

Расчет тонкостенного уплотнения пониженной жесткости

Ю. И. Белоголов ✉

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

✉belogolov_yi@irgups.ru

Резюме

Многообразие встречающихся конструктивных решений с применением тонкостенных металлических уплотнений свидетельствует о заинтересованности арматуростроителей в соединениях такого типа. Как правило, в таких соединениях металлическое уплотнение имеет форму тонкостенной цилиндрической оболочки. Наряду с некоторыми преимуществами, недостатком уплотнения такого типа является чувствительность к условиям нагружения. При проектировании неизвестны размеры тонкостенной оболочки (толщина), а это означает, что неизвестна динамическая (ударная) нагрузка, возникающая при перекрытии потока рабочей среды в клапане. Экспериментальный подбор размеров тонкостенной оболочки связан со значительными финансовыми и временными затратами. Область рациональных размеров для тонкостенной оболочки при известных условиях эксплуатации достаточно узкая и может привести либо к потере прочности, либо к утрате положительных качеств (например, выбор отклонения формы) такого уплотнения. Одним из направлений совершенствования таких уплотнений является снижение приведенной жесткости оболочки. Конструктивно это может быть выполнено за счет соединения оболочки и пластины (оболочечно-пластинчатое седло), либо придания другой, более сложной геометрической формы. Однако отсутствие научных методик выбора рациональных геометрических размеров, особенно в условиях динамического (ударного) нагружения, сдерживает широкое применение таких уплотнений. Представленная статья посвящена вопросам выбора оптимальных геометрических размеров (толщины) при условии обеспечения прочности тонкостенного металлического уплотнения (оболочечно-пластинчатого) и сохранения положительных качеств, присущих соединениям «металл – полимер». С целью сокращения трудо-временных затрат расчет геометрических размеров тонкостенного уплотнения (толщины пластины и оболочки) был реализован и автоматизирован в MathCAD.

Ключевые слова

клапан, упругая кромка, расчеты на прочность, определение рациональных размеров, напряженно-деформированное состояние, функции А.Н. Крылова, расчеты в MathCAD

Для цитирования

Белоголов Ю.И. Расчет тонкостенного уплотнения пониженной жесткости / Ю.И. Белоголов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 3(75). – С. 18–28. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.3(75).18-28.

Информация о статье

поступила в редакцию: 31.08.2022 г.; поступила после рецензирования: 21.09.2022 г.; принята к публикации: 22.09.2022 г.

Calculation of a thin-walled seal of reduced stiffness

Yu. I. Belogolov ✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉belogolov_yi@irgups.ru

Abstract

The variety of occurring constructive solutions using thin-walled metal seals indicates the interest of valve manufacturers in joints of this type. As a rule, in such connections, the metal seal has the form of a thin-walled cylindrical shell. Along with a number of advantages, seals of this type are sensitive to loading conditions. When designing, the dimensions of the thin-walled shell are unknown (first of all, its thickness), which makes it impossible to determine the dynamic force that occurs when the valve is actuated. Experimental selection of the dimensions of a thin-walled shell is associated with significant financial and time costs. The area of rational dimensions for a thin-walled shell under certain operating conditions is quite narrow and can lead either to a loss of strength or to a loss of positive qualities (for example, the choice of shape deviation) by such a seal. One of the ways to improve such seals is to lower the reduced stiffness of the shell. Structurally, this can be done by connecting the shell and the plate (shell-plate saddle), or by giving it some other more complex geometric shape. However, the lack of scientific methods for choosing rational geometric dimensions, especially under conditions of dynamic (impact) loading, hinders the widespread use of such seals. The presented article is devoted to the issues of choosing the optimal geometric dimensions (thickness), provided that the strength of thin-walled metal seals (shell-plate) is ensured and the positive qualities inherent in metal-polymer compounds are preserved. In order to reduce labor and time costs, the calculation of the geometric dimensions of a thin-walled seal (plate and shell thickness) was automated in MathCAD.

Keywords

valve, elastic edge, strength calculations, determination of rational dimensions, stress-strain state, functions Krylova, calculations in PTC MathCAD

For citation

Belogolov Yu.I. Raschet tonkostennogo uplotneniya ponizhennoi zhestkosti [Calculation of a thin-walled seal of reduced stiffness]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 3 (75), pp. 18–28. – DOI: 10.26731/1813-9108.2022.3(75).18-28.

Article Info

Received: August 31, 2022; Revised: September 21, 2022; Accepted: September 22, 2022

Введение

Совершенствование конструкций авиационной и космической техники невозможно без разработки новых элементов пневмогидравлической системы как неотъемлемой части летательного аппарата, оказывающей значительное влияние на его работоспособность. Это связано с переходом на новые виды топлива, прежде всего криогенные (жидкие водород, метан), расширением условий эксплуатации (температурный диапазон, повышение давления и расхода рабочей среды и т.п.), ростом требований по надежности и долговечности, ограничениями по габаритам и массе, ужесточением экологических требований.

Уплотнительные соединения (подвижные, неподвижные, периодического действия) являются важнейшими компонентами пневмогидравлических систем. Например, из 58 агрегатов пневмогидравлической системы двигательной установки ракеты V-2 32 – клапаны [1]. В [2] отмечено, что при эксплуатации гидравлических систем самолетов число отказов, связанных с потерей герметичности, составляет до 2/3 числа отказов всех авиационных систем. Около 60 % случаев выхода из строя узлов ракетных двигателей связаны с уплотнениями агрегатов.

В настоящее время в уплотнительных соединениях летательных аппаратов все более широкое распространение получает использование тонкостенных оболочечных элементов, выполненных, как правило, в виде оболочечных цилиндрических (реже – конических) элементов. Такие элементы при формировании уплотнительного стыка легко деформируются, принимая форму ответной детали. Простота формы оболочечного элемента обеспечивает высокую технологичность соединения.

