

УДК 621.643.412

ПРОБЛЕМА РАСЧЕТА РЕЗЬБОВЫХ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

С. Т. КОВГАНФакультет авиационных двигателей УГАТУ
Тел: (3472) 23 07 27

Рассмотрена проблема расчета фланцевых соединений с круглыми контактирующими фланцами. Анализ напряжений в элементах соединения выполнен методом конечного элемента. Приведены результаты расчетов. Показаны принципиальные отличия от результатов, полученных другими методами

Фланцевые соединения; фланцы; усилия; напряжения; контактные давления

Фланцевые соединения, применяемые в авиадвигателестроении, обладают рядом конструктивных, технологических и эксплуатационных особенностей, отличающих их от конструкций общего назначения. Это, прежде всего, высокоинтенсивные силовые и температурные воздействия, малые размеры сопрягаемых поверхностей, наличие зон, где действуют значительные контактные давления и т. д. Кроме того, к таким соединениям предъявляются жесткие требования к их весовым характеристикам и прочностной надежности. Как известно [1, 2], задача расчета фланцевых соединений включает решение нескольких взаимосвязанных задач: определение усилий и напряжений в элементах резьбовых деталей (болтах, винтах, шпильках) и в собственно фланцах, контактных давлений на стыке соединения, степени раскрытия стыка и т. д. Существующие методы расчета фланцевых соединений [2–4] являются приближенными, не учитывающими некоторые факторы. В них рассматривают перечисленные задачи как отдельные, независимые, с различными, часто противоречивыми, предпосылками. Как следствие этого — результаты расчетов часто не соответствуют экспериментальным данным, что приходится компенсировать повышенными запасами прочности. Это, в свою очередь, приводит к повышению весовых характеристик и к снижению надежности соединений.

Между тем фланцевое соединение является такой конструкцией, напряженно-деформированное состояние которой определяется силовым взаимодействием всех ее элементов, включая фланцы и резьбовые детали.

В статье излагается один из подходов к расчету фланцевых соединений, в основу которого положено решение контактной задачи [5, 6]. Такое решение может быть реализовано аналитическими или численными методами расчетов.

Широкое распространение в настоящее время получили численные методы расчетов, которые могут быть применены и к расчету фланцевых соединений. Наиболее распространен метод конечных элементов.

Рассмотрен случай расчета круглого контактирующего фланцевого соединения (рис. 1, а), нагруженного внешней растягивающей нагрузкой. Такие фланцевые соединения могут применяться в конструкциях роторов современных газотурбинных двигателей. Чрезвычайно большие осевые силы и применение тонкостенных элементов фланцев приводят к существенным изгибным деформациям конструкции. Высокая степень надежности такого соединения должна быть гарантированной, так как она связана с обеспечением безопасности полета. Расчет таких соединений необходимо выполнять с большой степенью точности.

В рассматриваемой задаче фланцевое соединение стянуто одинаковыми болтами с

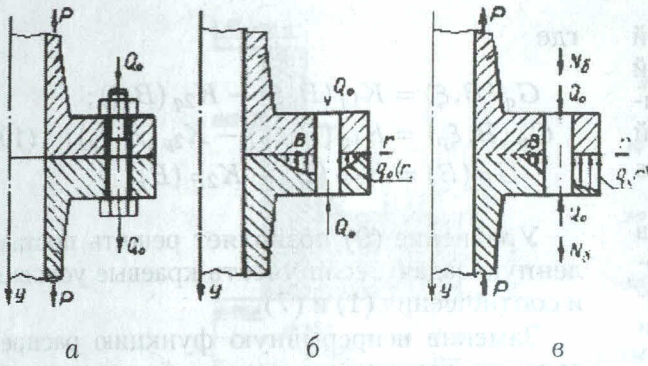


Рис. 1. К расчету фланцевого соединения: а — схема соединения; б — действие усилий затяжки болтов; в — совместное действие усилий затяжки и внешней нагрузки

