

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА И РЕСУРСА АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ЗОНАХ МЕХАНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

ГРОМОВ Виктор Федорович – Московский авиационный институт (государственный технический университет), доцент, к.т.н.
e-mail: vikirin@mail.ru

Victor F. GROMOV – Moscow Aviation Institute (State Technical University), associate professor, candidate of science
e-mail: vikirin@mail.ru

ДУНАЕВ Валентин Васильевич – Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, доцент, к.т.н.

Valentin V. DUNAEV – Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman, associate professor, candidate of science

ЕРЕМИН Максим Валерьевич – Московский авиационный институт (государственный технический университет), аспирант

Maksim V. ERYOMIN – Moscow Aviation Institute (State Technical University), postgraduate

МАКАРОВ Александр Федотович – Университет природы, общества и человека, г. Дубна, доцент.

Alexandr F. MAKAROV – Dubna University of Nature, Society and Human, associate professor

Статья посвящена анализу параметров потайных механических соединений. Рассмотрены конструктивно-технологические методы повышения качества и эксплуатационных характеристик соединений и подтверждены различными видами испытаний образцов соединений.

The article is related to parameter analysis of hidden mechanic joints. Structural-technological methods of improving of quality and performance characteristics are reviewed and supported by different kinds of joint sample tests.

Ключевые слова: болтовые и болт-заклепочные соединения, варианты конструкторских решений, результаты испытаний.

Key words: bolted and bolt-riveted joints, variants of structural solutions, test results.

Возникшая в конце 60-х годов прошлого столетия проблема повышения ресурса гражданских самолетов была успешно решена в период 1970-1980 г. путем создания радиального натяга в соединениях конструктивных элементов планера самолетов Ил-86, Ту-204, Як-42, Ан-124 [1].

В последующий период времени ресурс самолетов продолжали непрерывно повышать. В настоящее время стоит задача довести ресурс самолетов до 70 тысяч летных часов и более. К ним относятся прежде всего Ил 96-300 и SSJ-100.

Одной из возможностей повышения ресурса наиболее нагруженных элементов конструкции

планера является совершенствование болтовых и болт-заклепочных соединений. Они играют едва ли не важнейшую роль в обеспечении ресурса всего планера. До 80% усталостных разрушений начинается в местах соединений. Причем долговечность соединений с потайной головкой на 20-40% ниже, чем соединений с выступающей головкой [2]. Следует отметить, что соединения с потайной головкой составляют 65...80% от общего количества, причем до 40% болтов и болт-заклепок устанавливают с радиальным натягом. Кроме того, современные требования по эффективности и экономичности этих соединений подразумевают сохранение

или даже снижение их массы при введении конструктивно-технологических изменений по их совершенствованию.

На основе анализа особенностей технологии выполнения потайных соединений и работы их в процессе эксплуатации рассмотрены некоторые варианты конструктивных изменений крепежных элементов, обеспечивающих дальнейшее повышение ресурса и коррозионной стойкости, соблюдение требований по герметичности и по качеству внешней поверхности.

Анализ параметров стандартного потайного соединения. К геометрическим параметрам относятся прежде всего угол конуса головки крепежа, равный $9^\circ \pm 1^\circ$, и гнезда — $90^\circ \pm 30'$ в соответствии с отраслевой нормативной документацией. Помимо указанных отклонений номинальных размеров, возможна несоосность головки крепежа и гнезда, а также перекося гнезда, что может привести к образованию зазора на части поверхности гнезда и головки крепежа в выполненном соединении.

Экспериментальные исследования [3] технологии выполнения гнезд под головки болтов различного диаметра на образцах из алюминиевых сплавов Д16чТ и ВТ95Т показали наличие эксцентриситета между осями гнезда и отверстия при разрывании и протягивании.

