

Расчет седла клапана, нагруженного герметизирующим усилием и давлением рабочей среды

Ю.И. Белоголов✉

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

✉belogolov_yi@irgups.ru

Резюме

Тонкостенные цельнометаллические уплотнения (оболочки) нашли применение во многих системах с высокими требованиями к герметичности. Соединения с их использованием обладают рядом положительных свойств и способны обеспечить необходимый уровень герметичности затвора при невысоких значениях герметизирующего усилия. Однако такие уплотнения не лишены и недостатков, одним из которых является чувствительность к условиям нагружения. При достижении определенных значений усилия со стороны привода может произойти разрушение тонкостенных уплотнений, что, в свою очередь, приведет к потере герметичности затвора. Совершенствование уплотнений может заключаться в снижении приведенной жесткости оболочки за счет ее размещения на упругой пластине, либо усложнения геометрической формы. Рассмотренный в научной статье подход к определению геометрических параметров (толщины) тонкостенного уплотнения пониженной жесткости позволяет поставить задачи динамического расчета (без давления герметизируемой среды) и статического (когда давление начинает действовать на элементы затвора). Расчет толщины выполняется с применением математического пакета PTC Mathcad, полученные значения используются в модуле APM Structure 3D-программы APM WinMachine v.20.0 для проведения статического расчета с учетом давления рабочей среды. Эквивалентные напряжения, возникающие в тонкостенном уплотнении, позволяют оценить выполнение требований по прочности в момент соударения элементов затвора, а также значение давления герметизируемой среды, которым может быть нагружено «седло». Полученные результаты аналитического расчета и моделирования могут применяться при проектировании уплотнительных соединений, содержащих тонкостенные металлические уплотнения, например быстродействующих клапанов.

Ключевые слова

трубопроводная арматура, «седло» клапана, тонкостенное металлическое уплотнение, конечно-элементное моделирование, уплотнения пониженной жесткости

Для цитирования

Белоголов Ю.И. Расчет седла клапана, нагруженного герметизирующим усилием и давлением рабочей среды / Ю.И. Белоголов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2025. № 2 (86). С. 145–153. DOI: 10.26731/1813-9108.2025.2(86).145-153.

Информация о статье

поступила в редакцию: 04.06.2025 г.; поступила после рецензирования: 11.06.2025 г.; принята к публикации: 16.06.2025 г.

Calculation of a valve seat loaded with sealing force and working medium pressure

Yu. I. Belogolov✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉belogolov_yi@irgups.ru

Abstract

Thin-walled all-metal seals (shells) have found application in many systems with high requirements for tightness. Connections with their use have a number of positive properties and are able to provide the required level of tightness of the gate at low values of the sealing force. However, such seals are not without disadvantages, one of which is the sensitivity of the thin-walled seal to loading conditions. When certain values of force from the drive are reached, destruction of thin-walled seals and loss of tightness of the gate can occur. One of the directions of improvement of seals is the reduction of the reduced rigidity of the shell due to its placement on an elastic plate, or a more complex geometric shape. The approach to determining the geometric parameters (thickness) of a thin-walled seal of low rigidity considered in the scientific article allows us to set the tasks of dynamic calculation without pressure of the sealed medium and static - when the pressure begins to act on the elements of the gate. The calculation of geometric parameters (thickness) is performed using the PTC Mathcad mathematical package, the obtained values are used in the APM Structure 3D module of the APM Win-Machine v.20.0 program for performing a static calculation taking into account the pressure of the working medium. Equivalent stresses arising in a thin-walled seal allow us to evaluate the fulfillment of strength requirements at the moment of impact of the valve elements, as well as the value of the pressure of the sealed medium, which can load the «seat». The obtained results of analytical calculation and modeling can be used in designing sealing joints containing thin-walled metal seals, for example, in quick-acting valves.

Keywords

pipeline fittings, «saddle» of valve, thin-walled metal seal, finite element modeling, seals with reduced rigidity

For citation

Belogolov Yu.I. Raschet sedla klapana, nagruzhennogo germetiziruyushchim usiliem i davleniem rabochei sredy [Calculation of a valve seat loaded with sealing force and working medium pressure]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2025. No. 2 (86). Pp. 00–00. DOI: 10.26731/1813-9108.2025.2(86).00-00.

Article Info

Received: June 4, 2025; Revised: June 11, 2025; Accepted: June 16, 2025.

Введение

Трубопроводная арматура (ТПА) является неотъемлемой частью многих ответственных конструкций и предназначена для управления потоком рабочей среды в системах бытового и промышленного назначения [1–3]. Перекрытие потока рабочей среды с определенной степенью герметичности выполняет, например, запорная арматура. В зависимости от типа, запорная ТПА может быть выполнена в виде задвижки, клапана, крана или дискового затвора.

