



DOI: 10.22363/2312-8143-2024-25-4-368-379

УДК 62-762.445

EDN: EYVRWH

Научная статья / Research article

## Численное моделирование контактного взаимодействия профилированных металлических уплотнений во фланцевых соединениях авиационной техники

Л.И. Миронова<sup>✉</sup>, О.А. Колесник<sup>id</sup>, Д.Б. Босак<sup>id</sup>

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия

✉ mironova\_lub@mail.ru

### История статьи

Поступила в редакцию: 22 сентября 2024 г.

Доработана 14 ноября 2024 г.

Принята к публикации: 21 ноября 2024 г.

### Заявление о конфликте интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

### Вклад авторов

Нераздельное соавторство

**Аннотация.** Актуальность исследования обосновывается разработкой фланцевых соединений герметичных конструкций авиационной техники в условиях ограничения веса и материалоемкости при одновременном увеличении их технико-энергетических характеристик за счет повышения давлений и температур рабочей среды в гидравлических и пневматических системах. Прочность фланцевых соединений обеспечивается надежностью изоляции рабочей среды, степенью герметичности элементов конструкции и достигается применением уплотнительных элементов, выполненных в виде уплотнения или уплотнительных устройств. Отмечено, что к перспективным конструкциям в настоящее время относятся фланцевые соединения с профилированными металлическими уплотнениями, для которых в настоящее время отсутствуют нормативные документы, предусматривающие единые подходы к расчету проектных параметров. Цель исследования — математическая формализация процесса формирования уплотняемого стыка. Приведен краткий анализ известных решений контактных задач методами теории упругости. Отмечены ограничения в получении решений аналитическими и численными методами, связанные с нелинейной зависимостью между внешней действующей силой и вызванным ею перемещением точек контактирующих тел даже при работе материала в упругой области. Сформулирована постановка контактной задачи. Предложены математическая модель упругого контакта двух и более тел, подверженных сжатию, и алгоритм численного решения, основанный на методе МКЭ интегрирования уравнений теории упругости. Алгоритм реализован в программной среде Abaqus CAE. Приведены результаты моделирования контактного взаимодействия элементов уплотняемого стыка в пространственной постановке на примере натурной конструкции фланцевого соединения с полым металлическим уплотнением торообразной формы.

**Ключевые слова:** фланцевые соединения, уплотнение, трубопровод, теория упругости, контактное давление, упругопластическое деформирование, цилиндрическая жесткость, твердое тело



#### Для цитирования

Миронова Л.И., Колесник О.А., Босак Д.Б. Численное моделирование контактного взаимодействия профилированных металлических уплотнений во фланцевых соединениях авиационной техники // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2024. Т. 25. № 4. С. 368–379. <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2024-25-4-368-379>

---

## Numerical Modelling of Contact Interaction of Profiled Metal Gaskets in Aircraft Flange Connections

Lyubov' I. Mironova<sup>✉</sup>, Oleg A. Kolesnik<sup>✉</sup>, Daniil B. Bosak<sup>✉</sup>

Moscow Aviation Institute (State National Research University), Moscow, Russia

✉ mironova\_lub@mail.ru

---

#### Article history

Received: September 22, 2024

Revised: November 14, 2024

Accepted: November 21, 2024

---

#### Conflicts of interest

The authors declare that there is no conflict of interest.

---

#### Authors' contribution

Undivided co-authorship.

---

**Abstract.** The relevance of the research is justified by the development of flange connections of hermetic structures of aeronautical equipment under conditions of weight and material intensity limitation with simultaneous increase of their technical and energetic characteristics. The strength of flange connections is ensured by the reliability of the isolation of the working medium, the tightness of the design elements and is achieved by the use of sealing elements in the form of gaskets or sealing devices. The relevance of the research is stated, the aim of which is the mathematical formalisation of the process of formation of a compacted joint. A brief analysis of known solutions of contact problems by methods of elasticity theory is given, and limitations in obtaining solutions by analytical and numerical methods. A mathematical model of elastic contact between two or more bodies subjected to compression and a numerical solution algorithm based on the FEM method. The algorithm is implemented in the Abaqus CAE software environment. The results of the modelling of the contact interaction of the elements of the sealed joint in the spatial formulation are presented as an example of a full-scale design of a flange joint with a toroidal hollow metal gasket. is a combination of wavelet transformation and neural network learning.

**Keywords:** flange connections, gasket, pipeline, elasticity theory, contact pressure, elastoplastic deformation, cylindrical stiffness, solid body

---

#### For citation

Mironova LI, Kolesnik OA, Bosak DB. Numerical modelling of contact interaction of profiled metal gaskets in aircraft flange connections. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2024;25(4):368–379 (In Russ.) <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2024-25-4-368-379>

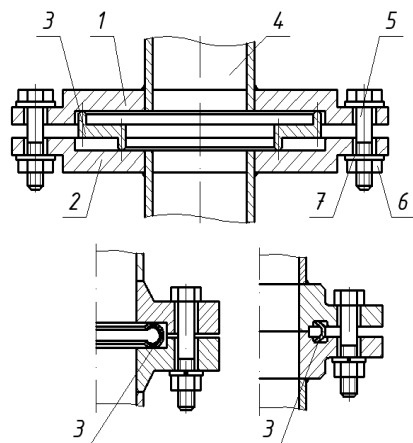
---

#### Введение

В летательных аппаратах широко применяются силовые гидравлические приводы с питанием от централизованных гидросистем. Данные агрегаты представляют собой сложные технические системы, функционирование которых осуществляется работой гидравлических устройств, передающих энергию носителя по разветвлен-

ным трубопроводным коммуникациям. Системы имеют большое количество стыковочных узлов в трубопроводах, соединение которых осуществляется различными способами: либо сваркой, либо механическим путем — развальцовкой или с помощью резьбовых, фланцевых и бугельных соединений [1–5]. В настоящее время широкое распространение получили фланцевые соединения трубопроводов с металлическими профи-

лированными уплотнениями, конструктивные исполнения которых приведены на рис. 1. Применяемые уплотнения имеют фасонный профиль и представляют собой, как правило, формованную тонкостенную конструкцию<sup>1</sup>.



