

Моделирование тонкостенных металлических уплотнений пониженной жесткости

Ю.И. Белоголов✉

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉belogolov_yi@irgups.ru

Резюме

В статье рассматриваются вопросы снижения нагрузки на тонкостенное уплотнение затвора клапана и, как следствие, минимизации требуемого усилия герметизации создаваемого движущейся частью затвора («золотником») на тонкостенное металлическое уплотнение («седло»), выполненное в виде осесимметричной оболочки. Уменьшение нагрузки со стороны привода может быть достигнуто за счет компенсации («разгрузки») затвора от давления герметизируемой среды, а также за счет снижения приведенной жесткости уплотнения (оболочки). В последнем случае тонкостенная оболочка может быть размещена на пластине (наиболее технологически рациональное исполнение). Такие конструктивные решения будем называть тонкостенными металлическими уплотнениями пониженной жесткости. Расчет и анализ тонкостенных уплотнений пониженной жесткости более сложной геометрической формы, по сравнению с указанной выше, следует проводить с использованием специализированных программных комплексов CAE моделирования, например APM WinMachine. Моделирование тонкостенных уплотнений выполнено в модуле конечно-элементного анализа APM Structure 3D. При нагружении тонкостенных уплотнений, составляющая давления герметизируемой (рабочей) среды не учитывалась, так как процесс нагружения происходит достаточно быстро. По итогам расчетов были получены «Карты» эквивалентных напряжений SVM и «Карты» перемещений. Результаты этого исследования сравниваются с ранее полученными данными для тонкостенной осесимметричной оболочки и оболочечно-пластинчатого «седла». Можно говорить о том, что для тонкостенных уплотнений пониженной жесткости имеется возможность уменьшения рациональных размеров (толщины) оболочки и есть необходимость увеличения рациональных размеров (толщины) пластины при принятых исходных геометрических параметрах.

Ключевые слова

трубопроводная арматура, APM WinMachine, тонкостенное уплотнение (упрагая кромка), APM Structure 3D, конечно-элементное моделирование, уплотнения пониженной жесткости

Для цитирования

Белоголов Ю.И. Моделирование тонкостенных металлических уплотнений пониженной жесткости / Ю.И. Белоголов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2025. № 1 (85). С. 127–141. DOI: 10.26731/1813-9108.2025.1(85).127-141.

Информация о статье

поступила в редакцию: 04.03.2025 г.; поступила после рецензирования: 11.03.2025 г.; принята к публикации: 13.03.2025 г.

Modeling of thin-walled metal seals with reduced rigidity

Yu. I. Belogolov✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉belogolov_yi@irgups.ru

Abstract

The article considers the issues of reducing the dynamic (impact) load and, as a consequence, the required sealing force exerted by the moving part of the gate («spool») on the thin-walled metal seal («seat»), made in the form of an axisymmetric shell. The reduction of dynamic loads from the drive side can be achieved by compensating («unloading») the gate from the pressure of the sealed medium, or by lowering the reduced rigidity of the seal (shell). In the latter case, the thin-walled shell can be placed on a plate - the most technologically rational design. Such design solutions will be called thin-walled metal seals of low rigidity. The calculation and analysis of thin-walled seals of low rigidity of a more complex geometric shape, as compared to the above, should be carried out using specialized CAE modeling software packages, for example, APM WinMachine. Modeling of thin-walled seals is performed in the finite element analysis module APM Structure 3D. When loading thin-walled seals, the pressure component of the sealed (working) medium was not taken into account, assuming that the loading process occurs quickly enough. As a result of the calculations, «Maps» of equivalent SVM stresses and «Maps» of «saddle» displacements were obtained. In addition, the obtained results are compared with the results of studies conducted earlier for a thin-walled axisymmetric shell and a shell-plate «saddle». The results obtained for thin-walled seals of reduced rigidity indicate the possibility of reducing the rational dimensions (thickness) of the shell and the need to increase the rational dimensions (thickness) of the plate with the adopted initial geometric parameters.

Keywords

pipeline valves, APM WinMachine, thin-walled seal (elastic lip), APM Structure 3D, finite element modeling, low-stiffness seals

For citationBelogolov Yu.I. Modelirovanie tonkostennykh metallicheskh uplotnenii ponizhennoi zhestkosti [Modeling of thin-walled metal seals with reduced rigidity]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2025. No. 1 (85). Pp. 127–141. DOI: 10.26731/1813-9108.2025.1(85).127-141.**Article Info**

Received: March 4, 2025; Revised: March 11, 2025; Accepted: March 13, 2025.

Введение

Исследования, представленные в работах [1–7], показали, что использование тонкостенных металлических уплотнений в качестве неподвижной части затвора клапана, получило широкое распространение в уплотнительной технике. В таких соединениях перекрытие потока рабочей среды происходит в затворе, ответные части которого выполнены из металла (рис. 1). Неподвижная часть соединения – тонкостенное уплотнение («седло») – имеет форму цилиндрической осесимметричной оболочки [8], как технологически наиболее простого в производстве, подвижная часть затвора – «золотник» – коническую форму, что позволяет компенсировать отклонения формы «седла».

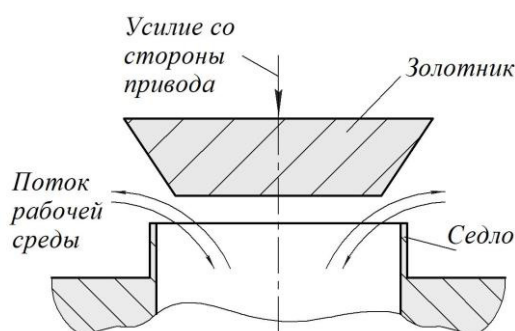


Рис. 1. Затвор уплотнительного соединения
Fig. 1. Sealing joint shutter

В уплотнительных соединениях типа «металл – металл» имеется ряд преимуществ по сравнению с соединениями «полимер – полимер» и «металл – полимер» [9–11], основными из которых являются:

- снижение масса-габаритных характеристик конструкции;
- снижение необходимого усилия со стороны привода, обеспечивающего герметичность затвора;
- равномерное распределение усилия по периметру в зоне контакта «золотник – седло»;

– высокий ресурс работы уплотнительного соединения.

Применение тонкостенных металлических уплотнений в конструкциях затворов целесообразно и в тех случаях, когда по условиям эксплуатации (давление, температура, химический состав рабочей среды и др.) использование полимерных невозможно.

При всех положительных свойствах тонкостенных металлических уплотнений существует и ряд ограничений. Основным недостатком таких уплотнений является чувствительность к условиям силового (ударного) нагружения со стороны привода, в результате которого возникают пластические деформации «седла» и происходит его разрушение.

Одним из направлений совершенствования затворов с тонкостенными металлическими уплотнениями является снижение приведенной жесткости «седла» [12, 13]. Отметим, что при снижении динамической (ударной) нагрузки, действующей на оболочечный элемент, его можно сделать более тонкостенным, что приведет к снижению энергии, необходимой для выбора отклонений формы «седла» и, как следствие, снижению требуемого усилия привода, что, в свою очередь, улучшит массогабаритные характеристики изделия в целом.

Принимая квазистатическое нагружение тонкостенного элемента, действие распределенной нагрузки от давления герметизируемой среды не учитываем, так как за время быстропротекающего ударного нагружения одностороннее давление герметизируемой среды не проявляется.

Простейшие варианты снижения приведенной жесткости уплотнительного соединения могут быть предложены с использованием оболочечного элемента сильфонного типа, тороидального или оболочечно-пластинчатого типа. Рассмотрение вариантов снижения приведенной жесткости, расчет и анализ полученных результатов составляют цель научной статьи.

Снижение приведенной жесткости уплотнения

Как уже отмечалось, в научных работах рассматривался затвор клапана, «седло» которого выполнено в виде тонкостенной оболочки, расположенной на упругой пластине (рис. 2).