Следовательно, при сборке стандартных потайных соединений с радиальным натягом гарантированное равномерное контактное давление между поверхностью крепежа и отверстием может быть обеспечено только по цилиндрической части, длина которой составляет от 20% до 40% толщины обшивки [3]. В результате внешняя нагрузка на срез в соединении воспринимается его цилиндрической частью. Уже при малой нагрузке контакт болта с обшивкой нарушается, вследствие чего положительное влияние натяга на долговечность и герметичность соединения практически исчезает. Для обеспечения герметичности применяют дополнительно внутришовную, местную или поверхностную герметизацию соединений, как показано схематически на рис. 1.

Технологические зазоры в конической части соединения в процессе сборки затем увеличиваются от возникающих деформаций под действием эксплуатационных нагрузок. При этом создаются благоприятные условия для развития коррозии, снижающей сопротивление усталости обшивки. Из-за недостаточной точности изготовления высоты стандартных головок крепежа по качеству $h14$ и глубины гнезд после сборки соединений возмож-

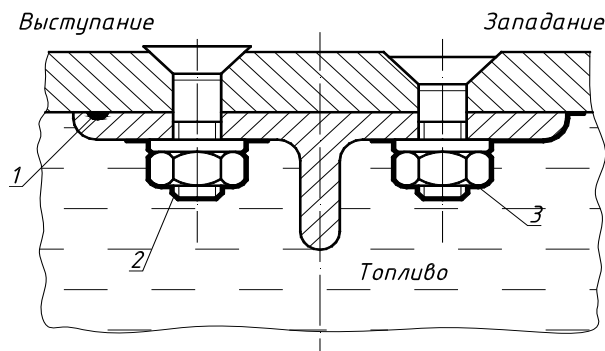


Рис. 1. Схема герметизации соединений:
1 – внутришовная; 2 – поверхностная местная;
3 – поверхностная сплошная

ны западания или выступания головок относительно внешней поверхности обшивки (рис. 1).

Выполнить требования стандарта можно лишь посредством фрезерования головок в случае их выступания или шпатлевкой при западании. А это приводит к дополнительным затратам в производстве и снижает экономический эффект в эксплуатации.

Конструктивные мероприятия, улучшающие условия работы соединений.

По результатам анализа разработанных способов усовершенствования конструкций крепежа и технологического воздействия в зоне соединения в отечественных авторских свидетельствах, патентах США и Англии определены два основных направления для потайных соединений: а) обеспечение гарантированного контактного давления за счет использования уплотнительного эффекта элементами типа конус по конусу и сфера по конусу; б) создание поля технологических остаточных напряжений местным глубоким пластическим деформированием (МГПД) материала вокруг отверстия, в частности внедрением пуансона.

Эффективность МГПД подтверждена результатами испытаний полос, проушин и образцов двухрядных двухсрезных болтовых соединений из алюминиевых сплавов [4].

Варианты предлагаемых новых конструктивных решений в соединениях показаны на рис. 2.

Особенностью болтового соединения тип I является существенно меньший по сравнению со стандартным соединением угол конусности головки болта и гнезда, а также контролируемый радиальный натяг в конической части соединения. Гарантированный натяг обеспечивается нормированием допусков на углы конусности двумя параметрами — допуском на диаметры D и D_0 и односторонними предельными отклонениями угла конусности α головки в плюс, а угла конусности