**Рис. 1.** Фланцевые соединения с металлическими уплотнениями:

1, 2 — фланцы; 3 — металлическое уплотнение;  
4 — трубопровод; 5 — болт; 6 — гайка; 7 — шайба

Источник: выполнено Л.И. Мироновой,  
О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе AutoCAD

**Figure 1.** Flange connections with metal gaskets:

1, 2 — flanges; 3 — metal gasket; 4 — pipeline;  
5 — bolt; 6 — nut; 7 — washer

Source: made by L.I. Mironova,  
O.A. Kolesnik, D.B. Bosak in AutoCAD

Методы расчета на прочность фланцевых соединений с металлическими уплотнениями заключаются в формализации большого числа факторов, оказывающих влияние на величину и распределение контактных нагрузок, передающихся на уплотнительный элемент при сближении фланцев, а также вызванные ими деформации уплотнения. От величины деформаций зависит несущая способность уплотнительного стыка и плотность контакта, обеспечивающие надежную герметизацию конструкции в целом.

Расчетная модель уплотнительного стыка должна отражать те условия, при которых про-

исходит деформация металлического уплотнения, а именно взаимодействие уплотнительного элемента с контактирующими поверхностями фланцев и рабочей герметизирующей средой, а также условия нагружения. Вследствие соприкосновения контактируемых поверхностей, а также дальнейшей их упругопластической деформации образуются не только контактные площадки, но и внедрение одних поверхностей в др. Величина и форма внедрения таких поверхностей характеризуются степенью плотности контакта. Отсюда возникает необходимость определения потребного контактного давления, размеров контактной площадки и деформации контактируемых поверхностей, обусловленных кинематическим сближением фланцев в процессе затяжки болтов при сборке стыкуемой конструкции [6].

**Цель исследования** — математическая формализация процесса формирования уплотняемого стыка соединения, заключающаяся в разработке адекватной расчетной модели и проведении численного моделирования контактного взаимодействия двух и более тел.

## 1. Модели и методы исследования

Значительный объем проведенных исследований, направленных на обеспечение надежности герметичных неподвижных стыков в трубопроводах авиационного оборудования, часто базируется на рассмотрении задач теории упругости и пластичности, а также на решении контактных задач. Наиболее распространенной модельной задачей является задача о давлении жесткого штампа на упругое полупространство [7–9]. В рассмотрении контактных задач методами теории упругости следует выделить задачи о распределении напряжений на контуре отверстия, расположенного в неограниченной плоскости [10–12] и о действии нормальной сосредоточенной силы на границу упругой полу-

<sup>1</sup> См.: 3,207,524. SEAL. Nicholas D. Trbovich, 59 Fieldcrest Court, West Seneca, N.Y. Filed July 23, 1962, Ser. No. 211, 569. 4 Claims. P. 277–206; US3520544. YRING SEAL. Dudley D. Taylor, Greenbelt, Md., assignor to Pressure Sine, Inc., Beltsville, Md., a corporation of Maryland. Continuation of application Ser. No. 553,361, May 27, 1966. This application. Nov. 6, 1968, Ser. No. 774, 603. Int. C. F1615/08. U.S. P. 277–206; [6; 7].

плоскости [13]. Данный класс задач позволяет найти решения в рамках плоской теории упругости, но имеет ряд ограничений, связанных с определением формы и площади выдавливаемого металла, заполняющего зазоры в уплотнительном стыке соединения.

К известным решениям контактных задач относится задача о сжатии двух цилиндров неограниченной длины, которая широко используется в расчетах напряжений при контакте тел, преимущественно из металлических материалов с неплоскими поверхностями сопряжения. Аналитическое решение этой задачи впервые получил немецкий ученый Г. Герц. Одной из особенностей контактных задач такого типа является нелинейная зависимость между внешней действующей силой и вызванным ею перемещением точек контактирующих тел даже при работе материала в упругой области. Определение такой взаимосвязи связано с математическими трудностями. Линейная зависимость проявляется лишь в случае, если площадь контакта в процессе нагружения остается неизменной [14].

В контактных задачах при расчете деталей из гиперупругих материалов (резины, полиуретана и др.) часто используют двухпараметрический потенциал Муни — Ривлина [15; 16].

На основе модели Муни — Ривлина в [16] проведена оценка эффективности уплотнительного устройства гидроцилиндра, в котором в качестве уплотнения рассматривалась резиновая прокладка прямоугольного сечения. Оптимизация характерных размеров герметичного соединения была проведена с использованием программной среды Ansys Workbench и пакета MATLAB. Отмечено, что эффективность уплотнения обусловлена большой деформацией материала прокладки и значительных сил трения, возникающих при сжатии между уплотнительной резиной и верхним и нижним фланцами.

В [17] оценка герметичности фланцевых соединений проводилась с использованием теории Козени — Кармана. Согласно принятой модели пространство между контактирующими поверхностями уплотнения и фланца представлялось в виде эквивалентного пористого слоя. Утечка

герметизируемой среды определялась с учетом давления и свойств рабочей жидкости, а также определения длины контактных кромок и контактного усилия при нагружении уплотняемого стыка.

Численные и аналитические решения рассмотренного ряда контактных задач построены на определении искомых контактных давлений и напряжений, а также получении количественной информации о процессе формирования контактных площадок, характеризующих степень плотности контакта. При этом отметим, что область контакта уплотнения с уплотняемой поверхностью по структуре не является однородной. В ней отсутствует полная оплошность из-за наличия пустот на границах контакта и неоднородной деформации материала. Требуемый уплотняющий эффект должен достигаться заполнением всех микронеровностей и дефектов контактной поверхности [18].