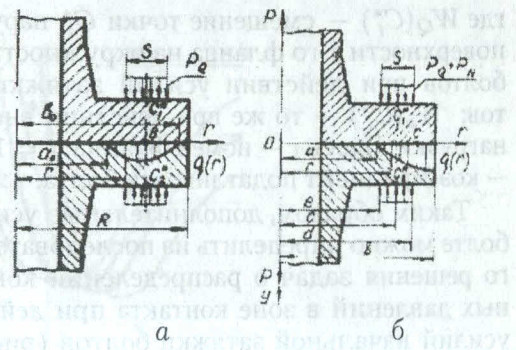


Рис. 2. Схема действия нагрузок: а — при действии усилий затяжки болтов; б — при совместном действии усилий затяжки и внешней нагрузки

одинаковыми усилиями затяжки Q_0 . Полагая, что каждый из фланцев состоит из пластинки, упруго заделанной в коническую, переходящую в цилиндрическую втулку.

Под действием усилий начальной затяжки болтов пластинки фланцев изогнутся и на стыке возникнут контактные давления $q_0(r)$ (рис. 1, б). В результате приложения внешней нагрузки P характер деформаций фланцев изменится и болты получат дополнительные усилия, а контактные давления на стыке станут равными $q(r)$ (рис. 1, в).

Полагая, что для каждого из n болтов площадка контакта на стыке соответственно равна F_i ($i = 1, 2, \dots, n$), запишем уравнение равновесия фланца в виде

$$P + \sum_{i=1}^n \int_{F_i} q_i(r) dF_i - n(Q_0 + N_6) = 0, \quad (1)$$

где $q_i(r)$ — контактные давления в зоне i -го болта; N_6 — дополнительное усилие на болт.

В этом уравнении известны лишь величины Q_0 и P .

Кинематическое условие контакта для некоторой точки B контакта можно представить в виде

$$W_1(B) - W_2(B) = 0, \quad (2)$$

где $W_1(B)$ и $W_2(B)$ — смещения сопряженных точек B фланцев в направлении оси соединения в результате деформаций (рис. 2, а).

Следует заметить, что на площадке контакта F_i контактные давления $q_i(r) \leq 0$. Равенство нулю и положительное значение контактных давлений означает начало раскрытия и зону распространения раскрытого стыка. Это условие, а также появление дополнительного усилия в болте от действия внешней

нагрузки несколько усложняют алгоритм задачи.

В расчетной схеме пренебрегаем изменением жесткости пластинок из-за наличия отверстий под болты. Кроме того, усилия от болтов считаем равномерно распределенными по кольцевой поверхности шириной s (рис. 2, а и 2, б). Тогда получим

$$p_Q = Q_0 \frac{n}{2\pi cs}; \quad (3)$$

$$p_N = N_6 \frac{n}{2\pi cs}; \quad (4)$$

$$p_Q^* = Q_6 \frac{n}{2\pi cs}, \quad (5)$$

где Q_6 — полное усилие в болте, $Q_6 = Q_0 + N_6$; c — радиус расположения осей болтов.

Ширину кольца s можно задавать равной

$$s = \frac{nF_6}{2\pi c}, \quad (6)$$

где F_6 — опорная площадь головки болта или гайки.

Распределение усилий болтов по кольцевой поверхности позволяет перейти от пространственной задачи с дискретными нагрузками к решению осесимметричной задачи, для которой связь сил и перемещений оказывается более простой [5].

Если принять, что в результате действия внешней силы P в болтах возникают лишь дополнительные осевые усилия, то можно получить соотношение

$$N_6 = \frac{1}{\lambda_6} \left\{ [W_Q(C_1^*) - W_Q(C_2^*)] - [W_P(C_1^*) - W_P(C_2^*)] \right\}, \quad (7)$$

где $W_Q(C_i^*)$ — смещение точки C_i^* наружной поверхности i -го фланца на окружности осей болтов при действии усилий затяжки болтов; $W_p(C_i^*)$ — то же при действии внешней нагрузки. Здесь i — номер фланца, $i = 1, 2$; λ_b — коэффициент податливости болта.