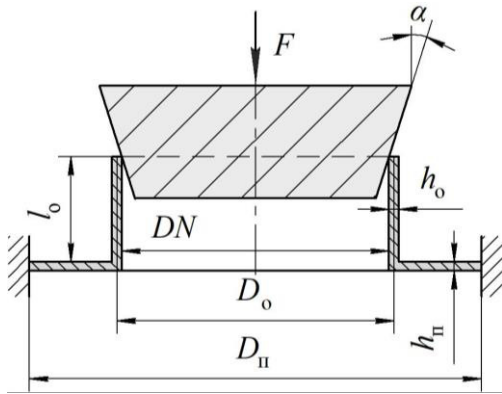


Рис. 2. Расчетная модель:

DN – диаметр условного прохода; h_0 – толщина оболочки; $h_п$ – толщина пластины; l_0 – высота оболочки; D_0 – диаметр оболочки; $D_п$ – диаметр пластины; F – нагрузка со стороны привода; α – угол при вершине конуса

Fig. 2. Calculation model:

DN – nominal bore diameter; h_0 – shell thickness; $h_п$ – plate thickness; l_0 – shell height; D_0 – shell diameter; $D_п$ – plate diameter; F – drive-side load; α – cone apex angle

Модель «седла» была принята в качестве расчетной и рассмотрена в научных исследованиях автора.

Расчет и анализ тонкостенных металлических уплотнений более сложной геометрической формы (рис. 3) проведем с использованием

метода конечных элементов (МКЭ) в программном продукте APM WinMachine, который был разработан научно-техническим центром «Автоматизированное проектирование машин».

Построение моделей и оценка напряженно-деформированного состояния «седла» затвора клапана выполняется непосредственно в модуле APM Structure 3D [14].

Учет геометрических параметров, разбиение на КЭ, а также приложение нагрузок к модели, производятся в соответствии с рекомендациями, указанными для модуля APM Structure 3D в [15, 16].

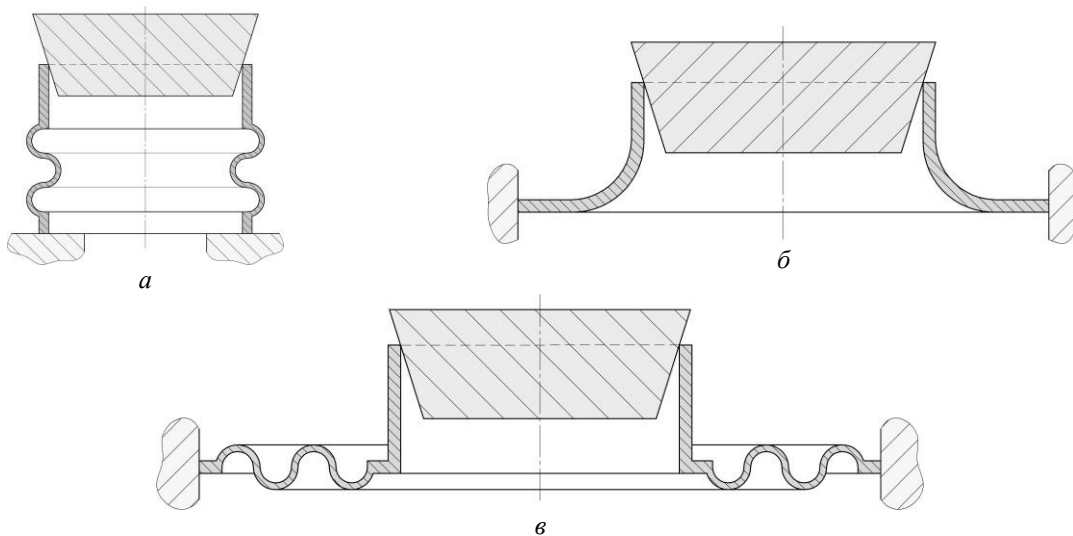
В табл. 1 представлены размеры «седла» затвора клапана, показанного на рис. 2.

Для форм «седла», представленных на рис. 3, геометрические размеры, не указанные в табл. 1, показаны на рис. 4 и приведены в табл. 2.

Моделирование «седла»

На рис. 5. показаны КЭ модели для конструктивных решений «седла» пониженной жесткости (см. рис. 2 и 3). Модели выполнены из четырехугольных КЭ в виде пластин. Учитывая, что толщина стенок «седла» одинакова, сначала выполняется построение поперечного сечения из стержней с применением операции «Полярный массив», а затем уже смоделированным пластинам присваивается толщина в соответствии с принятыми значениями.

При этом необходимо следить, чтобы в местах концентрации напряжений (углах, изгибах оболочки) разбиение на КЭ было более «мелким» [15, 17].



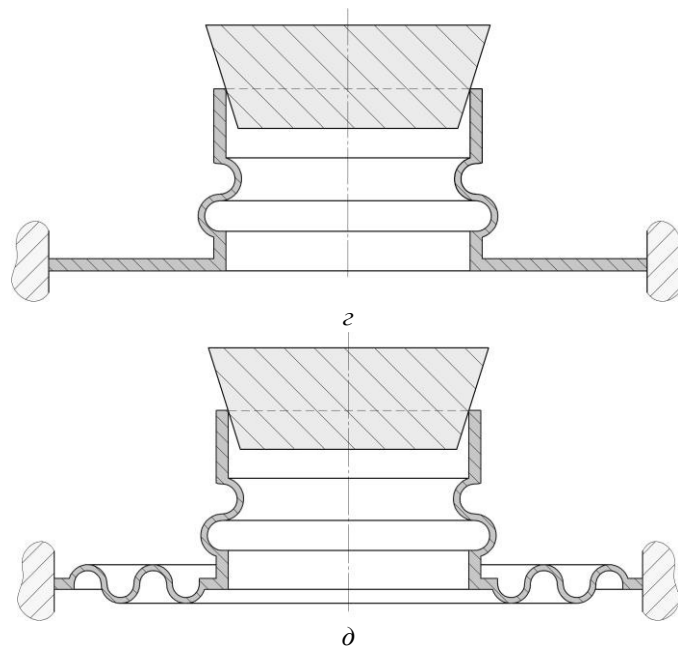


Рис. 3. Варианты снижения приведенной жесткости седла:
а, в – «седло» сифонное; *б* – торoidalной «седло»; *з, д* – «седло» сифонное пониженной жесткости
Fig. 3. Options for reducing the reduced rigidity of the seat:
a, v – bellows «seat»; *б* – toroidal «seat»; *з, д* – bellows «seat» of reduced rigidity

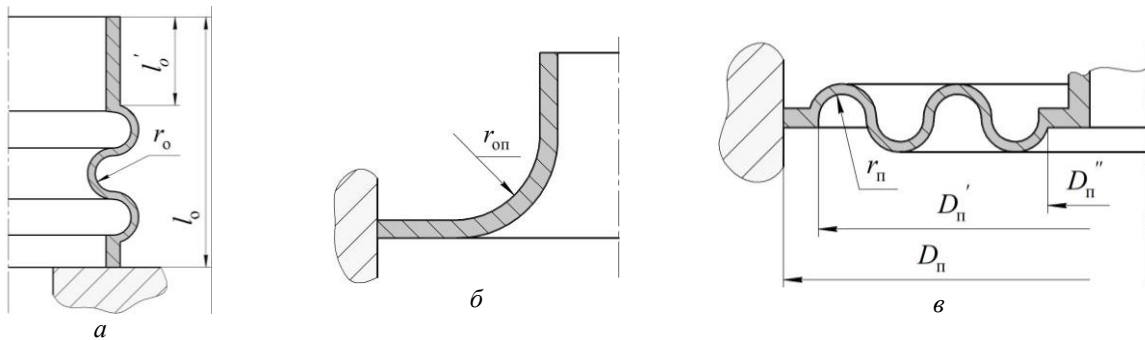


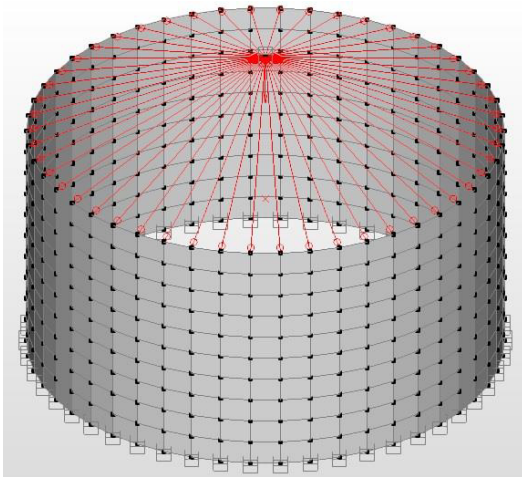
Рис. 4. Часть геометрических размеров «седла»
а – сифонная оболочка; *б* – торoidalное «седло»; *в* – сифонная пластина
Fig. 4. Part of the geometric dimensions of the «saddle»
a – bellows shell; *б* – toroidal «saddle»; *в* – bellows plate