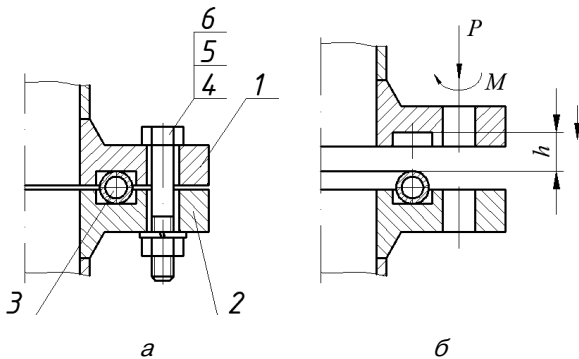
Таким образом, проблема оценки плотности контакта между взаимодействующими элементами уплотнительного стыка по-прежнему остается актуальной в выборе проектных параметров фланцевых соединений [19]. Предлагается следующий подход в исследовании контактного взаимодействия элементов уплотнительного стыка на примере фланцевого соединения с полым металлическим уплотнением торообразной формы.

## **2. Разработка расчетной модели для исследования контактного взаимодействия элементов фланцевого соединения с металлическим уплотнением полый торообразной формы**

Конструкция фланцевого соединения с полым металлическим уплотнением торообразной формы приведена на рис. 2.

Уплотнение в процессе сборки устанавливается в кольцевую канавку нижнего фланца. При сближении фланцев посредством затяжки болтов в некоторый момент происходит начальный контакт между уплотнением и опорными поверхностями канавки на фланцах. При дальнейшем сжатии опорных поверхностей и упруго-

пластической деформации контактирующих элементов образуются не только контактные площадки, но и может быть внедрение одних поверхностей в другие. Степень плотности контакта оценивается величиной контактных площадок и формой контактирующих поверхностей.



**Рис. 2.** Фланцевое соединение:

*a* — эскиз сборки; *б* — схема соединения в процессе сборки; 1, 2 — неконтактирующие фланцы; 3 — металлическое уплотнение; 4 — болт; 5 — гайка; 6 — шайба

Источники: выполнено Л.И. Мироновой, О.А. Колесником, Д.Б. Босак в программе AutoCAD

**Figure 2.** Flange connections:

*a* — sketch of assembly; *b* — scheme of connection in the process of assembly; 1, 2 — non-contacting flanges; 3 — metal gasket; 4 — bolt; 5 — nut; 6 — washer

Source: made by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik, D.B. Bosak in AutoCAD

Исследование контактного взаимодействия целесообразно рассмотреть на примере расчетной модели в виде механической системы контактного взаимодействия двух и более тел при сжатии. По свойствам тела отличаются геометрической жесткостью и параметрами упругости.

Постановку задачи сформулируем следующим образом. Пусть уплотняемый стык разъемного соединения в поперечном сечении моделируется сжатием тонкостенного упругопластического тела в виде кольца двумя упругими полуплоскостями, одна из которых неподвижна, другая сближается заданным образом. Контакт происходит между абсолютно-жесткими или упругими прямолинейными площадками полу-

плоскостей и упругопластическим телом круговой формы. Образованная контактная площадка обусловлена деформацией тел без взаимного проникновения друг в друга. Силы трения при контакте отсутствуют. Плотность контакта в системе обеспечивается сжатием полуплоскостей усилием  $P$  до значения, удовлетворяющего условию герметичности, при котором допустимые утечки рабочей среды соответствуют требованиям нормативных документов. Возникающие в сжатом теле деформации изменяют только его форму, заполняющую зазоры в уплотняемом стыке. Требуется определить распределение деформаций в контактирующих телах и величину образующихся контактных площадок.

Поскольку размеры контактной площадки неизвестны, как и неизвестна величина сжимающей силы, задачу будем решать численным методом, пошагово задавая ход движения верхней полуплоскости и определяя деформации сжимаемого тела через известные соотношения теории упругости.

Разобьем область сближения тел на равные подобласти  $m$  таким образом, что каждый последующий шаг  $N$  рассматривает подобласть  $m(N)$ .

При построении математической модели в каждой подобласти  $m(N)$  следует выразить перемещения точек контактирующих тел через силовые факторы сжатия полуплоскостей, адекватные кинематическому сближению фланцев при затяжке болтов. Имеем

$$\{P\}^{(N)} = [K]^{(N)} \{\delta\}^{(N)}, \quad (1)$$

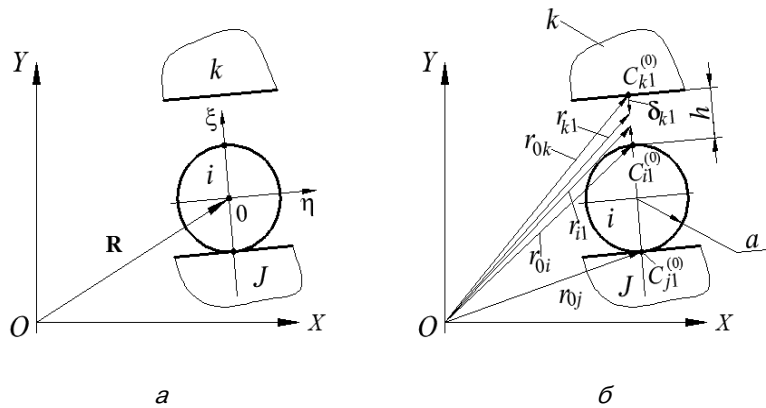
здесь  $\{P\}^{(N)}$  — силы, вызываемые перемещение узловых точек;  $[K]^{(N)}$  — матрица жесткости элемента подобласти;  $\{\delta\}^{(N)}$  — узловые перемещения;  $N$  — номер шага.