Такие уплотнительные соединения могут быть использованы в разнообразных разъемных соединениях: клапанах, кранах (в том числе и в

шаровых), фланцах, штуцерах, стыковочных узлах и т.д. Материалы уплотнительных соединений – стали (в том числе нержавеющей), бронзы, латуни и т.п., что позволяет использовать соединения в агрессивных средах и в условиях термических воздействий.

Упругий оболочечный элемент имеет низкую изгибную жесткость, что обеспечивает уплотнительному соединению «металл – металл» сохранение всех преимуществ уплотнения «металл – полимер», позволяет соединить в нем лучшие черты двух типов уплотнений, особенно в тяжелых условиях работы, когда положительные качества соединения проявляются лучшим образом.

Одним из наиболее ранних изобретений, в котором используется оболочечный цилиндрический элемент, является шариковый клапан (авторское свидетельство 1968 г. № 272745) (рис. 1). Согласно формуле изобретения – «Шариковый клапан для жидкостей с малой вязкостью, содержащий внутри корпуса седло из упругого материала, шарик и пружину, отличающийся тем, что с целью повышения надежности и ресурса работы клапана седло выполнено в виде тонкостенной упругой металлической втулки, запрессованной в гнездо из полимерного упругого материала» [3]. Из формулы изобретения следует, что седло уплотнительного соединения представляет собой тонкостенный оболочечный элемент, золотник имеет форму шара, который под действием привода через пружину прижимается к седлу. Седло деформируется, приобретая необходимую геометрическую форму, что может компенсировать неточности при монтаже и сборке такого соединения. Следует отметить, что использование полимерного материала в качестве демпфирующего элемента снижает надежность уплотнительного соединения.

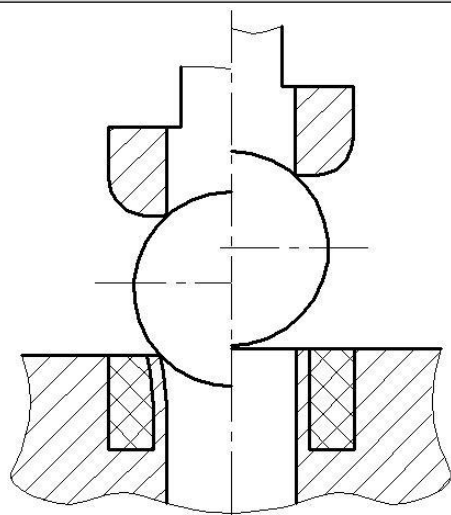


Рис. 1. Шариковый клапан
Fig. 1. Ball valve

Наиболее ранним из обнаруженных уплотнительных соединений, где золоник имеет форму конуса, является клапан (авторское свидетельство № 430263, заявлено в 1971 г.) (рис. 2) [4]. Целью изобретения является повышение долговечности седла. Седло клапана выполнено в виде набора оболочечных элементов. Использование золотника конической формы и прокладки из полимерного материала, расположенной под седлом клапана, обеспечивает контакт затвора со всеми оболочечными элементами одновременно. Однако использование нескольких оболочечных элементов требует большего усилия для герметизации соединения.

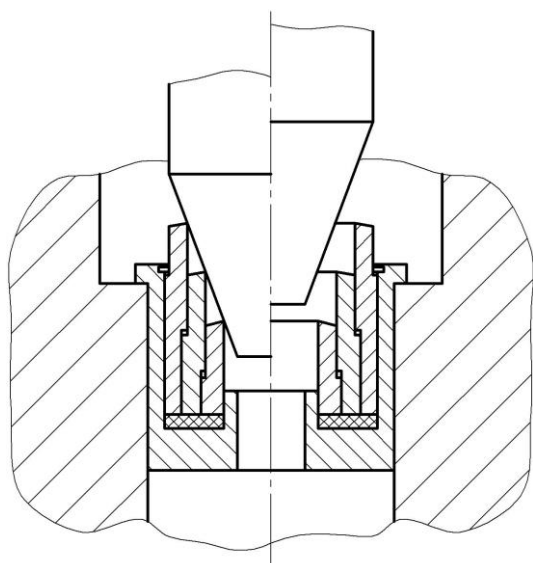


Рис. 2. Клапан
Fig. 2. Valve

Преимущества соединений с тонкостенными уплотнениями

В депонированной рукописи [5] приводится больше 70 изобретений отечественных и зарубежных авторов, посвященных применению тонкостенного элемента в качестве уплотнения, что означает заинтересованность арматуростроителей в уплотнительных соединениях такого типа.

К основным характеристикам уплотнительных соединений с тонкостенным оболочечным элементом:

- диаметры проходных сечений 10–1 000 мм;
 - давления рабочей среды (апробированные при испытаниях) от вакуума до 40,0 МПа;
 - рабочие температуры от криогенных до 600 °С;
 - ресурс (в зависимости от динамической ударной нагрузки) 20–300 тыс. циклов;
 - погонные усилия герметизации 5–15 Н/мм без учета усилия противодействия (общее усилие герметизации не превышает усилия при использовании полимерных уплотнителей, что позволяет применять, относительно других типов уплотнительных соединений «металл – металл», слабощелочной, компактный привод);
 - высокая надежность в условиях термодинамического нагружения.
- Основные преимущества уплотнительных соединений с тонкостенными элементами по сравнению с другими уплотнениями «металл – металл»:
- усилие герметизации (без компенсации противодействия) меньше в 5–15 раз;
 - равномерное распределение контактного давления по периметру в уплотнительном стыке;
 - устойчивость к внешним кинематическим воздействиям (удары, вибрация) из-за наличия позиционного трения в уплотнительном стыке;
 - не требуется притирки и доводки уплотнительного стыка;
 - минимальный расход материала для изготовления тонкостенного элемента;
 - малые динамические нагрузки при срабатывании клапана;
 - «самопритирка» уплотнительного стыка при каждом срабатывании клапана;
 - низкие требования к точности монтажа и сборке изделия.