Таблица 1. Геометрические размеры «седла» клапана и нагрузка
Table 1. Geometric dimensions of the valve seat and load

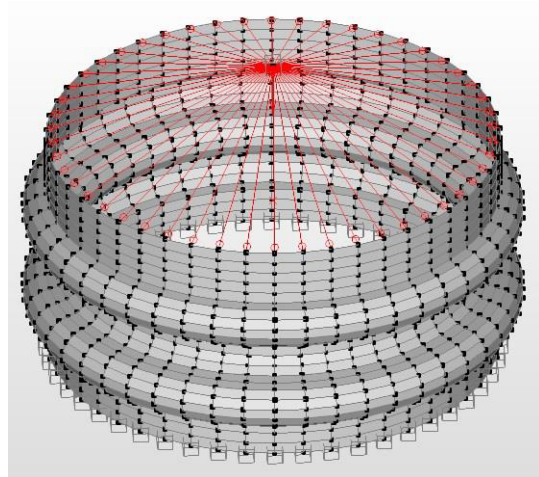
Нагрузка Load F, H	Толщина Thickness $h_0 / h_{п2}, \text{мм}$	Высота Height $l_0, \text{мм}$	Диаметр Diameter $D_0 / D_{п2}, \text{мм}$	Угол конуса Cone angle $\alpha, ^\circ$	Угол трения Friction angle $f_2, ^\circ$	Диаметр Diameter $DN, \text{мм}$
460	1/1	20	39/85	15	5	39

Таблица 2. Часть размеров «седла» клапана пониженной жесткости
Table 2. Part of the dimensions of the «seat» of the valve of reduced rigidity

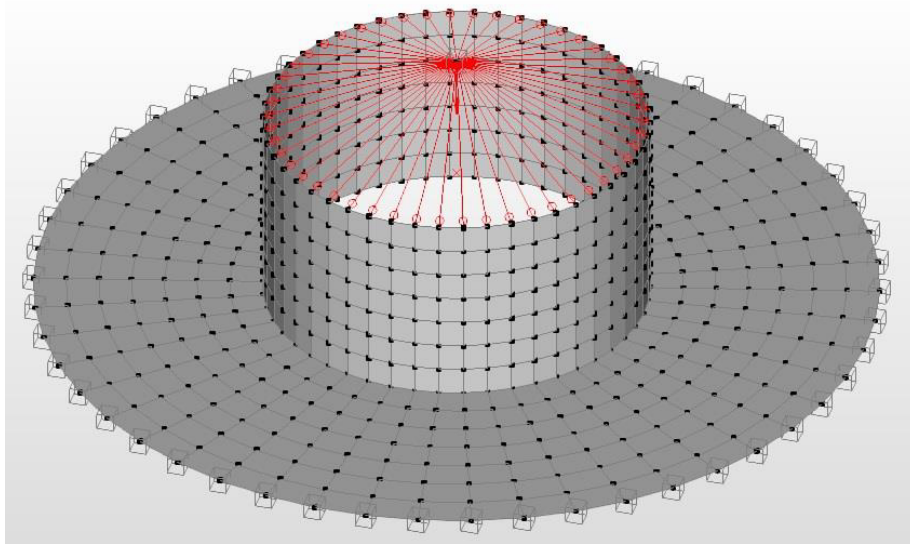
Радиус $r_0, \text{мм}$	Радиус $r_{п2}, \text{мм}$	Радиус $r_{оп2}, \text{мм}$	Высота $l'_0, \text{мм}$	Диаметр $D'_{п2}, \text{мм}$	Диаметр $D''_{п2}, \text{мм}^\circ$
2	2	10	5	79	47



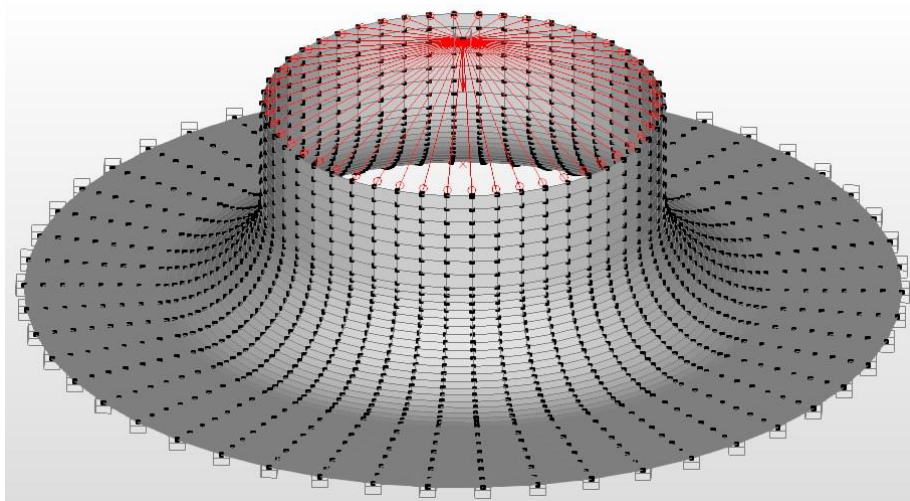
a



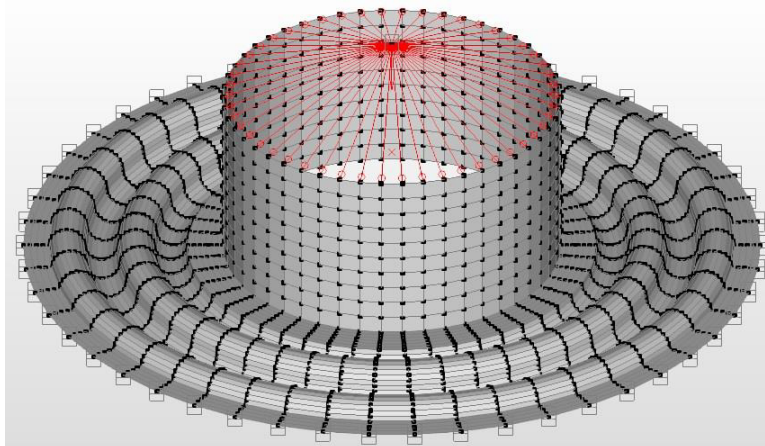
б



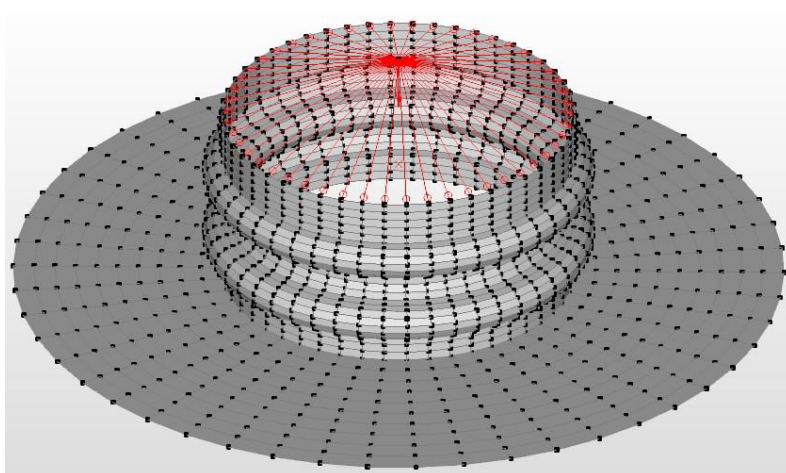
в



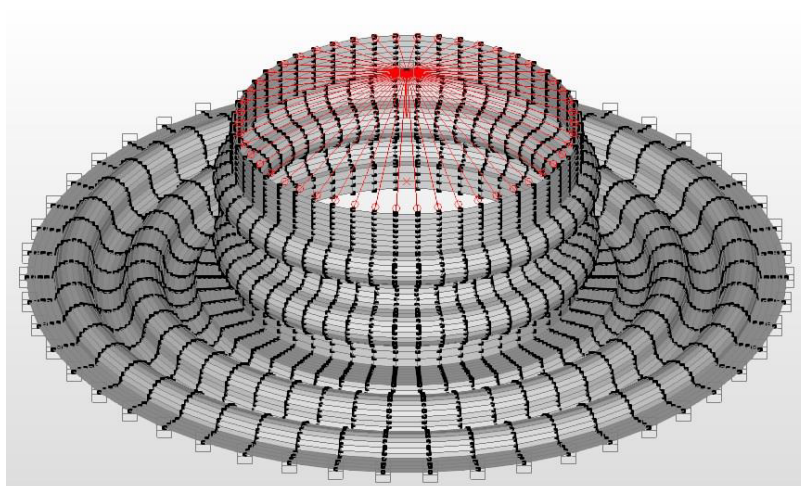
г



д



е



ж

Рис. 5. Конечно-элементные модели «седла»:
a – оболочечное «седло»; *б* – «седло» сильфонное; *в* – оболочечно-пластинчатое «седло»;
г – тороидальное «седло»; *д-ж* – «седло» сильфонное пониженной жесткости