Следуя [20], в плане поместим произвольно контактирующие тела ( $i, j, k$ ) заданной формы в декартову систему координат  $XOY$  (рис. 3). Поперечное сечение уплотняемого стыка определяется координатами местной системы координат  $\eta_0\xi$ , проходящей через центр тела  $i$

(рис. 3, а). Связь между общей и местной системами координат осуществляется вектором  $\mathbf{R}$  и направляющими косинусами.

Пусть тело  $i$  установлено в канавке тела  $j$  и подвергается сжатию путем кинематического сближения тела  $k$  с телом  $j$  на величину  $d > h$ . Области предполагаемых контактов тела  $i$  с телом  $j$  и тела  $i$  с телом  $k$  обозначим  $S_{ij}$  и  $S_{ik}$  соответственно. Точки  $C_{iq}$ ,  $C_{jq}$ ,  $C_{kq}$ , принадле-

жащие этим поверхностям, могут вступать в контакт друг с другом. Контактующие пары точек назовем сопряженными. Контактующие точки поверхностей пронумеруем номером  $q$  ( $q = 1, 2, \dots$ ). При начальном контакте тела  $k$  с телом  $i$  предполагаем, что положение точки  $C_{k1}$  совпадет с положением сопряженной точки  $C_{i1}$ . По условию задачи в противоположном полюсе имеем  $C_{i1} \equiv C_{j1}$  (рис. 4, а).



**Рис. 3.** Расчетная схема контакта двух и более тел:

$a$  — исходное положение тел в выбранной системе координат;

$b$  — векторы перемещения тел в исходном положении тел

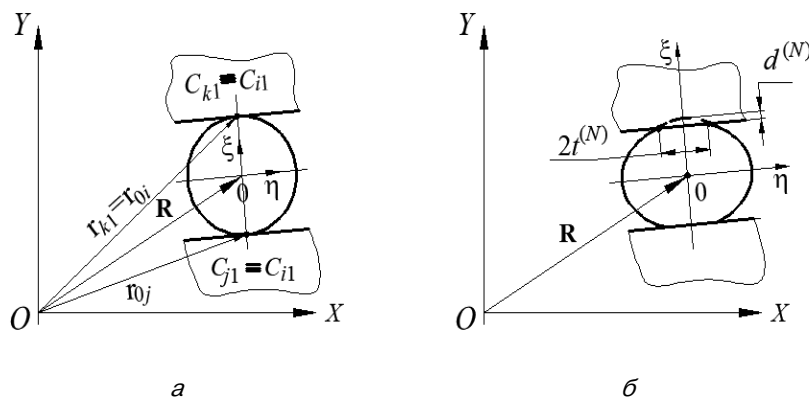
Источники: выполнено Л.И. Мироновой, О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе AutoCAD

**Figure 3.** Scheme of calculation of contact of two or more bodies:

$a$  — initial position of the bodies in the chosen coordinate system;

$b$  — vectors of the displacement of the bodies in the initial position of the bodies

Source: make by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik, D.B. Bosak in AutoCAD



**Рис. 4.** Расчетная схема сближения тел  $k$  и  $j$ :

$a$  — начальный контакт тел;  $b$  — сближение тела  $k$  на величину  $d > h$  на шаге  $m$

Источники: выполнено Л.И. Мироновой, О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе AutoCAD

**Figure 4.** Calculation scheme for the approach of bodies  $k$  and  $j$ :

$a$  — initial contact of the bodies;  $b$  — approach of body  $k$  by the value  $d > h$  at step  $m$

Source: make by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik, D.B. Bosak in AutoCAD

Предполагая, что деформация сжимаемого тела  $i$ , установленного в канавке нижней полуплоскости, развивается одинаково за счет реактивного давления, в локальной системе координат рассматриваем упругую осесимметричную задачу. Расчеты будем проводить только для верхней области контакта тел  $i$  и  $k$ .

Считаем, что при кинематическом сближении полуплоскостей  $k$  и  $j$  действующие сжимающие нагрузки на тело  $i$ , обусловленные усилиями затяжки болтов, постоянны и равномерно распределены по поверхности контакта. При отсутствии сил трения такие нагрузки вызывают деформацию тела  $i$ , приводящую к образованию контактной площадки шириной  $2t$  (рис. 3, б), на которой действуют нормальные контактные напряжения  $q(x)$  [14]. Принимаем контактные напряжения положительными, если они направлены в сторону внутренней нормали к поверхности контакта. Равномерно распределенные по поверхности контакта сжимающие нагрузки  $p$  определяем из условия равновесия

$$p = \int_{-t}^t q(x) dx. \quad (2)$$

В пошаговом рассмотрении сближения верхней полуплоскости  $k$  с телом  $i$  векторы перемещения сопряженных точек  $\mathbf{r}_{iq}$  и  $\mathbf{r}_{kq}$  будут описываться следующими соотношениями:

$$\mathbf{r}_{iq} = \mathbf{r}_{0i} + \delta_{iq}; \quad \mathbf{r}_{kq} = \mathbf{r}_{0k} + \delta_{kq}, \quad (3)$$

где  $\mathbf{r}_{0k}$  и  $\mathbf{r}_{0i}$  — векторы исходного положения сопряженных точек;  $\delta_{iq}$  и  $\delta_{kq}$  — векторы перемещения точек  $C_{iq}$  и  $C_{kq}$  при сближении тел  $i$  и  $k$ .

Условием контакта рассматриваемых точек будет соблюдение равенства

$$(\mathbf{r}_{0i} - \mathbf{r}_{0k}) \times \mathbf{n}_{iq} = 0 \quad \text{при } C_{iq} \in S_{ik}, \quad (4)$$

где  $\mathbf{n}_{iq}$  — внешняя нормаль, которая пересекается с областью  $S_{ik}$ .