В клапане запирающий или регулирующий элемент («золотник») перемещается вдоль оси потока рабочей среды [4]. Ответная часть золотника («седло») представляет собой неподвижный элемент, установленный в корпусе ТПА. Совокупность пары элементов «золотник – седло» образуют затвор уплотнительного соединения, например клапана, который обеспечивает требуемую степень герметичности.

На рис. 1 представлена принципиальная схема затвора клапана в открытом положении.

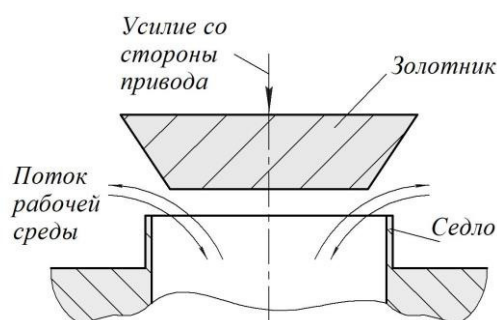


Рис. 1. Затвор клапана
Fig. 1. Valve shutter

В рассматриваемом примере «седло» клапана представляет собой тонкостенную осесимметричную оболочку, а «золотник» имеет тарельчатую форму с конусной уплотнительной поверхностью.

Перекрытие потока рабочей среды в затворе обеспечивается за счет перемещения «зо-

лотника» и посадки его на «седло» с усилием $F_{пр}$, создаваемым приводом клапана.

Поток рабочей среды создает давление P_p , которое в зависимости от направления является противодействующим усилию со стороны привода $F_{пр}$, либо дополняющим его:

$$F_{пр} = F_{гер} \pm P_p \frac{\pi DN^2}{4},$$

где $F_{гер}$ – нагрузка, при которой исключается газовый или жидкостной обмен между разделенными полостями затвора; DN – номинальный диаметр, определяющий конструктивный параметр ТПА по типоразмеру соединяемых частей арматуры.

В работах [5, 6] указано, что одним из направлений совершенствования уплотнений, выполненных из тонкостенной оболочки, является снижение приведенной жесткости, что позволяет обеспечить компенсацию (частично) ударных нагрузжений, а также минимизацию герметизирующего усилия в затворе.

Целью статьи является уточнение динамического расчета тонкостенного уплотнения при воздействии на него давления рабочей среды, моделирование уплотнения в APM Structure 3D, исходя из допустимых нагрузок для обеспечения прочности соединения.

Постановка задачи

В работе [7] приводится инженерная методика расчета рациональных геометрических размеров для тонкостенного оболочечно-пластинчатого «седла» клапана, позволяющая с необходимой точностью осуществить выбор оптимальных толщин для элементов затвора (оболочки и пластины) в условиях ударного нагружения и неопределенной максимальной динамической нагрузки при не превышении допусковых напряжений для материала «седла».

Исходные геометрические параметры «затвора», необходимые для проведения исследований, представим в виде расчетной схемы (рис. 2).

Через «золотник» затвора на «седло» передается давление со стороны привода $F_{пр}$, обеспечивающее необходимое усилие герметизации $q_{гер}$ по периметру уплотнения. Наибольшее значение герметизирующей силы при статическом нагружении ($F_{ст}$) и без потери «седлом» прочностных свойств указано в табл. 1.

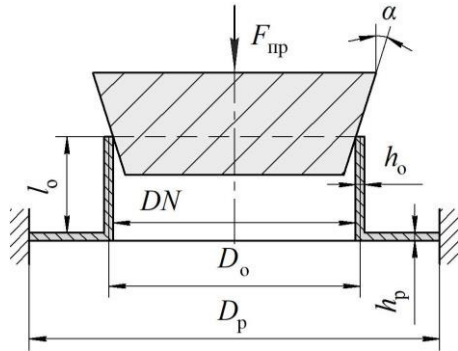


Рис. 2. Расчетная модель:

h_o – толщина оболочки; h_p – толщина пластины;
 l_o – высота оболочки; D_o – диаметр образующей
 оболочки; D_p – диаметр пластины

Fig. 2. Calculation model:

h_o – shell thickness; h_p – plate thickness;
 l_o – shell height; D_o – shell generatrix diameter;
 D_p – plate diameter

Таблица 1. Геометрические размеры «седла» клапана и нагрузка

Table 1. Geometric dimensions of the valve seat and load

Наименование показателя Name of the indicator	Значение
Нагрузка ($F_{ст}$, Н) Load	450
Толщина (h_o / h_p , мм) Thickness	1/1
Высота (l_o , мм) Height	$\beta_l / \beta(h_o)$
Диаметр (D_o / D_p , мм) Diameter	39/85
Угол конуса (α , град.) Cone angle	15

Значение β определяет параметр оболочечного элемента, который рассчитывается по формуле:

$$\beta(h_o) = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2 \cdot h^2}}.$$

Расчетные схемы тонкостенного «седла» представлена на рис. 3. Принимается допущение о приложении нагрузок по срединной поверхности [7].