Fig. 5. Finite element models of the «saddle»:
a – shell «saddle»; *b* – bellows «saddle»; *v* – shell-plate «saddle»; *z* – toroidal «saddle»;
д-ж – bellows «saddle» of low rigidity

В качестве материала «седла» выбрана бронза БрО5Ц5С5, подгруппа – оловянная литейная с пределом текучести 90 МПа в соответствии с ГОСТ 613-79. Выбранный материал отличается малой чувствительностью к перегреву и газам, не дает искры при ударах, совмещая в себе высокую устойчивость к коррозии и долговечность.

Нагружение «седла» «золотником» клапана моделируется за счет приложения силы к узлу, соединенному через группу «вспомогательных» стержней с узлами торца оболочки. Угол приложения нагрузки соответствует половине угла при вершине конуса «золотника» с учетом коэффициента трения и составляет 20 °.

Нагрузка на «седло» клапана со стороны «золотника» составляет 460 Н с учетом коэффициента запаса прочности ($k = 1,5$) и предела упругости для бронзы 260 МПа.

Достаточно важным этапом моделирования является освобождение связей на концах «вспомогательных» стержней (создание шарниров), в противном случае стержень и узел оболочки образуют жесткую связь и результаты расчетов становятся некорректными. Это достаточно хорошо видно, если проанализировать деформированную конструкцию «седла» без вывода «изообластей» для «карт» результатов.

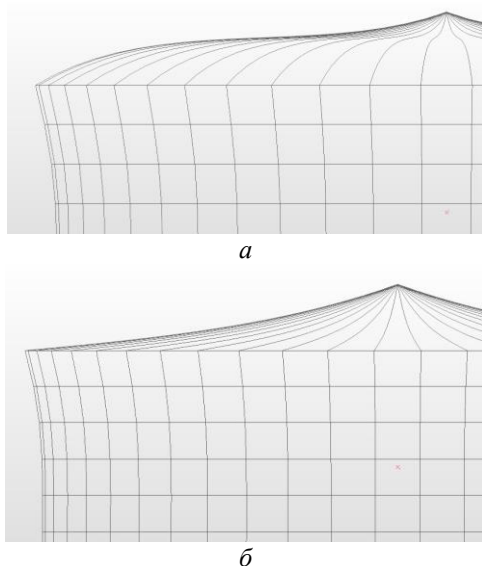


Рис. 6. Модель деформирования торца «оболочки»
a – жесткая связь «вспомогательных» стержней
 с узлами оболочки; *б* – шарнирная связь
 «вспомогательных» стержней с узлами оболочки

Fig. 6. Model of deformation of the end face of the «shell»:
a – rigid connection of the «auxiliary» rods with
 the nodes of the shell; *b* – hinged connection of the
 «auxiliary» rods with the nodes of the shell

Чтобы не утяжелять модель дополнительными массами и не вводить погрешность при расчетах, плотность материала «вспомогательных» стержней можно выбрать малой, но не нулевой [14]. Указанное условие было выполнено при моделировании «вспомогательных» стержней.

Отметим, что деформация «вспомогательных» стержней допустима и, согласно [15], если результаты расчета покажут, что максимальное напряжение возникает не в оболочке, а в стержнях жестких вставок, то это будет указывать на неверный выбор габаритного размера их поперечного сечения и в этом случае требуется его увеличить. Следует также учитывать, что выбор значительных размеров поперечного сечения стержней приведет к появлению ошибок при моделировании и скажется на конечном результате расчета.

Закрепление для конструкций «седла» клапана на рис. 5, *в–ж*, производится по внешнему диаметру D_n пластины в виде жесткой заделки, а для схем рис. 5, *а* и *б* выполнено по периметру оболочки.

Если после нагружения «седла» клапана силой F начинает действовать давление рабочей среды, то его можно задать при помощи распределенной нагрузки на пластины. Также следует учитывать, что давление рабочей среды действует и на «золотник», поэтому к величине силы F необходимо добавить/вычесть (зависит от направления потока среды) значение этого давления:

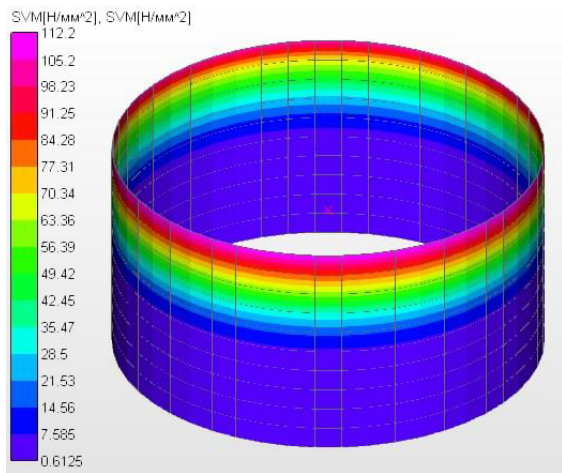
$$F_{\text{пр}} = F \pm \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_p,$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие привода с учетом давления рабочей (герметизируемой) среды; p_p – давление рабочей среды; d – диаметр.

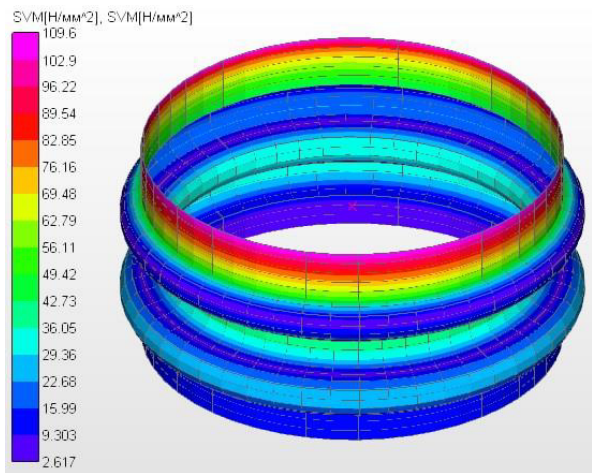
Проведя расчет конструкций «седла» клапана в APM Structure 3D, рассмотрим «Карты» результатов, задав необходимые параметры для просмотра (рис. 7).

Эквивалентные напряжения (по Мизесу) обозначаются SVM и показываются на каждой из поверхностей тонкостенного «седла».

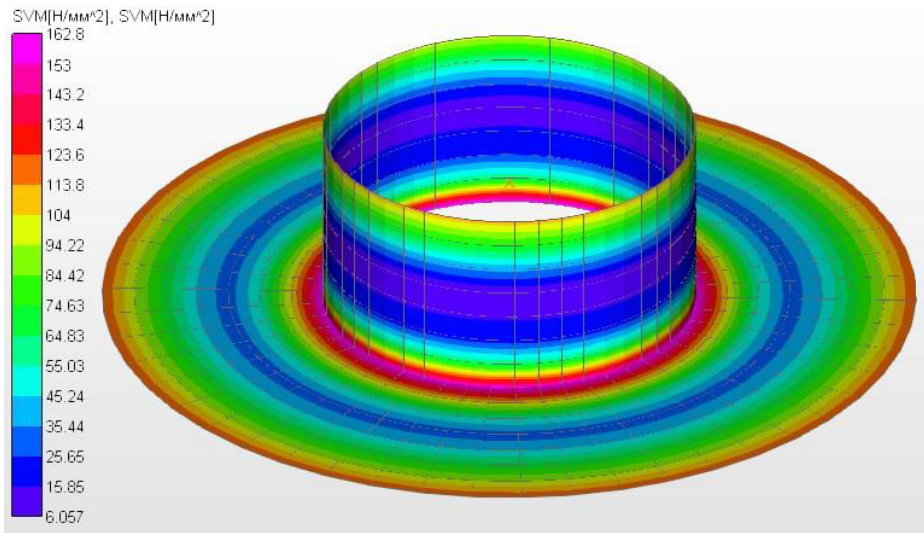
Для того чтобы сопоставить полученные результаты напряжений для «седла» пониженной жесткости с ранее проведенными исследованиями [12, 18, 19], выполнено моделирование тонкостенной оболочки, расположенной на жестком основании (рис. 5, *а*).