В значительной мере широкое использование такого типа уплотнительных соединений в промышленности сдерживается отсутствием научно обоснованных методик определения рациональных геометрических размеров оболочечного элемента, работающего в условиях ударного нагружения [6–8]. Сложность расчетов связана прежде всего с тем, что неизвестны размеры оболочечного элемента, из чего следует, что нельзя установить динамическую ударную нагрузку, возникающую при ударном нагружении клапана, вследствие ее зависимости от жесткости уплотнения и, соответственно, определить модуль упругости и геометрические размеры этого уплотнения. Следует отметить, что при обеспечении наименьшей толщины оболочечного элемента, достигается:

1. Наименьшая динамическая ударная нагрузка на уплотнение, что ведет к уменьшению износа в уплотнительном стыке и, соответственно, повышению технических характеристик.

2. Снижение необходимого герметизирующего усилия, так как на выбор отклонений формы оболочечного элемента в уплотнительном стыке будет затрачена меньшая часть усилия привода [9–11].

Экспериментальный подбор размеров оболочечного элемента связан со значительными финансовыми и временными затратами. Область рациональных размеров для оболочечного цилиндрического элемента при известных условиях эксплуатации достаточно узкая. Выход из нее в одну сторону (недопустимое снижение толщины тонкостенного элемента) ведет к его пластическим деформациям и возможному разрушению. Выход из нее в другую сторону ведет к потере оболочечным элементом его положительных свойств.

В работах [12, 13] приводятся следующие пути обеспечения герметичности клапанных соединений:

- «совершенствование» поверхности микрорельефа путем доводки и притирки;
- минимизация микрозазоров за счет создания большей силы контактирования;
- применение эластомеров или пластичных материалов с целью заполнения микрозазоров;
- применение в качестве уплотнений гибких элементов, позволяющих компенсировать неровности поверхности уплотнения;

– использование расплавляемого (паяного) контакта;

– применение в клапанных соединениях различных жидкостей в качестве уплотнений.

Отметим, что напрямую на использование тонкостенных элементов указывает четвертый пункт, первый пункт реализуется при каждом срабатывании клапана с использованием оболочечного элемента, второй пункт реализуется из-за практического исключения из геометрических характеристик качества поверхности, определяющих микрозазоры, макроотклонений формы и волнистости, о чем говорилось ранее.

Постановка задачи расчета геометрических размеров (толщины) тонкостенного уплотнения

В работах [14, 15] показано, что максимальная динамическая нагрузка F_{\max} , возникающая при срабатывании клапана с оболочечным седлом, определяется по формуле:

$$F_{\max} = F_{st} + \sqrt{F_{st}^2 + 2(E_k - E_{of})}(c_1 + c_2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)),$$

где F_{st} – статическая сила, действующая со стороны золотника на упругое седло при срабатывании клапана; E_k – кинетическая энергия приведенных к золотнику подвижных частей клапана; E_{of} – энергия, затрачиваемая на выбор отклонений формы оболочечного элемента; c_2 – радиальная жесткость оболочечного элемента; α – половина угла при вершине конуса золотника; φ – угол трения в уплотнительном стыке ($\varphi = \operatorname{arctg} f$), где f – коэффициент трения.

Различные варианты определения толщины ударно нагруженного тонкостенного оболочечного элемента по заданной E_k приведены в [14–17].

При этом полагается, что радиус средней поверхности оболочечного элемента однозначно связан с условно-проходным диаметром, а длина его назначается из условия минимизации c_2 .

Обсуждение вопросов, связанных со снижением энергии подвижных частей клапана E_k , приводится в работах [18–28].

Что касается c_2 , то ее минимизация путем соответствующего выбора геометрических размеров при одновременном обеспечении прочности (так называемых рациональных размеров) может быть также выполнена конструкци-

онными методами, как например, указано в работах [12, 20, 23–29].

Согласно [12] седло может быть выполнено оболочечно-тороэдалным (рис. 3) или оболочечно-пластинчатым (рис. 4).

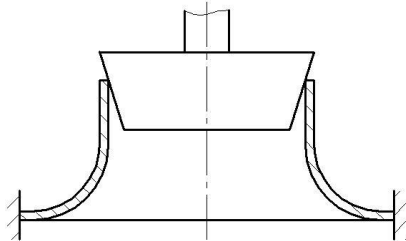


Рис. 3. Уплотнительное соединение с оболочечно-тороидальным седлом

Fig. 3. Sealing connection with shell-toroidal saddle

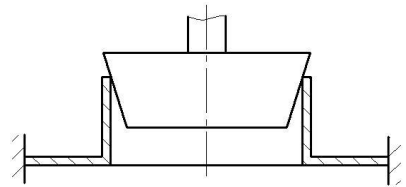


Рис. 4. Уплотнительное соединение с оболочечно-пластинчатым седлом

Fig. 4. Sealing connection with shell and plate saddle

Жесткостная модель для оболочечного седла показана на рис. 5, а оболочечно-пластинчатого седла на рис. 6. На этих рисунках c_1 – жесткость привода; c_2 – жесткость оболочечного элемента; c_3 – жесткость пластинчатого элемента.

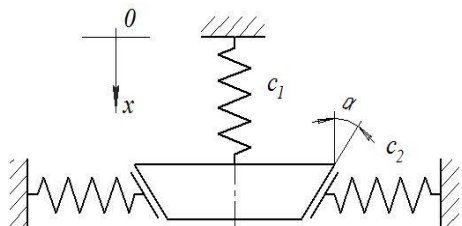


Рис. 5. Жесткостная модель оболочечного седла

Fig. 5. Rigidity model of a shell saddle

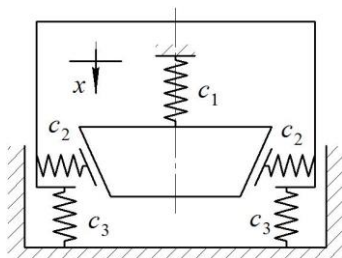


Рис. 6. Жесткостная модель оболочечно-пластинчатого седла

Fig. 6. Rigidity model of a shell-plate saddle

В случае с использованием оболочечно-пластинчатого седла, F_{\max} будет определяться из выражения:

$$F_{\max} = F_{st} + \sqrt{F_{st}^2 + 2(E_k - E_{\phi}) \frac{[c_1 + c_2 \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)]c_3}{c_1 + c_2 \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + c_3}}.$$

Последний множитель в показанном выражении указывает на последовательное соединение жесткостей c_2 и c_3 , при котором эквивалентная жесткость меньше каждого из элементов c_2 и c_3 .

