



Научная статья / Original Article

УДК 621.88.084

URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=188106>

EDN: <https://www.elibrary.ru/NGBZKI>

## **ВЛИЯНИЕ РЕМОНТНОЙ ВТУЛКИ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ И ВЫБОР НАТЯГА ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ КРЕПЕЖНЫХ ОТВЕРСТИЙ В СЛУЧАЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА**

**М.Ю. Рыжков<sup>1,2✉</sup>, А.А. Пыхалов<sup>2,3</sup>, Е.В. Зеньков<sup>2,3</sup>**

<sup>1</sup>Публичное акционерное общество "Яковлев", г. Москва, Россия

<sup>2</sup>Иркутский национальный исследовательский технический университет,

г. Иркутск, Россия

<sup>3</sup>Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Россия

✉ [mixa1997ruz@mail.ru](mailto:mixa1997ruz@mail.ru)

---

**Цитирование:** Рыжков М.Ю., Пыхалов А.А., Зеньков Е.В. Влияние ремонтной втулки на статическую прочность и выбор натяга при восстановлении крепежных отверстий в случае повреждения летательного аппарата // Труды МАИ: электрон. журнал. № 147.

URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=188106>

---

**Аннотация.** Восстановление поврежденных отверстий в силовых элементах планеров летательных аппаратов, например, при случайных повреждениях, является критически важной операцией для обеспечения безопасности полета, где в качестве одного из эффективных способов ремонта применяются ремонтные втулки. Целью данной работы является комплексное экспериментальное и численное исследование с помощью метода конечных элементов влияния установки ремонтной втулки на статическую прочность конструкции при различных величинах натяга, для чего, проведены статические испытания на растяжение образцов: со свободным отверстием; и с установленными с натягом втулками.

Выявлено, что способ установки втулки не оказывает существенного влияния на предельную статическую прочность в пластичном алюминиевом сплаве, которая определяется достижением критического уровня максимальных касательных напряжений в материале пластины; особенностью оценки влияния статической прочности в деталях с ремонтной втулкой является предельное значение напряжения, при котором между втулкой и поверхностью отверстия появляется зазор. Также, на основе расчета обнаружена нелинейная зависимость уровня максимальных касательных напряжений от величины натяга с выраженной сходимостью к максимуму при его величине в 50 мкм, в тоже время, обнаружен локальный максимум максимальных главных напряжений при величине натяга 40 мкм, которые оказывают основное влияние на усталостную прочность. На основе представленных в работе численного моделирования выдвинуто предположение, что один из выявленных экстремумов позволит прогнозировать оптимальную величину натяга для максимизации усталостного ресурса.

**Ключевые слова:** ремонтная втулка; буж; статическая прочность; натяг; касательные напряжения; конечно-элементное моделирование; оптимизация; усталостный ресурс.

---

## INFLUENCE OF A REPAIR SLEEVE ON STATIC STRENGTH AND INTERFERENCE FIT SELECTION FOR RESTORING FASTENER HOLES IN AIRCRAFT DAMAGE CASES

**M.Yu. Ryzhkov<sup>1,2</sup>**, **A.A. Pykhalov<sup>2,3</sup>**, **E.V. Zenkov<sup>2,3</sup>**

<sup>1</sup>Public Joint Stock Company «Yakovlev», Moscow, Russia

<sup>2</sup>Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia

<sup>3</sup>Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russia

✉ [mixa1997ruz@mail.ru](mailto:mixa1997ruz@mail.ru)

---

**Citation:** Ryzhkov M. Yu., Pykhalov A. A., Zenkov E. V. Influence of a repair sleeve on static strength and interference fit selection for restoring fastener holes in aircraft damage cases // Trudy MAI. 2026. No. 147. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=188106>

---

**Abstract.** The restoration of damaged holes in load-bearing elements of aircraft airframes, for instance due to accidental damage, is a critical operation for ensuring flight safety. One of the effective repair methods involves the use of repair sleeves. The aim of this work is to conduct a comprehensive experimental and numerical study using the finite element method of the impact that installing a repair sleeve has on the static strength of the structure at various interference fit values. To achieve this, static tensile tests were carried out on two types of specimens: samples with a free hole, and samples with sleeves installed with interference fit.

The study has revealed that the method of sleeve installation does not significantly affect the ultimate static strength in ductile aluminium alloy, which is determined by reaching a critical level of maximum shear stresses in the plate material. A specific feature of assessing the impact on static strength in parts with a repair sleeve is the limiting stress value at which a gap appears between the sleeve and the hole surface. Furthermore, calculations have shown a nonlinear relationship between the level of maximum shear stresses and the interference fit value, with a clear convergence to a maximum at an interference fit of 50  $\mu\text{m}$ . At the same time, a local maximum of principal stresses was detected at an interference fit of 40  $\mu\text{m}$ ; these stresses have the main influence on fatigue strength. Based on the numerical modelling presented in this work, it is hypothesised that one of the identified extrema could be used to predict the optimal interference fit value for maximising the fatigue life of the structure.

**Keywords:** repair bushing; bushing; static strength; interference fit; shear stresses; finite element modeling; optimization; fatigue life.

---

## Введение

Ремонт случайных повреждений деталей планера летательных аппаратов (ЛА) [1,14] в зоне крепежных точек тонкостенных маложестких конструкций остается актуальной задачей для дальнейшей эксплуатации летательных аппаратов. Одним из направлений её решения является восстановление равнопрочности с применением ремонтных втулок (бужей). В предыдущих исследованиях [2] было установлено, что технология установки втулки (запрессовка или монтаж с охлаждением в жидком азоте) формирует качественно

различное начальное напряженно-деформированное состояние (НДС) в зоне отверстия за счет наличия контактных напряжений между поверхностями втулки и отверстия.

Анализ литературных источников [3] показывает, что на таком же принципе основан процесс дорнования отверстий – создается сложное поле остаточных напряжений, определяющее последующее поведение конструкции при статическом и при циклическом нагружении [4, 13]. При этом, объемное разрушение при статическом нагружении представленной конструкции является фундаментальной характеристикой, определяющей дальнейшее поведение материала.

В современной отечественной литературе отсутствуют систематические данные о влиянии величины натяга ремонтной втулки на статическую прочность детали. Также отсутствуют количественные данные о влиянии натяга на усталостную прочность. То есть, актуальным является вопрос влияния величины натяга на показатели усталостной долговечности восстановленных соединений.

Для выявления физики явления выполнено математическое моделирование представленного процесса в упругопластической постановке методом конечных элементов (МКЭ) сборной конструкции бужей и пластин, с анализом напряженно-деформированного состояния (НДС) при различных величинах натяга

Целью настоящего исследования является экспериментальная и численная оценка влияния установки ремонтной втулки с натягом на статическую прочность конструкции и на другие характеристики работы конструкции при различных величинах натяга.

