

УДК 62 – 336

Алгоритм расчета рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла клапана без учета давления рабочей среды

А.М. Долотов^а, Ю.И. Белооголов^б

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

^аamdolotov@mail.ru, ^бpr-mech@mail.ru

Статья поступила 20.05.2013, принята 21.08.2013

Рассмотрен алгоритм расчета рациональных геометрических размеров тонкостенного седла клапана без учета давления рабочей (герметизируемой) среды. В качестве объекта исследования выбрано тонкостенное оболочечно-пластинчатое седло как наиболее технологичное. Алгоритм выполнен в соответствии с ГОСТ 19.003-80 и представлен в виде блок-схемы с описанием последовательного задания, определения и расчета параметров оболочечно-пластинчатого седла клапана. Для каждого блока в алгоритме приведен комментарий, описывающий задаваемые или определяемые параметры. Условно алгоритм разделен на три основные части: определение жесткостных параметров, определение прочностных параметров и расчет рациональных геометрических размеров седла. Расчет рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла производится без предварительного определения максимальной динамической ударной нагрузки с использованием встроенных в MathCAD функций программирования и блока Given – Minimize. В качестве минимизируемой функции принята приведенная жесткость седла клапана. После вычислений в блоке Given – Minimize и получения результатов расчета, проводится проверка выполнения условий по допускаемым напряжениям заданным в исходных данных. В случае не выполнения условий по допускаемым напряжениям производится повторный расчет, уточняющий значения начальных приближений для пластины и оболочки седла, передаваемых затем в блок Given – Minimize. После расчета выводятся значения толщин для оболочки и пластины, могут быть построены графики напряжений для оболочечно-пластинчатого седла.

Ключевые слова: Алгоритм, оболочечно-пластинчатое седло, жесткость, расчет на прочность тонкостенных конструкций, динамика нагружения клапана, оптимизация.

Algorithm for calculating rational geometric dimensions of shell-plate valve seat without regard to working pressure

А.М. Dolotov^а, Yu.I. Belogolov^б

Irkutsk State University of Railway Engineering, 15 Chernyshevsky st., Irkutsk, Russia

^аamdolotov@mail.ru, ^бpr-mech@mail.ru

Received 20.05.2013, accepted 21.08.2013

An algorithm for calculating rational geometric dimensions of a thin-walled valve seat without regard to the working pressure (sealed) medium has been considered. A thin-walled shell-plate-shaped saddle has been selected for the research object as the most technologically advanced. The algorithm is executed in accordance with the State Standard (GOST) 19.003-80 and is represented as a flowchart describing the consecutive setting, defining and calculating the shell-plate valve seat parameters. For each block of the algorithm, there is an explanation comment that describes the set or defined parameters. Conventionally, the algorithm is divided into three main parts: the stiffness parameters definition, the determination of strength parameters and calculation of the seat rational geometric dimensions. The calculation of the rational geometric dimensions of a shell-plate saddle is conducted without pre-determining the maximum dynamic impact stress using the MathCAD built-in functions and the Given – Minimize block. The reduced stiffness of the valve seat is taken as a minimand. The check to monitor the compliance with the specified conditions concerning the allowable stress in the source data is conducted after carrying out the calculations in the Given – Minimize block and obtaining their results. In case of failing to fulfil the allowable stress conditions, the recalculation should be done, specifying the initial approximation values for the plate and shell seat which are then transferred to the Given – Minimize block. After calculating the output values for the shell and plate thickness, the stress charts for the shell-plate seat can be constructed.

Keywords: algorithm, shell-plate seat, stiffness, thin-walled structures stress calculation, valve stressing dynamics, optimization.

Введение. В настоящее время для управления потоком рабочей среды и обеспечения требуемой герметичности, подвижных или неподвижных соединений деталей (узлов) арматуры используются различные конструкции сопрягаемых элементов – уплотнения. К таким конструкциям относятся клапанные и фланцевые соединения, задвижки, краны и др. Разрабатываемые конструкции уплотнительных соединений, должны обеспечивать герметичность в широком диапазоне давлений, температур, различном химическом составе рабочих сред и др. условиях эксплуатации.

К конструкциям, работающим в широком диапазоне условий эксплуатации, относят уплотнительные соединения типа «металл-металл», где элементы затвора, образующие уплотнительный стык, являются металлическими. Для снижения массогабаритных параметров привода (авиационная и космическая промышленность), уменьшения требуемого усилия герметизации и повышения ресурса работы соединения седла выполняют тонкостенными, в виде осесимметричных оболочек вращения (упругой кромки), а золотник, подвижный элемент затвора, коническим – с целью компенсации отклонений формы седла, равномерного распределения герметизирующего усилия и снижения требований к точности монтажа и сборки.

Использование тонкостенных элементов особенно целесообразно тогда, когда применение неметаллических уплотнителей невозможно по условиям эксплуатации, использование притертых плоских или конических уплотнительных соединений нерационально из-за термоциклирования уплотнительного соединения, так как при этом теряются достигнутые притиркой геометрические параметры уплотнительных поверхностей.

Однако, при всех положительных свойствах тонкостенных элементов, следует отметить их чувствительность к силовому нагружению, особенно в клапанных соединениях, где перекрытие потока рабочей среды сопровождается динамической ударной нагрузкой, обусловленной кинетической энергией золотника.

При этом область рациональных геометрических размеров для тонкостенных элементов достаточно узкая. Выход из нее в одну сторону ведет к пластическим деформациям тонкостенного элемента и его возможному разрушению, а в другую сторону – к потере тонкостенным элементом его положительных свойств, а именно малых усилий герметизации и большого ресурса работы соединения.