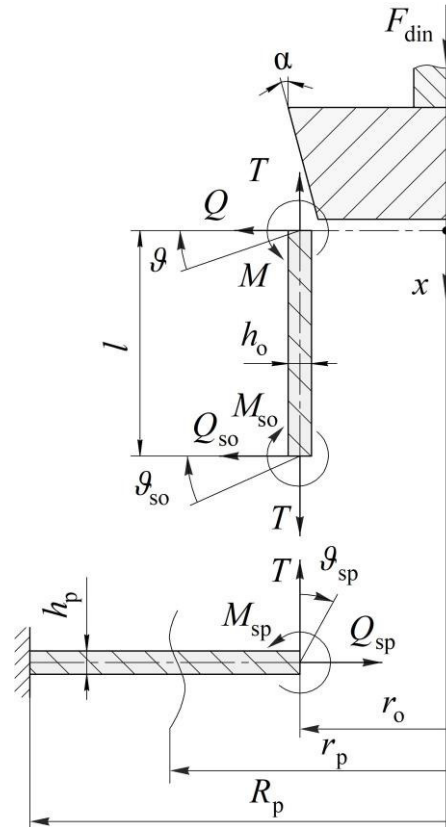


Рис. 3. Расчетная схема «седла»:

T – интенсивность осевой силы; Q – интенсивность радиальной силы; M_{sp}, M_{so} – изгибающие моменты

Fig. 3. Saddle calculation scheme:

T – axial force intensity; Q – radial force intensity;
 M_{sp}, M_{so} – bending moments

Первое условие совместности деформаций «седла»:

$$D_o \beta^2 \left[-4A_0 K_2(\beta l) - 4A_1 K_3(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_1(\beta l) \right] =$$

$$= D_p \left[C_1(1+\mu) - \frac{C_2}{r_o^2}(1-\mu) + \frac{Tr_o}{2D_p} + \right.$$

$$\left. + (1+\mu) \frac{Tr_o}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} \right].$$

Объединенное второе и третье условия совместности деформаций «седла»:

$$A_0 K_0(\beta l) + A_1 K_1(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_3(\beta l) - \frac{\mu Tr_o}{Eh_o} =$$

$$= \frac{(R_p - r_o)}{Eh_o} (1-\mu) D_o \beta^3 \cdot$$

$$\cdot \left[-4A_0 K_1(\beta l) - 4A_1 K_2(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_0(\beta l) \right].$$

Четвертое условие совместности деформаций «седла»:

$$C_1 r_o + \frac{C_2}{r_o} + \frac{Tr_o^2}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} =$$

$$= \beta \cdot \left[-4A_o K_3(\beta l) + A_1 K_o(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_2(\beta l) \right];$$

$$C_1 R_p + \frac{C_2}{R_p} = 0.$$

Методика позволяет постановить следующие задачи расчета тонкостенного «седла»:

1. Динамический расчет «седла» (учитывается E_k):

- целевая функция: $c_{пр}(h_o, h_p) \rightarrow \min$;
- ограничения:

$$\sigma_{экр.о.макс}(x) \leq \sigma_{adm};$$

$$\sigma_{экр.р.макс}(r_p) \leq \sigma_{adm}.$$

2. Проверочный расчет седла клапана ($F = F_{st}$) с учетом действия рабочей среды (w^*):

- ограничения:

$$\sigma_{экр.о.макс}(x) \leq \sigma_{adm};$$

$$\sigma_{экр.р.макс}(r_p) \leq \sigma_{adm}.$$

Динамический расчет тонкостенного «седла» выполним с применением PTC Mathcad. Проверочный расчет при статическом нагружении «седла» выполним в модуле APM Structure 3D системы APM WinMachine v.20.0.

Процесс перекрытия потока рабочей среды P_p может протекать достаточно быстро. В [7–9] максимальная динамическая (ударная) нагрузка при перекрытии затвора может быть определена по формуле:

$$F_{din}(h_o, h_p) = F_{st} +$$

$$+ \sqrt{\frac{F_{st}^2 + 2 \cdot E_k \cdot [c_1 + c_2(h_o, h_p) \cdot \tan(\alpha) \cdot \tan(\alpha + \varphi)] \cdot c_3(h_o, h_p)}{c_1 + c_2(h_o, h_p) \cdot \tan(\alpha) \cdot \tan(\alpha + \varphi) \cdot c_3(h_o, h_p)}}$$

где c_1 – жесткость приводной части затвора; c_2 – радиальная жесткость оболочки; c_3 – жесткость пластины.