### **Объекты исследования и методика натурного эксперимента**

Для проведения исследований натурного эксперимента были изготовлены две серии образцов – пластин из алюминиевого сплава 1163АТ: первая серия (6 образцов) - со свободным отверстием диаметром 8 мм и полем допуска Н7; вторая серия (6 образцов) - с установленными ремонтными втулками в

отверстия того же диаметра. Габаритный размер образцов составлял 200×30×2 мм с центральным расположением отверстия. Ремонтные втулки изготавливались из стали 30ХГСА с варьируемым наружным диаметром (рисунок 1).

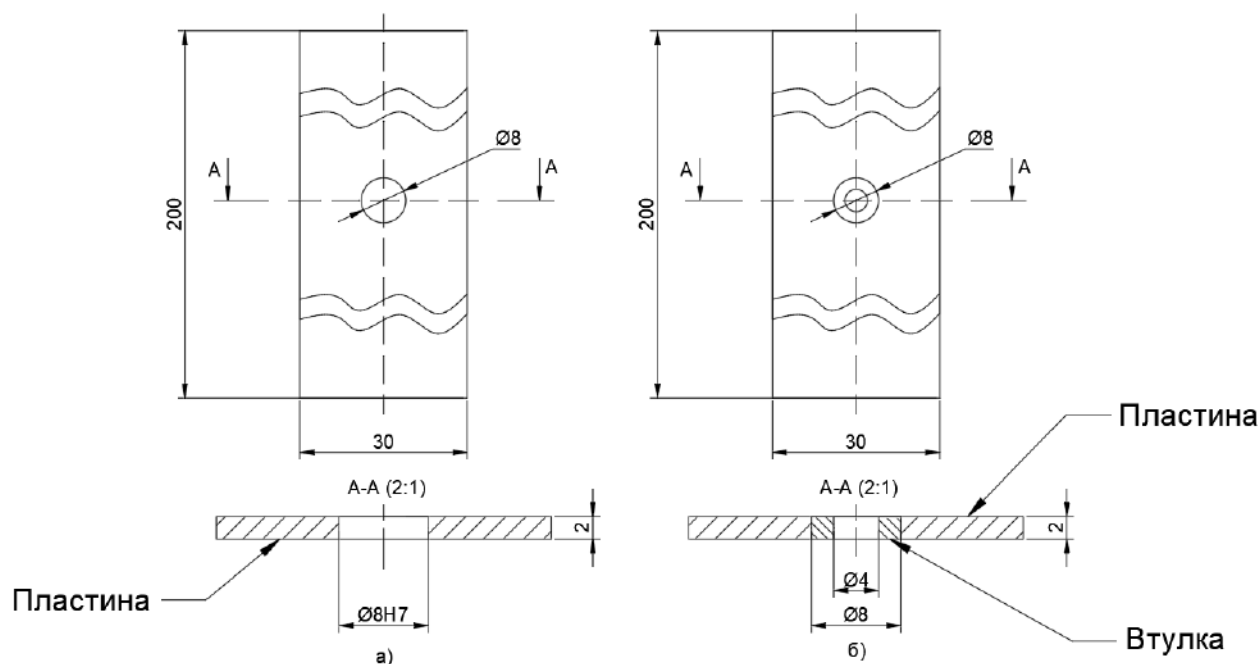


Рисунок 1 - Геометрия опытных образцов: а) – образец со свободным отверстием; б) – образец с установленной втулкой

Статические испытания на растяжение проводились на универсальной испытательной машине Instron 5982, с постоянной скоростью нагружения 2 мм/мин. Крепление пластин осуществлялась с помощью зажимов верхней и нижней части образца для нагружения растяжением. Для контроля деформаций в зоне отверстия и фиксации момента разрушения использовалась система цифровой корреляции изображений VIC-3D, позволяющая получать поля деформаций на поверхности образца [5]. Методика подготовки поверхности предполагает нанесение "спекл"-структуры, описанной в работе [2]. Для каждого типа образцов проведено по 6 испытаний для обеспечения статистической значимости результатов.

### Методика численного моделирования

Для анализа НДС в образцах с различными натягами использовалась конечно-элементная модель, разработанная в среде FEMAP (рисунок 2). Модель

учитывала физическую, геометрическую и контактную нелинейности. В качестве физической нелинейности использовалась упругопластическая модель материала с изотропным упрочнением. Параметры моделей материалов взяты из работ [6, 7]. Учитывалось постепенное нагружение и изменение формы образца растягивающим усилием. Задание натяга осуществлялась с помощью смещения поверхности втулки на величину натяга и ее контактирование с поверхностью отверстия пластины. Принято, что коэффициент трения между втулкой и поверхностью отверстия равен 0.2.

Выполнена серия расчетов для анализа НДС при разных натягах (20, 30, 40, 50, 60 мкм). Размерность сетки конечных элементов в зоне контакта составляла 0,4 мм, количество элементов на толщину образца – 4. Это оказалось достаточным для обеспечения необходимой точности расчета НДС.

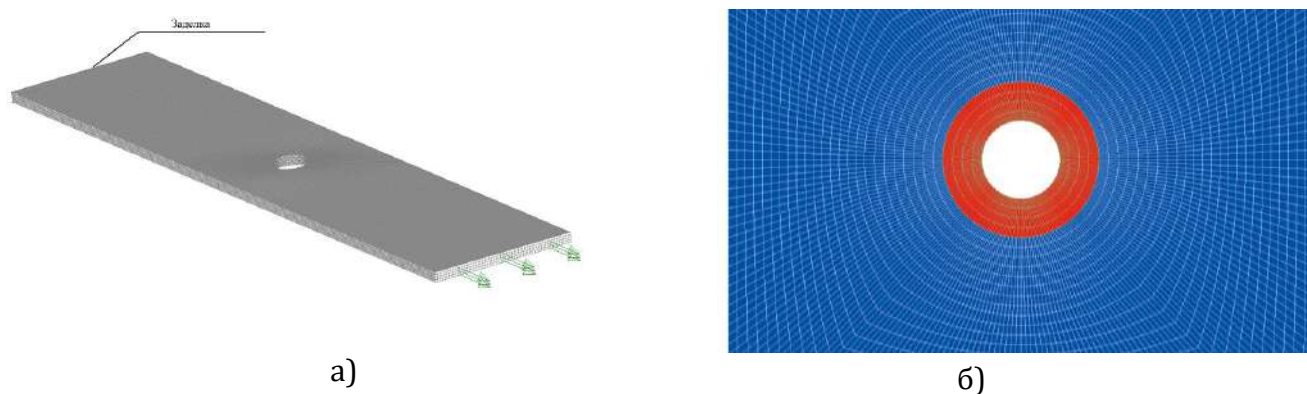


Рисунок 2 - Конечно-элементная модель образца с ремонтной втулкой: а) – общий вид КЭ модели; б) – структурированная сетка в зоне концентратора (в центре, красный цвет – сплав 30ХГСА; вокруг – синий цвет- сплав 1163АТ)

Подтверждение совпадения качественного и количественного совпадения результатов [2] численного и натурального экспериментов при нагружении образцов растяжением с усилием 1700 кгс приведено на рисунке 3.

