в ANSYS.

$$S_{min} = \frac{P_p D}{(2[\sigma] + P_p)} \quad (2)$$

где P_p – максимальное рабочее давление в цилиндре, МПа,
 D – внутренний диаметр цилиндра, м,

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения (из формулы 1), МПа.

Максимально допустимую толщину стенки выбирают таким образом, чтобы в рабочем состоянии (формула 3 для расчета наибольших напряжений растяжения, формула 4 для расчета наибольших напряжений сжатия) и при установке наборного поршня в цилиндр (формула 5) максимальные напряжения на изгиб не были превышены [5]. Максимальную толщину стенки дополнительно проверяли в ANSYS, моделируя процесс установки наборного поршня в цилиндр, с учетом среднего радиального давления действующего от экспандера:

$$\sigma'_p = 3q_y \left(\frac{D_{ц}}{S} - 1 \right)^2, \quad (3)$$

где q_y – удельное давление уплотнений на стенке цилиндра, кПа. По рекомендациям [5], при использовании уплотнений, выполненных на основе фторопласта, удельное давление должно

находиться в пределах $q_y = 15 - 20$ кПа ; $D_{ц}$ – диаметр цилиндра, мм; S – толщина стенки уплотнения, мм.

$$\sigma''_p = \sigma'_p \left(\frac{D_{ц}}{D_{ц} - 2S} \right), \quad (4)$$

$$\sigma_{yc} \approx 2E \left(\frac{S}{D_{ц}} \right)^2 \frac{\alpha}{\alpha + 1}, \quad (5)$$

где E – модуль упругости материала, МПа.

$$\alpha = \frac{\sigma_{yc}}{\sigma_p}, \quad (6)$$

где σ_p – допускаемые напряжение растяжения, МПа.

На рисунке 3 представлен результат по расчету предельных напряжений при давлении в рабочей камере $P_1=0,8$ МПа и толщины манжетного уплотнения $S=0,6$ мм, видно, что при заданной нагрузке максимальное напряжение составит 12,1 МПа, что лежит в допустимых пределах.

