

## О ПРОЕКТИРОВАНИИ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В СОСУДАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ИЗ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрена методика проектирования равнопрочных фланцевых соединений на переднем и заднем днищах корпусов РДТТ из композиционного материала без привлечения основных расчетов теории прочности для получения расчетной оценки совершенства конструкции ДУ на этапе предварительных проектных проработок.

A technique to design full-stress flanged joints on the front and back heads of solid propellant rocket engine cases made from composite material without the use of basic calculations of durability theory for the reception of propulsion system design perfection estimation at the stage of preliminary design work is considered.

В настоящее время часто возникают задачи проектирования разнообразных оболочек (сосудов) из композиционного материала (КМ), обладающих высокой прочностью и сравнительно малым весом. Такие оболочки могут быть использованы, главным образом, как автономный источник питания различных видов приводных средств, а также в качестве корпусов РДТТ. Особенностью таких корпусов является то, что они имеют в обоих днищах корпуса отверстия, расположенные соосно с корпусом. В месте, прилегающем к отверстию, в днище корпуса устанавливается металлический закладной элемент (ЗЭ) под съемную крышку. При соединении крышки или другого рабочего элемента с ЗЭ образуется фланцевое соединение (ФС) двух элементов: фланца самого ЗЭ и фланца присоединяемого элемента (крышки, заглушки). Эти фланцы могут быть соединены шпилечным или шпоночным разъемными соединениями, являющимися самыми распространенными в технике. В дальнейшем эти ФС работают как одно целое тело, имеющее радиальное и угловое перемещения. В то же время известно, что корпуса РДТТ из КМ под воздействием внутреннего давления заполняющей их газовой среды испытывают определенные деформации, неоднозначно влияющие на эпюру контактных давлений между ФС и днищем. В ФС возникают сжимающие и растягивающие напряжения. Если корпус имеет два ФС на переднем и заднем днищах, то возникает задача проектирования двух равнопрочных ФС. Рациональное решение этой задачи обеспечивает получение ФС минимальной массы, а следовательно, и корпуса РДТТ в целом.

Вопросы проектирования корпусов и сосудов высокого давления из КМ рассматривались в работах [1, 2], где решались задачи рационального взаимодействия закладных фланцев и днищ из КМ и определялась эпюра контактного давления между фланцем и днищем.

До настоящего времени вопросами расчетов равнопрочных корпусов ДУ занимались специализированные подразделения по расчету прочности. В таких условиях разработчик ФС не всегда мог оперативно корректировать конструкцию, не имея готовых расчетов прочности, как того требовали жесткие временные условия. Поэтому возникла необходимость иметь расчетные оценки, которыми разработчик мог бы воспользоваться на этапах предварительных проектных проработок, когда рассматриваются и сравниваются между собой несколько различных вариантов конструкции ФС.

Целью настоящего исследования является разработка метода проектирования равнопрочных ФС на переднем и заднем днищах в корпусах РДТТ из КМ без привлечения основных расчетов теории прочности для получения

расчетной оценки совершенства конструкции ДУ на этапе предварительных проектных проработок.

Рассматривая корпус как тонкостенную оболочку вращения, нагруженную равномерным внутренним избыточным давлением, предполагаем, что деформативность ее в районе полюсных отверстий днищ должна быть одинакова (рис.1), где 1 – корпус из КМ; 2 – переднее днище корпуса; 3 – теплозащитное покрытие; 4 – заднее днище корпуса; 5 – передний ЗЭ; 6 – задний ЗЭ; 7 – переднее ФС; 8 – заднее ФС. Вследствие этого ФС на переднем и заднем днищах находятся в одинаковых условиях работы. Максимальные кольцевые напряжения, возникающие в материалах ФС, радиальные перемещения и углы поворота их конструкций должны быть одинаковы.