Для сопряженных неконтактирующих точек условие принимает вид

$$(\mathbf{r}_{0i} - \mathbf{r}_{0k}) \times \mathbf{n}_{iq} < 0 \quad \text{при } C_{iq} \in S_{ik}. \quad (5)$$

С учетом равенства (3) из соотношения (4) получим условие совместности перемещений [15]

$$(\mathbf{r}_{0i} - \mathbf{r}_{0k}) \times \mathbf{n}_{iq} = (\delta_{kq} - \delta_{iq}) \times \mathbf{n}_{iq}$$

при  $C_{iq} \in S_{ik}$ . (6)

Поскольку правая часть соотношения (1) представляет собой уравновешивающие силы, вызванные перемещениями узлов, уравнение равновесия контактного взаимодействия тел  $i$  и  $k$  в подобласти  $m(N)$  запишем в виде

$$\begin{bmatrix} K_i + K_\Gamma & -K_\Gamma \\ -K_\Gamma & K_k + K_\Gamma \end{bmatrix}^{(N)} \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_k \end{Bmatrix}^{(N)} = \begin{Bmatrix} \mathbf{P}_i \\ \mathbf{P}_k \end{Bmatrix}^{(N)}, \quad (7)$$

где  $K_i$ ,  $K_k$  — матрицы жесткости соответственно тел  $i$  и  $k$  без учета контактного взаимодействия;  $K_\Gamma$  — матрица жесткости контактного слоя, коэффициенты которой характеризуют жесткости связей сопряженных точек в общей системе координат [14];  $\delta_i$ ,  $\delta_k$  — векторы узловых перемещений;  $\mathbf{P}_i$ ,  $\mathbf{P}_k$  — векторы узловых внешних статических нагрузок, действующих на тела  $i$  и  $k$ .

Граничные условия для тела  $i$  можно задать в виде перемещений в закрепленной зоне, а граничные условия телу  $k$  можно задать только в виде сил. При отсутствии контакта между телами  $i$  и  $k$  (см. рис. 3) уравнение равновесия для изолированных тел имеет вид

$$\begin{bmatrix} K_i & 0 \\ 0 & K_k \end{bmatrix}^{(N)} \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_k \end{Bmatrix}^{(N)} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \mathbf{P}_k \end{Bmatrix}^{(N)}. \quad (8)$$

В общей системе координат коэффициенты матрицы жесткости контактного слоя определяются соотношением

$$[K_\Gamma]^{(N)} = [\lambda]^{T(N)} [K_{\eta 0\xi}]^{(N)} [\lambda]^{(N)}, \quad (9)$$

где  $[K_{\eta 0\xi}]^{(N)}$  — матрица жесткости связей в местной системе координат;  $[\lambda]^{(N)}$  — матрица направляющих косинусов;  $T$  — индекс транспонирования.

Система решения уравнений (7) является нелинейной. Ее решение может быть проведено по следующему алгоритму. На каждом шаге  $N$  предварительно задаются ход сближения  $d$  полуплоскостей и узлы контакта  $C_{iq} \in S_{ik}$  на  $i$  и  $k$  телах. Крайние узлы определяют границы контактной площадки.

По найденным смещениям контактных пар определяются контактные усилия в сопряженных узлах

$$\{\mathbf{P}\}^{(N)} = [K_{\eta_0\xi}]^{(N)} [\lambda]^{(N)} (\delta_{kq} - \delta_{iq}). \quad (10)$$

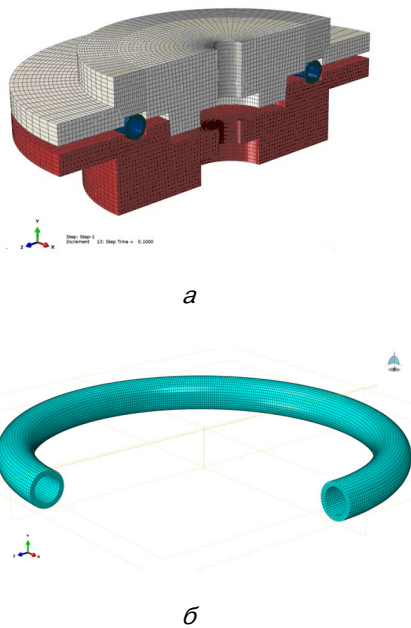
Нормальная составляющая вектора контактных усилий проверяется на знак. Для узлов, в которых она положительна, полагается, что  $[K_{\eta_0\xi}]^{(N)} = 0$ , что означает отсутствие контактного слоя. Вычисления повторяются. Процесс поиска зоны контакта заканчивается при

отрицательном значении контактных нагрузок с одновременным выполнением условия (5).

### 3. Результаты

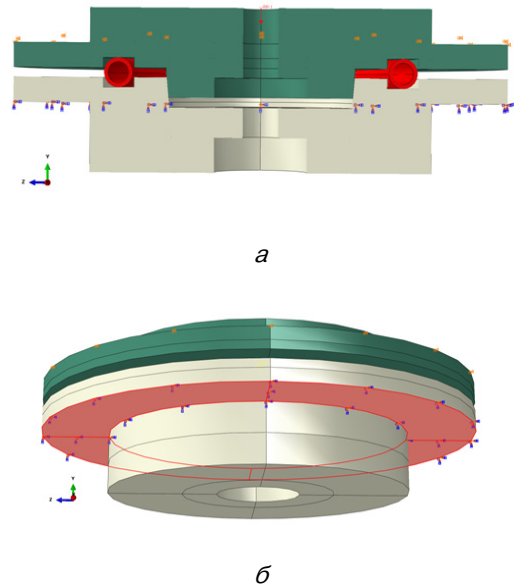
Реализация численного моделирования контактного взаимодействия элементов уплотняемого стыка в пространственной постановке выполнена в программном комплексе Abaqus CAE 2021.HF9 на примере натурной конструкции фланцевого соединения с полым металлическим уплотнением торообразной формы (рис. 5–8).