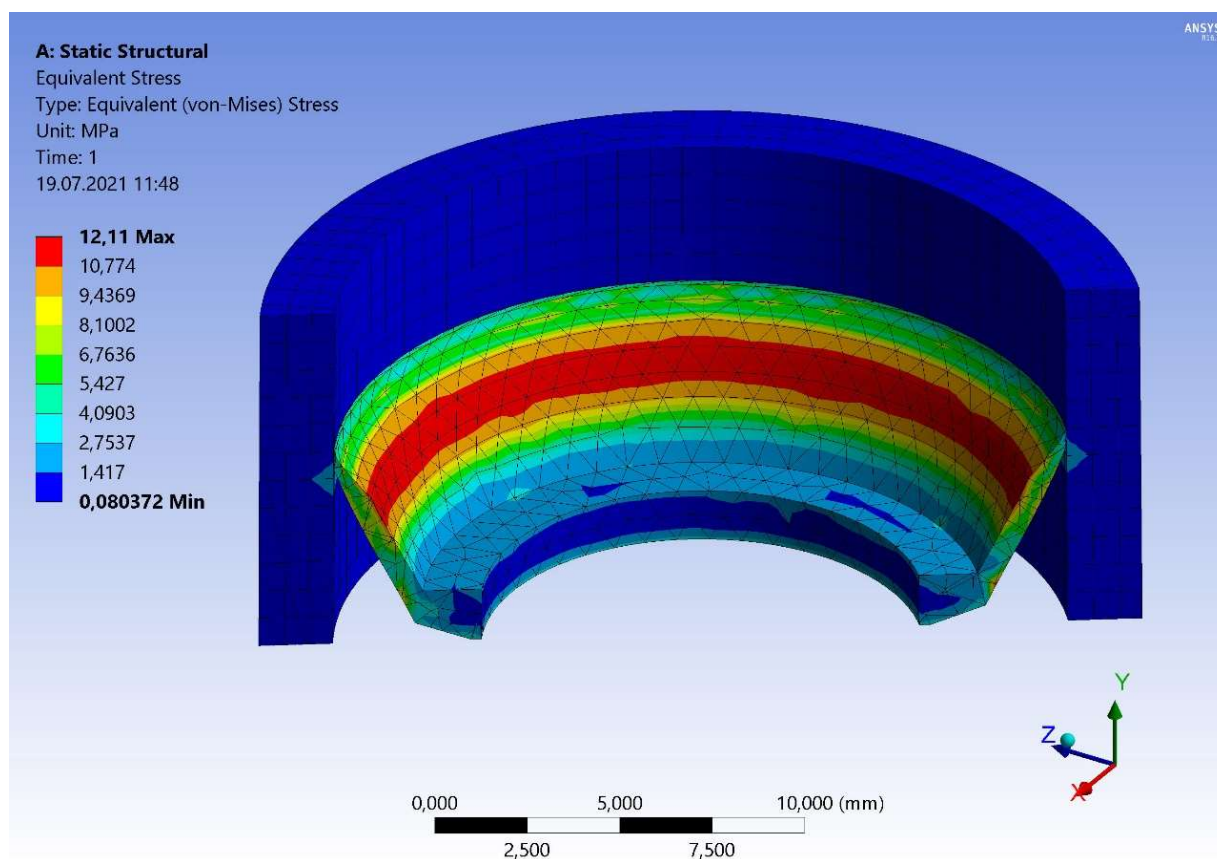


Рис. 3. Эпюра напряжений действующих на манжетное уплотнение при давлении в рабочей камере $P_1=0,8$ МПа, $S=0,6$ мм

На рисунке 5 представлен результат по расчету предельных напряжений при давлении в рабочей камере $P_1=0,9$ МПа и толщины манжетного уплотнения $S=0,6$ мм, видно, что при заданной нагрузке максимальное напряжение составит 13,4 МПа, что не укладывается в допустимые

пределы, соответственно, для давления 0,8 МПа минимальная толщина стенки составит 0,6 мм.

Максимальная толщина стенки (рассчитанная по формуле 3, составляет 3,2 мм), результаты, полученные в ANSYS представлены на рисунках 6а и 6б.

