

УДК 629.7.036.54, 621.866.6

Ю.Б. Нельзин, В.З. Каримов, М.В. Краснышев

НПО «Искра», г. Пермь

АНАЛИЗ РАБОТЫ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ РДТТ

В твердотопливных двигателях для стыковки между собой элементов ракетного двигателя твердого топлива (корпуса с передней крышкой и с соплом) часто применяется шпоночное соединение, которое имеет массу меньше, чем шпилечное соединение. Кроме того, применение шпилечного соединения требует выполнения большого количества резьбовых отверстий, а также винчивания, затяжки большого количества шпилек, существенно снижающих уровень технологичности таких соединений. В ракетных двигателях твердого топлива с корпусами из композиционного материала в основном применяется шпоночное соединение, так как в процентном отношении выигрыш по массе шпоночного соединения наиболее эффективен для конструкций с корпусами типа «кокон», у которых масса силовой оболочки меньше. Ширина шпоночного паза внутреннего шпангоута выбирается минимальной из условия обеспечения сил трения, не препятствующих установке шпонок при сборке. Шпоночный паз наружного шпангоута выполняется более широким для удобства установки шпонок через окно в наружном шпангоуте и визуального контроля.

Однако в таком соединении при действии осевой сдвигающей нагрузки возможен свободный поворот шпонки в кольцевой полости, образованной шпоночными пазами. При этом возникает контакт ребер шпоночных пазов шпангоутов, образующих окружности, с плоскими боковыми поверхностями шпонки, который происходит на локальных участках. В связи с этим значительно возрастает контактное давление, в ряде случаев происходит местное смятие металла на участках контакта у соединяемых элементов. В результате затрудняется последующая разборка стыка (например, после проведения испытаний), требуется доработка деталей соединения и возникает вопрос о дальнейшей его работоспособности.

Авторами решается задача об исключении поворота шпонки. Определена длина шпонки, при которой независимо от ширины шпоночного паза исключается ее свободный поворот в кольцевой полости. При этом уменьшается неравномерность распределения контактных давлений между соединяемыми элементами и шпонкой, снижается вероятность возникновения участков смятия деталей. Ширина шпоночного паза внутреннего шпангоута может быть увеличена, что облегчает сборку шпоночного соединения.

Ключевые слова: ракетный двигатель твердого топлива, соединение корпуса с крышкой, соединение сопла с корпусом, соединение отсеков, соединение шпангоутов, шпоночное соединение, шпонка, шпоночный паз.

Yu.B. Nelzin, V.Z. Karimov, M.V. Krasnyshev

Scientific Production Association "Iskra" JSC, Perm

ANALYSIS OF KEY JOINT OPERATION OF ELEMENTS OF SOLID PROPELLANT ROCKET ENGINE CONSTRUCTION

In solid propellant rocket engines to joint elements amongst themselves (casing to forward closer and to nozzle) often a key joint is used. Mass of the key joint is less than doweled joint. In addition the use of doweled joint leads to need of multitude threaded holes, as well as screwdriving and tightening of multitude dowels, which considerably decrease level of technological effectiveness

of joints. In SPRE with composite casing generally the key joint is applied since the percentage ratio of gain in mass is most effective for such type of casing with less mass as "cocoon". Key width of inner frame is assigned minimal by condition of ensuring of friction force which does not prevent the mounting of keys in assemblage. Key width of external frame is performed more wide for convenience of key mounting through port in external frame and visual control.

However in joint like this in action of axial shearing load it is possible free rotation of key in annular hollow of keyway. At this moment the contact of keyway ribs of frames with plane side faces of key is occurred in local areas. In this connection the contact pressure is increased and in some cases local plastic compression of metal in contact area of joint elements is took place. Consequently the subsequent disassembling of joint (after firing test, for example) is complicated, so the question about joint functionality arises and it is needed the improvement of parts of joint.

In the paper the problem of free rotation of key is solved. Length of key which guaranties elimination of its free rotation in annular hollow independently of keyway width is defined. Irregularity of contact stress between the jointed elements and the key is decreased. The probability of appearance of crush areas of parts is reduced. Keyway width of inner frame may be increased, this simplifies the assembling of key joint.