Параметры F_{din} , c_2 и c_3 показаны как функции, зависящие от геометрических размеров тонкостенного «седла».

В качестве материала тонкостенного оболочечно-пластинчатого «седла» выберем сплав БрО5Ц5С5, имеющий следующие параметры:

- модуль Юнга $E = 9 \cdot 10^4$ МПа;
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,35$;
- коэффициент трения в стыке $f = 0,1$;

- параметр оболочки $\beta l = 3$;
- кинетическая энергия $E_k = 100$ Н · мм;
- энергия выбора отклонения формы $E_\phi = 0$;
- допускаемое напряжение $\sigma_{adm} = 260$ МПа.

Значения толщин оболочки h_o и пластины h_p (см. табл. 1) являются начальными приближениями, которые задаются перед расчетом. В дальнейшем решение оптимизационной задачи с минимизацией толщины тонкостенного оболочечно-пластинчатого «седла» при условии сохранения прочностных свойств позволит уточнить эти геометрические параметры.

Подставив исходные данные в ранее указанную методику, выполним расчет тонкостенного оболочечно-пластинчатого «седла» клапана (рис. 2). С целью автоматизации расчетов выполним его в инженерном математическом пакете PTC Mathcad.

Проверка выполнения условия по допускаемым напряжениям

Подпрограммы для проверки условия по допускаемым напряжениям для оболочки и пластины выполнены в соответствии с указаниями [7, 9]. Перед выполнением подпрограмм определяются значения аргументов R , X и значения функций $\sigma(R)$, $\sigma(X)$ для пластины и оболочки соответственно:

$$R = 42,5; X = \beta l / \beta(h_o);$$

$$r_p = 19,5, 19,6 \dots R; x = 0, 0,1 \dots X;$$

$$\sigma(r_p) = \sqrt{\frac{\sigma_{r.p.макс}(h_p, h_o, r_p)^2 + \sigma_{t.p.макс}(h_p, h_o, r_p)^2}{- \sigma_{r.p.макс}(h_p, h_o, r_p) \cdot \sigma_{t.p.макс}(h_p, h_o, r_p)}};$$

$$\sigma(x) = \sqrt{\frac{\sigma_{x.o.макс}(h_p, h_o, x)^2 + \sigma_{t.o.макс}(h_p, h_o, x)^2}{- \sigma_{x.o.макс}(h_p, h_o, x) \cdot \sigma_{t.o.макс}(h_p, h_o, x)}}.$$

Подпрограмма для пластины:

$$\sigma_{экр.р}(\sigma, r_n, r_k, N) =$$

$$\begin{array}{l} R \leftarrow r_n \\ A1 \leftarrow \sigma(R) \\ \text{while } R \leq r_k \\ \quad R \leftarrow R + \frac{r_k - r_n}{N} \\ \quad A2 \leftarrow \sigma(R) \\ \quad \text{if } A2 > A1 \\ \quad \quad A1 \leftarrow A2 \\ \quad \quad R1 \leftarrow R \\ \text{вывод результата в} \\ (A1R1)^T \end{array}$$

Подпрограмма для оболочки:

```

 $\sigma_{\text{экв.о}}(\sigma, r_n, r_k, N) =$ 
   $X \leftarrow x_n$ 
   $A1 \leftarrow \sigma(X)$ 
  while  $X \leq x_k$ 
     $X \leftarrow X + \frac{x_k - x_n}{N}$ 
     $A2 \leftarrow \sigma(X)$ 
    if  $A2 > A1$ 
       $A1 \leftarrow A2$ 
       $X1 \leftarrow X$ 
  вывод результата в
   $(A1 X1)^T$ 

```

Внутри циклов (while $R < r_k$ и while $X < x_k$) для N значений аргумента определяются значения функций $\sigma(R)$ и $\sigma(X)$. Каждое значение функции сравнивается с предыдущим и, если оно больше предыдущего, записывается как максимальное $A1$, так же $R1$ и $X1$ записываются как значения аргументов [7, 10].

По окончании расчетов (закрытие цикла while) последние значения $A1$, $R1$ и $A1$, $X1$ выводятся из подпрограмм с помощью составных массивов [10].

Результаты расчета

После проведенного расчета и уточнения геометрических параметров тонкостенного металлического «седла» были получены следующие значения толщин:

- для оболочки «седла» $h_o = 0,936$ мм;
- для пластины «седла» $h_p = 1,757$ мм.

Для проверки непревышения полученных значений эквивалентных напряжений для заданного материала «седла» над допускаемыми выполним построение графиков для оболочки и пластины (рис. 4).