В дальнейшем оболочечно-пластинчатое седло будем рассматривать как технологически более простое. Расчетная схема уплотнения представлена на рис. 7. Методика расчета прочностных и жесткостных параметров оболочечного и пластинчатого элементов изложена в работах [12, 14]. Прочностной расчет выполняется дважды: в первом случае учитывается E_k , а во втором – золотник нагружает оболочечно-пластинчатое седло статически и седло нагружено давлением рабочей среды.

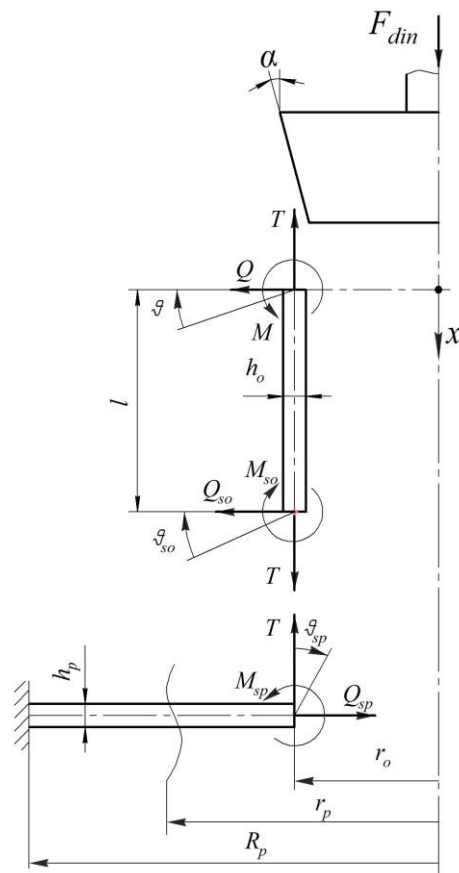


Рис. 7. Расчетная схема оболочечно-пластинчатого седла

Fig. 7. Calculation scheme of a shell-plate saddle

Возвращаясь к расчету оболочечно-пластинчатого седла следует отметить, что изменение напряженно-деформированного состояния оболочечного элемента влияет на напряженно-деформированное состояние пластинчатого и наоборот. Поэтому нельзя рассматривать отдельно оболочечный и пластинчатый элементы, толщины h_o и h_p , необходимо определять одновременно, а не по отдельности.

В общем случае h_o аналитически не может быть получено принудительно, так как решение дифференциального уравнения прогибов оболочечного элемента содержит толщину, входящую одновременно в тригонометрические и экспоненциальные функции, которые, как известно, являются простыми. Поэтому задача нахождения рациональных размеров оболочечно-пластинчатого элемента, а именно h_o и h_p , является оптимизационной, т.е. требуется подобрать значения h_o и h_p , обеспечивающие минимальное значение приведенной жесткости уплотнительного соединения при условии неперевышения экстремальных значений напряжений в оболочечном и пластинчатом элементах допускаемого.

Решение задачи оптимального проектирования в среде MathCAD

Для постановки и решения задачи поиска оптимальных геометрических размеров рассматриваемого оболочечно-пластинчатого седла была разработана программа [12]. Результаты расчетов приведены на рис. 8–15. Для удобства программа в [12] представлена в виде алгоритма, состоящего из трех частей. Последовательность определения параметров в первой и третьей частях алгоритма для клапанного и фланцевого уплотнительных соединений одинаковые. В первой части алгоритма (жесткостной расчет) задаются исходные данные, определяются функции А.Н. Крылова и другие параметры. Давление рабочей среды, в случае расчета фланцевого уплотнительного соединения или при проверочном расчете клапанного, задается в исходных данных и учитывается в выражениях, согласно разработанной аналитической методике. Первая часть алгоритма заканчивается заданием жесткостей для пластинчатого и оболочечного элементов.

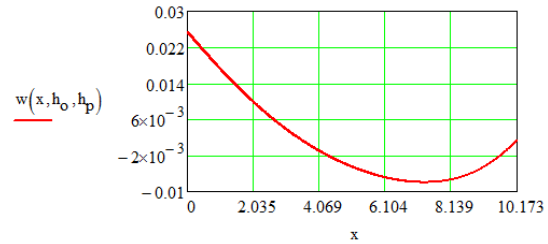


Рис. 8. Радиальное смещение в оболочечном элементе
Fig. 8. Radial offset in shell element

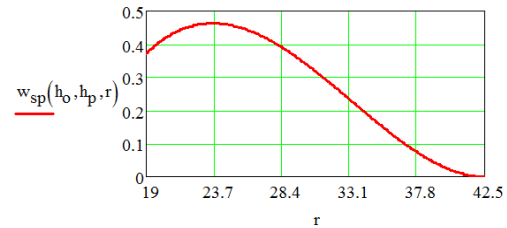


Рис. 9. Осевое перемещение в пластинчатом элементе
Fig. 9. Axial movement in the plate element

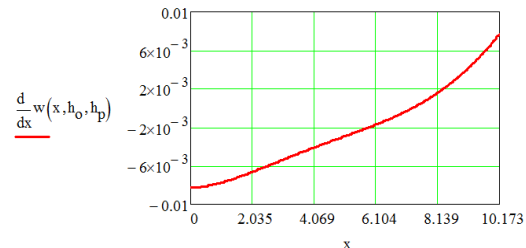


Рис. 10. Угол поворота в оболочечном элементе
Fig. 10. Angle of rotation in the shell element