Таким образом, дополнительные усилия в болте можно определить из последовательного решения задач о распределении контактных давлений в зоне контакта при действии усилий начальной затяжки болтов (рис. 2, а) и при совместном действии усилий затяжки и внешней нагрузки (рис. 2, б), используя уравнение (7) с учетом равенств (1) и (2).

Для решения задачи необходимо связать перемещения, входящие в условия (2) и (7), с силовыми факторами. Эта связь является определяющей в методе расчета фланцевого соединения.

Смещение некоторой точки B на поверхности пластинки фланца связано с действующим усилием соотношением

$$W_i(B) = 2\pi \int_a^b K_{iq}(B, \xi) \xi q(\xi) d\xi + 2\pi \int_e^d K_{ip}(B, \xi_p) (p_Q + p_N) \xi_p d\xi_p + K_{iP}(B) P, \quad (8)$$

где $K_{iq}(B, \xi)$ и $K_{ip}(B, \xi_p)$ — функции влияния соответственно для контактных давлений q и распределенных давлений p_Q и p_N , показывающих перемещение точки B под действием осевой единичной силы соответственно в сечениях $r = \xi$ и $r = \xi_p$; a и b — радиусы начала и конца площадки контакта на стыке фланцев; e и d — то же под гайкой и головкой болта; $K_{iP}(B)$ — функция влияния для внешней силы P .

Подставляя соотношение (8) в условие (2), получим интегральное уравнение упругого контакта фланцев

$$2\pi \int_a^b G_q(B, \xi) \xi q(\xi) d\xi + 2\pi \int_e^d G_p(B, \xi_p) (p_Q + p_N) \xi_p d\xi_p + G_P(B) P = 0, \quad (9)$$

где

$$G_q(B, \xi) = K_{1q}(B, \xi) - K_{2q}(B, \xi); \\ G_p(B, \xi_p) = K_{1p}(B, \xi_p) - K_{2p}(B, \xi_p); \quad (10) \\ G_P(B) = K_{1P}(B) - K_{2P}(B).$$

Уравнение (9) позволяет решить поставленную задачу, если учесть краевые условия и соотношения (1) и (7).

Заменив непрерывную функцию распределения контактных давлений ступенчатой функцией (рис. 3) и приняв, что условие (2) должно выполняться в конечном числе точек контакта, уравнение (9) и условие (1) можно представить в виде

$$2\pi \sum_{k=1}^{\ell} q_k \xi_k \Delta \xi_k - (p_Q + p_N) 2\pi cs + P = 0; \quad (11)$$

$$2\pi \sum_{k=1}^{\ell} G_{qBk} q_k \xi_k \Delta \xi_k + 2\pi \sum_{g=1}^m G_{pBg} (p_Q + p_N) \xi_g \Delta \xi_g + G_P(B) P = 0, \quad (12)$$

где k — номер ступени аппроксимирующей столбчатой функции q ($k = 1, 2, \dots, \ell$); g — то же для распределенных давлений ($g = 1, 2, \dots, m$).

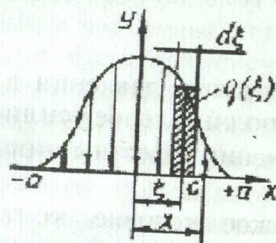


Рис. 3. Замена функции контактных давлений ступенчатой функцией

Решение задачи по уравнениям (11) и (12) производится следующим образом. На первом этапе методом последовательных приближений решается задача о распределении контактных давлений на стыке фланцев от действия усилий начальной затяжки болтов. При этом полагают, что все болты затянуты одинаково, а $P = N_6 = 0$. После определения контактных давлений от затяжки q_0 находятся перемещения $W_Q(C_i^*)$ точек C_i^* , лежащих