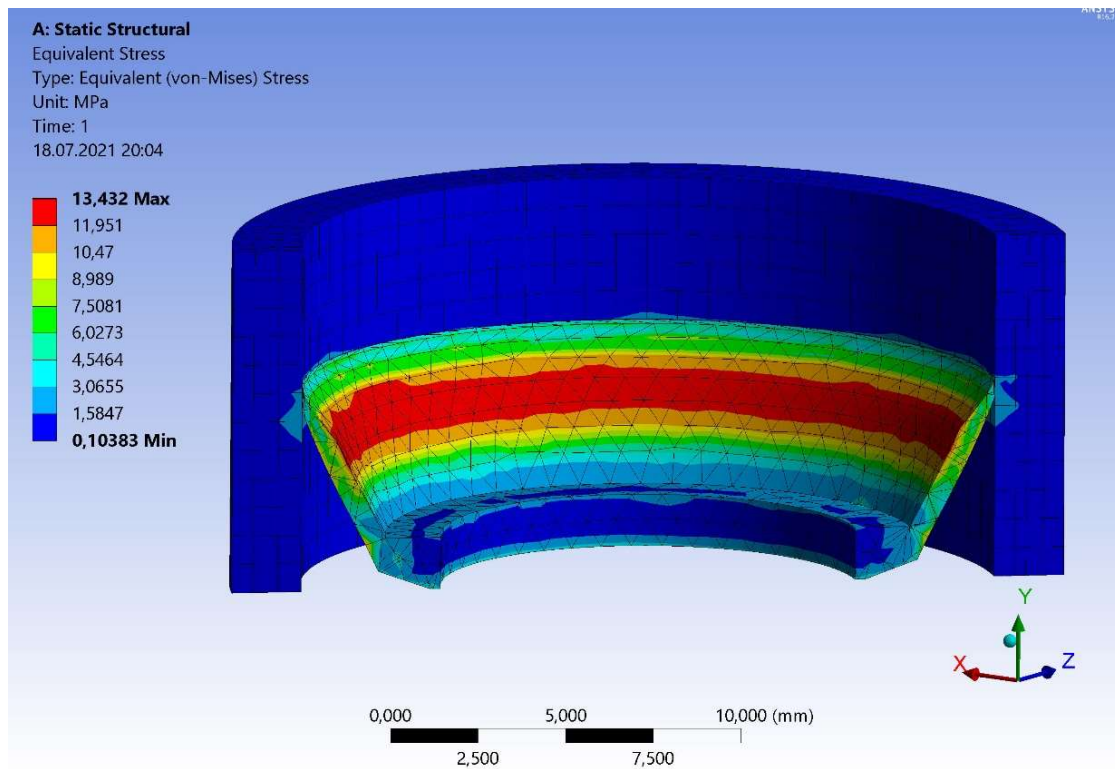


Рис. 4. Эпюра напряжений действующих на манжетное уплотнение при давлении в рабочей камере $P_1=0,9$ МПа, $S=0,6$ мм

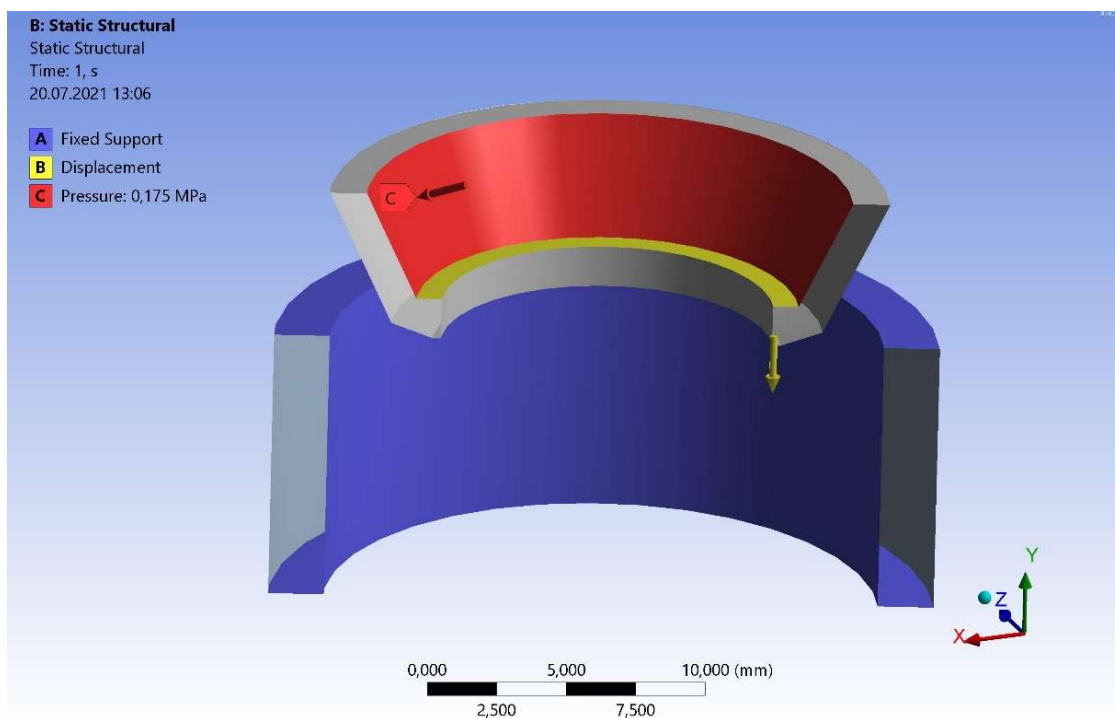


Рис. 5. Моделирование процесса установки манжетного уплотнения в цилиндр

Согласно рис. 6а, мы видим, что при толщине стенки 3,2 мм допускаемые напряжения на изгиб лежат в допустимых пределах, при увеличении стенки до 3,5 мм, допускаемые напряжения на изгиб превышают допустимые, соответственно максимальная толщина стенки манжетного уплотнения для цилиндра с номинальным диаметром - 20 мм, составит 3,2 мм.