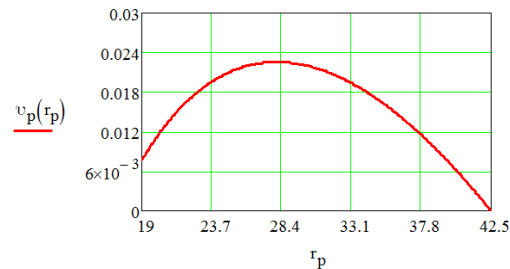


Рис. 11. Угол поворота в пластинчатом элементе
Fig. 11. Angle of rotation in the plate element

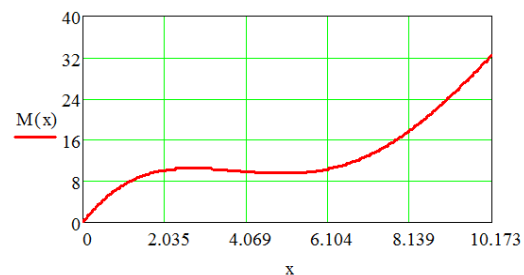


Рис. 12. Изгибающий момент в оболочечном элементе
Fig. 12. Bending moment in the shell element

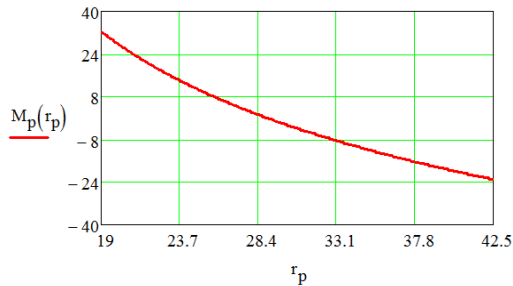


Рис. 13. Изгибающий момент в пластинчатом элементе

Fig. 13. Bending moment in a plate element

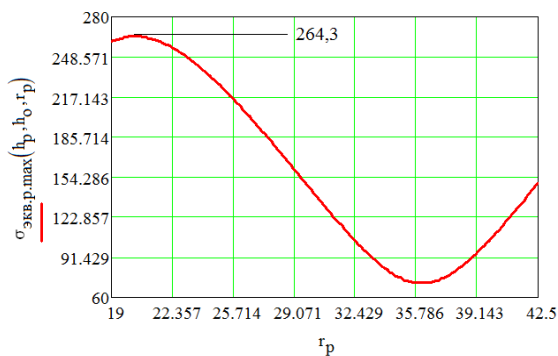


Рис. 14. Эквивалентные напряжения в пластинчатом элементе

Fig. 14. Equivalent stresses in a plate element

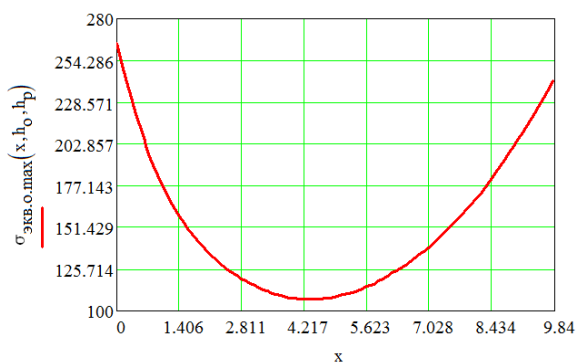


Рис. 15. Эквивалентные напряжения в оболочечном элементе

Fig. 15. Equivalent stresses in the shell element

Во второй части алгоритма (прочностной расчет) определяются: максимальная динамическая нагрузка F_{max} и внешние динамические параметры. Жесткостные параметры и параметры напряженно-деформированного состояния (НДС) переопределяются. Вторая часть алгоритма заканчивается определением эквивалентных напряжений для пластинчатого и оболочечного элементов. В случае расчета фланцевого уплотнительного соединения, где отсутствует динамическая нагрузка F_{max} , после пер-

вой части алгоритма сразу определяются эквивалентные напряжения для пластинчатого и оболочечного элементов. В этом случае переопределение жесткостных параметров и параметров НДС не требуется.

В третьей части алгоритма проводится расчет рациональных геометрических размеров тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла путем решения поставленных задач оптимизации для клапанного и фланцевого уплотнительных соединений. Задаются исходные параметры для подпрограмм. Эквивалентные напряжения для пластинчатого и оболочечного элементов задаются как функции от радиуса r и координаты x . Это было сделано для того, чтобы подпрограммы согласно заданным шагам производили поиск максимальных напряжений и соответствующих им текущих координаты x и радиуса r_p .

Полученные результаты расчета толщин h_o , h_p (рис. 16) после вычислительного блока Given – minimize проходят проверку по допускаемым напряжениям. В случае невыполнения этих условий значения радиуса $r_{max,p}$ и координаты $x_{max,o}$ снова анализируются подпрограммами и передаются в вычислительный блок Given – minimize для повторного расчета.

Для численных расчетов в PTC MathCAD [30, 31] были приняты следующие исходные данные:

1. Радиус срединной поверхности оболочечного элемента $r_o = 19$ мм.
2. Наружный радиус пластины $R_p = 42,5$ мм.
3. Модуль упругости материала $E = 90\,000$ МПа.
4. Коэффициент Пуассона материала $\mu = 0,35$.
5. Половина угла при вершине конуса золотника $\alpha := \frac{\pi}{12}$.
6. Коэффициент трения в стыке $f = 0,1$; $\varphi := \text{atan}(f)$.
7. Параметр оболочечного элемента (рекомендуется $2 \leq \beta 1 \leq 3$) $\beta 1 = 3$.
8. Нагрузка со стороны привода $F_{st} = 450$ Н.
9. Кинетическая энергия подвижных частей клапана в момент соударения (Н·мм) $E_k = 100$.
10. Осевая нагрузка $T_{st} = -\frac{F_{st}}{2 \cdot \pi \cdot r_o}$ и ра-

диальная $Q_{st} = -\frac{T_{st}}{\tan(\alpha + \varphi)}$.