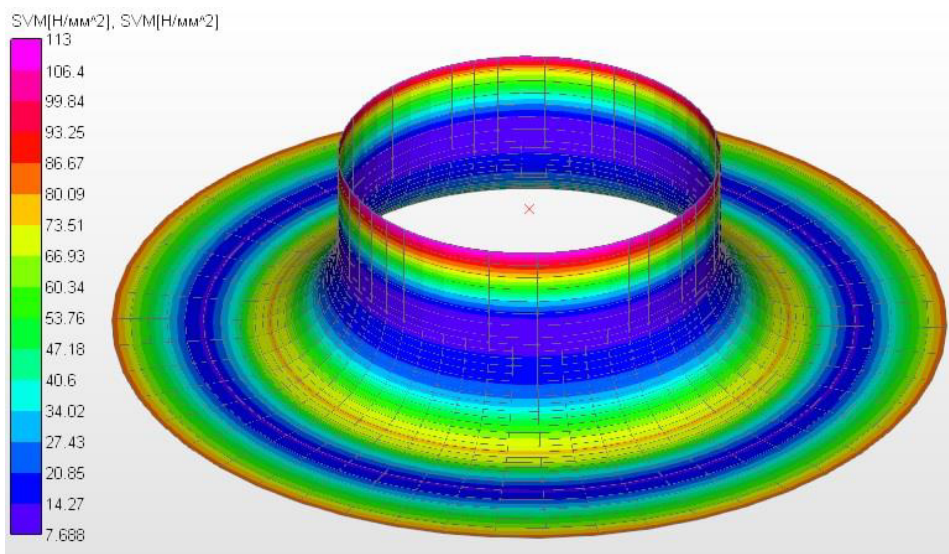
а



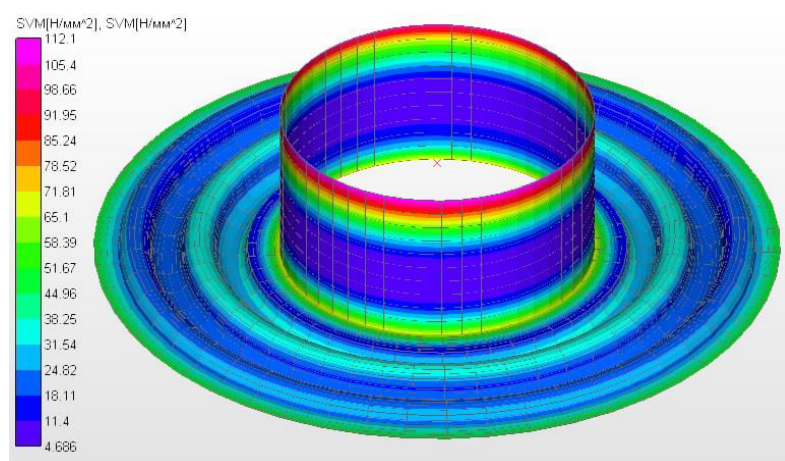
б



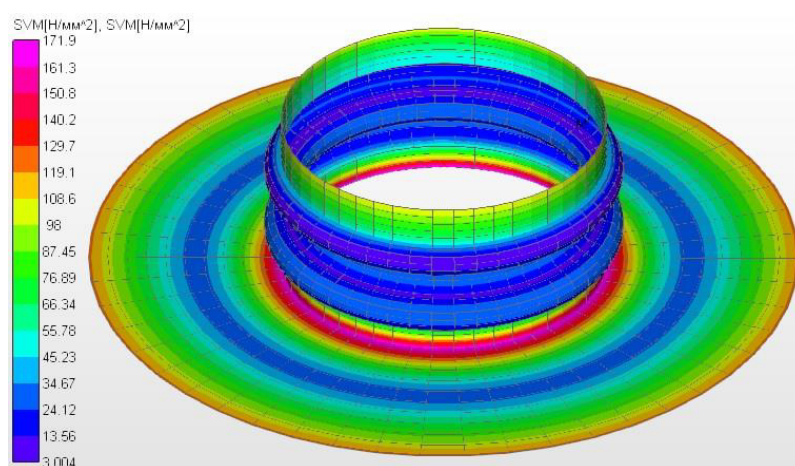
в



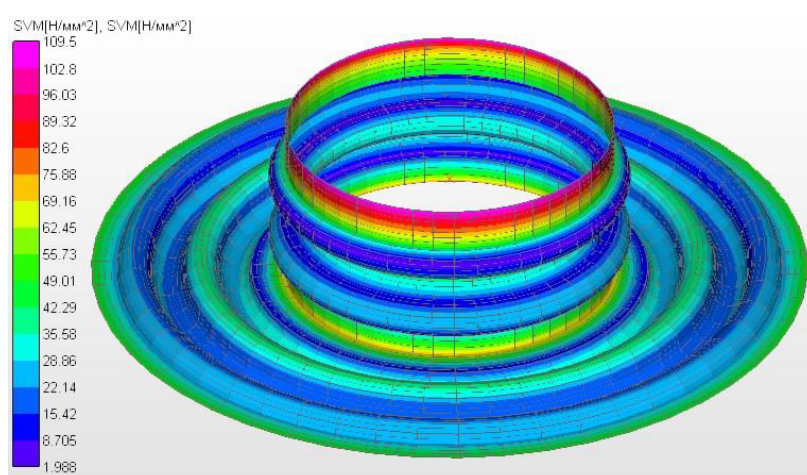
г



д



е



ж

Рис. 7. Карты эквивалентных напряжений SVM для «седла»: *a* – оболочечное «седло»; *б* – «седло» сильфонное; *в* – оболочечно-пластинчатое «седло»; *г* – торoidalное «седло»; *д-ж* – «седло» сильфонное пониженной жесткости

Fig. 7. SVM equivalent stress maps for the «saddle»: *a* – shell «saddle»; *б* – bellows «saddle»; *в* – shell-plate «saddle»; *г* – toroidal «saddle»; *д-ж* – bellows «saddle» of reduced rigidity

Из полученных «карт» результатов видно, что для конструктивных решений «седла» на схемах *а*, *б*, *г*, *д*, *ж* (см. рис. 7) максимальные напряжения возникают на торце оболочки в зоне контакта с «золотником» клапана, а для схем *в* и *е* в месте сопряжения оболочки с пластиной.

Следует также отметить, что для конструкций «седла» пониженной жесткости (см. рис. 7, *в*, *д–ж*) характерно наличие трех зон концентрации напряжений – на торце оболочки, в месте сопряжения оболочки и пластины и в заделке по внешнему диаметру пластины. Для тороидального «седла» (см. рис. 7, *г*) переход из оболочки в пластину осуществляется по принятому в соответствии с табл. 2 радиусу, а возникающие напряжения на торце «седла» имеют самое большое значение среди всех конструкций пониженной жесткости.