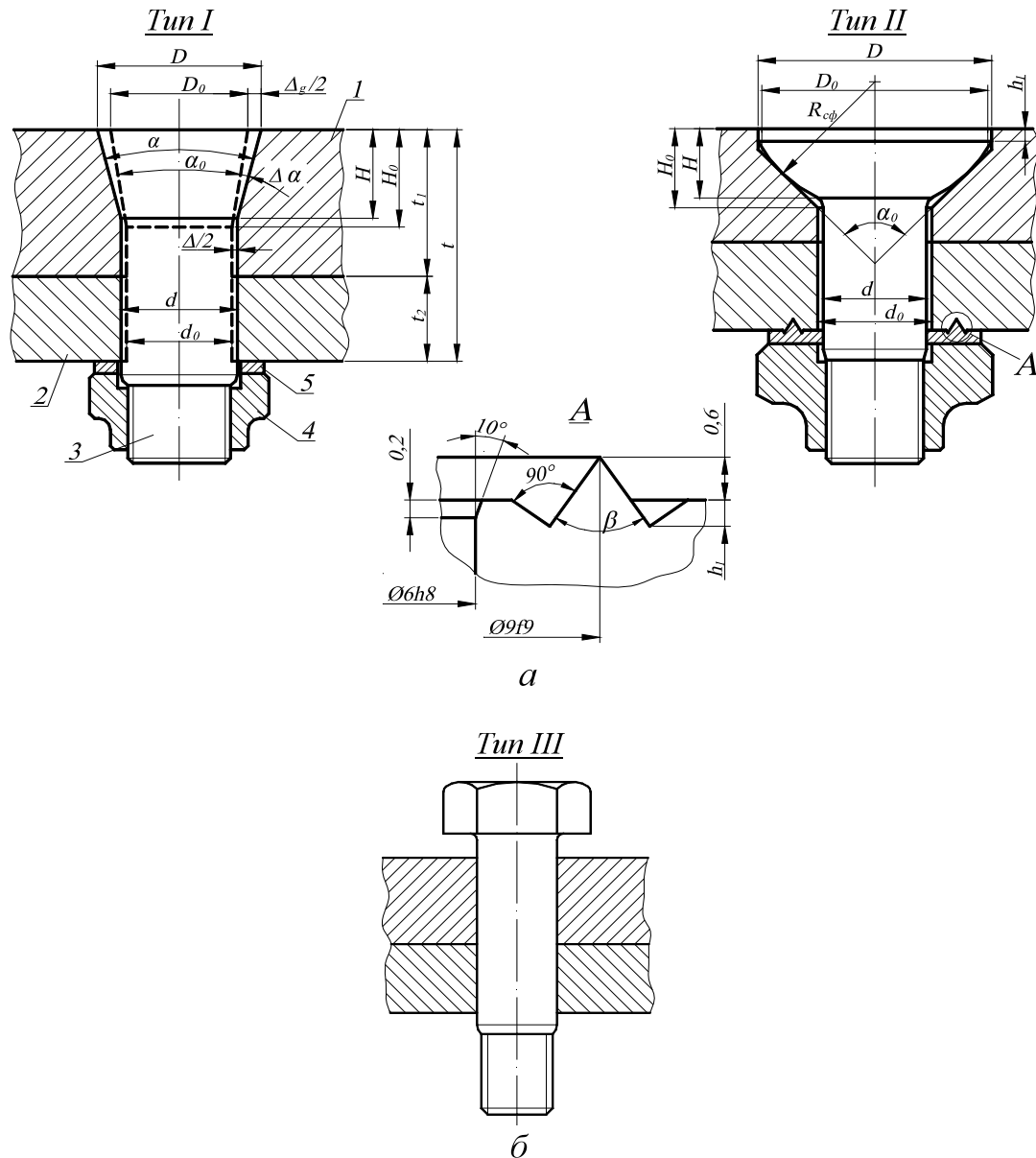


Рис. 2. Конструктивные варианты усовершенствования болтовых соединений:
 а – конструктивные изменения; б – базовый вариант

α_0 гнезда – в минус. При этом наименьшее значение α всегда должно быть больше наибольшего значения α_0 .

Особенностью болтовых соединений тип II является сферическая форма поверхности головки крепежа, что может гарантировать кольцевой контакт с коническим гнездом в затянутом соединении. По герметизирующему поясу высотой h_1 предусмотрен радиальный натяг.

Наличие двух контактирующих зон после пластической деформации в гнезде, вследствие радиального натяга по пояску и сферической поверхности головки при затяжке соединения, не только обеспечивает герметичность соединения, но и повышает его коррозионную стойкость. В качестве

дополнительного герметизирующего элемента в соединении (в том числе со свободной посадкой крепежа) может быть использована специальная шайба, устанавливаемая с натягом и имеющая клиновидный кольцевой выступ, который при затяжке соединения внедряется в поверхность пакета. При этом углубления вокруг кольцевого выступа заполняются материалом пакета.