Исходные данные: геометрические параметры уплотнения  $\varnothing 66 \times 0,8$  мм; материал уплотнения — алюминий; материал фланцев — малоуглеродистая сталь. Нагружение модели осуществлялось кинематическим сближением пластин на 2,5 мм после начального касания поверхностей пластин с уплотнением.



**Рис. 5.** Конечно-элементные модели:  
*a* — общий вид модели;  
*б* — модель уплотнения торообразной формы  
 Источник: выполнено Л.И. Мироновой,  
 О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе AutoCAD

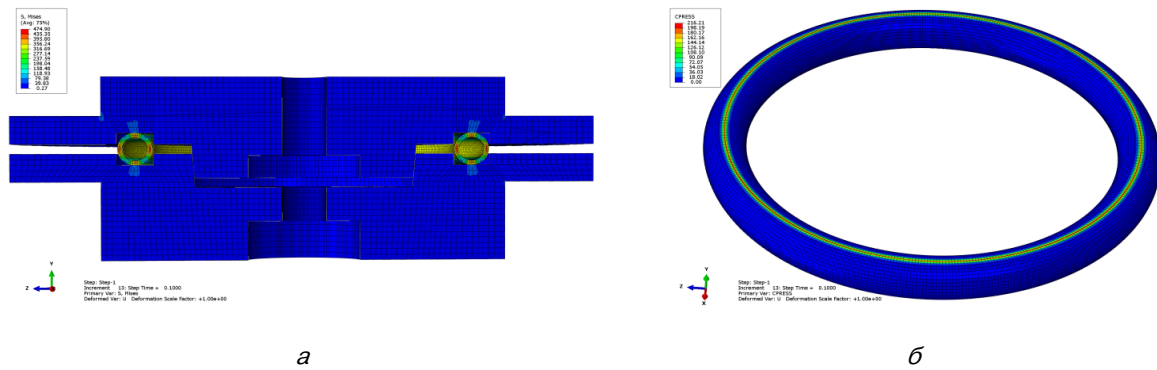
**Figure 5.** Finite element models:  
*a* — general view of the model; *б* — torus seal model  
 Source: make by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik,  
 D.B. Bosak in the Abaqus CAE



**Рис. 6.** Схема нагружения:  
*a* — перемещение по оси  $Y$  на 0,25 мм; *б* — граничные условия, жесткое защемление по всем степеням свободы  
 Источник: выполнено Л.И. Мироновой,  
 О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе Abaqus CAE

**Figure 6.** Loading scheme:  
*a* —  $Y$ -axis movement of 0.25 mm; *б* — boundary conditions, rigid clamping along all degrees of freedom  
 Source: make by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik,  
 D.B. Bosak in the Abaqus CAE





*a*

*б*

**Рис. 7.** Результаты моделирования:

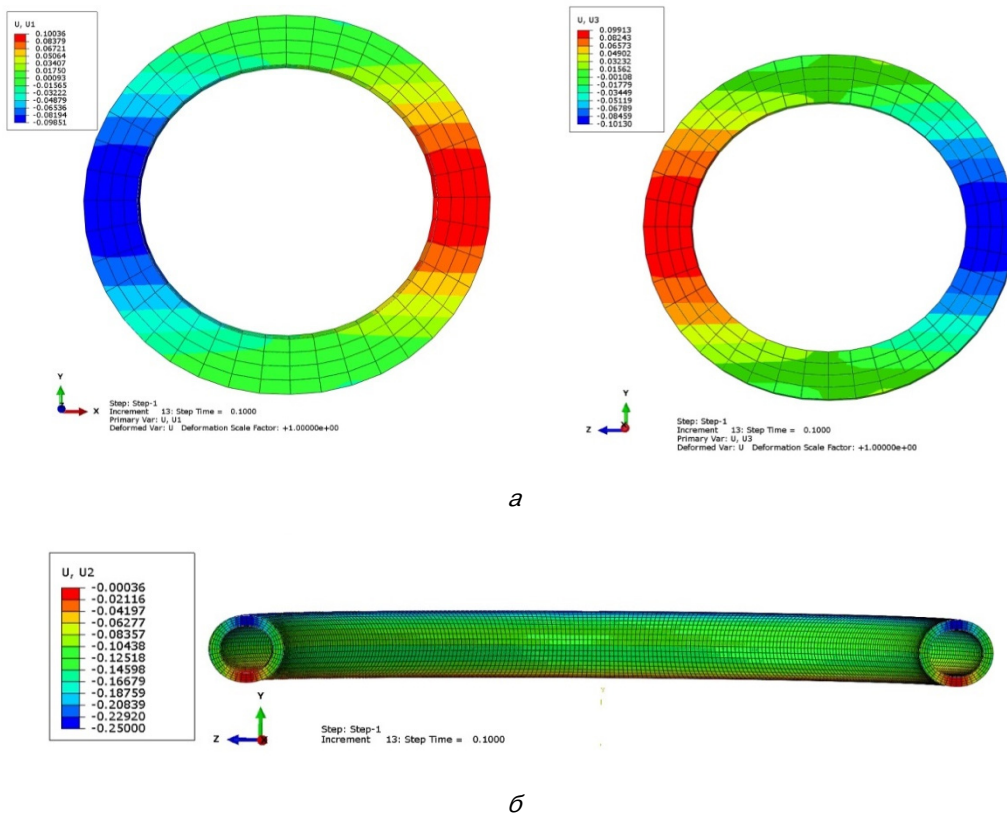
*a* — эквивалентные напряжения по Мизису, МПа; *б* — контактные давления

И с т о ч н и к : выполнено Л.И. Мироновой, О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе Abaqus CAE

**Figure 7.** Modeling Results:

*a* — Mises equivalent stresses in the gasket, MPa; *б* — Contact pressure, MPa

S o u r c e : make by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik, D.B. Bosak in the Abaqus CAE