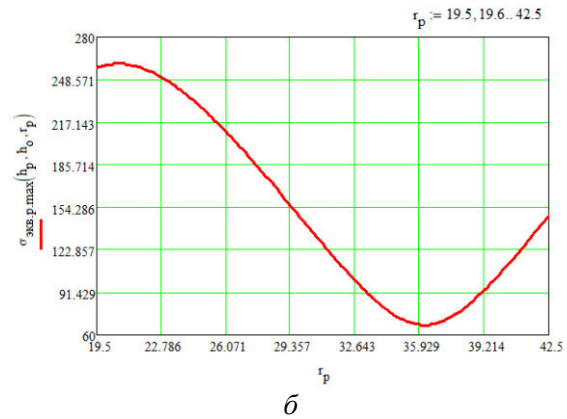
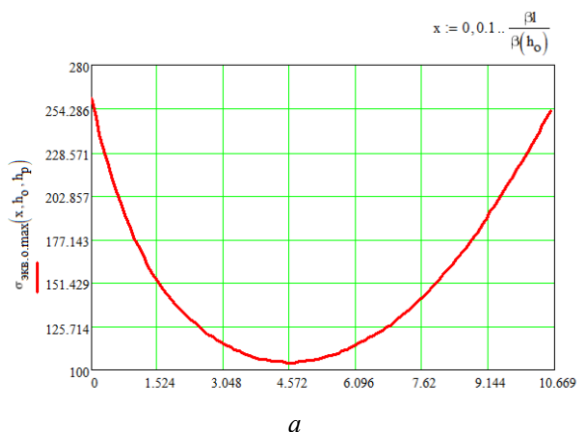


Рис. 4. Графики напряжений, возникающих в тонкостенном уплотнении:
а – в оболочке; б – в пластине

Fig. 4. Graphs of stresses arising in a thin-walled seal:
а – in the shell; б – in the plate

Наибольшие эквивалентные напряжения в оболочке возникают при значении координаты $x = 0$ мм (рис. 5, а) в месте контакта «седла» с «золотником». Максимальные эквивалентные напряжения в пластине, возникают при значении радиуса $r_p = 20,6$ мм (рис. 5, б).

$x := 0, 0.1 \dots 1$

$\sigma_{\text{экв.о.max}}(x, h_o, h_p)$

260.001
249.112
238.882
229.286
220.298
211.892
204.041
196.718
189.894
183.541
177.631

а

$r_p := 20, 20.1 \dots 21$

$\sigma_{\text{экв.р.max}}(h_p, h_o, r_p)$

259.034
259.326
259.565
259.75
259.884
259.967
260
259.985
259.922
259.812
259.657

б

Рис. 5. Вывод результатов по напряжениям:

а – для оболочки; б – для пластины

Fig. 5. Output of stress results:

а – for the shell; б – for the plate

В месте сопряжения пластины и оболочки значения эквивалентных напряжений совпадают:

$$\sigma_{\text{экв.о.max}}(x, h_o, h_p) = \sigma_{\text{экв.р.max}}(h_p, h_o, r_p) = 256,72 \text{ МПа},$$

при значениях $r_p = 19,5$ мм и $x = 10,6685$ мм.

Следует отметить, что эквивалентные напряжения, полученные при первоначальном

расчете тонкостенного «седла», могут превышать допускаемые, что является следствием ряда ограничений системы PTC Mathcad. Используемый для расчета блок Given ограничен начальными приближениями и выполняет заданные ограничения по допускаемым напряжениям только для рассчитанных координат, не проводя проверки по всему радиусу пластины r_p и высоте оболочки l_o тонкостенного «седла».

Применение подпрограмм поиска экстремума функции позволяет запустить проверку по всему радиусу пластины и длине оболочки с целью уточнений координаты и наибольшего значения напряжения в ней для расчетного блока Given PTC Mathcad. Указанную проверку можно проводить неограниченное количество раз, уточняя значение геометрических размеров (толщины) «седла» для соблюдения условий по допускаемым напряжениям.

Моделирование «седла»

Смоделируем тонкостенное оболочечно-пластинчатое «седло» клапана в модуле конечно-элементного анализа APM Structure 3D системы APM WinMachine v.20.0 [11–13] с учетом рассчитанных геометрических параметров (толщины).

Конечно-элементная модель тонкостенного «седла» клапана представлена на рис. 6. Моделирование проводится с использованием конечного элемента «пластина» для оболочки толщиной $h_o = 0,936$ мм, а для пластины «седла» $h_p = 1,757$ мм.