11. Предел текучести (упругости) $\sigma_{adm} = 260$ МПа.

В качестве материала, из которого изготовлено оболочечно-пластинчатое седло, принята бронза БрО5Ц5С5. Кроме того, в качестве начальных приближений приняты толщины оболочки и пластины $h_o = 1$ мм и $h_p = 1$ мм соответственно. После проведения расчетов в MathCAD были получены: начальные приближения $r_{max,p} = 19$ и $x_{max,o} = 10,173$; рациональные геометрические размеры (толщины): $h_o = 0,936$ мм; $h_p = 1,719$ мм.

После выполнения расчета и получения результатов рациональных толщин для седла, необходимо провести проверку начальных приближений, так как возможно невыполнение условий по допускаемым напряжениям. Это происходит потому, что вычислительный блок Given (в данном случае Given-minimize), ограничен начальными приближениями и выполняет заданные ограничения по допускаемым напряжениям только в них. На рис. 14 показано, что значение эквивалентных напряжений превышает допускаемое $\sigma_{adm} = 260$ МПа, при $r_{max,p} = 20,3$ эквивалентные напряжения $\sigma_{эkv.p.max}(h_o, h_p, 20,3) = 264,3$ МПа. В результате проверки начальных приближений и повторного расчета были уточнены рациональные геометрические размеры (толщины): $h_o = 0,945$ мм; $h_p = 1,743$ мм.

После уточнения рациональных геометрических размеров (толщины) в PTC MathCAD была сформирована табл. для участка 19,17–19,5 мм с максимальными напряжениями в пластинчатом элементе с целью проверки.

Эквивалентные напряжения в пластинчатом элементе на отрезке 19,17–19,50 мм
Equivalent stresses in the plate element on the segment 19,17 – 19,5 mm

Радиус пластинчатого элемента Plate element radius	Эквивалентные напряжения Equivalent stresses $\sigma_{эkv.p.max}(h_o, h_p, r_p)$
19,5	258,023
19,6	258,455
19,7	258,832
19,8	259,154
19,9	259,423
19,10	259,639
19,11	259,803
19,12	259,917
19,13	259,982

19,14	259,999
19,15	259,968
19,16	259,89
19,17	259,768

Условия по допускаемым напряжениям для пластинчатого и оболочечного элементов выполняются.

Графики эквивалентных напряжений в пластинчатом и оболочечном элементах представлены на рис. 16. Из графиков видно, что условия по допускаемым напряжениям выполняются.

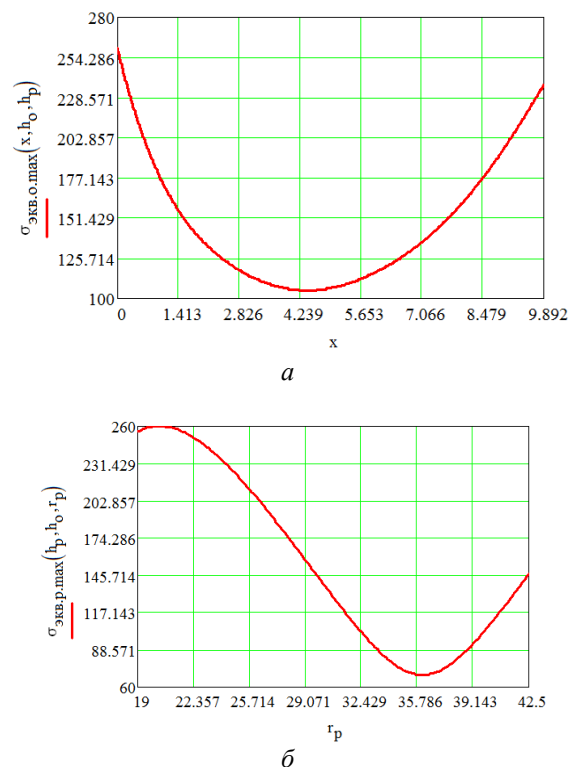


Рис. 16. График эквивалентных напряжений: а – в оболочке; б – в пластине

Fig. 16. Equivalent stress graph: a – in the shell; b – in the plate

Заключение

Использование автоматизированных систем расчета позволяет значительно сократить время решения задачи. Встроенные в систему функции программирования дают возможность создавать несложные программные модули [32], необходимые для многократных вычислений, например, для поиска координаты $x_{max,o}$ и радиуса $r_{max,p}$, используемых при дальнейших расчетах в качестве начальных приближений для вычислительного блока Given-minimize [33–35].

Рациональные размеры оболочечного и пластинчатого элементов обеспечивают минимально возможное значение приведенной жесткости уплотнительного соединения принятой схемы, что, во-первых, обеспечивает минимизацию усилия герметизации за счет энергетических (силовых) затрат на выбор отклонений формы; во-вторых, минимизирует динамическую нагрузку при срабатывании клапана, что положительно скажется на его ресурсе ввиду минимизации износа соединения при каждом срабатывании клапана.

Дальнейшее совершенствование уплотнительных соединений с тонкостенными элементами (упругой кромкой) может быть связано с разработкой инженерных подходов и последующих расчетов уплотнений пониженной жесткости более сложной геометрической формы (тороидальной, сильфонной и др.). Использование конструктивных решений с целью компенсации давления рабочей среды на подвижные части затвора позволит свести к минимуму такое воздействие.