Зная максимальную и минимальную толщину стенки манжетного уплотнения, можно оценить ресурс его работы. Учитывая данные по радиальному износу поршневого кольца из материала Ф4К15М5 при условиях, описанных в работе [15], оценим теоретический ресурс работы уплотнения при наших условиях, для этого воспользуемся следующей формулой:

$$R_T = \frac{\Delta S}{\left(\frac{I_r P'}{P}\right)}, \quad (7)$$

где $\Delta S = S_{max} - S_{min}$, I_r – известный радиальный износ поршневого кольца (0,77 мм на 1000

тыс. час, при давлении $P' = 32$ МПа), P – давление в рабочей камере, МПа.

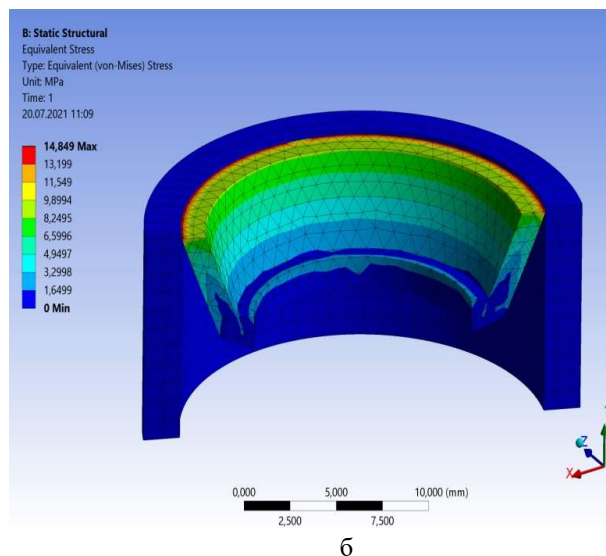
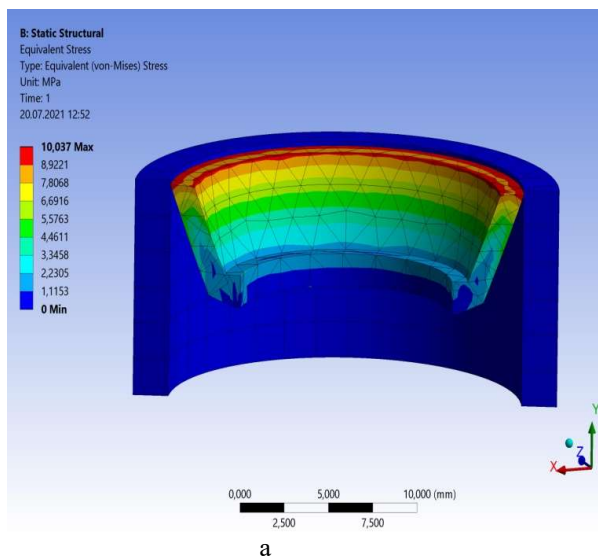


Рис. 6. Эпюры изгибающих напряжений действующих на манжетное уплотнение при: а – толщина стенки 3,2 мм; б – толщина стенки 3,5 мм

Учитывая давление в рабочей камере 0,8 МПа, минимальную толщину стенки 0,6 мм, максимальную толщину стенки 3,7 мм, теоретический ресурс работы составит не менее 160 тыс. ч.

Аналогичным образом были рассчитаны толщина стенки и теоретический ресурс работы

уплотнения для различных давлений, действующих в рабочей камере поршневого компрессора диаметром 20 мм, результаты сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Результаты расчетов

P_{max}	S_{min} , мм	S_{max} , мм	R, Тys. час.
0,8	0,6	3,7	160
1,5	1,2		130
2	1,6		103
2,5	1,9		77
3	2,3		46
3,5	2,6		10

Анализируя полученные данные, видно, что максимально допустимое давления для материала Ф4К15М5 составляет 3,5 МПа, что полностью соответствует экспериментальным данным, описанным в работе [3].

Для удобства пользователя, в программной среде Visual Basic for Applications (VBA), был разработан калькулятор для быстрого проектирования геометрии поршневого манжетного уплотнения. Расчетная схема представлена на рисунке 7.

В диалоговом окне (рис. 8) необходимо задать основные параметры, выделенные черной рамкой (характеристики материала, рабочее давление, диаметр цилиндра), после чего произойдет расчет основных геометрических параметров манжетного цилиндропоршневого уплотнения (согласно расчетной схеме на рис. 7). При достижении пиковых напряжений изгиба, программа автоматически выдаст сообщение о том, что необходимо изменить рабочее давление или используемый материал, рис. 9.