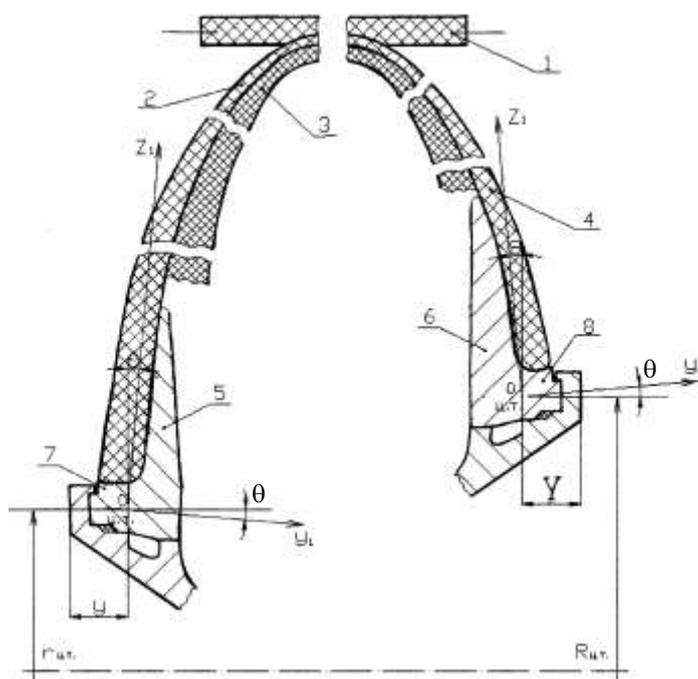


Рис. 1

Равенство максимальных кольцевых напряжений в переднем и заднем узлах ФС определяет равнопрочность конструкции, равенство радиальных перемещений их углов поворота вокруг центра тяжести сечения ФС определяет жесткость конструкции. Соблюдение этих двух условий позволяет проектировать сосуд с минимальной массой в элементах ФС. Жесткость и равнопрочность зависимы друг от друга. С увеличением жесткости конструкции ФС увеличивается ее прочность, в том числе не всегда обоснованная. С увеличением прочности растет жесткость конструкции, иногда в ущерб ее массе.

Как правило, полюсные отверстия в корпусе ДУ у переднего и заднего днищ не одинаковы, поэтому проектируемые ФС и ЗЭ для переднего и заднего днищ не одинаковы по конструктивному оформлению. У заднего днища полюсное отверстие больше, т.к. здесь должен размещаться стыкуемый узел, имеющий определенные фиксированные значения стыковочного диаметра.

Определим углы поворота ФС на переднем и заднем днищах. Воспользуемся формулами [3]:

$$\theta_{\dot{\gamma}} = \frac{\dot{\theta}_{\dot{\gamma}} \cdot r_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}^2}{\dot{A} I_{Z_1}^n} ; ; \quad \theta_{\dot{\zeta}} = \frac{\dot{\theta}_{\dot{\zeta}} \cdot R_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}^2}{\dot{A} I_{Z_1}^{\zeta}} \quad (1)$$

где:  $r_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}$ ,  $R_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}$ ,  $I_{Z_1}^n, I_{Z_1}^{\zeta}$  – радиусы положения центров тяжести и центральные моменты инерции сечений ФС переднего и заднего днища соответственно;  $m_{\dot{\gamma}}$ ,  $\dot{\theta}_{\dot{\zeta}}$  – крутящие погонные моменты, действующие на ФС переднего и заднего днищ соответственно;  $\dot{A}$  – модуль упругости материала фланцев.

Из условия жесткости ФС корпуса ДУ, углы  $\theta_{\dot{\gamma}}$  и  $\theta_{\dot{\zeta}}$  должны быть равны:

$$\frac{\theta_{\dot{\gamma}}}{\theta_{\dot{\zeta}}} = 1.$$

Если это отношение не равно единице, это значит, что один из стыков перетяжелен – масса его конструкции завышена и под действием крутящего момента он поворачивается на некоторый угол, что вызывает небольшие напряжения в материале ФС. Определим максимальные напряжения изгиба, возникающие в переднем и заднем узлах стыка по формулам:

$$\sigma_{\max}^n = E \cdot \frac{\theta_{\dot{\gamma}} \cdot Y}{r_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}}; \quad \sigma_{\max}^{\zeta} = E \frac{\theta_{\dot{\zeta}} \cdot Y}{R_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}}; \quad (2)$$

где:  $Y, Y$  – максимальное значение координат внешней кромки конструкции ФС на переднем и заднем днищах соответственно (см. рис.1).