Keywords: solid propellant rocket engine, joint of casing with closer, joint of casing with nozzle, joint of compartments, join of frames, key joint, key, keyway.

В настоящее время в ракетных двигателях твердого топлива (РДТТ) для стыковки между собой элементов двигателя, например корпуса с передней крышкой и с соплом, в основном используются два типа соединений: шпилечное (ранее применялось также болтовое соединение) и шпоночное [1]. Шпилечное соединение имеет массу больше, чем шпоночное, за счет увеличенной массы самих фланцев, которые необходимо выполнять из условия нераскрытия стыка и обеспечения герметичности. Кроме того, их применение приводит к необходимости выполнения большого количества резьбовых отверстий, а также ввинчивания, затяжки большого числа шпилек, существенно снижающих уровень технологичности таких соединений [2]. Особенно актуально применение шпоночного соединения для малогабаритных изделий ввиду невозможности размещения требуемого количества шпилек на заданном диаметре, что влечет за собой увеличение диаметра стыка, а также массы соединения. В процентном отношении выигрыш по массе шпоночного соединения наиболее эффективен для конструкций с корпусами типа «кокон», у которых масса силовой оболочки меньше, чем у металлических. Поэтому для РДТТ с корпусами из композиционного материала наиболее рационально применять шпоночное соединение. На рис. 1 представлена конструкция шпоночного соединения для стыковки корпуса с соплом. В таком соединении исключается раскрытие стыка, так как практически отсутствует момент на стыкуемых деталях (шпангоутах).

Основной задачей при создании шпоночного соединения является обеспечение распределенной нагрузки по контактным поверхностям элементов.

При действии осевой сдвигающей нагрузки возможен поворот шпонки в кольцевой полости, образованной шпоночными пазами. При этом возникает контакт ребер шпоночных пазов шпангоутов, образующих окружности, с плоскими боковыми поверхностями шпонки, который происходит в локальных участках, а не по площади. В связи с этим значительно возрастает контактное давление, в ряде случаев происходит местное смятие металла в участках контакта у соединяемых элементов. В результате затрудняется последующая разборка стыка (например, после проведения испытаний), требуется доработка деталей соединения и возникает вопрос о дальнейшей его работоспособности.

В настоящей статье решается задача об исключении свободного поворота шпонки.

Конструкция шпоночного соединения в сечении при сборке представлена на рис. 2, а. Для наглядности на рисунках зазоры между шпонкой 3 и стенками шпоночных пазов 4, 5, а также радиальный зазор между сопрягаемыми цилиндрическими поверхностями шпангоутов δ изображены увеличенными.

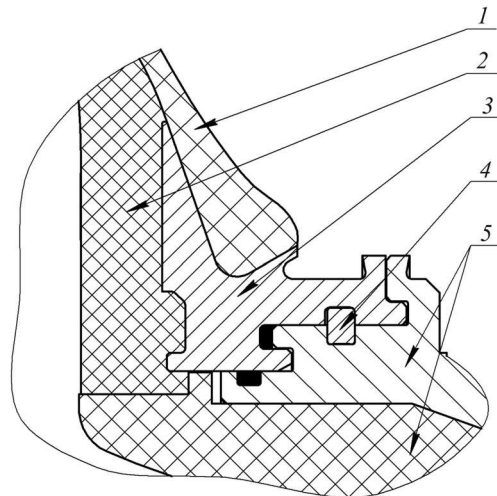


Рис. 1. Соединение корпуса типа «кокон» с соплом: 1 – пластиковое днище; 2 – теплозащитное покрытие корпуса; 3 – закладной фланец корпуса; 4 – шпонка; 5 – стыковочный шпангоут сопла с теплозащитным покрытием

Ширина B шпоночного паза внутреннего шпангоута выбирается минимальной из условия обеспечения сил трения, не препятствующих установке шпонок при сборке. Шпоночный паз наружного шпангоута выполняется более широким для удобства установки шпонок через окно в наружном шпангоуте и визуального контроля.