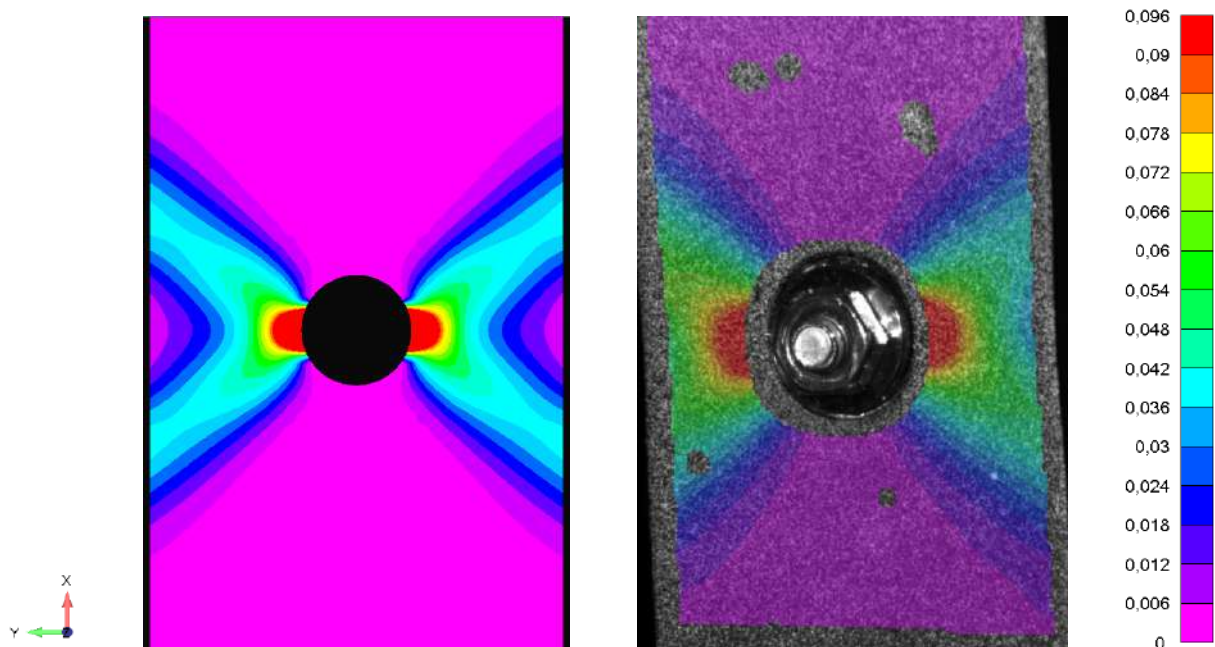


Рисунок 3 - Сравнение результатов натурального и численного эксперимента (деформация по оси X) при нагружении образца усилием 1700 кгс (на изображении слева втулка не представлена).

### Анализ статической прочности

Статистическая обработка результатов шести испытаний для каждого типа образцов показала высокую воспроизводимость данных (таблица 1).

Таблица 1

Результаты статических испытаний

	Толщина	Ширина	Площадь	Усилие разрыва, кгс	Напряжения, кгс/мм <sup>2</sup>	Среднее значение по напряжениям, кгс/мм <sup>2</sup>
Образцы со свободным отверстием						
	2,00	30,00	44,00	1772,00	40,27	42,95
	1,95	30,20	43,29	1780,00	41,12	
	1,90	30,00	41,80	1833,00	43,85	
	1,85	30,00	40,70	1843,00	45,28	
	1,85	30,00	40,70	1804,00	44,32	
	1,85	29,80	40,33	1727,00	42,82	
Образцы с установленной втулкой						
Образцы со втулкой, установленной запрессовкой						
	1,90	30,00	41,80	1912,00	45,74	45,09
	1,80	30,00	39,60	1831,00	46,24	
	1,95	30,10	43,10	1818,00	42,19	
Образцы со втулкой, установленной запрессовкой с охлаждением						
0	1,85	29,90	40,52	1840,00	45,42	
1	1,80	29,30	38,34	1820,00	47,47	
2	1,95	29,40	41,73	1815,00	43,49	

Результаты статических испытаний показали, что кривые нагружения для образцов с втулками демонстрируют схожий характер разрушения при одинаковой предельной нагрузке, незначительно превышающей прочность образца со свободным отверстием, представленном на рисунке 4. На нем приведены два графика в координатах: «Нагрузка на образец (кгс) – Перемещение траверсы испытательной машины (мм)». На виде а) показан график для образца со свободным отверстием, на виде б) – для образца с установленной втулкой. Разрушение произошло приблизительно в одной зоне – при достижении нагрузки 1800 кгс. Теоретический уровень напряжений в этот момент составлял 40,9 кгс/мм<sup>2</sup>.

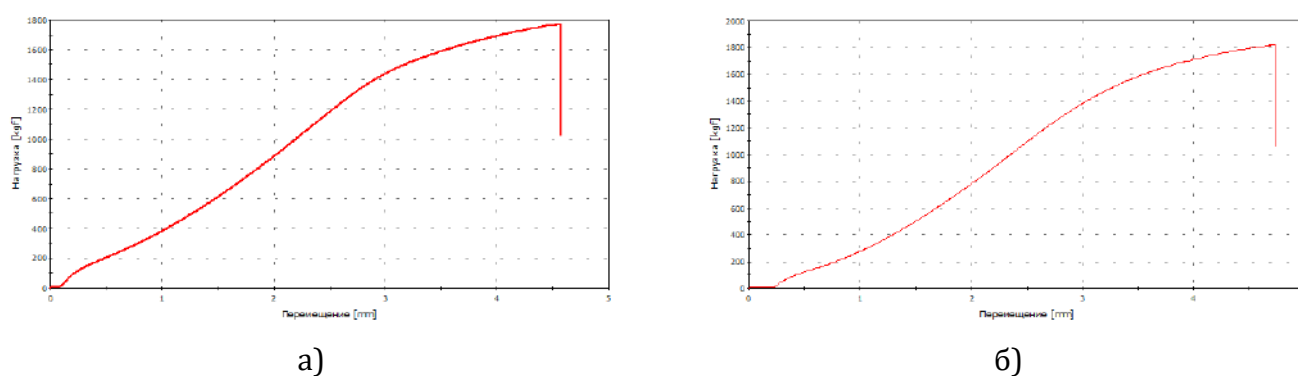


Рисунок 4 - Сравнительные кривые "нагрузка-перемещение" для образцов со свободным отверстием и с установленными втулками; а) образец со свободным отверстием; б) образец с установленной втулкой

Полученные данные свидетельствуют о том, что разрушение пластины со свободным отверстием и с установленной втулкой при статическом нагружении определяется достижением предельного состояния материала пластины, а не способом монтажа втулки или величиной натяга между втулкой и отверстием в исследованном диапазоне.