Сравнивая полученные максимальные напряжения  $\sigma_{\max}$  и предел прочности  $\sigma_{\dot{\sigma}}$  материала фланцев, можно определить фактический коэффициент запаса прочности узла ФС:

$$\eta = \frac{\sigma_{\dot{\sigma}}}{\sigma_{\max}^{\zeta}} \geq 1.$$

Если это отношение равно единице, то конструкция ФС равнопрочная. Такое условие должно выполняться как на переднем, так и на заднем днище. Если при этом отношение углов закручивания ФС  $\theta_{\dot{\gamma}} / \theta_{\dot{\zeta}}$  равно единице, то можно считать конструкцию корпуса ДУ совершенной. В этом случае конструкция обладает наименьшей пассивной массой, предельной прочностью и жесткостью. Однако на практике достичь такой гармонии в равнопрочности удается не сразу. В этом случае необходимо корректировать конструкцию стыка как на переднем, так и на заднем днище. Чтобы определить, в каком направлении необходимо корректировать конструкцию ФС, рассмотрим аналитическое отношение углов поворота сечений вокруг их центров тяжести:

$$\frac{\theta_{\dot{\gamma}}}{\theta_{\dot{\zeta}}} = \frac{\dot{\theta}_{\dot{\gamma}}}{\dot{\theta}_{\dot{\zeta}}} \cdot \frac{r_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}}{R_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}} \cdot \frac{I_{Z_1}^{\zeta}}{I_{Z_1}^n}; \quad (3)$$

Необходимо правую часть полученной формулы подкорректировать так, чтобы мы могли получить в левой части единицу из условия жесткости узлов стыка. Отношение  $\dot{\theta}_{\dot{\gamma}} / \dot{\theta}_{\dot{\zeta}}$  – величина, вычисленная из условия равновесия сил, действующих в принятой расчетной схеме. Отношение  $r_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}} / R_{\dot{\sigma}, \dot{\sigma}}$  фик-

сировано, так как оно описывает геометрические характеристики ФС и их изменение влечет за собой изменение всей конструкции ФС.

Отношение центральных моментов инерции сечений  $I_{Z_1}^n / I_{Z_1}^c$  можно изменить, т.к. разные по площади поперечного сечения фигуры могут иметь одинаковые моменты инерции. Представим формулу (3) в виде:

$$\frac{\theta_i}{\theta_c} = 1 = K \frac{I_{Z_1}^c}{I_{Z_1}^n},$$

где  $K = \frac{m_n}{m_c} \cdot \frac{r_{\dot{\alpha}, \dot{\alpha}}}{R_{\dot{\alpha}, \dot{\alpha}}}$  или  $I_{Z_1}^n = K I_{Z_1}^c$ .

Моменты инерции представим в виде:

$$i_n^2 F_n = K i_c^2 F_c, \quad (4)$$

где  $F_n, F_c, i_n = \sqrt{\frac{I_{Z_1}^n}{F_n}}, i_c = \sqrt{\frac{I_{Z_1}^c}{F_c}}$  – площади и радиусы инерции поперечных сечений передних и задних ФС соответственно.

Из формул (3, 4) следует важное обстоятельство: для корректировки жесткости конструкции ФС на переднем и заднем днищах необходимо корректировать центральные моменты инерции сечений  $I_{Z_1}^n, I_{Z_1}^c$  или площади поперечных сечений  $F_n, F_c$ .

Если в левую часть формулы (2) подставить конкретные численные значения максимально допустимых напряжений материала ФС, а в правую – значения углов поворота из (1), то можно выразить осевые моменты инерции, соответствующие этим напряжениям:

$$I_{Z_1}^n = \frac{m_n}{\sigma_{\max}^n} r_{\dot{\alpha}, \dot{\alpha}} \cdot Y; \quad I_{Z_1}^c = \frac{m_c}{\sigma_{\max}^c} R_{\dot{\alpha}, \dot{\alpha}} \cdot Y. \quad (5)$$

Из формул (5) мы получили теоретический центральный момент инерции, т.к. реальной конструкции с соответствующей ему площадью поперечного сечения пока не существует; имея теоретический центральный момент инерции, мы должны откорректировать имеющуюся площадь поперечного сечения ФС так, чтобы она соответствовала этому моменту, а стало быть определила новую конфигурацию старой конструкции ФС. Поэтому по формуле

$$I_Z^T = i^2 F^H, \quad (6)$$

где  $I_Z^T$  – теоретический центральный момент инерции, определяем:

$$F^H = I_Z^T / i^2, \quad (7)$$

где  $F^H$  – новая теоретическая откорректированная площадь поперечного сечения ФС.