Список литературы

1. Пневмогидравлические системы двигательных установок с ЖРД. М. : Машиностроение, 1978. 240 с.
2. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П. Гидропневмотопливные агрегаты и их надежность. Куйбышев : Куйбыш. кн. изд-во, 1990. 104 с.
3. А. с. 272745 СССР. Шариковый клапан / В. И. Подпружников, А.Н. Поляков. № 1220601/25-8 ; заявл. 26.11.68 ; опубл. 03.06.70, Бюл. № 19. 2 с.
4. А. с. 430263 СССР. Клапан / И. К. Попов (СССР). № 1671676/25-8 ; заявл. 21.06.71 ; опубл. 30.05.74, Бюл. № 20. 2 с.
5. Герметичность затворов трубопроводной арматуры и оборудования с элементами пониженной жесткости / П.М. Огар, В.А. Тарасов, Д.Б. Горохов и др. // Труды Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 2. С. 11–14.
6. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г.С. Батуев, Ю.В. Голубков, А.К. Ефремов и др. М. : Машиностроение, 1977. 240с.
7. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. М. : Машиностроение, 1974. 486 с.
8. Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. М. ; Л. : Гостехиздат, 1949. 784 с.
9. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л. : Машиностроение, 1969. 887с.
10. Гуревич Д.Ф., Заринский О.Н., Щучинский Д.Ф. Эксплуатация приводов арматуры на химических предприятиях. Л. : Химия, 1985. 360 с.
11. Гуревич Д.Ф., Ширяев В.В., Пайкин И.Х. Арматура для атомных электростанций. М. : Энергоатомиздат, 1982. 312 с.
12. Долотов А.М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов : дис. ... д-ра. тех. наук. М., 1994. 280 с.
13. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Труды Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 1. С. 126–129.
14. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М. : Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
15. Определение коэффициента трения в уплотнительном стыке с оболочечным элементом / А.М. Долотов, С.И. Ермашонок, С.А. Пронькина и др. // Труды Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки - развитию регионов Сибири. 2011. Т. 2. С. 80-82.
16. О применимости стандартов для оценки герметичности затворов трубопроводной арматуры / В.К. Погодин, К.А. Кузнецов, Н.А. Верховин и др. // Химическая техника. 2013. № 2. С. 32.
17. 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 : ИрГУПС, 2012. С. 124–128.
18. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Обзор способов разгрузки золотника клапана от давления герметизируемой среды // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 3 (7). С. 30–36.
19. Пат. 2516994 Рос. Федерация. Разгруженный клапан / Ю.И. Белоголов, А.М. Долотов, П.М. Огар. № 2012150424/06 ; заявл. 27.11.2012 ; опубл. 27.05.2014, Бюл. № 15. 4 с.
20. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. М. : Машиностроение, 1986. 464 с.
21. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М. : Машиностроение, 1983. 152 с.
22. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Снижение динамических нагрузок при ударном нагружении оболочечного седла клапана // Проблемы транспорта Восточной Сибири : сб. тр. конф. Т. 2. Иркутск : ИрГУПС, 2011. С. 145–148.
23. Гошко А.И. Арматура трубопроводная целевого назначения. Ч. 1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. М. : Машиностроение, 2003. 423 с.
24. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. М. : Машиностроение, 1973. 456 с.
25. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М. : Машиностроение, 1993. 640 с..
26. Долотов А.М., Зацарный В.А. Расчет жесткости упругих затворов // Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1983. № 170. С. 65–66.

27. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение перемещений в оболочечно-пластинчатом седле клапана // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 2 (18). С. 22–28.
28. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана // Трубопроводный транспорт: теория и практика. 2013. № 3 (37). С. 32–37.
29. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. М. : Машгиз. 1956-1959. 3 т.
30. Щучинский С. Х. Клапаны с электромагнитным приводом. М. : Энергоатомиздат, 1988. 152 с.
31. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением / Д.Ф. Гуревич и др. Л. : Машиностроение, 1982. 320 с.
32. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в Mathcad 15. СПб. : Питер, 2011. 399 с.
33. Максфилд Б. Mathcad в инженерных расчетах. Киев ; Санкт-Петербург : МК-Пресс ; Корона-Век, 2010. 368 с.
34. Габдуллина О.Г., Никонорова О.А., Бикмухаметова Э.И. Решение функциональных и вычислительных задач в средах Delphi и MathCAD. Оренбург : ОГУ, 2005. 114 с.
35. Ушаков, А.Н., Ушакова Ю.Н. Секреты MathCAD для инженерных и научных расчетов. Оренбург : ОГУ, 2001. 122 с.