#### **Анализ усилия раскрытия контакта в зависимости от натяга**

Проведенное конечно-элементное моделирование позволило проанализировать процесс раскрытия контакта между ремонтной втулкой и поверхностью отверстия при статическом растяжении. Было выявлено, что величина натяга существенно влияет на усилие, необходимое для начала образования зазора (рисунок 5).

Также, на рисунке 5, а представлено поле эквивалентных напряжений в пластине и деформированное состояние в момент, предшествующий разрушению пластины.

На рисунке 5, б показаны экспериментальные данные, подтверждающие теоретические результаты (рисунок 5, а), определяющие достоверность результатов КЭ анализа.

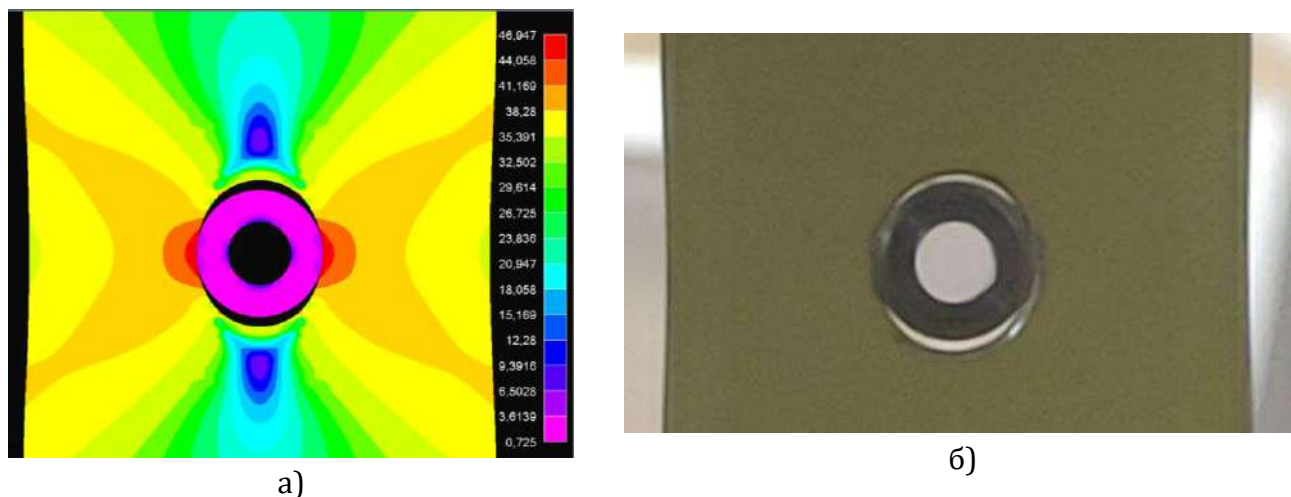


Рисунок 5 – Сравнение деформированной картины образцов перед разрушением; а) КЭ модель; б) натурный образец (действующая нагрузка 1800 кгс)

На основе результатов, представленных на рисунке 5, необходимо отметить следующую физику явления в виде появления зазора между поверхностями втулки и отверстия по численному расчету и результатам натурального эксперимента. Она заключается в следующем: для каждой величины натяга втулки и отверстия между ними зазор возникает в определенный момент нагружения – при равенстве нулю контактных давлений (см. рисунок 5).

Как показано на рисунке 6, наблюдается четкая положительная корреляция: с увеличением натяга с 20 до 60 мкм усилие, необходимое для размыкания соединения, возрастает. Данное явление имеет прямую физическую интерпретацию в рамках классической механики контактного взаимодействия. Большой натяг приводит к более высокому начальному контактному давлению в контактной паре «втулка – отверстие» [11, 15]. Следовательно, для преодоления сил трения и упругих сил, стремящихся сохранить соединение, требуется приложить большее внешнее растягивающее усилие.

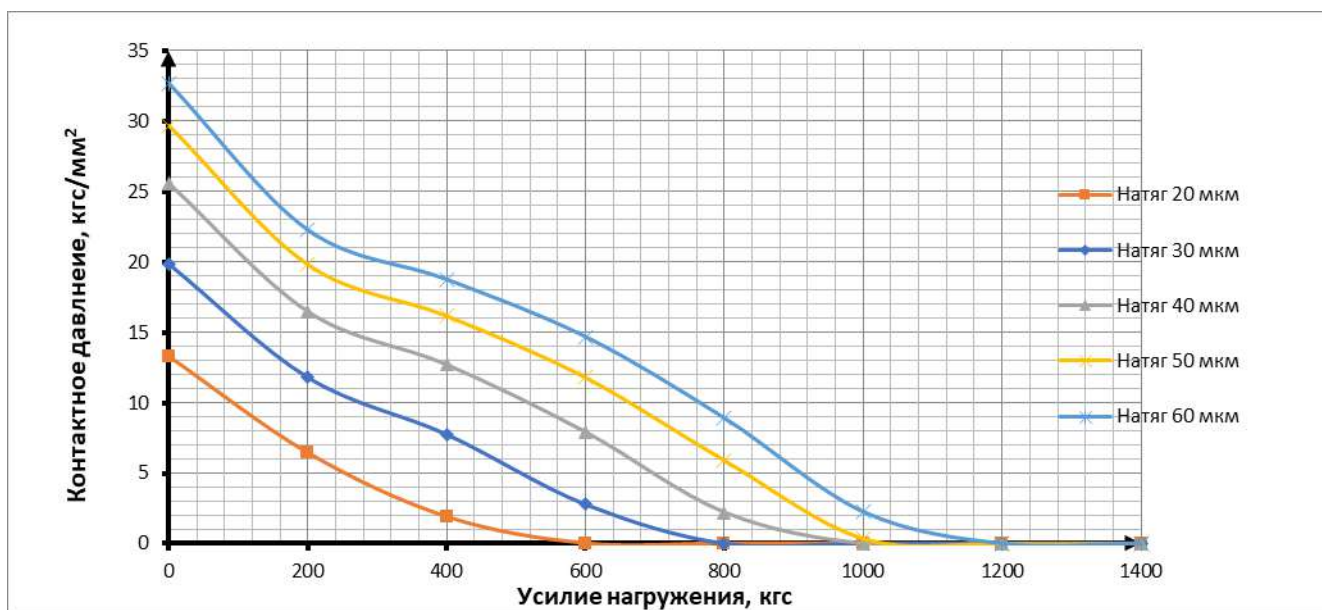


Рисунок 6 - Зависимость усилия нагружения, при котором происходит раскрытие контакта (контактное давление в точке равно 0) при различных величинах натяга втулки

Результат, представленный на рисунке 6, имеет важное практическое значение: более высокое по величине усилие раскрытия контакта для соединений с большим натягом указывает на то, что такая конструкция дольше сохраняет свою целостность и монолитность при нагружении. В контексте усталостной долговечности, отсроченное образование зазора означает, что втулка начинает эффективно воспринимать нагрузку и перераспределять напряжения на более ранних стадиях нагружения, что потенциально снижает пиковые нагрузки на материал пластины в зоне концентратора. Данный фактор является дополнительным аргументом в пользу определения величины необходимого натяга для повышения усталостного ресурса.