Для сравнительной оценки влияния радиального натяга по стержню крепежа на герметичность были испытаны базовые варианты соединения тип III с болтом, установленным в пакет без затяжки.

Эффективность рассмотренных конструктивных решений была оценена испытаниями образцов соединений на статические и циклические нагрузки и на герметичность. Для статических испытаний и

Экспериментальные данные

Тип образца	I-1	I-2	I-3	I-4	I-5	I-6
Высота головки, H	3,0			5,0		
Угол конусности головки, α	5°	10°	15°	5°	10°	15°
$Q_{запр}/Q_{зат}$	0,20	0,32	0,53	0,28	0,46	0,78
$Q_{разр}/Q_{зат}$	0,24	0,36	0,56	0,29	0,45	0,75

испытаний на долговечность были изготовлены образцы из алюминиевого сплава Д16АТ.

Результаты статических испытаний. Проводилась оценка несущей способности соединений типа I. В пластинах из сплава Д16 выполнялось болтовое соединение с определенным моментом затяжки на ключе. Испытания на отрыв были проведены в специальном приспособлении с такой схемой нагружения, по которой разрушение соединения могло произойти либо вследствие разрушения болта по резьбе или головке, либо вследствие разрушения пакета в зоне гнезда. Испытано по пять образцов каждого типоразмера соединений, которые разрушились вследствие прошивки верхней пластины головкой болта.

В процессе выполнения соединений были определены усилия запрессовки по диаграммам усилие запрессовки – перемещение головки болта в гнездо. Предварительно на контактные поверхности болта наносилась смазка ПП95/5.

Экспериментальные данные в табл. 1 показали, что усилия разрушения и запрессовки практически одинаковы.

Осевое усилие для создания гарантированного радиального натяга в гнезде при условии, что контактные напряжения σ_K постоянны по всей повер-

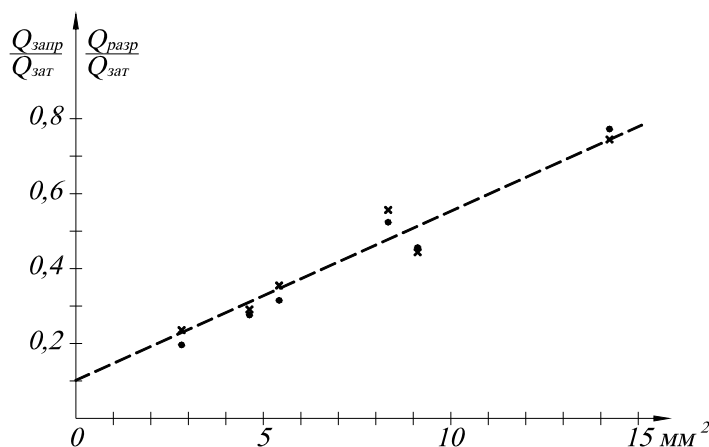
хности гнезда и с учетом эксперимента (табл. 1) определяется формулами

$$P_{OC} = 0,25\pi(D^2 - d^2)\left(1 + \frac{\alpha}{2}\right)\sigma_K = \Delta F\left(1 + \frac{\alpha}{2}\right)\sigma_K, \quad (1)$$

$$P_{OC} = 0,25\pi(D^2 - d^2)\sigma_K = \Delta F\sigma_K, \quad (2)$$

где ΔF – площадь проекции боковой поверхности головки болта на пластину. Отсюда определяем разрушающее контактное напряжение σ_K для конкретного материала. На рис. 3 приведены зависимости, построенные по формулам (1) и (2) в виде графика $P_{разр} = f(\Delta F)$. Величина усилия пропорциональна площади ΔF , что подтверждает приведенная зависимость, при этом $\sigma_K \approx 730 \text{ МПа} \approx 1,6\sigma_g = 2,5\sigma_{0,2}$.