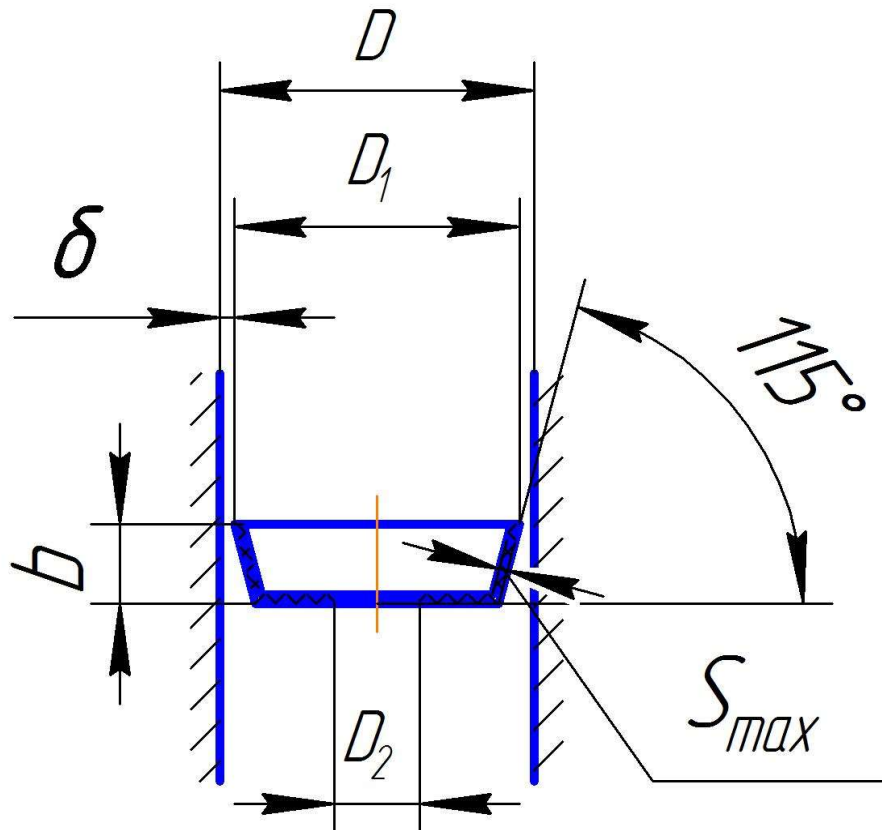


Рис. 7. Расчетная схема

Расчет манжеты

Допускаемые напряжения (растяжения), МПа	24,5	Допускаемые напряжения на изгиб, МПа	13,7
Максимальное рабочее давление, МПа	3,5	Модуль упругости (E), МПа	685
Удельное давление уплотнения МПа	0,018	Диаметр цилиндра (D), м	0,02
Минимальная толщина стенки (Smin), мм	1.3	Максимальная толщина стенки (Smax), мм	3.3
Ширина уплотнения (b), мм	5	Отношение напряжений изгиба к растяжению, МПа	0.56
Напряжения растяжения в рабочем состоянии, МПа	11.17352662	Диаметр уплотнения (D1), мм	20.021
Напряжения сжатия в рабочем состоянии, МПа	5.74712643	Диаметр отверстия для посадки на шток (D2), мм	7
Напряжения изгиба при установке уплотнения в цилиндр, МПа	2.077833333	Теоретический зазор, мм	2
Теоретический ресурс работы, тыс. час	23.81		