### **Зависимость НДС в зоне отверстия от величины натяга**

При анализе натурных и численных испытаний были выявлены следующие закономерности (рисунок 7):

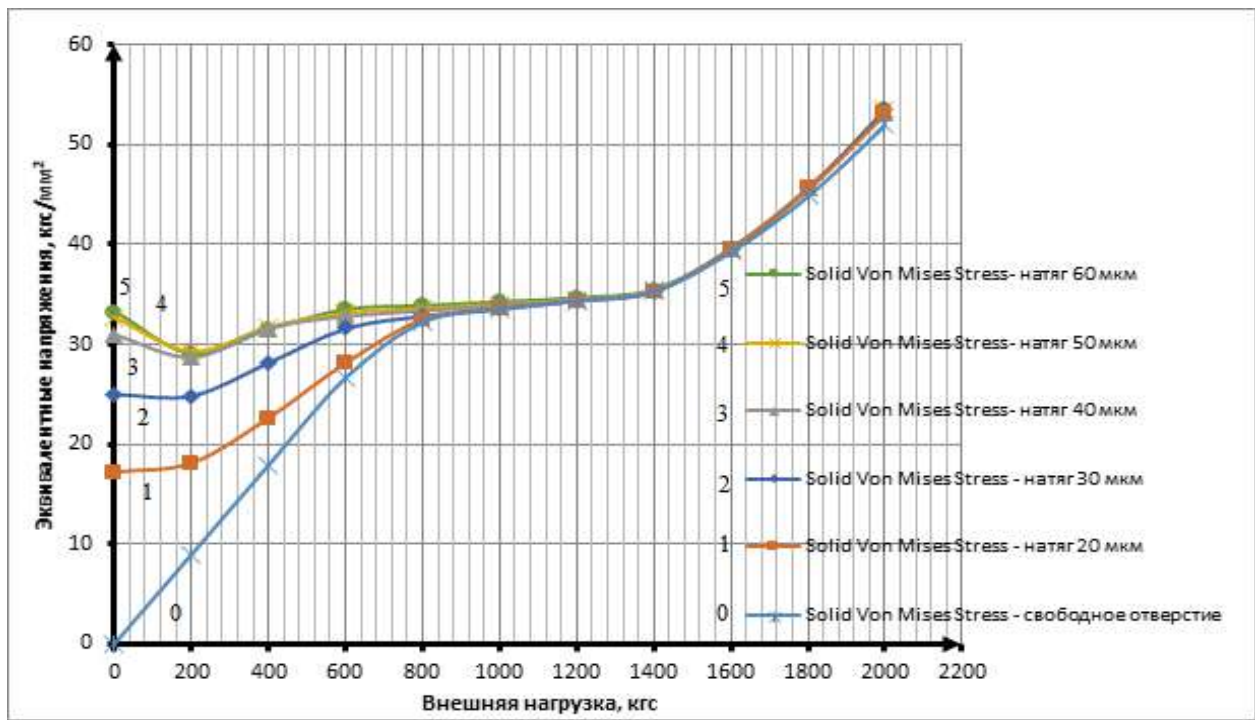


Рисунок 7 - График зависимости эквивалентных напряжений от величины натяга

— до наличия локальных пластических деформаций в зоне отверстия (наступающих при усилии 800 кгс) НДС в образцах различается, после достижения момента образования пластических деформаций – поведение образцов одинаковое;

— для втулок с натягом более 40 мкм (кривые 3-5 на рисунке 7) характерна следующая картина: – в процессе установки втулок в конструкции создаются значительные начальные напряжения по Вон-Мизесу; – при нагружении образцов с такими втулками вначале происходит уменьшение эквивалентных напряжений, затем происходит выравнивание напряжений в пластической зоне в сравнении с другими образцами.

При анализе максимальных главных напряжений выявлено следующее: (рисунок 8)

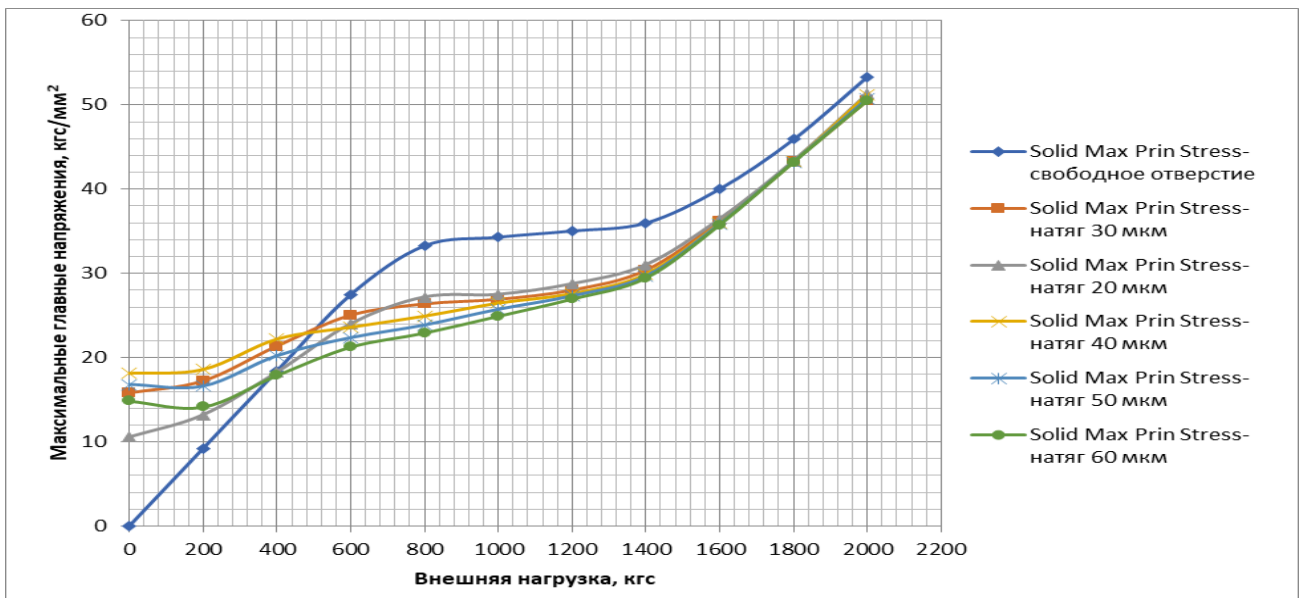


Рисунок 8 - График зависимости максимальных главных напряжений от величины натяга

— наибольший уровень начальных максимальных главных напряжений обнаружен у втулки с натягом 40 мкм, при дальнейшем увеличении натяга это величина уменьшается;

— при приближении к началу пластической деформации образца (внешняя нагрузка = 800 кгс), изменение главных максимальных напряжений не зависит от величины натяга

Наиболее значимым результатом численного моделирования следует считать выявление нелинейной зависимости уровня максимальных касательных напряжений в материале пластины от величины натяга в зоне разрушения образца (таблица 2, рисунок 9).