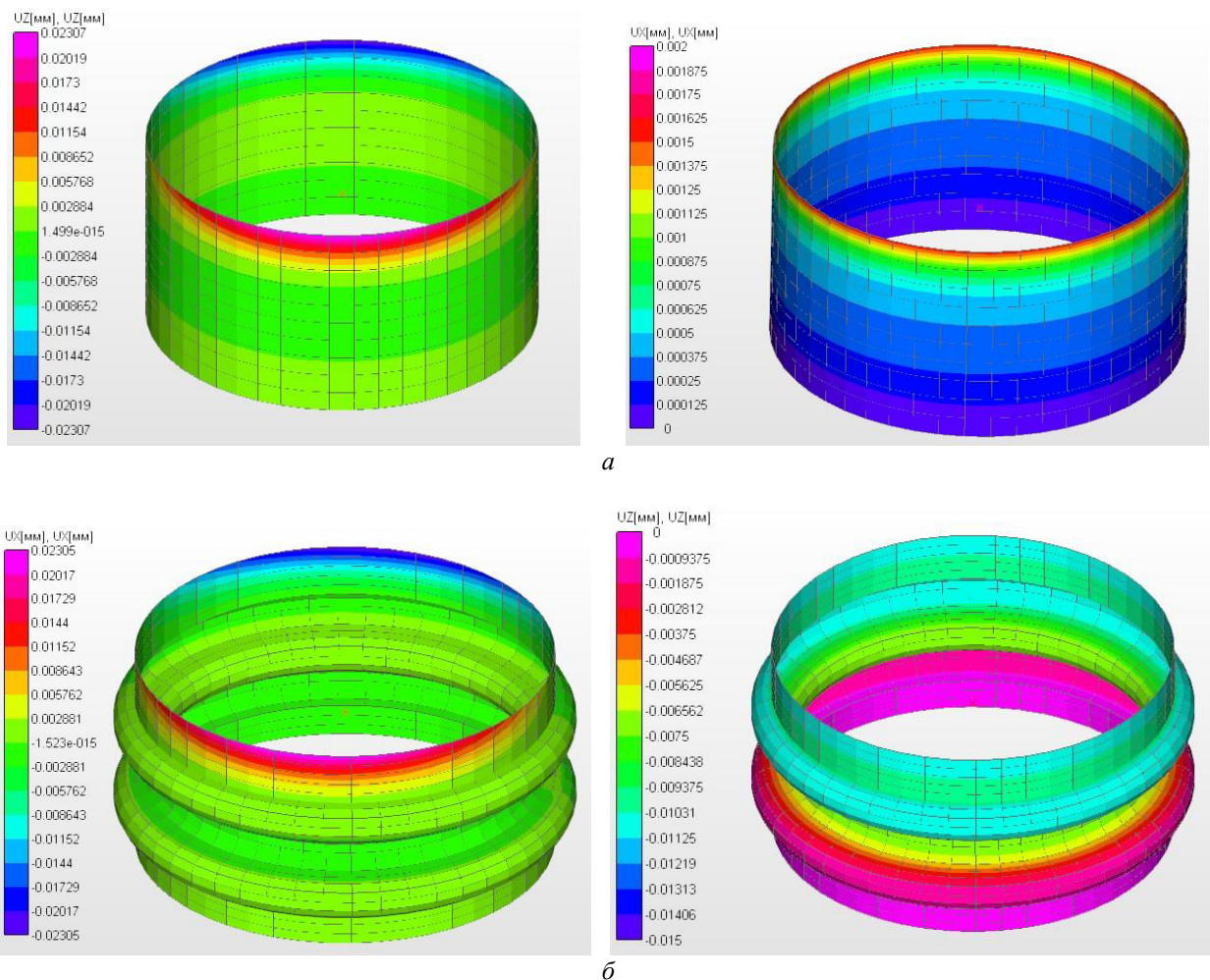
Изменяя форму пластины на сильфонную (см. рис. 7, *д*, *ж*) жесткость «седла» возрастает

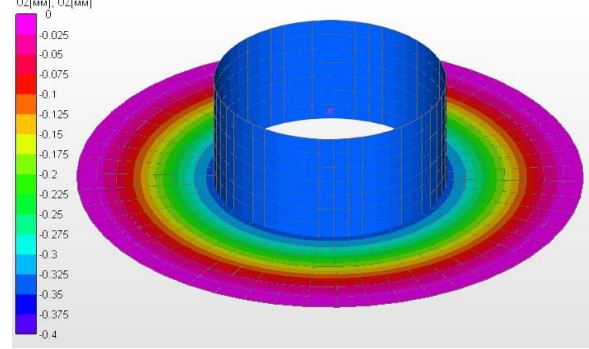
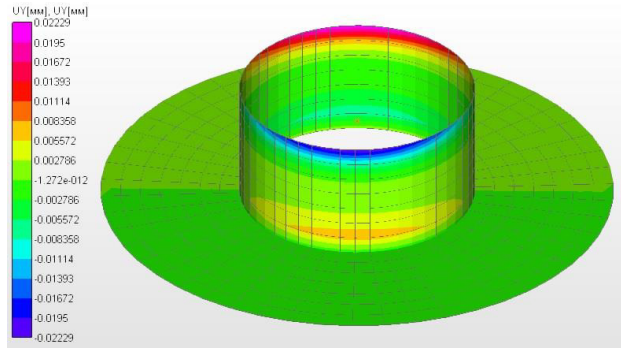
и напряжения на торце оболочки растут. В то же время меняя форму оболочки на сильфонную (см. рис. 7, *б*, *е*), напряжения на торце оболочки снижаются, а для конструкции «седла» на схеме *е* являются самыми наименьшими из всех рассматриваемых решений.

Рассматривая и сравнивая результаты для конструкции «седла» на рис. 7, *е* можно сделать вывод: при выполнении оболочки сильфонной формы, происходит снижение жесткости уплотнения и, как следствие, снижение затрачиваемой энергии для выбора отклонений формы «седла».

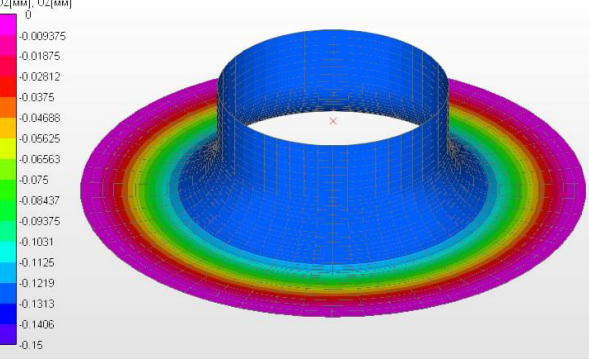
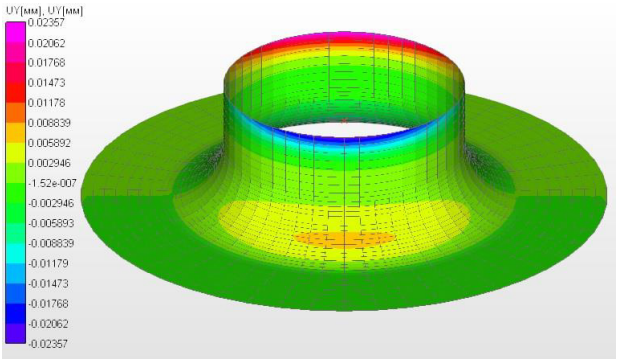
Рассмотрим «карты» перемещений для «седла» клапана, представленные на рис. 8.

Следует отметить, что вывод перемещения осуществлялся относительно глобальной системы координат для одной из осей, что видно на «картах» результатов.

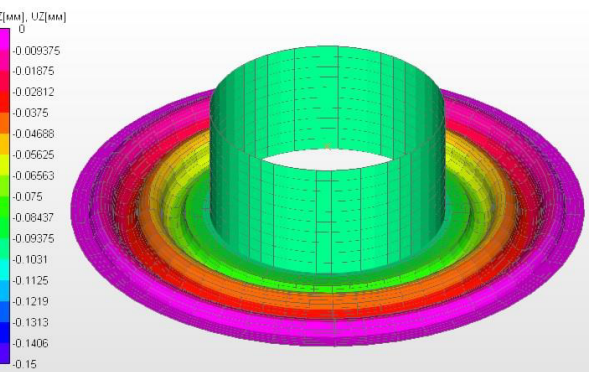
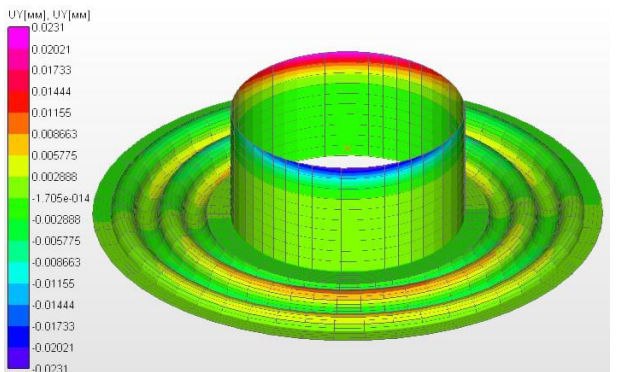