Расчет

Рис. 8. Диалоговое окно параметров

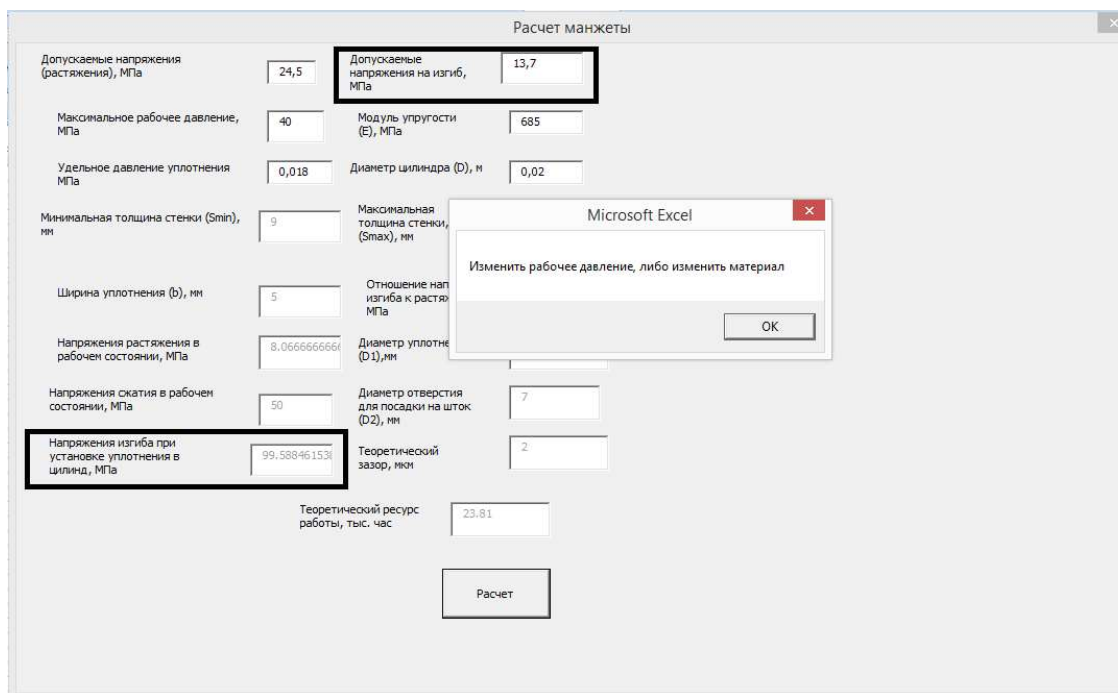


Рис. 9. Сообщение о корректировке

Выводы. В процессе исследования было выявлено, что для манжетного уплотнения L-образного сечения, в диапазоне давление от 0,8 МПа до 3,5 МПа максимальная толщина стенки не должна превышать $S_{\max}=3,7$ мм, дальнейшее увеличение толщины стенки приведет к превышению допускаемых напряжений на растяжение и снизит упругие свойства манжетного уплотнения. Рекомендуемые толщины стенок с теоретическим ресурсом работы, приведены в таблице 1.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И. Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров на нормализованных базах. Учебное пособие. Санкт-Петербург: СПБАХИТ, 1995. 194 с.
2. Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б. С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л.: Машиностроение, 1981. С. 238.
3. Захаренко В.П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. докт. тех. наук. Санкт-Петербург., 2001. 159 с.
4. Пинчук Л.С. Создание и исследование герметизирующих систем в машиностроение на основе термопластов: Автореф. канд. дис. Минск: Изд-во АН БССР, 1974. 20 с.
5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. 3-е издание, переработанное и дополненное. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.
6. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет /2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 2000. 456 с.
7. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры; Под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.
8. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Баршадский Л.И. Надежность и долговечность машин. М.: "Машиностроение". 1975. 408 с.
9. Бусаров С.С., Бусаров И.С., Титов Т.С. Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 1. С. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56.
10. Бусаров С.С., Бусаров И.С., Недовенчаный А.В., Кобыльский Р.Э., Сеницин Н.Г., Муслова Л.А., Гаглоева А.Е., Марченко М.Р. Анализ напряжено-деформированного состояния манжетного цилиндропоршневого уплотнения при различном угле раскрытия // Известия тульского государственного университета. Технические науки. 2021. Выпуск 2. С. 599–606.
11. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer, Boston, MA: Springer International Publishing. 2015. 657 p. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8.
12. Мирзоев Р.Г., Кугушев И.Д., Брагинский В.А. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Учебное пособие для студентов вузов. Л., «Машиностроение». 1972. 416 с.

13. Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Кобыльский Р.Э., Синицин Н.Г., Мусллова Л.А. Верификация нагрузки действующей на манжетное цилиндропоршневое уплотнение работающего без смазки // Известия тульского государственного университета. Технические науки. 2021. Выпуск 10. С. 658–667.

Информация об авторах

Бусаров Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». E-mail: bssi1980@mail.ru. Омский государственный технический университет. Россия, 644050, г. Омск, ул. Проспект Мира, д. 11.

Кобыльский Роман Эдуардович, аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». E-mail: roman.kobilsky@gmail.com. Омский государственный технический университет. Россия, 644050, г. Омск, ул. Проспект Мира, д. 11.

Синицин Никита Глебович, студент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». E-mail: sinicin_00@mail.ru. Омский государственный технический университет. Россия, 644050, г. Омск, ул. Проспект Мира, д. 11.

Поступила 07.12.2021 г.

© Бусаров С.С., Кобыльский Р.Э., Синицин Н.Г., 2022

Busarov S.S., *Kobylsky R.E., Sinitsin N.G.

Omsk State Technical University

**E-mail: roman.kobilsky@gmail.com*

THEORETICAL RECOMMENDATIONS FOR CHOOSING THE WALL THICKNESS OF A LIP SEAL OPERATING WITHOUT LUBRICATION

Abstract. *As the literature review has shown, at this point in time, there are almost completely no recommendations for choosing the wall thickness of a cuff L-shaped seal operating mainly in dry friction conditions. The service life of the entire compressor unit will depend on the correct choice of the wall thickness of the seal. In this paper, recommendations for the design of a sleeve cylinder piston seal are considered. The basic calculation formulas for choosing the minimum wall thickness are presented, and the boundary conditions for choosing the maximum wall thickness are also presented. On the basis of ANSYS package programs, verification calculations of the calculated wall thicknesses were carried out at various pressures in the working chamber at an average temperature of plus 55 ° C. The pressure in the working chamber varied from 0.8 MPa to 3.5 MPa. In the course of the study, it was found that the maximum wall thickness of the seal should not exceed $S_{max} = 3.7$ mm, since a further increase in wall thickness will lead to an excess of permissible tensile stresses and reduce the elastic properties of the material. For the convenience of the user, in the Visual Basic for Applications (VBA) software environment, a calculator was developed for the rapid design of the geometry of the piston lip seal.*

Keywords: *lip seal, gas flow in the gap, mathematical model, Ansys software module, non-lubricate material.*

REFERENCES

1. Prilutsky I.K., Prilutsky A.I. Calculation and design of reciprocating compressors and expanders on normalized bases [Raschet i proektirovanie porshnevnyh kompressorov i detanderov na normalizovannyh bazah. Uchebnoe posobie]. Study guide. Saint Petersburg: Spbot, 1995. 194 p. (rus)

2. Novikov I.I., Zakharenko V.P., Lando, B. S., piston seal lubricant-free compressors [Bessmazochnye porshnevye uplotneniya v kompressorah]. L.: Mashinostroenie, 1981. 238 p. (rus)

14. Захаренко А.В., Захаренко В.П. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления // Вестник МАХ. 2012. № 2. С. 29–32.

15. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение. 1968. 480 с.

3. Zakharenko V.P., fundamentals of the theory of the creation of seals and reciprocating compressors without lubrication Diss. doctor. Tekh. Sciences [Osnovy teorii uplotnenij i sozdanie porshnevnyh kompressorov bez smazki: dis. dokt. tekhn. nauk]. St. Petersburg., 2001. 159 p. (rus)

4. Pinchuk L.S. Creation and research of sealing systems in mechanical engineering based on thermoplastics: Abstract. cand. dis. [Sozdanie i issledovanie germetiziruyushchih sistem v mashinostroenie na osnove termoplastov: Avtoref. kand. dis]. Minsk: Publishing House of the Academy of Sciences of the BSSR, 1974. 20 p. (rus)

5. Frenkel M.I. Piston compressors: theory, design and fundamentals of design – 3rd edition, revised and supplemented [Porshnevye kompressory: teoriya, konstrukcii i osnovy proektirovaniya. 3-e izdanie, pererabotannoe i dopolnennoe]. L.: Mechanical Engineering, 1969. 744 p. (rus)

6. Plastinin P. I. Piston compressors. Volume 1. Theory and Calculation /2nd ed., reprint. and additional [Porshnevye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet. 2-e izd., pererab. i dop.]. M.: Kolos, 2000. 456 p. (rus)

7. Fotin B.S., Pirumov I.B., Prilutsky I.K., Plastinin P.I. Reciprocating compressors; Under the general editorship of B. S. Fotin [Porshnevye kompressory; Pod obshch. red. B. S. Fotina]. L.: Mechanical engineering. Leningr. otd-nie, 1987. 372 p.