При действии сдвигающей силы T возникает поворот шпонки (рис. 2, б). При этом контактные силы: от ребра наружного шпангоута S_n и осевая сила Q от внутреннего шпангоута – распределены по торцам шпонки. Поэтому в разрезе показаны их половины. Предполагается, что небольшой величины вертикальная составляющая сил уравновешивается силами трения в точках 9, 10.

Угол поворота β шпонки определяется из уравнения, исходя из геометрических соотношений на рис. 2, б:

$$d \cdot \sin\beta + a \cdot \cos\beta = B.$$

Решение уравнения:

$$\beta = \arctg \frac{1 - \bar{a}^2}{\bar{a} \cdot \bar{d} + \sqrt{\bar{a}^2 + \bar{d}^2 - 1}}, \quad (1)$$

где \bar{a} – относительная ширина шпонки, $\bar{a} = a/B$; d – относительное плечо приложения контактной силы от внутреннего шпангоута S_b относительно точки приложения силы Q , $d = d/B$.

На рис. 2, в показан максимально возможный угол поворота короткой шпонки без ограничений со стороны шпоночного паза при отсутствии трения, который реализуется при минимально возможной длине шпонки и может быть определен по формуле

$$\beta_{\max} = \arcsin \frac{\delta}{a}, \quad (2)$$

где δ – радиальный зазор между сопрягаемыми поверхностями шпангоутов.

При наличии трения по контактным участкам угол поворота шпонки будет несколько меньше.

При повороте шпонки с каждой из плоских боковых поверхностей шпонки контактирует кольцевое ребро 6, 7 соответствующего шпангоута, поэтому контакт соединяемых элементов при повороте шпонки (теоретически – точечный) происходит по локальным участ-

кам. Силы S в сечении (см. рис. 2, в) действуют вдоль прямой, проходящей через ребра шпоночных пазов шпангоутов, и направлены перпендикулярно к боковым поверхностям шпонки.