Поэтому одним из направлений совершенствования конструкций уплотнительных соединений является снижение чувствительности тонкостенных элементов к динамической ударной нагрузке со стороны золотника при условии сохранения ими положительных свойств, что достигается за счет определения их рациональных геометрических размеров, в частности толщины.

Снижение чувствительности тонкостенного элемента к динамической ударной нагрузке со стороны золотника может быть достигнуто с помощью различных конструктивных решений, одно из которых заключается в расположении тонкостенного оболочечного элемента на упругой пластине, заделанной по внешнему контуру. Описание расчетной схемы и принятые обозначения для тонкостенного оболочечно-пластинчатого

седла, приведены в [2]. Там же показано обоснование расчетной схемы, которая с переопределением некоторых параметров представлена на рис. 1.

В настоящее время широкое применение получили универсальные математические пакеты (PTC MathCAD, MATLAB, Maple, Mathematica и др.), предназначенные для выполнения инженерных и научных расчетов.

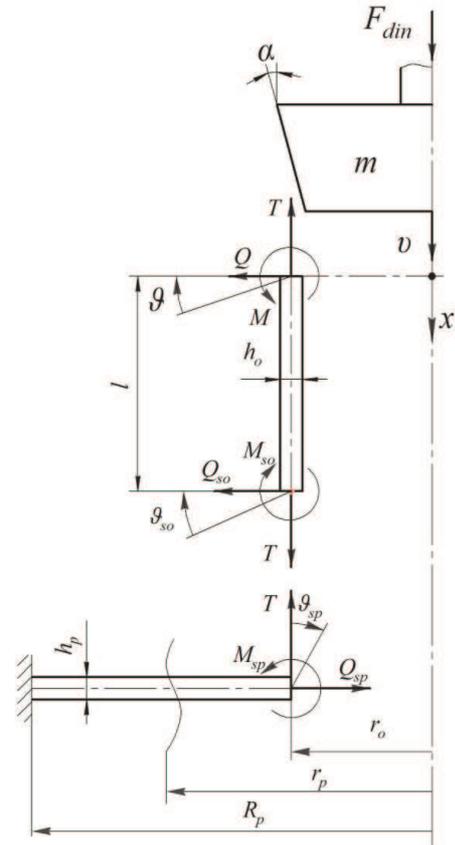


Рис. 1. Расчетная схема оболочечно-пластинчатого седла

Расчитать тонкостенное оболочечно-пластинчатое седло или конструкцию, например, [3, 8, 9, 10], без использования автоматизированных компьютерных систем представляется довольно сложной задачей. Поэтому использование автоматизированных компьютерных систем обусловлено, прежде всего, сложностью решаемых задач, требованиями ко времени проведения расчетов, проверкой алгоритма выполняемых действий, что приводит к снижению вероятности ошибок при вычислениях.

В [2, 5, 6] рассматривалась аналитическая методика расчета тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла клапана, выполненная на основе работ [1, 4].

Нами для проведения расчетов был выбран математический пакет PTC MathCAD 14, что обусловлено, прежде всего, простотой освоения и использования данной системы.

Определения жесткостных параметров. Алгоритм выбора рациональных геометрических размеров в PTC MathCAD 14 разбит на три части. Последовательность задания параметров в первой (рис. 2) и третьей частях (рис. 4) алгоритма для клапанного и фланцевого УС одинаковые. В первой части алгоритма (рис. 2) за-

даются исходные данные, постоянные интегрирования, функции А.Н. Крылова и др. параметры. Первая часть алгоритма заканчивается заданием жесткостей для пластины и оболочки. Во второй части алгоритма (рис. 3) задаются: динамическая ударная нагрузка $F_{дин}$, переопределяются внутренние силовые параметры $T_{дин}$, $Q_{дин}$ и элементы определителей. Вторая часть алгоритма за-

канчивается заданием эквивалентных напряжений для пластины и оболочки.

В случае расчета фланцевого УС, где отсутствует динамическая ударная нагрузка $F_{дин}$, после первой части алгоритма сразу задаются эквивалентные напряжения для пластины и оболочки. В этом случае переопределения элементов определителей не требуется и алгоритм сокращается.