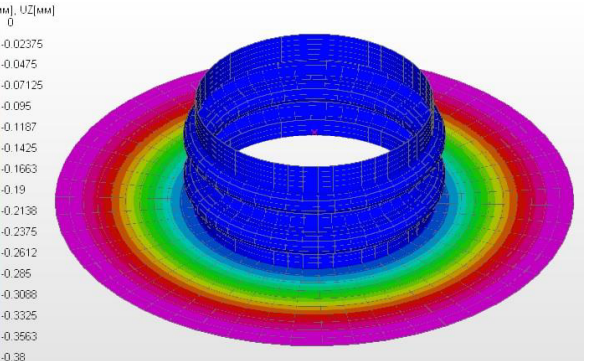
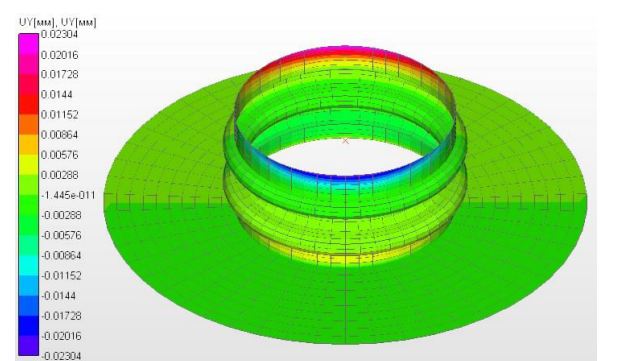
6



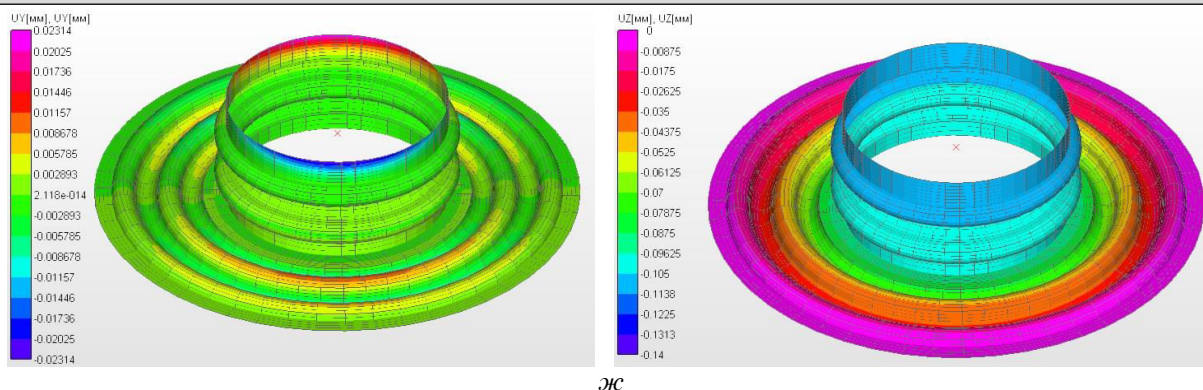
2



0



e



жс

Рис. 8. Карты радиальных и осевых перемещений «седла»:

a – оболочечное «седло»; *б* – «седло» сильфонное; *в* – оболочечно-пластинчатое «седло»; *г* – тороидальное «седло»; *д-жс* – «седло» сильфонное пониженной жесткости

Fig. 8. Maps of radial and axial displacements of the «saddle»:

a – shell «saddle»; *б* – bellows «saddle»; *в* – shell-plate «saddle»; *г* – toroidal «saddle»; *д-жс* – bellows «saddle» of reduced rigidity

Значения радиальных перемещений для торца оболочки для всех конструктивных схем совпадают в отличие от осевых. Для оценки полученных результатов сведем их в таблицу, добавив к ним более ранние результаты.

В табл. 3 представлены результаты напряжений и перемещений для рассматриваемых

схем уплотнений. Наибольшее значение осевых перемещений получены для схемы *e* (см. рис. 8), что подтверждает полученные результаты по напряжениям и свидетельствует о снижении жесткости конструкции «седла» за счет придания оболочке сильфонной формы.

Таблица 3. Значения напряжений и перемещений для различных конструкций «седла»**Table 3.** Stress and displacement values for different saddle designs

Параметр Parameter	Результаты моделирования Modeling results						
	рис. 5, <i>a</i>	рис. 5, <i>б</i>	рис. 5, <i>в</i>	рис. 5, <i>г</i>	рис. 5, <i>д</i>	рис. 5, <i>е</i>	рис. 5, <i>жс</i>
Эквивалентные напряжения на торце оболочки, МПа Equivalent stresses at the end of the shell, MPa	112,2	109,6	107,85	113	112,1	107,3	109,5
Радиальные перемещения торца оболочки, мм Radial displacements of the shell end, mm	0,023	0,023	0,022	0,023	0,023	0,023	0,023
Осевые перемещения оболочки, мм Axial displacement of the shell, mm	0,002	0,011	0,342	0,128	0,099	0,345	0,107
Напряжения в заделке пластины, МПа Stresses in the plate seal, MPa	–	–	120,9	83,59	50,02	120,06	48,7
Напряжения в месте сопряжения пластины и оболочки, МПа Stresses at the junction of the plate and the shell, MPa	–	–	162,8	74	72,88	171,9	75,1

Таким образом с увеличением значения осевого перемещения «седла» напряжения в нем снижаются, кроме схемы на рис. 7, з.

Отметим, что большее снижение приведенной жесткости тонкостенного «седла» может быть достигнуто за счет определения рациональных геометрических размеров, а именно толщины оболочки и пластины, исходя из условий прочности для выбранного материала.

Аналитические исследования, связанные с определением рациональных геометрических размеров тонкостенного металлического уплотнения пониженной жесткости (см. рис. 2), проводились автором ранее и представлены в работе [12]. Аналитический расчет геометрически более сложных уплотнений требует пересмотра разработанной методики и выходит за рамки данной научной статьи.

Заключение

Программные продукты, в основу которых положено использование МКЭ, достаточно точно моделируют работу различных конструкций, имеют в своем распоряжении большую библиотеку конечных элементов (например, APM WinMachine и др.) и являются мощным инструментом для проведения анализа.

Необходимость использования таких программных продуктов обусловлена прежде всего достаточной сложностью решаемых задач. Кроме того, существует ряд задач, решить которые аналитически очень сложно или вообще не представляется возможным по причине отсутствия разработанных методик расчета. Рас-

сматриваемая в научной статье задача расчета тонкостенного металлического уплотнения («седло» клапана) пониженной жесткости, упругое основание которого выполнено не в виде пластины, а, например, в виде силфона или другой геометрической формы, как раз относится к таким.

Анализ напряженно-деформированного состояния оболочки в зоне контакта позволит обосновать новую конструкцию уплотнения [9, 20–22], для которой не требуется приработка для выхода на заявляемые параметры.

Герметизирующая способность уплотнения, как и его износ, во многом определяются законом распределения контактного давления по ширине уплотнительного пояса. Зависимость смещения торца оболочки от приложенной к конусу силы имеет нелинейный характер. Использование линейных моделей нагружения оболочки на участке фактической нелинейности может привести к значительным ошибкам (иногда в сотни процентов) в оценке прочности оболочки, вследствие чего необходимы дальнейшие исследования (разработка методов расчета, экспериментальные исследования и др.) уплотнений «сложной» геометрической формы. Следует также отметить, что постановка и решение задач оптимального выбора геометрических параметров (например, толщины) тонкостенного металлического уплотнения пониженной жесткости в программных продуктах – довольно сложный процесс, а в некоторых и невыполнимый.

Список литературы

1. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. М. : Машиностроение, 1986. 464 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др. М. : Машиностроение, 1994. 448 с.
3. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М. : Машиностроение, 1983. 152 с.
4. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура. Л. : Машиностроение, 1981. 368 с.
5. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. М. : Машгиз, 1958. 975 с.
6. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М. : Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
7. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов / Иркут. гос. ун-т путей сообщ. Иркутск, 2011. Деп. в ВИНТИ РАН 22.11.2011, № 508-В2011. 72 с.
8. ГОСТ 24856-2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. Введ. 2015–04–01. М. : Стандартинформ, 2020. 90 с.
9. Долотов А.М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов : дис. ... д-ра техн. наук. М., 1994. 280 с.
10. Долотов А.М., Ермашонок С.М., Федяев А.А. Управление жесткостью тонкостенного седла клапана // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1 (1). С. 12–13.