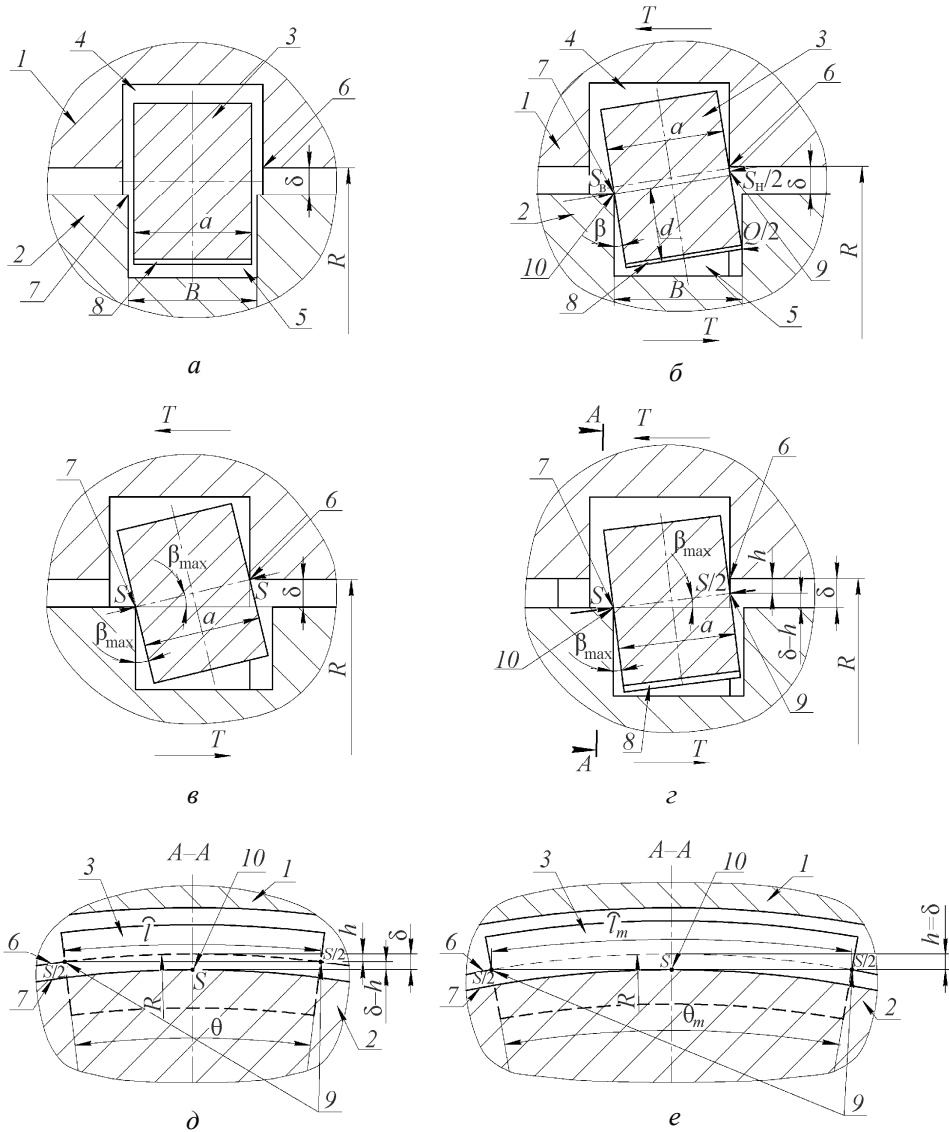


Рис. 2. Схема работы шпоночного соединения: 1 – наружный шпангоут; 2 – внутренний шпангоут; 3 – шпонка; 4 – шпоночный паз наружного шпангоута; 5 – шпоночный паз внутреннего шпангоута; 6 – ребро шпоночного пазы наружного шпангоута; 7 – ребро шпоночного пазы внутреннего шпангоута; 8 – цилиндрическая поверхность шпонки; 9 – точка приложения силы от ребра шпоночного пазы наружного шпангоута; 10 – точка приложения силы от ребра шпоночного пазы внутреннего шпангоута

В этом случае схема работы соединения также является нерасчетной со значительным увеличением местного контактного давления.

При более длинной шпонке (рис. 2, *з*) максимальный угол поворота будет меньше, так как точки контакта 9 ребра наружного шпангоута со шпонкой расположены на торцах шпонки (рис. 2, *д*) и поэтому смещены по окружности ребра, что в сечении на рис. 2, *з* соответствует радиальному смещению точек контакта 9 на величину h . В этом случае угол β_{\max} определяется по формуле

$$\beta_{\max} = \arcsin \frac{\delta - h}{a}. \quad (3)$$

Следует учесть, что формула (3) определяет физически максимальный угол поворота. Поэтому если по формуле (1) угол поворота больше, чем по формуле (3), то максимальный угол поворота определяется формулой (3) и шпоночный паз не ограничивает поворот шпонки.

Смещение h может быть определено из рис. 2, *д*:

$$h = R \left(1 - \cos \frac{\theta}{2} \right) = 2R \sin^2 \frac{\theta}{4}, \quad (4)$$

где R – радиус окружности ребра шпоночного паза наружного шпангоута; θ – угол расположения по дуге окружности ребра b краевых точек 9 шпонки.

В начальном положении (без поворота) сила S в точке 10 и две силы $S/2$ в точках 9 (см. рис. 2, *д*), направленные перпендикулярно плоскости чертежа, создают на шпонке крутящий момент с плечом $\delta - h$, который приводит к повороту шпонки. Поворот продолжается до устойчивого равновесия шпонки. При отсутствии трения по контактным участкам конечное положение показано на рис. 2, *з*, когда сила S и две силы $S/2$ находятся в одной плоскости и крутящий момент отсутствует.