Однако откорректировать реальную конструкцию ФС не всегда сразу возможно. Теоретическая площадь сечения ФС не учитывает реальной конструкции, а именно: ее конфигурацию, габаритные размеры и положение

собственного центра тяжести. Поэтому реальная конструкция ФС корректируется в несколько этапов.

Описанные выше вычисления выполняются в следующей последовательности:

1. Определяются конфигурации исходных конструкций ФС на переднем и заднем днищах с габаритными размерами; определяются их площади поперечных сечений с координатами их центров тяжести; осевые моменты инерции и погонные крутящие моменты ФС.
2. По формулам (1) определяются углы закручивания ФС на переднем и заднем днищах.
3. По условию жесткости оболочки корпуса ДУ определяется отношение углов закручивания ФС на переднем и заднем днищах.
4. По формулам (2) определяется максимальное напряжение, возникающее в переднем и заднем узлах ФС.
5. Если отношение углов закручивания равно единице и максимальное напряжение, возникающее в узлах ФС, равно предельно допустимому для данного материала ФС, то можно предположить, что конструкция корпуса ДУ равнопрочная. Конструкции ФС на переднем и заднем днищах можно считать спроектированными правильно для данного корпуса ДУ и дальнейшие уточняющие расчеты можно прекратить.
6. Если условие по пункту 5 не выполняется, то находим коэффициенты запаса прочности узлов ФС на переднем и заднем днищах. Из условия равнопрочности они должны быть равны. Поэтому для ФС, у которых коэффициент запаса прочности больше или меньше единицы, максимальное напряжение растяжения принимается равным предельно допустимому  $\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\hat{a}}}{\eta}$  и оно подставляется в формулу (5).
7. По формулам (5) вычисляются теоретические центральные моменты инерции и они подставляются в формулы (7) для переднего и заднего узлов стыков.
8. По формулам (7) вычисляются теоретические откорректированные площади поперечного сечения ФС.
9. По полученным значениям теоретических площадей корректируются реальные площади поперечных сечений.
10. Для откорректированных реальных площадей снова определяются их площади поперечных сечений, координаты центров тяжести, осевые моменты инерции и погонные крутящие моменты ФС.
11. Расчет продолжается, начиная с пункта 2, пока не будет выполнено условие равнопрочности корпуса ДУ по пункту 5.

В некоторых случаях при разработках сосудов или корпусов из КМ жесткость конструкции ФС может задаваться исходными данными. Часто это касается корпусов РДТТ на заднем ФС, в котором максимальный угол поворота при нагружении заранее задается и оговаривается. Это связано с тем, что к ЗЭ могут крепиться агрегаты управления вектором тяги, бортовые источники мощности и другие приспособления. Поэтому наклон стыковочной площади между ЗЭ и фланцами присоединяемых агрегатов должен быть известен и должен находиться в пределах допустимого. Иногда такое же ограничение касается и переднего ФС – в случае присоединения к нему агрегатов узла отсечки тяги.

Таким образом, проектирование ФС должно базироваться не только на традиционных подходах к проектированию отдельных конструкций и их элементов, но и на предварительных расчетах оценки жесткости и равнопрочности конструкции в составе ДУ. При невыполнении этих условий конструкция ДУ может иметь лишнюю пассивную массу, что отрицательно отразится на уровне ее технического совершенства. Предложенная методика позволяет делать расчетные оценки на начальных этапах проектирования, когда рассматриваются несколько различных конкурирующих вариантов конструкций.

1. *Лозовицкий И.Б.* Исследование чувствительности параметров состояния конструкции арматуры соплового люка корпуса РДТТ к величине размерений // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Харьков. – 1998. – №11. – С.66 – 76.
2. Сосуд высокого давления для текучих сред / *Арсеньев С.Л., Лозовицкий И.Б., Шакин П.И.* // Патент РФСР RU № 2057271. – 1994.
3. *Тимошенко С.П.* Сопротивление материалов. Ч.2. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1965. – 480 с.

Институт технической механики  
НАН Украины и НКА Украины,  
Днепропетровск

Получено 20.03.08,  
в окончательном варианте 14.04.08

Государственное предприятие  
конструкторское бюро «Южное»