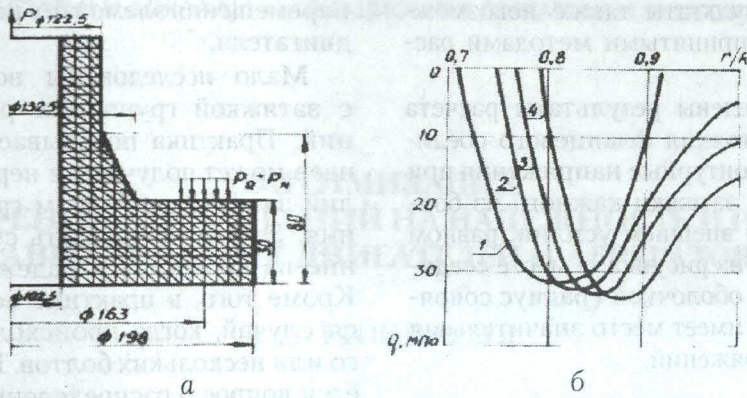


Рис. 4. К расчету осесимметричной задачи: а – сеточная разбивка области сечения фланца; б – распределение контактных давлений по стыку при различных значениях внешней нагрузки: 1 – $P = 15$ кН; 2 – $P = 30$ кН; 3 – $P = 50$ кН; 4 – $P = 70$ кН

на окружности осей болтов под гайкой и головкой болтов

$$W_Q(C_i^*) = 2\pi \sum_{f=1}^{\nu} K_{iqf}^*(C_i^*) q_{0f} \xi_f \Delta \xi_f + 2\pi \sum_{g=1}^m K_{ipg}^*(C_i^*) (p_Q + p_N) \xi_g \Delta \xi_g, \quad (13)$$

где f – номер точки контакта в зоне давлений от действия усилий начальной затяжки ($f = 1, 2, \dots, \nu$); g – то же для давлений p_Q и p_N ($g = 1, 2, \dots, m$).

На втором этапе также методом последовательных приближений решается задача о распределении контактных давлений на стыке фланцев при действии силы P . Расчет ведется по уравнениям (11) и (12). Незвестное усилие p_N можно исключить из этих уравнений с помощью условия (7), в котором значение $W_Q(C_i^*)$ известно из расчета на первом этапе, а величина $W_p(C_i^*)$ равна

$$W_p(C_i^*) = 2\pi \sum_{k=1}^{\ell} K_{iqk}^* q_k \xi_k \Delta \xi_k + 2\pi \sum_{g=1}^m K_{ipg}^* (p_Q + p_N) \xi_g \Delta \xi_g + K_{iP}^* P. \quad (14)$$

После определения контактных давлений на стыке при действии внешней нагрузки можно определить дополнительное усилие в болте

$$N_6 = \frac{1}{n} \left(2\pi \sum_{k=1}^{\ell} q_k \xi_k \Delta \xi_k + P - Q_0 n \right). \quad (15)$$

Для решения задачи необходимо иметь функции влияния, которые можно вычислить методом конечных элементов [6].

На рис. 4, а показана сеточная разбивка области сечения фланцевого соединения, а на рис. 4, б – распределение контактных давлений на стыке в радиальном направлении при начальной затяжке каждого из восьми болтов усилиями, равными 25 кН и при различных значениях внешней нагрузки в зависимости от относительного радиуса r/R (R – наружный радиус фланца). Относительный радиус окружности осей болтов на рисунке соответствует величине $r = c = 0,824$. Существенно, что в данном случае обнаруживается частичное раскрытие стыка. Такой результат не может быть получен при решении задачи общепринятыми методами.

На рис. 5 показаны зависимости дополнительных усилий в болтах от величины внешней нагрузки для различных значений начальных усилий затяжки Q_0 .

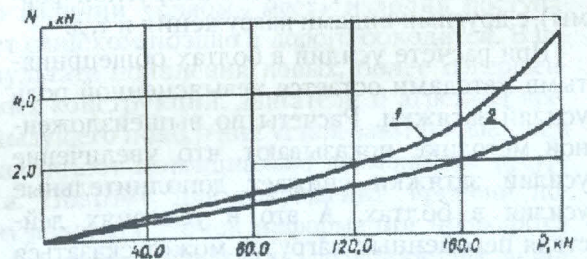


Рис. 5. Зависимость дополнительных усилий в болтах от внешней нагрузки при различных усилиях затяжки: 1 – $Q_0 = 25$ кН; 2 – $Q_0 = 40$ кН

Показано, что дополнительные усилия снижаются при увеличении усилий затяжки болтов. Кроме того, характерной особенностью является нелинейная зависимость дополнительных усилий в болте от внешней

нагрузки. Эти результаты также невозможно получить общепринятыми методами расчетов.