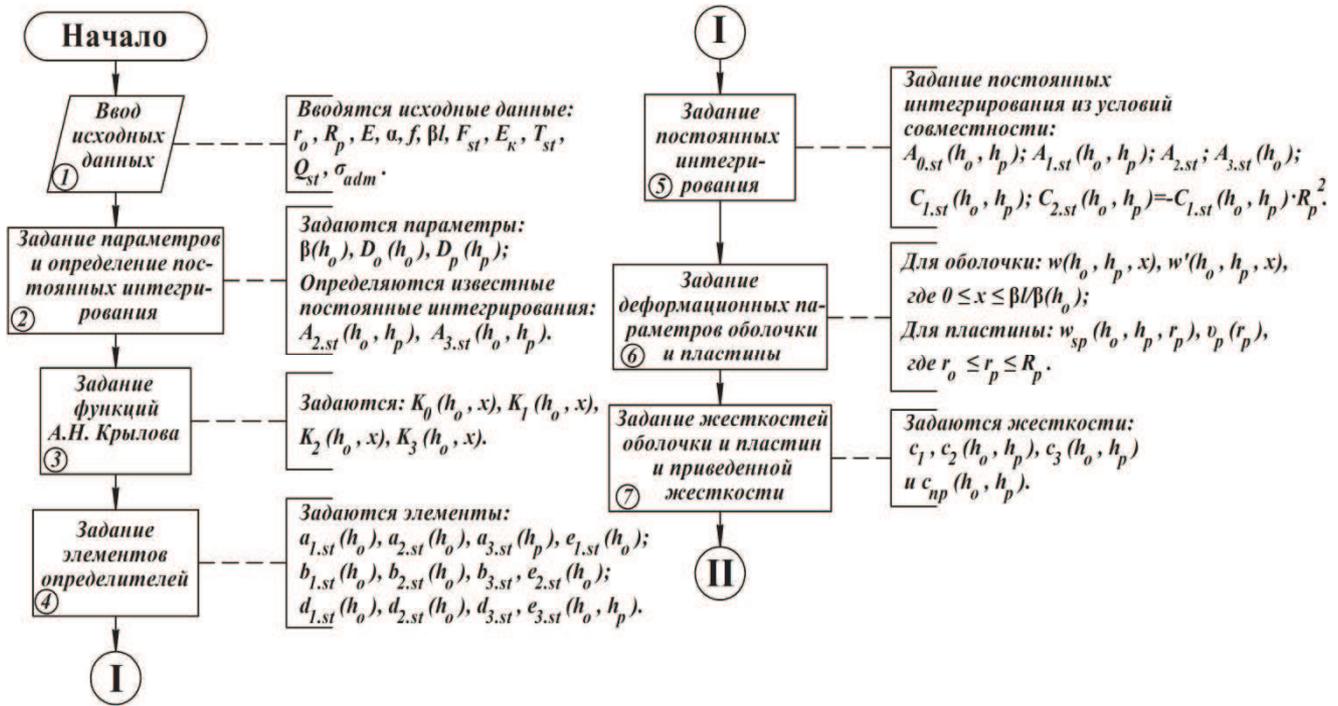


Рис. 2. Алгоритм определения жесткостных параметров оболочечно-пластинчатого седла

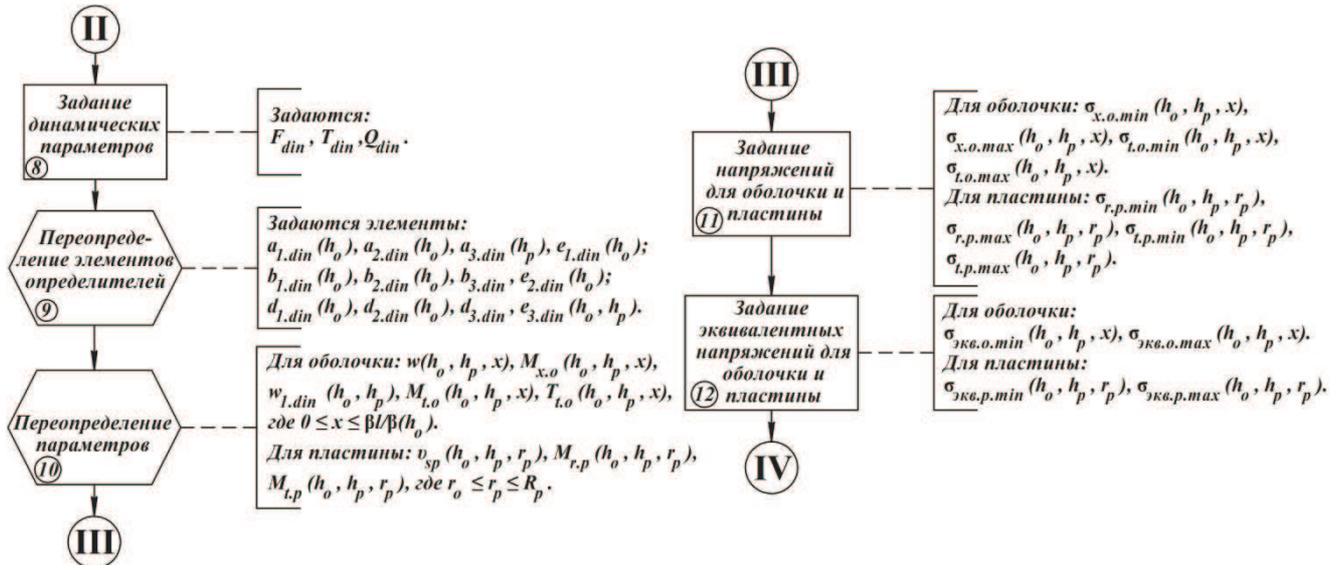


Рис. 3. Алгоритм определения прочностных параметров оболочечно-пластинчатого седла

Перед решением задачи оптимизации в РТС MathCAD 14 (выбора рациональных геометрических размеров седла) можно выполнить построение графиков эквивалентных напряжений, перемещений и др. для оценки напряженно деформированного состояния тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла.

Построить графики эквивалентных напряжений для пластины и оболочки следует также для того, чтобы в

дальнейшем проверить результаты выполненных расчетов подпрограммами (блоки 14 и 16), работа которых описана ниже.

Расчет рациональных геометрических размеров. В блоках 13-15 (рис. 4) предварительно задаются исходные параметры для выполнения вычислений подпрограммами (блоки 14-16). Внутри подпрограмм эквивалентные напряжения для пластины и оболочки задаются

как функции от радиуса r и координаты x соответственно. Это было сделано для того, чтобы подпрограммы в соответствии с заданным шагом производили поиск максимальных напряжений и соответствующих им координаты x (для оболочки) и радиуса r (для пластины).