Помимо определения усилий, были проведены замеры выступания (+)/западания (-) торца головки болтов относительно поверхности образца после затяжки соединения моментом $M_{зат}$. Было установлено, что затяжка болтов тип I с конической головкой ($\alpha_1 = 5^\circ$ и 10°) моментом 5 Н·м и 8 Н·м



• – усилие запрессовки; x – усилие прошивки; $\bar{Q}_{зат} = 0,05 + 0,05\Delta F$

Рис. 3. Влияние размера головки крепежа на усилие разрушения и запрессовки

Результаты измерений выступания и западания головки крепежа относительно поверхности пластины образца

Вид установки болта	Выступание, западание головки в образцах, мкм														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Запрессовка	90	50	30	70	30	40	75	35	50	50	40	40	25	60	40
Затяжка	25	-20	-40	5	-30	-30	-60	-5	-40	45	40	5	-70	60	40

приводит к западанию головок в пределах 0,06...0,10 мм. При затяжке болтов с углом $\alpha_1 = 15^\circ$ моментом $M_{зат} = 8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ западание головок болтов не превышало 0,005 мм. После запрессовки болтов в соединении тип I имело место выступание торца головок, которое, в основном, исчезало после затяжки и в большинстве случаев (у 8 образцов из 15) переходило в западание.

При выполнении соединений тип I запрессовкой или затяжкой болта с помощью гайки представляется возможным обеспечить требования существующих отраслевых стандартов на качество внешней поверхности. Отметим, что с точки зрения качества внешней поверхности головка с углом конуса 15° является предпочтительной.

Определен характер воздействия кольцевого выступа шайбы, показанной в соединении тип II, с точки зрения МГПД пластины при значении момента затяжки $M_{зат} = 8 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Было установлено, что кольцевой выступ в шайбах из сплава Д16АТ сминается, а из стали 30ХГСА остается практически без изменения.

Результаты испытаний на долговечность. Испытания соединений тип I проведены на односрезных восьмиточечных образцах «встык с накладкой» (рис. 4, а), а соединений тип II – на односрезных двухточечных образцах «внахлест» (рис. 4, б). Накладка выполнена в виде П-образного профиля из алюминиевого сплава Д16Т. Для исключения влияния фреттинга между пластинами были помещены прокладки из фторопласта незначительной толщины. Соединения тип II были выполнены в двух вариантах – с радиальным натягом $\Delta_H = 0,5...1,2\%$ и с зазором 0,1 мм. Для каждого типа соединения испытано по 5 образцов. Для сравнения также испытаны образцы (рис. 4, а), соединения в которых выполнены с радиальным натягом $\Delta_H = 0,8...1,2\%$ стандартными болтами ОСТ 1.31041. В П-образный профиль болты всех типов устанавливали с номинальным радиальным натягом по стержню

болта $\Delta_H = 1\%$. Во всех образцах болты были затянуты моментом $M_{зат} = 6,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Статистическая обработка результатов испытаний каждого типа соединений представлена в виде уравнений линейной регрессии на рис. 5. Видно, что долговечность образцов «встык с накладкой» с соединениями тип I при $H = 3 \text{ мм}$ и тип II одинаковая. Долговечность образцов соединений тип II с натягом и зазором также практически одинаковая, так как она в основном определяется контактным взаимодействием сферической головки болта и гнезда.

Образцы соединений с коническим болтом ($\alpha = 15^\circ$) и $H = 5 \text{ мм}$ обладают наибольшей долговечностью, а наименьшей – образцы со стандартным болтом.