На рис. 6 приведены результаты расчета напряженного состояния фланцевого соединения. Показаны контурные напряжения при начальном усилии затяжки каждого из болтов $Q_0 = 25$ кН и внешнем усилии, равном 120 кН. Как видно из рисунка, в месте соединения пластинки с оболочкой (радиус сопряжения равен 3 мм) имеет место значительная концентрация напряжений.

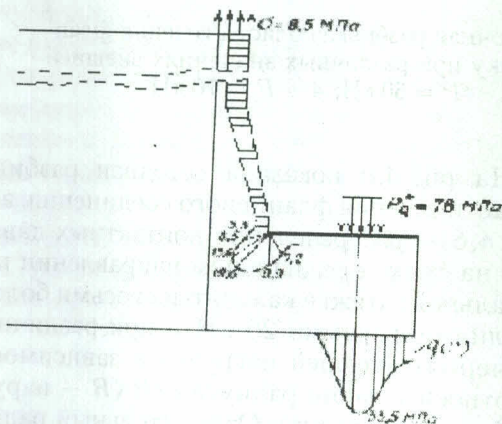


Рис. 6. Схема распределения контурных напряжений в элементах фланца

Экспериментальные исследования фланцевых соединений подтверждают полученные результаты расчетов, что свидетельствует об их высокой эффективности.

Анализ показывает, что изложенная методика расчета может быть с успехом применена и для других видов фланцевых соединений (соединения с прокладкой, с неконтактирующими фланцами, с фланцами некруглой формы), с другими видами нагружения и т. д.

При расчете усилий в болтах общепринятыми методами остается невыясненной роль усилий затяжки. Расчеты по вышеизложенной методике показывают, что увеличение усилий затяжки снижает дополнительные усилия в болтах. А это в условиях действия переменных нагрузок может сказаться на усталостной прочности болтов.

Вышеизложенным не ограничивается проблема расчета фланцевых соединений. Представляет значительный интерес расчет жесткостных характеристик фланцевых соединений. Частичное раскрытие стыка (вполне допустимое при любых геометрических и силовых характеристиках) существенным образом изменяет жесткость стыка и влияет на

перемещения элементов ротора авиационного двигателя.

Мало исследованы вопросы, связанные с затяжкой групповых резьбовых соединений. Практика показывает, что в ряде случаев может получаться неравномерность усилий затяжки по болтам группового соединения. Это может оказать существенное влияние на прочность и надежность соединения. Кроме того, в практике возможным является случай, когда происходит поломка одного или нескольких болтов. Проблемным является вопрос о распределении нагрузок между оставшимися болтами.

Порядок затяжки болтов группового соединения также можно было бы исследовать теоретически с применением данного подхода к проблеме. Эти вопросы необходимо исследовать, так как порядок затяжки — трудно контролируемая операция и в практике часто нарушается, что может привести к серьезным последствиям. Эти и некоторые другие проблемы могут быть решены, если рассматривать дискретную нагрузку болтов при решении пространственной задачи численными методами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1956. 252 с.
2. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
3. Бугов А. У. Фланцевые соединения. Л.: Машиностроение, 1975. 191 с.
4. Волошин А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. Л.: Судпромгиз, 1959. 365 с.
5. Иосилевич Г. Б., Ковган С. Т. Расчет фланцевых соединений. Свердловск: Уральск. гос. ун-т, 1989. 164 с.
6. Иосилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.

ОБ АВТОРЕ



Ковган Станислав Трофимович, профессор кафедры теоретической механики УГАТУ. Дипл. инж.-механик по авиац. двигателям (УАИ, 1958). Д-р техн. наук по машиноведению и деталям машин (защ. в ЛПИ, 1990). Исследования в области прочности, надежности машин, приборов и аппаратуры