Ввод в алгоритм подпрограмм (блоки 14-16) поиска экстремума функций был обусловлен, прежде всего, тем, что при использовании вычислительного блока Given – Minimize внутри подпрограммы вызывается только функция, но не меняется начальное приближение [6].

Как указано в [6], функции *minimize* и *maximize* в принципе не допускают присутствия переменных параметров. В результате функции внутри программного модуля часто дают неверный результат. Поэтому для точного определения начальных приближений, передаваемых затем в вычислительный блок Given – Minimize, используются подпрограммы. Кроме того для проверки условий по допускаемым напряжениям, и в случае их не выполнения, для уточнения начальных приближений также используются данные подпрограммы.

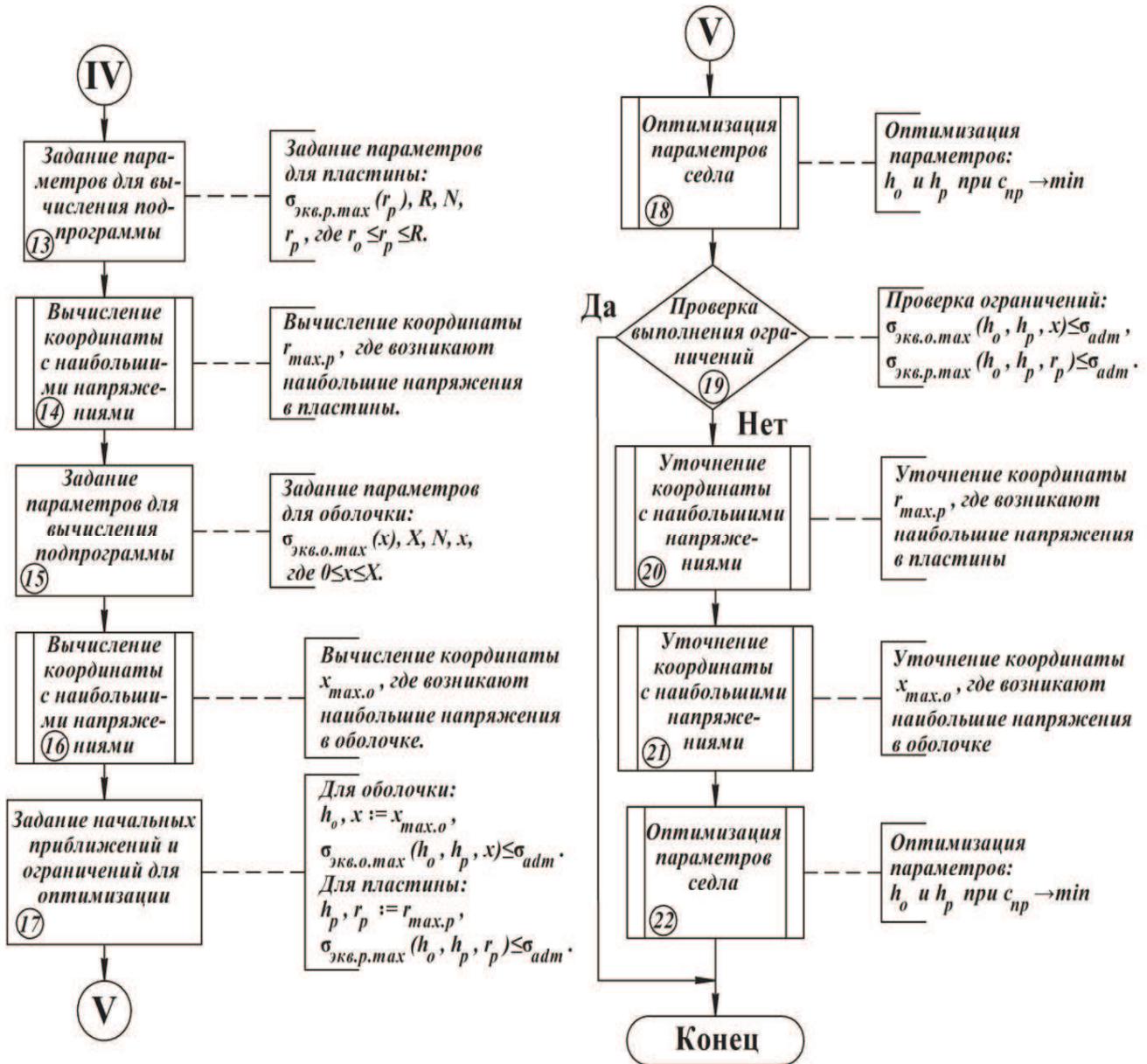


Рис. 4. Алгоритм расчета рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла

На рис. 4 представлены подпрограммы поиска экстремума функции для оболочки и пластины. Подпрограммы выполнены в соответствии с указаниями, представленным в [6], согласно которым, вначале подпрограмм определяются значения аргументов R, X и значения функций $\sigma(R), \sigma(X)$ для пластины и оболочки соответственно. Затем 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. По окончании расчетов (закрытие цикла while) последние значения $A1, R1$ и $A1, X1$ выводятся из подпрограмм с помощью составных массивов.