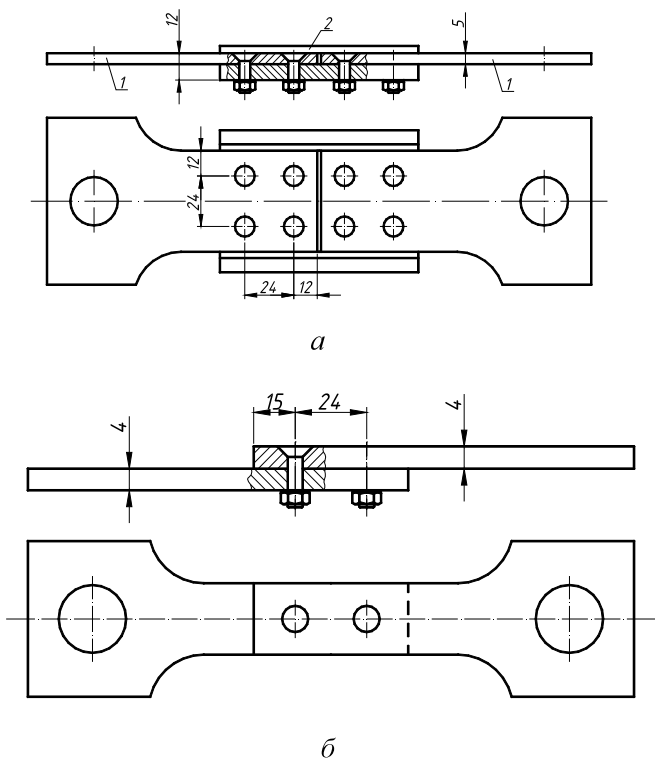


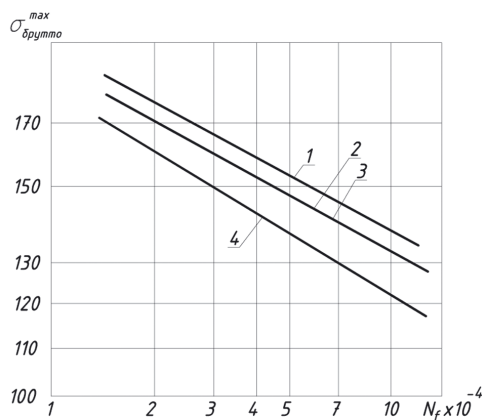
Рис. 4. Образцы соединений для испытания на долговечность и герметичность:
а – «встык с накладкой»; б – «внахлест»

Результаты испытаний односрезных образцов «внахлест» соединений тип II при разных нагрузках приведены на рис. 6. Болты в образцах устанавливались с зазором. Графики изменения долговечности даны в зависимости от угла β кольцевого выступа шайб. Наибольшей долговечностью обладают образцы соединений с $\beta = 30^\circ$, при котором наблюдается наибольшая величина внедрения выступа, то есть упрочнение пластины.

Результаты испытаний соединений на герметичность. Для сравнительной оценки эффективности рассмотренных вариантов конструктивных уплотняющих элементов в процессе циклического нагружения были испытаны на герметичность образцы низкосдвиговых (НСС) и высокосдвиговых (ВСС) односрезных соединений тип I и II. Для оценки влияния величины радиального натяга на герметичность также были испытаны образцы НСС соединения тип III с $\Delta_H = 0,2\%$ и $0,8\%$.

Образцы НСС выполнялись из пластины толщиной 10 мм и шириной 24 мм. Образцы ВСС представляли собой соединенные внахлест пластины толщиной 5 мм и 7 мм (рис. 4, а) с зенкованным гнездом в более тонкой пластине.

Уплотняющая способность соединения сфероконус в соединениях тип II зависит от погрешностей формы сопрягаемых элементов (овальность, несоосность головки и стержня болта). Для качественной оценки плотности соединения было определено минимально необходимое усилие обжатия, обеспечивающее контакт поверхностей сфероконус по всей окружности. Для каждого значения испытывали по пять образцов.



1; 2 – соединение тип I с высотой головки болтов 5 и 3 мм; 3 – соединение тип II; 4 – стандартное соединение.

Рис. 5. Число циклов до разрушения образцов «встык с накладкой»

После запрессовки болтов с обжатием соединения разбирали и визуально оценивали форму и размеры пятна контакта по отпечатку на поверхности гнезда. Методика проведения испытаний образцов на герметичность описана в работе [5].