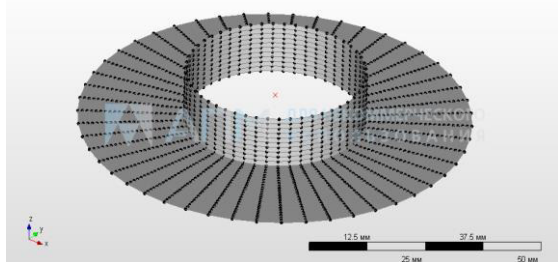


Рис. 6. Конечно-элементная модель тонкостенного оболочечно-пластинчатого «седла» клапана

Fig. 6. Finite element model of a thin-walled shell-plate valve seat

Нагрузка привода на тонкостенное «седло» передается через дополнительный узел и группу специальных стержней (рис. 7), обозначенных в APM Structure 3D как «жесткие элементы». Значение усилия, создаваемого приво-

дом F_{st} , указано в табл. 1. Угол приложения нагрузки определяется углами конусности «золотника» $\alpha = 15$ и трения $f = 0,1$ (5°).

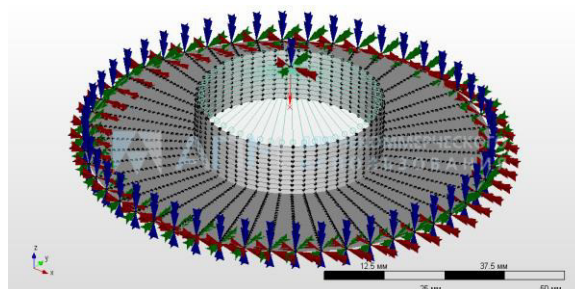


Рис. 7. Модель «седла», нагруженного силой F_{st} с жесткой заделкой по периметру пластины

Fig. 7. Model of a «saddle» loaded with force F_{st} with rigid fixation around the perimeter of the plate

По периметру пластины (внешнему радиусу) моделируется жесткая заделка. Для дополнительного узла, через который передается нагрузка «жестким элементам», ограничиваются повороты и перемещения для всех осей, за исключением Z, вдоль которой перемещается «золотник».

Результаты моделирования «седла»

Проведенный статический расчет (без учета давления рабочей среды) оболочечно-пластинчатого «седла» клапана в APM Structure 3D (рис. 8) показал, что наибольшие значения напряжений возникают на торце оболочки – 133,6 МПа.

В месте сопряжения пластины и оболочки, а также по периметру пластины в заделке значения напряжений меньше (рис. 9). Расчет в APM Structure 3D также показал отсутствие максимальных напряжений при значении радиуса пластины $r_p = 20,6$ мм в сравнении с аналитическими расчетами PTC Mathcad.

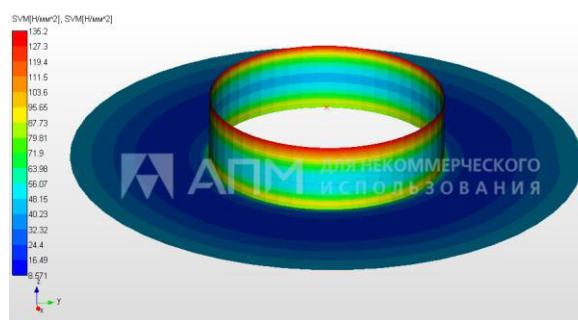


Рис. 8. Карта результатов напряжений SVM при статическом расчете «седла»

Fig. 8. SVM stress map results for static saddle calculation

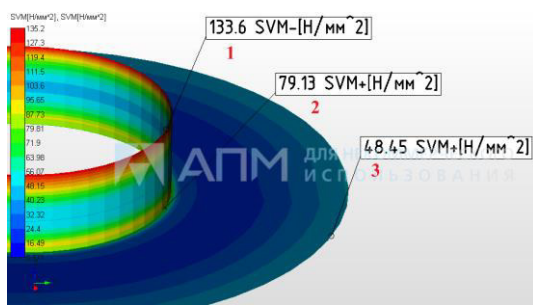


Рис. 9. Значения напряжений SVM:

1 – на торце оболочки; 2 – в месте сопряжения оболочки и пластины; 3 – в заделке

Fig. 9. SVM stress values:

1 – at the end of the shell; 2 – at the junction between the shell and the plate; 3 – in the embedment

На рис. 10 представлена деформированная конструкция тонкостенного «седла» клапана. Визуализация деформаций «седла» на «Карте напряжений» носит условный характер и показана с учетом более наглядного представления изменения геометрии уплотнения.

Представленная деформированная модель уплотнения, а также возникшие напряжения характерны после затухания колебаний в затворе и нагружения «седла» усилием герметизации $q_{\text{гер}}$.