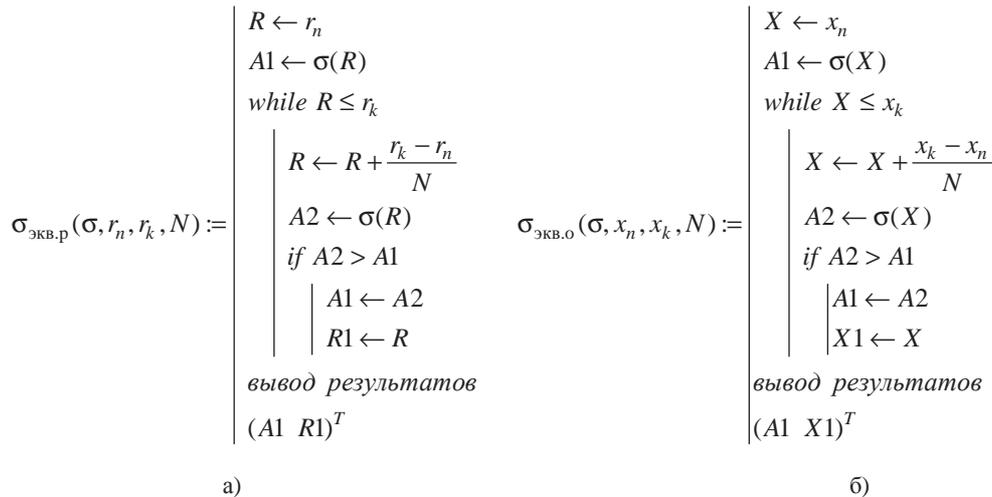


Рис. 5. Подпрограммы поиска экстремума функции а) – пластины; б) – оболочки

Выводимые значения радиуса $r_{\text{max.р}}$ и координаты $x_{\text{max.о}}$ передаются в качестве начальных приближений в вычислительный блок Given – minimize, в котором происходит оптимизация геометрических параметров (толщин) тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла при заданных ограничениях по допускаемым напряжениям для материала БрОЦС5-5.

Полученные результаты расчета толщин h_o, h_p после вычислительного блока Given – minimize проходят проверку по допускаемым напряжениям. В случае не выполнения этих условий, значения радиуса $r_{\text{max.р}}$ и координаты $x_{\text{max.о}}$ уточняются в подпрограммах и заново передаются в вычислительный блок Given – minimize.

Пример выполненных расчетов. В качестве примера рассмотрим тонкостенное оболочечно-пластинчатое седло клапана, имеющее следующие параметры:

радиус срединной поверхности оболочечного элемента $r_o = 19$ мм;

наружный радиус пластины $R_p = 42,5$ мм;

модуль упругости материала $E = 90000$ МПа;

коэффициент Пуассона материала $\mu = 0,35$;

половина угла при вершине конуса золотника, $\alpha = 15^\circ$;

коэффициент трения в стыке $f = 0,1$;

параметр оболочечного элемента $\beta l = 3$;

толщина оболочки $h_o = 1$ мм (начальное приближение);

толщина пластины $h_p = 1$ мм (начальное приближение);

нагрузка со стороны золотника $F_{st} = 450$ Н;

кинетическая энергия соударения $E_k = 100$ Н·мм;

допускаемое напряжение для материала БрО5Ц5С5 $\sigma_{\text{adm}} = 260$ МПа.

После расчета тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла клапана в PTC MathCAD 14 были получены результаты, представленные на рис.8-14.