8. Kostetsky B.I., Nosovsky I.G., Barshadsky L.I. Reliability and durability of machines [Nadezhnost' i dolgovechnost' mashin]. M.: "Mechanical engineering". 1975. 408 p. (rus)

9. Busarov S.S., Busarov I.S., Titov T.S. Experimental determination of conditional clearances of cylinder piston seals of compressor units [Eksperimental'noe opredelenie uslovykh zazorov cilindroporshnevyyh uplotnenij kompressornykh agregatov]. Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation, rocket and power engineering. 2019. Vol. 3, No. 1. Pp. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-560. (rus)

10. Busarov S.S., Busarov I.S., Nedovenchany A.V., Kobylsky R.E., Sinitsin N.G., Muslova L.A., Gagloeva A.E., Marchenko M.R. Analysis of the stress-strain state of the cuff cylinder piston seal at different opening angles [Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya manzhetnogo cilindroporshnevoogo uplotneniya pri razlichnom ugle

raskrytiya]. Proceedings of Tula State University. Technical sciences. 2021. Issue 2. Pp. 599–606. (rus)

11. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer, Boston, MA: Springer International Publishing. 2015. 657 p. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8.

12. Mirzoev R.G., Kugushev I.D., Braginsky V.A. Fundamentals of design and calculation of plastic parts and technological equipment for their manufacture. Textbook for university students [Osnovy konstruirovaniya i rascheta detalej iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ih izgotovleniya. Uchebnoe posobie dlya studentov vuzov]. L., "Mechanical Engineering". 1972. 416 p. (rus)

13. Busarov S.S., Nedovenchany A.V., Kobylsky R.E., Sinitsin N.G., Muslova L.A. Verification of the load acting on the cuff cylinder piston seal operating without lubrication [Verifikatsiya nagruzki dejstvuyushchej na manzhetnoe cilindroporshnevoe uplotnenie rabotayushchego bez smazki]. Izvestiya Tula State University. Technical sciences. 2021. Issue 10. Pp. 658–667. (rus)

14. Zakharenko A.V., Zakharenko V.P. On the calculation of loads in a multi-ring piston seal of compressors without high-pressure lubrication [O raschete nagruzok v mnogokol'cevom porshnevom uplotnenii kompressorov bez smazki vysokogo davleniya]. Bulletin of MAX. 2012. No. 2. Pp. 29–32. (rus)

15. Kragelsky I.V. Friction and wear [Trenie i iznos]. M.: Mechanical Engineering. 1968. 480 p. (rus)

Information about the authors

Busarov, Sergey S. PhD, Associate Professor. E-mail: bssi1980@mail.ru. Omsk State Technical University. Russia, 644050, Omsk, Prospekt Mira str., 11.

Kobylsky, Roman E. Postgraduate student. E-mail: roman.kobilsky@gmail.com. Omsk State Technical University. Russia, 644050, Omsk, Prospekt Mira str., 11.

Sinitsin, Nikita G. Student. E-mail: sinicin_00@mail.ru. Omsk State Technical University. Russia, 644050, Omsk, Prospekt Mira str., 11.

Received 07.12 2021

Для цитирования:

Бусаров С.С., Кобыльский Р.Э., Синицин Н.Г. Теоретические рекомендации по выбору толщины стенки манжетного уплотнения работающего без смазки // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2022. № 3. С. 103–111. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-7-3-103-111

For citation:

Busarov S.S., Kobylsky R.E., Sinitsin N.G. Theoretical recommendations for choosing the wall thickness of a lip seal operating without lubrication. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2022. No.3. Pp. 103–111. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-7-3-103-111