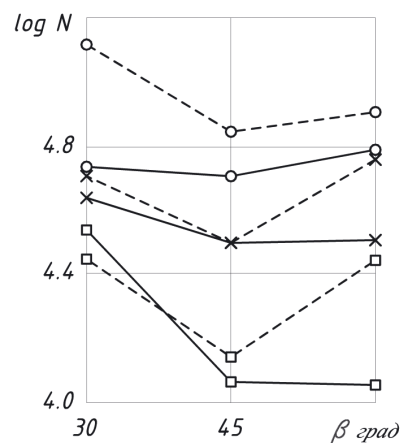
Видно, что степень герметичности усовершенствованных НСС (тип I и II) существенно выше, чем у стандартного соединения (тип III).

Полученные результаты позволяют сделать качественные выводы о преимуществах усовершенствованных соединений.

Таким образом, создание гарантированного радиального натяга в зенкованной части болтового или болт-заклепочного соединения является эффективным технологическим фактором повышения долговечности зенкованной обшивки потайных соединений. Дополнительным средством повышения долговечности нижней детали пакета является установка специальной шайбы, обеспечивающей МГПД материала вокруг отверстия.

Рассмотренный материал позволяет сделать выводы:

1. Перспективным для повышения долговечности соединений с учетом простоты их выполнения в производстве является соединение тип I с оптимальной конусностью головки болта. Это соединение может содержать и специальную шайбу.
2. Для обеспечения герметичности соединения без применения герметизирующих материалов практический интерес представляют соединения тип II со специальной шайбой из стали 30ХГСА.
3. Конструктивные изменения головки болтов обеспечивают требования отраслевого стандарта по



○ – 120 МПа; × – 150 МПа; □ – 170 МПа; — — — шайба из Д16Т; - - - - - шайба из 30ХГСА

Рис. 6. Влияние угла β кольцевого выступа шайбы на долговечность образцов «внахлест» соединения тип II

Средние значения числа циклов N_{gf} до потери соединением герметичности

Тип соединения	Особенность соединения		Число циклов $N_{gf} 10^{-4}$ при σ_{max}^{br} , МПа					
			120	140	150	170	200	
I		Высота головки $H=3$ мм	11,0	–	4,0	2,0	–	
		Высота головки $H=5$ мм	11,0	–	5,8	2,7	–	
II	ВСС	Шайба из сплава Д16АТ	$\beta=30^\circ$	5,3	–	4,3	3,4	–
			$\beta=45^\circ$	5,1	–	3,0	1,1	–
			$\beta=60^\circ$	6,1	–	3,2	1,1	–
		Шайба из сплава 30ХГСА	$\beta=30^\circ$	13	–	5,0	2,7	–
			$\beta=45^\circ$	6,7	–	3,0	1,3	–
			$\beta=60^\circ$	8,1	–	5,6	2,8	–
III		Стандартное соединение	3,6	–	1,2	0,6	–	
II	НСС	Δ_n	–	2,1	–	1,0	0,6	
		Зазор	–	9,0	–	4,2	2,0	
III		$\Delta_n=0,2\%$	18	1,5	0,56	0,1	–	
		$\Delta_n=0,8\%$	10	3,2	1,8	0,56	0,1	

качеству внешней поверхности агрегатов в зоне соединений, а также повышают защиту от коррозии.

Библиографический список

1. Ярковец А.И., Сироткин О.С. и др. Технология выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов. – М.: Машиностроение, 1987.

2. Арсон А.Д., Гребенников А.Г., и др. Исследование выносливости потайных стыков с натягом // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. М.: ЦАГИ, 1974. Вып. 1. С. 44-46.

3. Шалбоян В.А., Бабушкин А.И., Полищук В.М. Влияние геометрической формы и технологии выполнения гнезд под потайные головки болтов на усталостную долговечность и герметичность соединений с натягом // Авиационная промышленность. 1990. №5. С. 6.

4. Макаров А.Ф. Повышение усталостной прочности болтовых соединений деталей путем местного обжатия листов // Повышение качества и точности обработки деталей машин и приборов. М.: МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1977. С. 87-92.

5. Дунаев В.В., Ширшов А.А. Исследование герметичности болтовых соединений с радиальным натягом // Вестник машиностроения. 2004. №1. С. 16-19.

Московский авиационный институт
(государственный технический университет)

Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана

Университет природы, общества и человека, г. Дубна