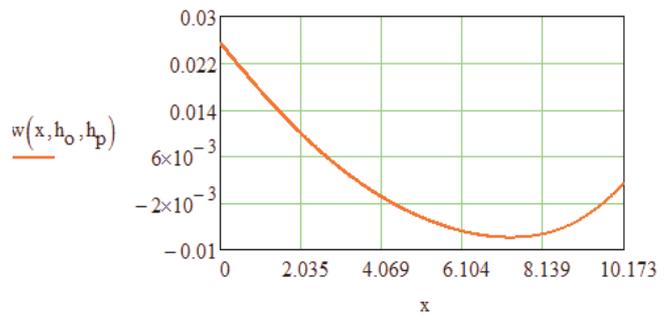


Рис. 6. Радиальное смещение оболочки

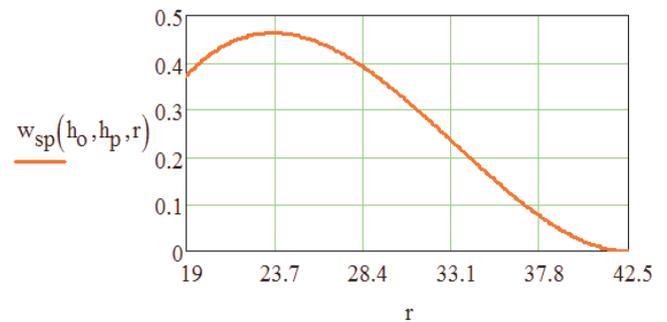


Рис. 7. Осевые перемещения пластины

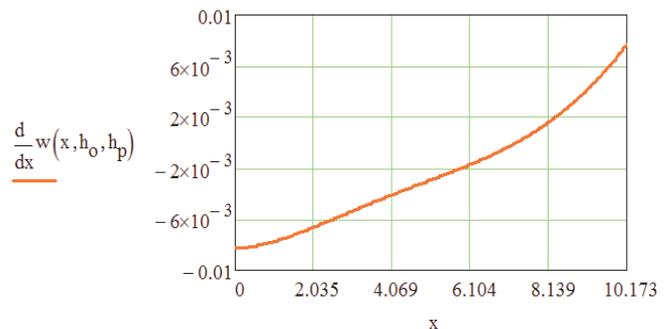


Рис. 8. Угол поворота оболочки

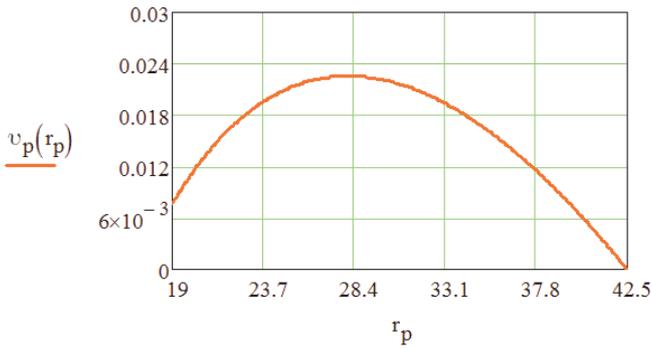


Рис. 9. Угол поворота пластины

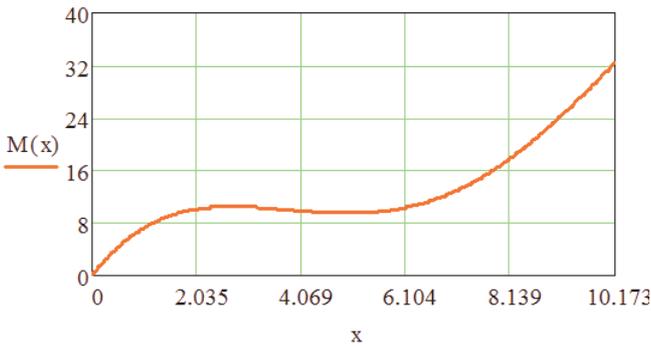


Рис. 10. Изгибающий момент в оболочке

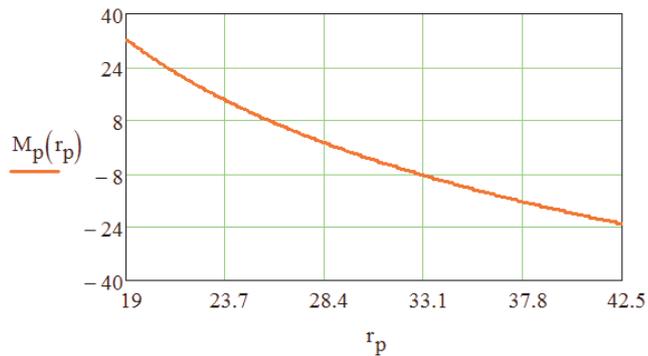
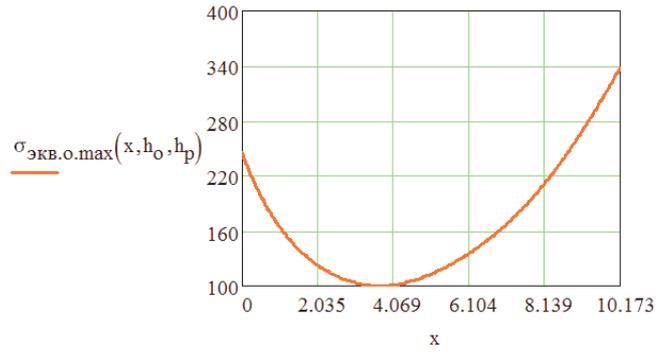


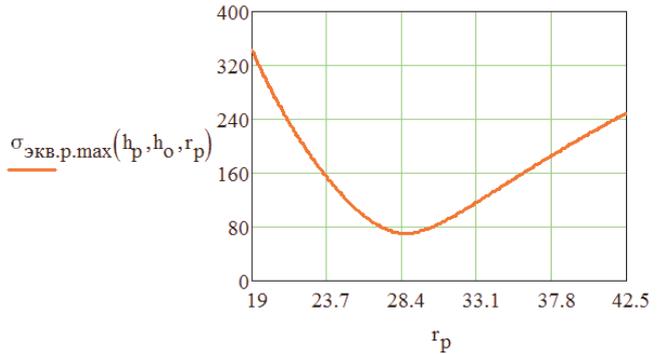
Рис. 11. Изгибающий момент в пластине

Из графиков видно, что значения углов поворота и изгибающих моментов в месте сопряжения пластины и оболочки совпадают. Это свидетельствует о правильном составлении уравнений (по условиям совместности деформаций) и выполнении расчета.

На рис. 12 представлены графики эквивалентных напряжений, полученные до решения задачи оптимизации в PTC MathCAD 14. Максимальные эквивалентные напряжения возникают в месте сопряжения пластины и оболочки, однако, это не всегда так и зависит от предварительно взятых геометрических параметров седла. Поэтому следует произвести поиск максимальных эквивалентных напряжений по длине x (для оболочки) и радиусу r_p (для пластины), что может быть достигнуто использованием подпрограмм описанных выше.



а)



б)

Рис. 12. Эквивалентные напряжения без ограничения по допускаемым напряжениям (до оптимизации) в: а) – оболочке; б) - пластине

Полученные значения координаты $x_{\max.o} = 10,173$ и радиуса $r_{\max.p} = 19$ мм после вычислений подпрограмм передаются в вычислительный блок Given-minimize:

Given

$$\sigma_{\text{экв.о.макс}}(x, h_o, h_p) \leq \sigma_{\text{adm}}$$

$$\sigma_{\text{экв.р.макс}}(h_o, h_p, r_p) \leq \sigma_{\text{adm}}$$

$$19 \leq r_p \leq R \quad 0 \leq x \leq X$$

$$\begin{pmatrix} h_o \\ h_p \end{pmatrix} := \text{Minimize}(c_{np}, h_o, h_p)$$

После вычислений выдаются значения рациональных геометрических толщин пластины h_p и оболочки h_o :

$$\begin{pmatrix} h_o \\ h_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.936 \\ 1.719 \end{pmatrix}$$

После расчета были построены графики, показанные на рис. 13.