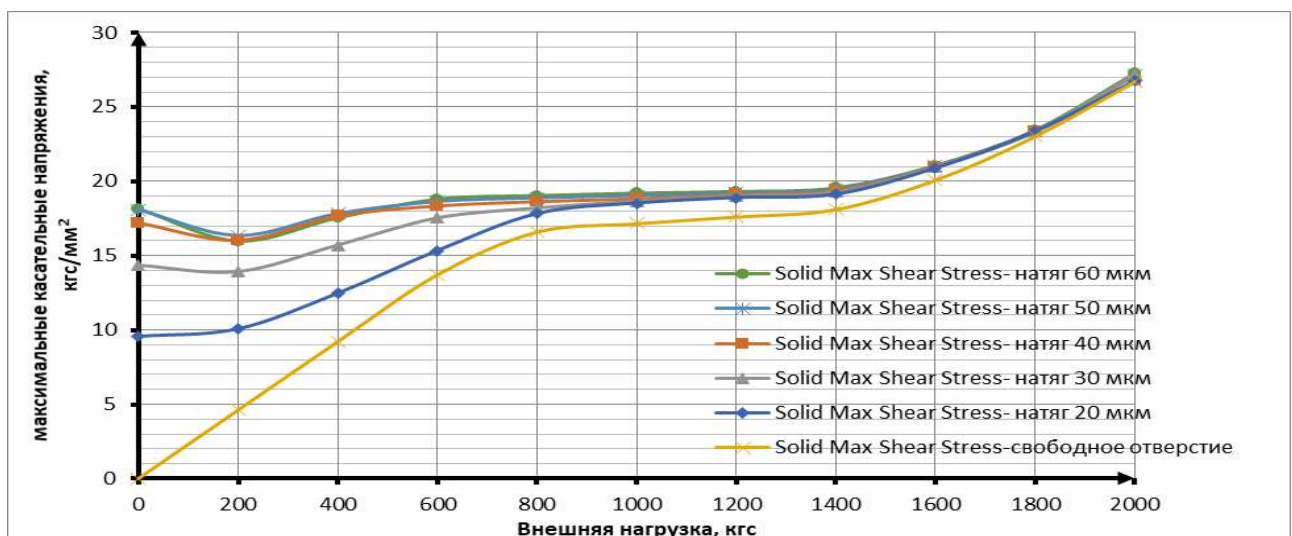


Рисунок 9 - График зависимости максимальных касательных напряжений от величины натяга

Зависимость максимальных касательных напряжений от величины натяга и прикладываемой внешней нагрузки по результатам численного моделирования

Обозначение образца	Величина прикладываемой внешней нагрузки, кгс										
	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Свободное отверстие	0,00	4,61	9,22	13,72	16,60	17,16	17,62	18,12	20,10	23,04	26,73
Натяг 20 мкм	9,56	10,07	12,46	15,33	17,82	18,53	18,89	19,12	20,88	23,35	26,74
Натяг 30 мкм	14,33	13,90	15,69	17,52	18,19	18,66	19,03	19,27	20,94	23,34	27,22
Натяг 40 мкм	17,22	16,04	17,68	18,34	18,64	18,83	19,12	19,38	21,00	23,36	26,78
Натяг 50 мкм	18,09	16,35	17,83	18,64	18,89	19,04	19,21	19,47	21,03	23,39	27,13
Натяг 60 мкм	18,17	15,99	17,54	18,80	19,04	19,20	19,31	19,56	21,06	23,44	27,26

Предполагая, что при циклическом нагружении напряжения будут изменяться строго по кривой, полученной в ходе статического нагружения. Были сделаны следующие выводы:

- анализ данных таблицы 2 показывает принципиальное различие в поведении образцов с различными величинами натягов при циклическом нагружении. Для свободного отверстия касательные напряжения до достижения начала пластических деформаций при величине нагрузки  $800 \text{ кгс/мм}^2$  изменяются в диапазоне  $0-16,6 \text{ кгс/мм}^2$  ( $\Delta\tau = 16,6 \text{ кгс/мм}^2$ ), тогда как при натяге 50 мкм амплитуда изменения не превышает  $1 \text{ кгс/мм}^2$  ( $\Delta\tau = 0,8 \text{ кгс/мм}^2$  (с 18,09 до 18,89 кгс/мм<sup>2</sup>));

- снижение амплитуды изменения касательных напряжений в образцах с установленной втулкой натягом 50 мкм в сравнении с образцом со свободным отверстием может объяснять предположение значительного повышения усталостной долговечности сборной конструкции;

- анализ полей напряжений показал, что в момент разрушения значение максимальных касательных напряжений в зоне концентратора, для всех образцов с втулками, достигало одной и той же критической величины 1800 кгс, что объясняет одинаковость предельных нагрузок во время натурального эксперимента.

При величине натяга втулки до 30 мкм во всех диапазонах статического нагружения наблюдается монотонный рост максимальных касательных напряжений. С дальнейшим увеличением натяга (40, 50, 60 мкм) происходит

сложное изменение максимальных касательных напряжений; рост натяга более 50 мкм не приводит к значительному росту максимальных касательных напряжений, что свидетельствует о выходе деформационного отклика на «плато» (горизанталь). Данный эффект объясняется переходом от чисто упругого деформирования к развитию локальной пластической деформации (пластификации) в зоне контакта «втулка – отверстие». Например, при натяге 50 мкм достигается такое распределение остаточных напряжений, при котором формируется максимальная по площади и интенсивности зона сжимающих напряжений вокруг отверстия (рисунок 9).