11. Расчет седла уплотнительного соединения, нагруженного затвором и давлением герметизируемой среды / С.В. Герасимов, А.М. Долотов, Ю.И. Белоголов и др. // Механика XXI века : сб. тр. XI Всерос. науч.-техн. конф. с международн. участ. Братск, 2012. С. 106–111.
12. Белоголов Ю.И. Совершенствование конструкций уплотнительных соединений с тонкостенными элементами (упругой кромкой) : дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2013. 178 с.
13. Огар П.М., Герасимов С.В., Глинов С.Н. Герметичность соединений с элементами пониженной жесткости // Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ : межвуз. темат. сб. тр. Вып. 11. СПб., 2005. С. 271–275.
14. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. М. : АПМ, 2006. 287 с.
15. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. М. : АПМ, 2010. 375 с.
16. Руководство пользователя APM Structure. М. : Науч.-техн. центр «АПМ», 2010. 226 с.
17. Расчет машиностроительных конструкций методом конечных элементов / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. М. : Машиностроение, 1989. 520 с.
18. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В. Плотность стыка при упругом контакте шероховатых поверхностей с учетом взаимного влияния неровностей // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 4 (12). С. 35–40.
19. Огар П.М., Шеремета Р.Н., Лханаг Д. Герметичность металлополимерных стыков шероховатых поверхностей. Братск : БрГУ, 2006. 159 с.
20. Огар П.М. Контактные характеристики и герметичность неподвижных стыков пневмогидроопливающих систем двигателей летательных аппаратов : дис. ... д-ра техн. наук. Братск, 1997. 345 с.
21. Долотов А.М., Забродин О.М. Конструкционная контактная задача для уплотнения с оболочечным седлом при учете давления герметизируемой среды // Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ : межвуз. темат. сб. тр. СПб., 2002. Вып. 8. С. 127–130.
22. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Тр. Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 1. С. 126–129.

References

1. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordeev V.V., Furmanov B.A., Karmugin B.V. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika [Seals and sealing equipment]. Moscow : Mashinostroenie Publ., 1986. 464 p.
2. Kondakov L.A., Golubev A.I., Gordeev V.V., Ovander V.B., Furmanov B.A., Karmugin B.V. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika [Seals and sealing equipment]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1994. 448 p.
3. Karmugin B.V., Stratinevskii G.G., Mendel'son D.A. Klapannye uplotneniya pnevmogidroagregatov [Valve seals of pneumohydraulic units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 152 p.
4. Gurevich D.F. Truboprovodnaya armatura [Pipeline fittings]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1981. 368 p.
5. Ponomarev S.D., Biderman V.L., Likharev K.K., Makushin V.M., Malinin N.N., Feodos'ev V.I. Raschety na prochnost' v mashinostroenii. T. 2. Nekotorye zadachi prikladnoi teorii uprugosti. Raschety za predelami uprugosti. Raschety na polzuchest' [Strength calculations in mechanical engineering. Vol. 2. Some problems of the applied theory of elasticity. Calculations beyond the limits of elasticity. Creep calculations]. Moscow: Mashgiz Publ., 1958. 975 p.
6. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Osnovy teorii i proyektirovaniya uplotnenii pnevmogidroarmatury letatel'nykh apparatov [Fundamentals of the theory and design of seals for aircraft pneumohydraulic fittings]. Moscow: MAI Publ., 2000. 296 p.
7. Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Yu.I. Uplotnitel'nye soedineniya s ispol'zovaniem tonkostennykh elementov [Sealing joints using thin-walled elements]. Deposited manuscript no 508-V2011 November 22, 2011. 72 p.
8. GOST 24856-2014. Armatura truboprovodnaya. Terminy i opredeleniya [State Standard 24856-2014. Pipeline valves. Terms and definitions]. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 90 p.
9. Dolotov A.M. Razrabotka metodov rascheta i proektirovanie uplotnenii s obolochecnym elementom dlya letatel'nykh apparatov [Development of calculation methods and design of seals with a shell element for aircraft]. Doctor's theses. Moscow, 1994. 280 p.
10. Dolotov A.M., Ermashonok S.M., Fedyayev A.A. Upravlenie zhestkost'yu tonkostennogo sedla klapana [Control of the stiffness of a thin-walled valve seat]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2009, no 1 (1), pp. 12–13.
11. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I., Saakyan K.G. Raschet sedla uplotnitel'nogo soedineniya, nagruzhennogo zatvorom i davleniem germetiziruemoi sredy [Calculation of the seat of a sealing joint loaded with a shutter and the pressure of the sealed medium]. *Sbornik trudov XI Vserossiiskoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem «Mekhaniki XXI veku»* [Proceedings of the XI All-Russian Scientific and Technical Conference with international participation «Mechanics of the XXI century»]. Bratsk, 2012, pp. 106–111.
12. Belogolov Yu.I. Sovershenstvovanie konstruktssii uplotnitel'nykh soedinenii s tonkostennymi elementami (uprugoi kromkoi) [Improvement of the designs of sealing joints with thin-walled elements (elastic edge)]. Ph.D.'s theses. Irkutsk, 2013. 178 p.
13. Ogar P.M., Gerasimov S.V., Glinov S.N. Germetichnost' soedinenii s elementami ponizhennoi zhestkosti [Tightness of joints with elements of reduced rigidity]. *Mezhvuzovskii tematicheskii sbornik trudov «Matematicheskoe modelirovanie, chislennyye metody i komplekсы программ»* [Interuniversity Thematic Proceedings «Mathematical modeling, numerical methods and software packages»]. Saint Petersburg, 2005, pp. 271–275.
14. Zamrii A.A. Proektirovanie i raschet metodom konechnykh elementov trekhmernykh konstruktssii v srede APM Structure 3D [Design and calculation by the finite element method of three-dimensional structures in the APM Structure 3D environment]. Moscow: APM Publ., 2006. 287 p.

15. Zamrii A.A. Proektirovanie i raschet metodom konechnykh elementov trekhmernykh konstruksii v srede APM Structure 3D [Design and calculation by the finite element method of three-dimensional structures in the APM Structure 3D environment]. Moscow: APM Publ., 2010. 375 p.
16. Rukovodstvo pol'zovatelya APM Structure [APM Structure User's Guide]. Moscow: APM Publ., 2010. 226 p.
17. Myachenkov V.I., Mal'tsev V.P., Maiboroda V.P., Petrov V.B., Frolov A.N., Zayakin S.P., Ol'shanskaya G.N., Gorlov V.B., Bondar' V.S., Gorshkov S.P., Korol'kov S.S., Zhukov Yu.V., Tselikh A.V. Raschet mashinostroitel'nykh konstruksii metodom konechnykh elementov [Calculation of machine-building structures by the finite element method]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 520 p.
18. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Plotnost' styka pri uprugom kontakte sherokhovatykh poverkhnosti s uchedom vzaimnogo vliyaniya nerovnosti [Joint density in elastic contact of rough surfaces taking into account the mutual influence of irregularities]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2011, no 4 (12), pp. 35–40.
19. Ogar P.M., Sheremeta R.N., Lkhanag D. Germetichnost' metallopolimernykh stykov sherokhovatykh poverkhnosti [Tightness of metal polymer joints of rough surfaces]. Bratsk: BrGU Publ., 2006. 159 p.
20. Ogar P.M. Kontaknyye kharakteristiki i germetichnost' nepodviznykh stykov pnevmogidrotoplivnykh sistem dvigatelei leta-tel'nykh apparatov [Contact characteristics and tightness of fixed joints of pneumohydrofuel systems of aircraft engines]. Doctor's theses. Bratsk, 1997. 345 p.
21. Dolotov A.M., Zabrodin O.M. Konstruktsionnaya kontaktnaya zadacha dlya uplotneniya s obolocheynym sedlom pri uchete davleniya germetiziruyemoi sredy [Structural contact problem for a seal with a shell seat taking into account the pressure of the sealed medium]. *Mezhvuzovskii tematicheskii sbornik trudov «Matematicheskoe modelirovanie, chislennyye metody i kompleksoy program»* [Interuniversity thematic proceedings «Mathematical modeling, numerical methods and software packages»]. Saint Petersburg, 2002. Iss. 8, pp. 127–130.
22. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Matematicheskaya model' dinamicheskogo nagruzheniya dvukhsedel'nogo klapan [Mathematical model of dynamic loading of a two-seated valve]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences], 2012, Vol. 1, pp. 126–129.

Информация об авторе

Белоголов Юрий Игоревич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры управления эксплуатационной работой, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: belogolov_yi@irgups.ru.

Author

Yurii I. Belogolov, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Work Operation Management, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: belogolov_yi@irgups.ru.