Полученные значения h_p и h_o следует проверить на выполнения условий по допускаемым напряжениям. Для визуальной проверки можно построить графики (рис. 13), однако, авторами рекомендуется ниже, после проведенного расчета, выполнить уточняющий расчет с использованием тех же подпрограмм.

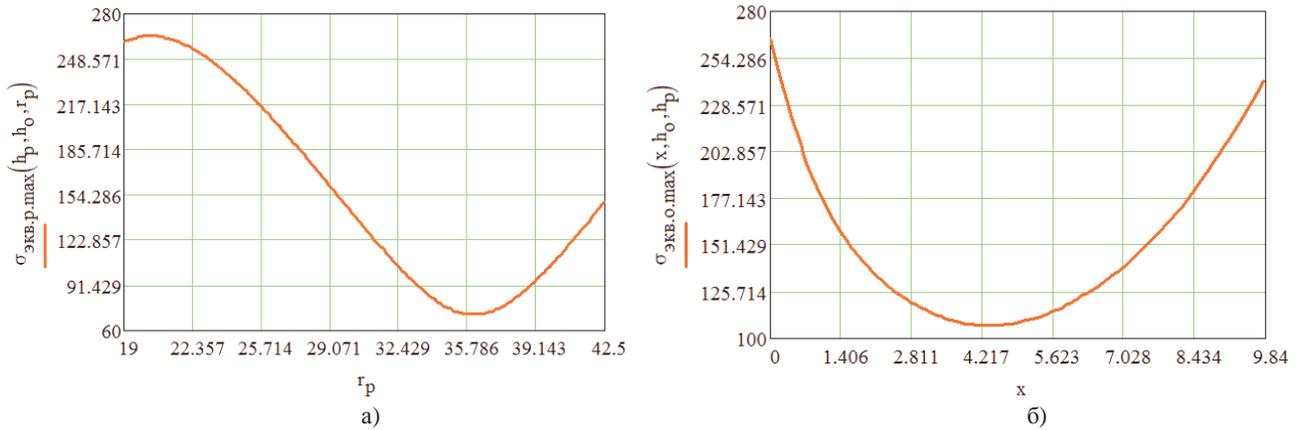


Рис. 13. Эквивалентные напряжения до выполнения проверки по допускаемым напряжениям в: а) – пластине; б) – оболочке

В результате уточняющего расчета были получены $x_{\max.o} = 0$ и радиуса $r_{\max.p} = 20,3$ мм, заново выполнена

задача оптимизации в вычислительном блоке Given-minimize и построены графики, показанные на рис. 14.

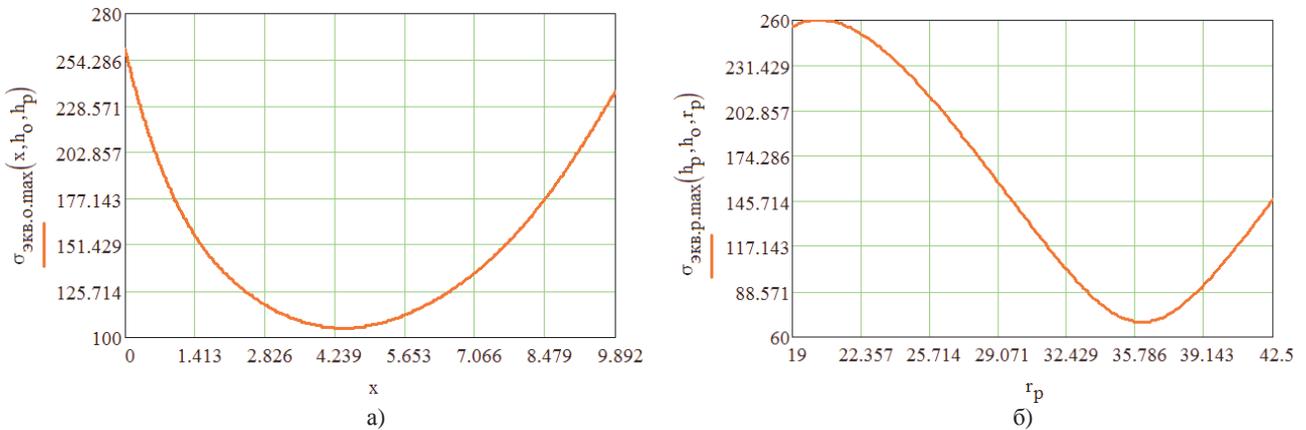


Рис. 14. Эквивалентные напряжения с учетом ограничений по допускаемым напряжениям (после оптимизации) в: а) – оболочке; б) – пластине

Заключение

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

Встроенный блок Given позволяет решать задачи исследования функций на экстремум (Given-minimize, -maximize, -minerr, и т.д.), однако, ограничен начальными приближениями, что в большинстве случаев приводит к неверному результату. Основным преимуществом блока Given, в данном случае, является возможность расчета рациональных геометрических параметров седла (толщин) путем решения оптимизационной задачи с ограничениями по допускаемым напряжениям.

Достоверность полученных значений подтверждается выполненным конечно-элементным моделированием в APM WinMachine и MSC.vN4W.