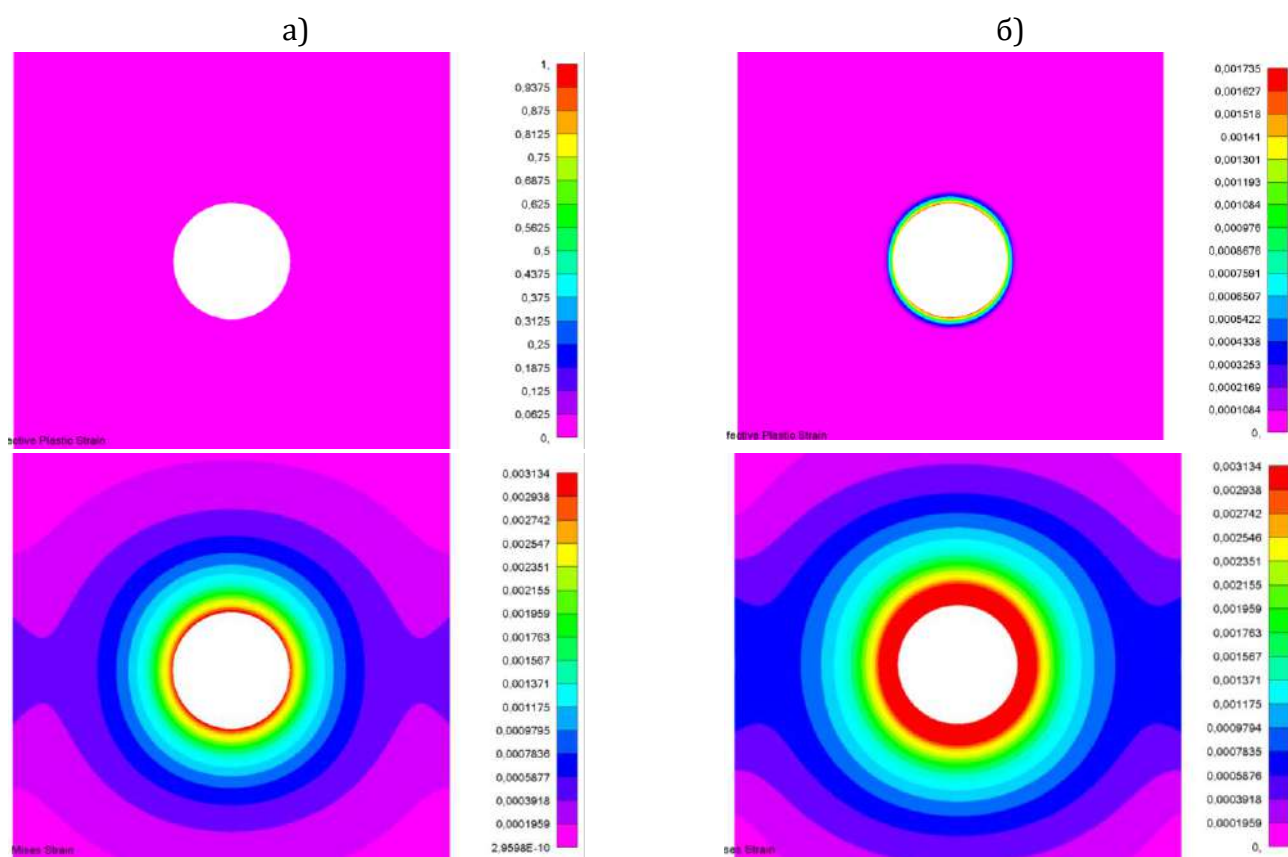


Рисунок 9 - Результаты КЭ анализа – деформации образца при установке втулки (внешняя нагрузка равна 0, втулка скрыта): а) при величине натяга 20 мкм; б) при величине натяга 50 мкм (изображения сверху – наличие пластических деформаций в зоне отверстия; изображения снизу – общие деформации в зоне отверстия).

Также величина натяга (втулка – стенка отверстия), наряду с повышением усталостных характеристик, критически влияет на технологичность процесса установки втулки. Его прирост (натяга) требует увеличения усилия запрессовки, что повышает риск повреждения поверхности отверстия и самой втулки. Следовательно, необходимо ограничение величины натяга, при которой

обеспечивается максимальное усталостная долговечность без чрезмерного усложнения монтажа.

## **Выводы**

1. Экспериментально, на основе испытаний 12 образцов, подтверждено, что установка ремонтной втулки не оказывает существенного влияния на предельную статическую прочность восстановленного соединения при натягах 20 и 30 мкм. Предельная нагрузка определяется достижением критического уровня максимальных касательных напряжений в материале пластины. Расчеты МКЭ также показали, что при натягах 40, 50 и 60 мкм разрушение будет при аналогичной внешней нагрузке.

2. Методом конечных элементов выявлена нелинейная зависимость уровня максимальных касательных напряжений от величины натяга с ярко выраженным максимумом при 50 мкм. Созданное этим натягом напряженное состояние при наложении эксплуатационной нагрузки приводит к минимальной амплитуде изменения результирующих напряжений в цикле, что должно максимально подавлять инициацию и развитие усталостных трещин.

3. Натяг 50 мкм обеспечивает снижение амплитуды изменения касательных напряжений в рабочем цикле. За счет этого эффекта можно теоретически предположить, что максимально подавляется инициация усталостных трещин и, следовательно, повышается ресурс.

4. Дальнейшее увеличение натяга (рисунок 8) (>50 мкм) не дает существенного выигрыша - наблюдается "плато" в распределении касательных напряжений и увеличение контактного давления, за счет чего увеличивается зона пластической деформации при установке.

5. Натяг 40 мкм обеспечивает максимальное снижение амплитуды изменения главных максимальных напряжений в рабочем цикле. За счет этого теоретически максимально уменьшается рост скорости трещины при ее возникновении и, следовательно, повышается усталостная долговечность.

6. Влияние натяга на статическую прочность связано с образованием зазора между втулкой и отверстием: чем выше величина натяга, тем большее потребное

усилие необходимо приложить к образцу для образования зазора между представленными поверхностями. Более высокое по величине усилие раскрытия контакта для соединений с большим натягом указывает на то, что такая конструкция дольше сохраняет свою целостность и монолитность при нагружении.

7. Для проверки гипотезы о влиянии главных максимальных и главных касательных напряжений запланировано проведение цикла усталостных испытаний образцов с варьируемым натягом (20, 30, 40, 50 мкм) с целью экспериментального подтверждения оптимальной величины натяга.

### **Заключение**

Полученные результаты согласуются с данными исследований по дорнованию отверстий в алюминиевых сплавах, где также отмечалось существенное влияние технологии обработки отверстий на распределение остаточных напряжений. Однако в отличие от известных работ, в данном исследовании, впервые выявлен экстремальный характер зависимости уровня касательных и главных максимальных напряжений от величины натяга для комбинации материалов алюминиевый сплав 1163АТ - сталь 30ХГСА.

---

### **Конфликт интересов**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

### **Conflict of interest**

The authors declare no conflict of interest.

### **Список источников**

1. Фейгенбаум Ю.М., Дубинский С.В. Влияние случайных эксплуатационных повреждений на прочность и ресурс конструкции воздушных судов // Научный вестник МГТУ ГА. 2013. № 187. С. 83–91.
2. Рыжков М.Ю., Пыхалов А.А., Зеньков Е.В. Влияние способа установки ремонтных втулок на напряженно-деформированное состояние деталей планера летательного аппарата // Труды МАИ. 2025. № 143.