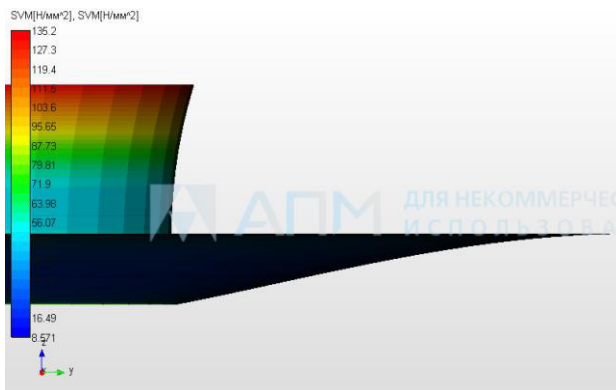


Рис. 10. Карта деформаций тонкостенного «седла»

Fig. 10. Deformation map of a thin-walled «saddle»

Значения эквивалентных напряжений, полученных при динамическом (ударном) нагружении (260 МПа) тонкостенного «седла», практически в 2 раза превышают значения при статическом расчете (133,6 МПа). Это еще раз подтверждает, что использование линейных моделей нагружения оболочки на участке фактической нелинейности может привести к значительным ошибкам в оценке прочности тонкостенного уплотнения [14, 15].

Ранее было принято, что за время быстрого ударного нагружения «седла» давление рабочей среды не воздействует на тонкостенное уплотнение [16–18]. Рассчитанные геометрические параметры «седла» позволяют выдержать первичное соударение элементов затвора. Значение кинетической энергии «золотника» при последующих соударениях с «седлом» меньше и в дальнейшем компенсируется силой трения в стыке. После перекрытия потока рабочей среды происходит нагружение седла ее давлением.

Проведем моделирование и расчет тонкостенного «седла» при значениях давления рабочей среды, обеспечивающего не превышение допускаемого напряжения $\sigma_{adm} = 260$ МПа.

На рис. 11 представлена карта эквивалентных напряжений, полученных при моделировании «седла» после перекрытия затвора и нагружения уплотнения распределенной нагрузкой давления рабочей среды $P_p = 0,77$ Н/мм². Указанное значение распределенной нагрузки приложено к каждому пластинчатому элементу оболочки и пластины.

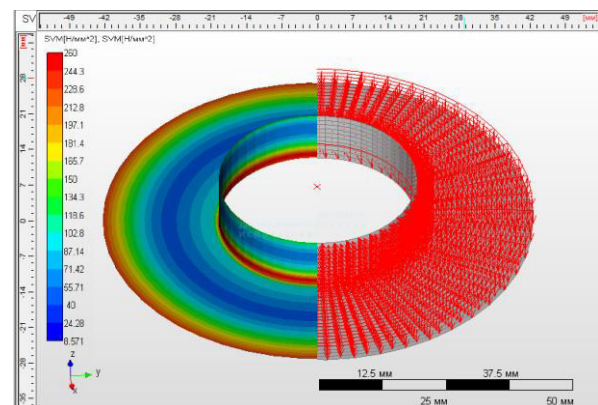


Рис. 11. Карта напряжений SVM при подаче давления рабочей среды на «седло»

Fig. 11. SVM stress map when applying pressure of the working medium to the «saddle»

Заключение

Представленная методика расчета позволяет выполнить оптимизационный расчет «седла» при заранее неопределенной динамической нагрузке и геометрических параметрах (толщины). Логическим развитием проведенных расчетов «седла» является моделирование в APM Structure 3D, что позволяет уточнить значение давления рабочей среды уже после перекрытия затвора. Следует отметить, что в рассматриваем-

мом примере принято направление потока рабочей среды «на золотник». Для моделирования обратной ситуации (среда направлена «под золотник») достаточно приложить значение указанного давления со знаком «–» к дополнительному узлу (для пластины), передающему усилие со стороны привода. Давление на оболочку моделируется по внутренней поверхности аналогично рассмотренному примеру.

Полученные значения эквивалентных напряжений в тонкостенном «седле» позволяют определить и проанализировать значения допу-

стимых нагрузок с целью обеспечения прочности уплотнения. Кроме того, после выполнения статического расчета в APM Structure 3D может быть определена статическая нагрузка на «седло» для фланцевых соединений, в которых динамическая составляющая отсутствует.

Представленные аналитические результаты расчета и моделирования могут быть использованы при проектировании уплотнительных соединений, содержащих тонкостенные металлические уплотнения, например быстродействующих клапанов [19, 20].