Литература

1. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирование уплотнений пневмогидро-арматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
2. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Напряженно-деформированное состояние тонкостенного клапанного седла пониженной жесткости // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. № 4 (32). С. 62- 65.
3. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов. Иркутск, 2011.72 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 22. 11. 2011, № 508-B2011.
4. Долотов А. М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов: дис. ... д-ра техн. наук Самара, 1995. 280 с.
5. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана // Трубопроводный транспорт: теория и практика: сб. ст. М., 2013 № 3 (37). С. 32-37.
6. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Жесткостная модель оболочечно-пластинчатого седла // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 2 (38). С. 107 – 110.
7. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 14. СПб.: Питер, 2007. 592 с.
8. Долотов А.М. Уплотнительное соединение: пат. 2129681 Рос. Федерация. № 97101302/06; заявл. 30.01.97; опубл. 27.04.99, Бюл. № 32. 4 с.
9. Савин Л.А., Долотов А. М., Соломин О.В., Устинов Д.Е. Авиационный газотурбинный двигатель: пат. 2162957 Рос. Федерация. № 98100457/06; заявл. 06.01.98, опубл. 10.02.01, 2 с.
10. Долотов А. М., Котылев Ю.Е., Семенов С.Н., Ушаков Л.С. Затвор клапана: пат. 2186276 Рос. Федерация. № 2000114115/06; заявл. 02.06.00 ; опубл. 27.07.02, Бюл. № 8. 4 с.

References

1. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. The theory basics and design of aircraft hydropneumatic valve sealings. M.: Izd-vo MAI, 2000. 296 s.
2. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The stress-strain state of a thin-walled valve seat of a lower stiffness // *Sovremennye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovaniye*. 2011. № 4 (32). S. 62 - 65.
3. Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Yu.I. Sealing connections using thin-walled elements. Irkutsk, 2011. 72 s. Dep. V VINITI-22.11. 2011, № 508-V2011.
4. Dolotov A.M. Development of the calculation methods and design of the seals with shell elements for aircrafts: dis. ... dok. tekhn. nauk. Samara, 1995. 280 s.
5. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The determination of stiffness characteristics of the shell-plate valve seat // *Truboprovodny transport: teoriya i praktika: sb. st. M.*, 2013 № 3 (37). S. 32-37.
6. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The stiffness model of a shell-plate seat // *Sovremennye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovaniye*. 2013. № 2 (38). S. 107 - 110.
7. Makarov E.A. Engineering calculations in Mathcad 14. SPb.: Piter, 2007. 592 s.
8. Dolotov A.M. A sealing joint: pat. 2129681Ros. Federatsiya. № 97101302/06; zayavl. 30.01.1997; opubl. 27.04.1999. Byul. № 32. 4 s.
9. Savin L.A., Dolotov A.M., Solomin O.V., Ustinov D.E. Aircraft gas-turbine engine: pat. 2162957 Ros. Federatsiya. № 98100457/06; zayavl. 06.01.1998, opubl. 10.02.2001. 2 s.
10. Dolotov A.M., Kotylev J.E., Semenyuk S.N., Ushakov L.S. A valve trim: pat. 2186276 Ros. Federatsiya. № 2000114115/06; zayavl. 02.06.2000, opubl. 27.07.2002. Byul. № 8. 4 s.

УДК 65.011.56:004.9

Анализ смещения груза при движении вагона по прямолинейному участку пути

В.А. Оленцевич^а, В.Е. Гозбенко^б

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

^аolencevich_va@irgups.ru, ^бvgozbenko@yandex.ru

Статья получена 4.05.2013, принята 8.08.2013

Обеспечение безопасности движения в условиях реформирования железнодорожного транспорта остается одной из важнейших задач ОАО «РЖД», решение которой определено в качестве безусловного приоритета в стратегии развития железнодорожного транспорта до 2030 года. В связи с этим в статье отражается актуальность вопросов усовершенствования существующей методики расчета крепления грузов, перевозимых на открытом подвижном составе, что послужит основой для повышения безопасности функционирования железнодорожной транспортной системы. Производится оценка безопасности движения по критерию сдвига груза, оборудованного грузовыми петлями, относительно вагона путем построения динамической и математической моделей креплений размещенного груза как вдоль, так и поперек вагона. Рассмотрен общий случай, когда произойдет сдвиг груза по направлению действия результирующей пространственной системы сил, определен угол, характеризующий сдвиг груза в плоскости пола вагона. Расчеты проводились в пакете PTC MathCAD. Исходные массоинерционные геометрические характеристики взяты для стандартной платформы и груза. Построены графические зависимости величины сдвига груза по направлению действия результирующей силы, а также полученные при этом сдвиги как вдоль, так и поперек вагона в зависимости от угла наклона силы относительно продольной оси. По результатам расчета выявлено, что характер изменения сдвига груза является нелинейным. При заданных исходных данных и принятой технологии крепления груза в вагоне возникает вероятность разрыва определенных креплений. В связи с этим возникает необходимость внесения изменений в геометрию креплений груза.

Ключевые слова: величина сдвига груза, безопасность движения, динамическая и математическая модели, реакция растяжек, крепление груза в вагоне.

Analysis of cargo shifting in the process of car's moving along the straight track section

V.A. Olentsevich^а, V.E. Gozbenko^б

Irkutsk State University of Railway Engineering, 15 Chernyshevsky st., Irkutsk, Russia

^аolencevich_va@irgups.ru, ^бvgozbenko@yandex.ru

Received 4.05.2013, accepted 8.08.2013

Ensuring safe operation under the railroad transport reform remains one of the most important strategic tasks of JSC "Russian Railways" and its solution has been defined as the absolute priority in the development strategy of railroad transport through to 2030. In this regard, the paper reflects the urgency of improving the existing calculation procedure of securing cargo transported on an open