3. Leon A. An investigation into the effect of cold expansion on fatigue life of aluminum alloys // International Journal of Fatigue. 2022. Vol. 154. P. 106532. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2021.106532.
4. Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Трощенко В.Т. Эволюция представлений об усталости металлов при объемном нагружении и трении // Труды VI Международного симпозиума по трибофатике. 2010. С. 77-84.
5. Третьякова Т.В., Третьяков М.П., Вильдеман В.Э. Оценка точности измерений с использованием видеосистемы анализа полей перемещений и деформаций // Вестник Пермского государственного технического университета. Механика. 2011. № 2. С. 92-100.
6. Скляр Н.М. Авиационные сплавы. Т. 1. Конструкционные стали. – М.: ОНТИ, 1975. – 429 с.
7. Кишкин С.И. Авиационные сплавы. Т. 4. Алюминиевые и бериллиевые сплавы. – М.: ОНТИ. 1982. – 626 с.
8. Finite Element Analysis of Split Sleeve Cold Expansion in 7075 Aluminum Alloy // Materials. 2023. Vol. 16, Issue 3. P. 1109. DOI: 10.3390/ma16031109.
9. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении.
10. Siwei Tao and Jiansheng Zou. Experimental study on fatigue performance of bushing repair with different fasteners // Journal of Physics Conference Series. 2021. Vol. 1885, P. 032037. DOI: 10.1088/1742-6596/1885/3/032037.
11. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
12. Зарецкий М.В., Сидоренко А.С. Оценка показателей долговечности конструкции авиационного изделия при действии случайных нагрузок // Труды МАИ, 2013, № 70: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=44479>
13. Шляпников П.А. Определение предельной амплитуды цикла упрочненных деталей с концентраторами напряжений с сжимающими средними напряжениями // Труды МАИ, 2020, № 114

14. Борисов И. В. Основы теории повреждаемости и восстановления авиационных конструкций. Учебное пособие. - Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2006. - 65 с.
15. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени // М.: Машиностроение, 1977 – 232 с.
16. Полоник Е.Н., Суренский Е.А., Федотов А.А. Автоматизация расчетов усталостной долговечности элементов авиаконструкций с геометрическими концентраторами напряжений // Труды МАИ, 2016, № 86: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=67799>.

### References

1. Фейгенбаум Ю.М., Дубинский С.В. Влияние случайных эксплуатационных повреждений на прочность и ресурс конструкции воздушных судов // Научный вестник МГТУ ГА. 2013. № 187. С. 83–91.
2. Рыжков М.Ю., Пыхалов А.А., Зеньков Е.В. Влияние способа установки ремонтных втулок на напряженно-деформированное состояние деталей планера летательного аппарата // Труды МАИ. 2025. № 143.
3. Leon A. An investigation into the effect of cold expansion on fatigue life of aluminum alloys // International Journal of Fatigue. 2022. Vol. 154. P. 106532. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2021.106532.
4. Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Троценко В.Т. Эволюция представлений об усталости металлов при объемном нагружении и трении // Труды VI Международного симпозиума по трибофатике. 2010. С. 77-84.
5. Третьякова Т.В., Третьяков М.П., Вильдеман В.Э. Оценка точности измерений с использованием видеосистемы анализа полей перемещений и деформаций // Вестник Пермского государственного технического университета. Механика. 2011. № 2. С. 92-100.
6. Скляр Н.М. Авиационные сплавы. Т. 1. Конструкционные стали. – М.: ОНТИ, 1975. – 429 с.
7. Кишкин С.И. Авиационные сплавы. Т. 4. Алюминиевые и бериллиевые сплавы. – М.: ОНТИ. 1982. – 626 с.
8. Finite Element Analysis of Split Sleeve Cold Expansion in 7075 Aluminum Alloy // Materials. 2023. Vol. 16, Issue 3. P. 1109. DOI: 10.3390/ma16031109.

9. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении.
10. Siwei Tao and Jiansheng Zou. Experimental study on fatigue performance of bushing repair with different fasteners // Journal of Physics Conference Series. 2021. Vol. 1885, P. 032037. DOI: 10.1088/1742-6596/1885/3/032037.
11. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
12. Зарецкий М.В., Сидоренко А.С. Оценка показателей долговечности конструкции авиационного изделия при действии случайных нагрузок // Труды МАИ, 2013, № 70: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=44479>
13. Шляпников П.А. Определение предельной амплитуды цикла упрочненных деталей с концентраторами напряжений с сжимающими средними напряжениями // Труды МАИ, 2020, № 114
14. Борисов И. В. Основы теории повреждаемости и восстановления авиационных конструкций. Учебное пособие. - Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2006. - 65 с.
15. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени // М.: Машиностроение, 1977 – 232 с.
16. Полоник Е.Н., Суренский Е.А., Федотов А.А. Автоматизация расчетов усталостной долговечности элементов авиаконструкций с геометрическими концентраторами напряжений // Труды МАИ, 2016, № 86: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=67799>.

### **Информация об авторах**

**Михаил Юрьевич Рыжков**, инженер – конструктор отдела прочностных расчетов, ПАО «Яковлев», Москва, Россия; аспирант, Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия; e-mail: [mixa1997ruz@mail.ru](mailto:mixa1997ruz@mail.ru)

**Анатолий Александрович Пыхалов**, д.т.н., профессор, Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск, Россия; директор Учебно-научного центра «Компьютерные технологии инженерного анализа», профессор

кафедры "Физика, механика и приборостроение", Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия; e-mail: [pykhalov\\_aa@mail.ru](mailto:pykhalov_aa@mail.ru)

**Евгений Вячеславович Зеньков**, к.т.н., доцент кафедры механики и сопротивления материалов, Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия; доцент кафедры управления качеством и инженерной графики, Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск, Россия; e-mail: [jovanny1@yandex.ru](mailto:jovanny1@yandex.ru)

### Information about the authors

**Mikhail Yu. Ryzhkov**, Design Engineer at the Strength Analysis Department, Public Joint-Stock Company (PJSC) «Yakovlev», Moscow, Russia; Postgraduate Student, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia; e-mail: [mixa1997ruz@mail.ru](mailto:mixa1997ruz@mail.ru)

**Anatoly A. Pykhalov**, D. Sc. (Engineering), Professor, Irkutsk State University of Communications, Irkutsk, Russia; Director of the Educational and Research Centre «Computer Technologies for Engineering Analysis», Professor at the Department of Physics, Mechanics and Instrumentation, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia; e-mail: [pykhalov\\_aa@mail.ru](mailto:pykhalov_aa@mail.ru)

**Evgeny V. Zenkov**, Ph.D. (Engineering), Associate Professor at the Department of Mechanics and Strength of Materials, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia; Associate Professor at the Department of Quality Management and Engineering Graphics, Irkutsk State University of Communications, Irkutsk, Russia; e-mail: [mixa1997ruz@mail.ru](mailto:mixa1997ruz@mail.ru)

---

Получено 22 декабря 2025 ● Принято к публикации 21 января 2026 ● Опубликовано 30 апреля 2026  
Received 22 December 2025 ● Accepted 21 January 2026 ● Published 30 April 2026

---