Из формулы (3) следует, что угол поворота шпонки равен нулю при условии $h = \delta$. В этом случае действующие на шпонку силы в точках 9 и 10 изначально находятся в одной плоскости (рис. 2, *е*) и крутящий момент на шпонке отсутствует. Это соответствует минимальному (критическому) углу дуги ребра шпоночного паза наружного шпангоута θ_m между крайними точками контакта со шпонкой по ее торцам, который определяется из уравнения (4) при подстановке $h = \delta$:

$$\theta_m = 4 \arcsin \sqrt{\frac{\delta}{2R}}. \quad (5)$$

Однако при этом значении угла равновесие шпонки может быть неустойчивым, и практически за счет неточности величин, входящих в формулу (5), и возможного некоторого смятия контактных поверхностей может появиться угол поворота шпонки, что снова может привести к нерасчетной работе соединения.

Поэтому для устойчивого равновесия шпонки при отсутствии ее поворота угол дуги крайних точек шпонки по ребру наружного шпангоута θ должен быть увеличен по сравнению с соотношением (5) и рассчитываться по крайним значениям параметров:

$$\theta > 4 \arcsin \sqrt{\frac{\delta_{\max}}{2R_{\min}}} . \quad (6)$$

Этот угол должен быть обеспечен геометрией шпонки в любом ее возможном положении в шпоночном пазу, в том числе и при ее смещении за счет радиальных зазоров.

Следует отметить, что после сборки шпоночного соединения возможна несоосность сопрягаемых поверхностей шпангоутов, что может привести к неравномерному радиальному зазору по окружности. Поэтому, учитывая максимально возможное смещение осей шпангоутов относительно друг друга, в формуле (6) величину радиального зазора δ_{\max} , определенную по заданным допускам, необходимо увеличить в 2 раза.

Таким образом, при выборе соответствующего угла дуги крайних точек шпонки по ребру наружного шпангоута θ независимо от ширины шпоночного паза можно исключить ее свободный поворот в кольцевой полости, уменьшить неравномерность распределения контактных давлений между соединяемыми элементами и шпонкой и снизить вероятность возникновения участков смятия деталей, что повышает надежность работы шпоночного соединения. При этом ширина шпоночного паза внутреннего шпангоута может быть увеличена, что дополнительно снижает трение при установке шпонок и облегчает сборку шпоночного соединения.

Библиографический список

1. Конструкции ракетных двигателей на твердом топливе / Л.Н. Лавров, А.А. Болотов, В.И. Гапаненко [и др.]. – М.: Машиностроение, 1993. – 216 с.
2. Фахрутдинов И.Х., Котельников А.В. Конструкция и проектирование ракетных двигателей твердого топлива: учебник для машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.

References

1. Lavrov L.N., Bolotov A.A., Gapanenko V.I. [and others]. *Konstruktsii raketnykh dvigateley na tverdom toplive* [Constructions of solid propellant rocket engines]. Moscow: Mashinostroenie, 1993, 216 p.
2. Fakhrutdinov I.Kh., Kotelnikov A.V. *Konstruktsiya i proektirovanie raketnykh dvigateley tverdogo topliva* [Construction and designing of solid propellant rocket engines]. Moscow: Mashinostroenie, 1987, 328 p.

Об авторах

Нельзин Юрий Борисович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, ведущий конструктор ОАО «Научно-производственное объединение „Искра“» (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28, e-mail: pioneer241@mail.ru).

Каримов Владислав Закирович (Пермь, Россия) – ведущий конструктор ОАО «Научно-производственное объединение „Искра“» (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28, e-mail: pioneer241@mail.ru).

Краснышев Максим Викторович (Пермь, Россия) – начальник сектора ОАО «Научно-производственное объединение „Искра“» (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28, e-mail: pioneer241@mail.ru).

About the authors

Nelzin Yuriy Borisovich (Perm, Russian Federation) – Candidate of Technical Sciences, project engineer, “Scientific Production Association “Iskra” JSC (28, Akademika Vedeneeva st., Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: pioneer241@mail.ru).

Karimov Vladislav Zakirovich (Perm, Russian Federation) – project engineer, “Scientific Production Association “Iskra” JSC (28, Akademika Vedeneeva st., Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: pioneer241@mail.ru).

Krasnyshev Maksim Viktorovich (Perm, Russian Federation) – chief of sector, “Scientific Production Association “Iskra” JSC (28, Akademika Vedeneeva st., Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: pioneer241@mail.ru).

Получено 14.03.2013