References

1. Pnevmodgidravlicheskie sistemy dvigatel'nykh ustanovok s ZHRD [Pneumohydraulic systems of propulsion systems with LRE]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 240 p.
2. Chegodaev D.E., Mulyukin O.P. Gidropnevomotoplivnye agregaty i ikh nadezhnost' [Hydro-pneumatic fuel units and their reliability]. Kuibyshev: Knizhnoe izdatel'stvo Publ., 1990. 104 p.
3. Podpruznikov V.I., Polyakov A.N. Copyright certificate SU 272745 A1, 06.03.1970.
4. Popov I.K. Copyright certificate SU 430263, 30.05.74.
5. Ogar P.M., Tarasov V.A., Gorokhov D.B., Bayev A.O. Germetichnost' zatvorov truboprovodnoy armatury i oborudovaniya s elementami ponizhennoy zhestkosti [Tightness of closures of pipeline fittings and equipment with elements of reduced rigidity]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences], 2013, vol. 2, pp. 11–14.
6. Batuev G.S., Golubkov Yu.V., Efremov A.K. [et al.]. Inzhenernyye metody issledovaniya udarnykh protsessov [Engineering methods for studying shock processes]. Moscow: Mashinostroenie, 1977. 240p.
7. Biderman V.L. Mekhanika tonkostennykh konstruksii [Mechanics of thin-walled structures]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. 486 p.
8. Vlasov V.Z. Obshchaya teoriya obolochek i ee prilozheniya v tekhnike [General theory of shells and its applications in engineering]. Moscow; Leningrad: Gostekhizdat Publ., 1949. 784 p.
9. Gurevich D.F. Raschet i konstruirovaniye truboprovodnoi armatury [Calculation and design of pipeline fittings]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1969. 887 p.
10. Gurevich D.F., Zarinskii O.N., Shchuchinskii D.F. Eksploatatsiya privodov armatury na khimicheskikh predpriyatiyakh [Operation of valve actuators at chemical enterprises]. Leningrad: Khimiya Publ., 1985. 360 p.
11. Gurevich D.F., Shiryaev V.V., Paikin I.Kh. Armatura dlya atomnykh elektrostantsii [Fittings for nuclear power plants]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1982. 312 p.
12. Dolotov A.M. Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniye uplotnenii s obolochechnym elementom dlya letatel'nykh apparatov [Development of calculation methods and design of seals with a shell element for aircraft]. Doctor's thesis, Moscow, 1994. 280 p.
13. 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: Estestvennyye i inzhenernyye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences], 2012, vol. 1, pp. 126–129.
14. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Osnovy teorii i proyektirovaniya uplotneniy pnevmogidroarmatury letatel'nykh apparatov [Fundamentals of the theory and design of seals for aircraft pneumohydraulic fittings]. Moscow: MAI Publ., 2000. 296 p.
15. Dolotov A.M., Yermashonok S.I., Pron'kina S.A., Gerasimov S.V. Opredeleniye koeffitsiyenta treniya v uplotni-tel'nom styke s obolochechnym elementom [Determination of the coefficient of friction in the sealing joint with the shell element]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki - razvitiyu regionov Sibiri* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences – for development of region of Siberia], 2011, vol. 2, pp. 80–82.
16. Pogodin V.K., Kuznetsov K.A., Verkhozin N.A., Ogar P.M., Mukhin S.V., Dolotov A.M. O primenimosti standartov dlya otsenki germetichnosti zatvorov truboprovodnoy armatury [On the applicability of standards for assessing the tightness of pipeline valves]. *Khimicheskaya tekhnika* [Chemical engineering], 2013, no. 2, p. 32.
17. 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 molodykh 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.
18. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Obzor sposobov razgruzki zolotnika klapana ot davleniya germetiziruemoi sredy [Review of methods for unloading the valve spool from the pressure of the sealed medium]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technology], 2010, no. 3 (7), pp. 30–36.
19. Belogolov Yu.I., Dolotov A.M., Ogar P.M. Patent RU 2516994 C1, 27.05.2014.
20. L.A. Kondakov, A.I. Golubev, V.B. Ovander, V.V. Gordeev, B.A. Furmanov, B.V. Karmugin. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika [Seals and sealing engineering]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 464 p.

21. Karmugin B.V., Stratinevskii G.G., Mendel'son D.A. Klapannye uplotneniya pnevmogidroagregatov [Valve seals of pneumohydraulic units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 152 p.
22. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Snizhenie dinamicheskikh nagruzok pri udarnom nagruzhении obolochecnogo sedla klapana [Reduction of dynamic loads during shock loading of the valve shell seat]. *Sbornik trudov konferentsii «Problemy transporta Vostochnoi Sibiri»* [Proceedings of the conference «Problems of Transport in Eastern Siberia»]. Irkutsk, 2011, vol. 2, pp. 145–148.
23. Goshko A.I. Armatura truboprovodnaya tselevogo naznacheniya (V 3-kh ch.). Ch. 1: Vybor. Eksploatatsiya. Remont [Pipeline fittings for special purposes (In 3 vol.). Vol. 1: Choice. Exploitation. Repair]. M.: Mashinostroenie, 2003. 423 p.
24. Boyarshinov S.V. Osnovy stroitel'noi mekhaniki mashin [Fundamentals of structural mechanics of machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 456 p.
25. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detalei mashin [Calculation for the strength of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p.
26. Dolotov A.M., Zatsarnyi V.A. Raschet zhestkosti uprugikh zatvorov [Calculation of the rigidity of elastic gates]. *Vestnik L'vovskogo politekhnicheskogo instituta* [Bulletin of the Lviv Polytechnic Institute], 1983, no. 170, pp. 65 – 66.
27. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Opredelenie peremeshchenii v obolochenchno-plastinchatom sedle klapana [Determination of displacements in the shell-plate valve seat]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technology], 2013, no. 2 (18), pp. 22–28.
28. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Opredelenie zhestkostnykh kharakteristik obolochenchno-plastinchatogo sedla klapana [Determination of the stiffness characteristics of the shell-plate valve seat]. *Truboprovodnyi transport: teoriya i praktika* [Pipeline transport: theory and practice], 2013, no. 3 (37), pp. 32 – 37.
29. Raschety na prochnost' v mashinostroenii (V 3 t.) [Calculations for strength in engineering (In 3 vol.)]. Ed. Ponomarev S.D. Moscow: Mashgiz Publ., 1956-1959.
30. Shchuchinskii S.Kh. Klapany s elektromagnitnym privodom [Valves with electromagnetic drive]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1988. 152 p.
31. Gurevich D.F. [et al.]. Truboprovodnaya armatura s avtomaticheskim upravleniem [Pipe fittings with automatic control]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1982. 320 p.
32. Makarov E.G. Inzhenernye raschety v Mathcad 15 [Engineering calculations in Mathcad 15]. Saint Petersburg: Piter Publ., 2011. 399 p.
33. Maxfield B. Mathcad v inzhenernykh raschetakh [Mathcad in engineering calculations]. Kiev, Saint Petersburg: MK-Press Publ., Korona-Vek Publ., 2010. 368 p.
34. Gabdullina O.G., Nikonorova O.A., Bikmukhametova E.I. Reshenie funktsional'nykh i vychislitel'nykh zadach v sredakh Delphi i MathCAD [Solution of functional and computational problems in Delphi and MathCAD environments]. Orenburg: OGU Publ., 2005. 114 p.
35. Ushakov A.N., Ushakova N.Yu. Sekrety MathCAD dlya inzhenernykh i nauchnykh raschetov [Secrets of MathCAD for engineering and scientific calculations]. Orenburg: OGU Publ., 2001. 122 p.

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 Operation Management, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: belogolov_yi@irgups.ru.