*a*

*б*

**Рис. 8.** Перемещения в уплотнении, мм:

*a* — осей *X*(слева) и *Z*(справа); *б* — вдоль оси *Y*

И с т о ч н и к : выполнено Л.И. Мироновой, О.А. Колесником, Д.Б. Босаком в программе Abaqus CAE

**Figure 8.** Movements in the gasket, mm:

*a* — *X*-axis movements (left); *Z*-axis displacements (right); *б* — *Y*-axis displacements

S o u r c e : make by L.I. Mironova, O.A. Kolesnik, D.B. Bosak in the Abaqus CAE

## Заключение

1. К числу перспективных конструкций в настоящее время относятся фланцевые соединения с профилированными металлическими уплотнениями, для которых пока отсутствуют нормативные документы, предусматривающие единые подходы к расчету проектных параметров. Методы расчета на прочность таких соединений заключаются в формализации большого числа факторов, оказывающих влияние на величину и распределение контактных нагрузок, передающихся на уплотнительный элемент при сближении фланцев, а также вызванные ими деформации уплотнения.

2. Приведен краткий анализ известных решений контактных задач методами теории упругости. Отмечены ограничения в реализации расчетных моделей применительно к исследованию напряженно-деформированного состояния профилированных металлических уплотнений и определению требуемого контактного давления для надежной герметизации уплотнительных стыков.

3. Предложены математическая модель упругого контакта двух и более тел, подверженных сжатию, и алгоритм численного решения контактной задачи. Алгоритм реализован в программной среде Abaqus CAE 2021.HF9. Проведено моделирование контактного взаимодействия элементов уплотняемого стыка на примере натурной конструкции фланцевого соединения с полым металлическим уплотнением торообразной формы.

4. Получены следующие результаты. При сближении фланцев на 2,5 мм форма полого уплотнения в поперечном сечении изменилась от окружности до эллипса с образованием в радиальном направлении контактной площадки малой величины. Иллюстративная картина деформации формы уплотнения получена без учета полной силовой схемы фланцевого соединения с неконтактирующими фланцами. Максимальное контактное давление возникает в верхнем и нижнем полюсе сечения прокладки, величина которого составила 216 МПа. Максималь-

ные эквивалентные напряжения по Мизису в полюсах прокладки составили 475 МПа. Качественная картина распределения контактного давления (напряжения) сопоставима с решением задачи Герца о контактном взаимодействии двух цилиндров. Однако вопрос определения плотности контакта, при котором обеспечивается надежное герметичное соединение, пока остается открытым. Для этого надо проводить дополнительные теоретические исследования с построением новых расчетных моделей, учитывающих особенности контактного взаимодействия всех элементов соединения в условиях сложного нагружения герметичной конструкции.

## Список литературы

1. Волошин А.А., Григорьев Г.Г. Конструирование и расчет фланцевых соединений. Ленинград : Машиностроение, 1979. 125 с.
2. Бургер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. Москва : Машиностроение, 1990. 368 с.
3. Mayer E. Axiale Gleitringdichtungen. VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1974. 291 p.
4. Kondratenko L., Mironova L. Contact Stresses during Roller Rolling of Heat-Exchange Tube // Key Engineering Materials. 2022. Vol. 910. P. 55–60. <https://doi.org/10.4028/p-79008o>
5. Boikov A., Mironova L., Shishkin S. About One of the Approaches for the Research of the Stress-Strain State of a Flange Connection with a Seal Made of an Alloy with Shape Memory // Materials Research Proceedings. 2022. Vol. 21. P. 156–160. <https://doi.org/10.21741/9781644901755-28>
6. Босак Д.Б., Колесник О.А., Миронова Л.И. Об одном подходе к решению некорректной задачи в разработке алгоритмов проектировочных расчетов применительно к полым уплотнительным элементам фланцевых соединений // Материалы XV Международной конференции по прикладной математике и механике в аэрокосмической отрасли (АММАГ2024). Москва : Изд-во МАИ, 2024. С. 127–129.
7. Hill R. The Mathematical theory of plasticity. Oxford : Clarendon press, 1950.
8. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. Москва : Наука, ГФМЛ, 1980. 304 с.
9. Соколовский В.В. Теория пластичности. Москва : Высшая школа, 1969. 608 с.

10. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. Москва–Ленинград : Гостехиздат, 1949. 270 с.
11. Сухарев И.П. Прочность шарнирных узлов машин: справочное пособие. Москва : Машиностроение, 1977. 168 с.
12. Кожевников В.Ф. Напряженное состояние растягиваемой с заполненным отверстием // Ученые записки ЦАГИ. 1976. Т. 7. № 6. С. 90–98. EDN: RPXTOL
13. Timoshenko S., Goodier J.N. Theory of elasticity. New York-Toronto-London : McGraw-Hill Publ., 1951. 506 p.
14. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. Москва : Машиностроение, 1981. 223 с.
15. Белкин А.Е., Даутиев И.З., Костромских А.В. Определение параметров упругости полиуретана при больших деформациях по результатам испытаний образцов на кручение и растяжение // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 8 (677). С. 3–10.
16. Zhang H., Sun Y., Li C., Wang H. Optimal Design of the Sealing Structure of a Hydraulic Cylinder on the Basis of a Surrogate Model // *Advances in Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 2020. Article no. 1753964. <https://doi.org/10.1155/2020/1753964>
17. Шихкин С.В., Бойков А.А. К расчёту на герметичность фланцевого соединения трубопроводов с Z-образным металлическим уплотнением при воздействии внешней осевой силы // Труды МАИ. 2021. № 116. <https://doi.org/10.34759/trd-2021-116-04>
18. Кондрашов Ю.И., Сергеев Р.Н. О некоторых вопросах оценки герметичности клапанных уплотнений // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16. № 3. С. 155–164. <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2017-16-3-155-164>
19. Миронова Л.И., Колесник О.А., Босак Д.Б. Расчётные модели контактного взаимодействия элементов уплотнительного стыка во фланцевых соединениях авиационной техники // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2024. № 27. С. 17–23. EDN: ОКХММК
20. Беgeeв Т.К., Гришин В.И. Решение упруго-пластических задач о контактном взаимодействии тел методом конечных элементов // Ученые записки ЦАГИ. 1990. Т. 21. № 3. С. 88–94. EDN: MVCNPL
3. Mayer E. *Axiale Gleitringdichtungen*. VDI Verlag GmbH, Dusseldorf; 1974.
4. Kondratenko L, Mironova L. Contact Stresses during Roller Rolling of Heat-Exchange Tube. *Key Engineering Materials*. 2022;910:55–60. <https://doi.org/10.4028/p-79008o>
5. Boikov A, Mironova L, Shishkin S. About One of the Approaches for the Research of the Stress-Strain State of a Flange Connection with a Seal Made of an Alloy with Shape Memory. *Materials Research Proceedings*. 2022; 21:156–160. <https://doi.org/10.21741/9781644901755-28>
6. Bosak DB, Kolesnik OA, Mironova LI. About one approach to solving an ill-posed problem in the development of design calculation algorithms in relation to hollow sealing elements of flange connections. *Proceedings of the XV International Conference on Applied Mathematics and Mechanics in Aerospace Industry (AMMAI'2024)*. Moscow: MAI; 2024. P. 127–129. (In Russ.)
7. Hill R. *The Mathematical theory of plasticity*. Oxford: Clarendon press; 1950.
8. Galin LA. *Contact problems of the theory of elasticity and viscoelasticity*. Moscow: Nauka, GFML Publ.; 1980. (In Russ.)
9. Sokolovskij V. *Plasticity theory*. Moscow: Vysshaya shkola Publ.; 1969. (In Russ.)
10. Shtaerman I. *Contact problem of elasticity theory*. Moscow–Leningrad: Gostekhizdat Publ.; 1949. (In Russ.)
11. Suharev IP. *Strength of machine joints*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1977. (In Russ.)
12. Kozhevnikov VF. Tensile stress state with a filled hol. *TsAGI Science Journal*. 1976;7(6):90–98. (In Russ.) EDN: RPXTOL
13. Timoshenko S, Goodier JN. *Theory of elasticity*. New York–Toronto–London: McGraw-Hill Book Company; 1951.
14. Iosilevich GB. *Concentration of stresses and deformations in machine parts*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1981. (In Russ.)
15. Belkin AE., Dashtiev IZ., Kostromitskikh AV. Determining Polyurethane Elastic Parameters at Large Strains Using Torsion and Tensile Test Results. *BMSTU Journal of mechanical engineering*. 2016;8(677):3–10. (In Russ.)
16. Zhang H, Sun Y, Li C, Wang H. Optimal Design of the Sealing Structure of a Hydraulic Cylinder on the Basis of a Surrogate Model. *Advances in Materials Science and Engineering*. 2020;2020:1753964. <https://doi.org/10.1155/2020/1753964>
17. Shishkin SV, Boikov AA. Tightness analysis method for flange connection of pipes with metal Z-shape seal during the influence of external axial force. *Trudy MAI*. 2021;(116). (In Russ.) <https://doi.org/10.34759/trd-2021-116-04>

## References

1. Voloshin AA, Grigor'ev GG. *Design and calculation of flange connections*. Leningrad: Mashinostroenie Publ.; 1979. (In Russ.)
2. Birger IA, Iosilevich GB. *Threaded and flanged connections*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1990. (In Russ.)

18. Kondrashov YuI, Sergeev RN. Advanced methods for assessing sealing ability of valve seals. *Vestnik of Samara University. Aerospace and mechanical engineering*. 2017;16(3):155–164. (In Russ.) <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2017-16-3-155-164>

19. Mironova LI, Kolesnik OA, Bosak DB. Calculation models for the contact interaction of sealing joint

elements in flange joints of aviation equipment. *Transport, mining and construction engineering: Science and production*. 2024;(27):17–23. (In Russ.) EDN: OKXMMK

20. Begeev TK, Grishin VI. Solution of elastic-plastic problems of contact interaction of bodies by the finite element method. *TsAGI Science Journal*. 1990;21(3):88–93. (In Russ.) EDN: MVCNPL

### Сведения об авторах

**Миронова Любовь Ивановна**, доктор технических наук, профессор кафедры проектирования сложных технических систем, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия; eLIBRARY SPIN-код: 9176-6803, ORCID: 0000-0002-0927-4679; e-mail: mironova\_lub@mail.ru

**Колесник Олег Александрович**, аспирант кафедры проектирования сложных технических систем, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия; eLIBRARY SPIN-код: 3448-8854, ORCID: 0009-0009-8278-661X; e-mail: kolesnik.0leg@yandex.ru.

**Босак Даниил Борисович**, аспирант кафедры проектирования сложных технических систем, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия; eLIBRARY SPIN-код: 8757-5376, ORCID: 0009-0002-7206-1358; e-mail: daniil.bosak@gmail.com

### About the authors

**Lyubov' I. Mironova**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department Design of Complex Technical Systems, Moscow Aviation Institute (State National Research University), Moscow, Russia; eLIBRARY SPIN-code: 9176-6803, ORCID 0000-0002-0927-4679; e-mail: mironova\_lub@mail.ru.

**Oleg A. Kolesnik**, Graduate student of the Department Design of Complex Technical Systems, Moscow Aviation Institute (State National Research University), Moscow, Russia; eLIBRARY SPIN-code: 3448-8854, ORCID: 0009-0009-8278-661X; e-mail: kolesnik.0leg@yandex.ru

**Daniil B. Bosak**, Graduate student of the Department Design of Complex Technical Systems, Moscow Aviation Institute (State National Research University), Moscow, Russia; eLIBRARY SPIN-code: 8757-5376, ORCID: 0009-0002-7206-1358; e-mail: daniil.bosak@gmail.com