Список литературы

1. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. М. : Машиностроение, 1986. 464 с.
2. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М. : Машиностроение, 1983. 152 с.
3. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура. Л. : Машиностроение, 1981. 368 с.
4. ГОСТ 24856-2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. Введ. 2015–04–01. М. : Стандартинформ, 2020. 90 с.
5. Белоголов Ю.И. Компенсация усилий, действующих на затвор со стороны герметизируемой среды // Проблемы транспорта Восточной Сибири : материалы Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. Иркутск, 2012. С. 124–128.
6. 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-B2011. 72 с.
7. Белоголов Ю.И. Совершенствование конструкций уплотнительных соединений с тонкостенными элементами (упругой кромкой) : дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2013. 178 с.
8. Долотов А.М., Ереско С.П., Огар П.М. Основы теории проектирования уплотнений гидропневмо-вакуумных систем. Красноярск : СибГАУ, 2013. 307 с.
9. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М. : Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
10. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в Mathcad 14. М. : Питер, 2007. 591 с.
11. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. М. : АПМ, 2010. 375 с.
12. К расчету напряженно-деформированного состояния слоистого упругого тела / П.М. Огар, О.В. Максимова, А.Н. Автушко и др. // Тр. Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки развития регионов. 2006. Т. 2. С. 297–302.
13. Руководство пользователя APM Structure. М. : Науч.-техн. центр «АПМ», 2010. 226 с.
14. 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.
15. Огар П.М., Тарасов В.А., Межецкий В.И. Расчет герметичности затворов трубопроводной арматуры и сосудов высокого давления // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 1 (9). С. 45–50.
16. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др. М. : Машиностроение, 1994. 448 с.
17. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л. : Машиностроение, 1969. 887 с.
18. 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.
19. Хильчевский В.В., Ситников А.Е., Ананьевский В.А. Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры. М. : Машиностроение, 1989. 208 с.
20. Щучинский С.Х. Электромагнитные приводы исполнительных механизмов. М. : Энергоатомиздат, 1984. 153 с.

References

1. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordееv V.V., Furmanov B.A., Karmugin B.V. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika [Seals and sealing equipment]. Moscow : Mashinostroenie Publ., 1986. 464 p.
2. Karmugin B.V., Stratinevskii G.G., Mendel'son D.A. Klapannye uplotneniya pnevmogidroagregatov [Valve seals of pneumohydraulic units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 152 p.
3. Gurevich D.F. Truboprovodnaya armatura [Pipeline fittings]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1981. 368 p.
4. GOST 24856-2014. Armatura truboprovodnaya. Terminy i opredeleniya [State Standard 24856-2014. Pipeline valves. Terms and definitions]. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 90 p.

5. Belogolov Yu.I. Kompensatsiya usilii, deistvuyushchikh na zatvor so storony germetiziruemoi sredy [Compensation for the efforts acting on the shutter from the side of the sealed medium]. *Materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii mo-lodykh uchenykh, aspirantov i studentov «Problemy transporta Vostochnoi Sibiri»* [Proceedings of All-Russian scientific-practical conference of young scientists, graduate students and students «Problems of transport of Eastern Siberia»]. Irkutsk, 2012, pp. 124–128.
6. 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.
7. 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.
8. Dolotov A.M., Eresko S.P., Ogar P.M. Osnovy teorii proektirovaniya uplotnenii gidropnevmo-vakuumnykh sistem [Fundamentals of the theory of designing seals for hydropneumatic-vacuum systems]. Krasnoyarsk: SibGAU Publ., 2013. 307 p.
9. 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.
10. Makarov E.G. Inzhenernye raschety v Mathcad 14 [Engineering calculations in Mathcad 14]. Moscow: Piter Publ., 2007. 591 p.
11. 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., 2010. 375 p.
12. Ogar P.M., Maksimova O.V., Avtushko A.N., Ustyuzhanin E.V. K raschetu napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya sloistogo uprugogo tela [To calculate the stress-strain state of a layered elastic body]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki razvitiyu regionov* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and Engineering sciences for the development of regions], 2006, Vol. 2, pp. 297–302.
13. Rukovodstvo pol'zovatelya APM Structure [APM Structure User's Guide]. Moscow: APM Publ., 2010. 226 p.
14. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Matematicheskaya model' dinamicheskogo nagruzheniya dvukhsedel'nogo klapana [Mathematical model of dynamic loading of a two-seated valve]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences], 2012, Vol. 1, pp. 126–129.
15. Ogar P.M., Tarasov V.A., Mezhet'skii V.I. Raschet germetichnosti zatvorov truboprovodnoi armatury i sudov vysokogo davleniya [Calculation of the tightness of valves of pipeline fittings and high-pressure vessels]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2011, no 1 (9), pp. 45–50.
16. Kondakov L.A., Golubev A.I., Gordeev V.V., Ovander V.B., Furmanov V.A., Karmugin B.V. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika [Seals and sealing equipment]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1994. 448 p.
17. Gurevich D.F. Raschet i konstruirovaniye truboprovodnoi armatury [Calculation and design of pipeline fittings]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1969. 887 p.
18. 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.
19. Khil'chevskii V.V., Sitnikov A.E., Anan'evskii V.A. Nadezhnost' truboprovodnoi pnevmogidroarmatury [Reliability of pipeline pneumohydroarmature]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 208 p.
20. Shchuchinskii S.Kh. Elektromagnitnye privody ispolnitel'nykh mekhanizmov [Electromagnetic actuators]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1984. 153 p.

Информация об авторах

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.

Information about the authors

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.