

**Исследование усталостной долговечности
болтовых соединений авиационных конструкций
при численном моделировании в программном
комплексе ANSYS Workbench**

© С.Е. Люминарский, А.Д. Алексеев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

Представлено численное моделирование болтовых соединений авиационных конструкций для оценки их усталостной долговечности при комбинированном блок-программном нагружении. Одна из основных задач при построении математических моделей — рациональное упрощение геометрии деталей без заметного ухудшения точности расчетов. Для болтовых соединений это особенно актуально, так как моделирование резьбы на каждом болте является трудоемким процессом, для которого требуется большой объем оперативной памяти. В качестве методики предложено конечно-элементное моделирование болтового соединения в ANSYS Workbench с упрощенным представлением резьбы. Исследовано пять разных вариантов моделирования, различающихся геометрией и типом контакта, а также проведено сравнение полученных результатов с эталонной моделью, воспроизводящей полноценную резьбу. Установлена расчетная модель болтового соединения, которая позволяет получить наиболее оптимальную оценку расчетного значения долговечности. Предложенная модель имеет наименьшее значение долговечности, что обеспечивает дополнительный запас прочности при проектировании.

Ключевые слова: болтовое соединение, усталостная долговечность, конечно-элементное моделирование, ANSYS Workbench, резьба, концентрация напряжений

Введение. Болтовое соединение (БС) — один из наиболее распространенных способов соединения блоков и элементов в строительстве и машиностроении, основным признаком которого является наличие резьбы. К преимуществам БС относятся ремонтпригодность, простота монтажа, регулируемая прочность посредством натяжения болтов, а также низкая стоимость [1–3]. Однако вследствие резкого изменения геометрии резьбовое соединение становится концентратором напряжений, в связи с чем требуется проведение детального проектирования и расчета [4–6].

Во время полета конструкция самолета испытывает воздействие нагрузок разных видов, что приводит к изменению структуры используемых материалов, а затем к усталостному разрушению изделия. В работах [1, 2, 7] рассмотрено влияние разных внешних факторов на сопротивление усталости. Поэтому особенно важно выполнить точное численное моделирование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений [8–10]. Современные комплексы инженерного анализа предоставляют множество возможностей дать оценку усталостной долговечности разных деталей.

Поскольку в реальных условиях конструктивные элементы подвергаются переменной нагрузке, амплитудное значение напряжений при нагружении такого типа, приводящем к разрушению, обычно в несколько раз меньше, чем при статическом. Поэтому использование особого подхода к расчету болтовых соединений является актуальной, но достаточно сложной задачей.

Современные САЕ-технологии позволяют весьма точно прогнозировать поведение соединений в реальных эксплуатационных условиях, что существенно сокращает объем дорогостоящих натурных испытаний. Однако развитие программных комплексов способствует возникновению все большего количества подходов к решению отдельных задач. Так, моделирование болтового соединения при комбинированном блок-программном нагружении можно выполнять разными способами. При этом незначительное различие в полученном напряженно-деформированном состоянии может сильно отразиться на полученном результате, что является весомым фактором для авиационной промышленности. Примеры моделирования напряженно-деформированного состояния болтового соединения в конструкциях приведены в [5, 11, 12].

При расчете сложных узлов самолета, в состав которых входит много деталей и болтов, приходится разрешать проблему моделирования болтовых соединений. При использовании геометрических моделей болтов и гаек с витками требуется огромное количество конечных элементов, что существенно усложняет расчет. Помимо того, что блок-программное нагружение содержит множество уникальных комбинаций нагрузок, назначение их в виде расчетных случаев дополнительно приводит к значительным временным затратам. Следовательно, значимость данной работы заключается в том, что появляется возможность применять в авиационной промышленности разработанные рекомендации по расчету на усталостную долговечность болтовых соединений при комбинированном блок-программном нагружении. Представленное математическое моделирование болтовых соединений выполняется в программном комплексе ANSYS Workbench, расчетные исследования проведены для болта M12.

Цель работы — разработка способа упрощенного моделирования болтового соединения, позволяющего получить наиболее достоверную оценку его усталостной долговечности в условиях комбинированного нагружения.

Использованные методы моделирования. Для решения изложенной проблемы предполагается моделирование болтового соединения с упрощенной геометрией и разбиение на конечные элементы в программной среде ANSYS Workbench. Чертеж геометрии соединения, для которого проводятся исследования, представлен на рис. 1.

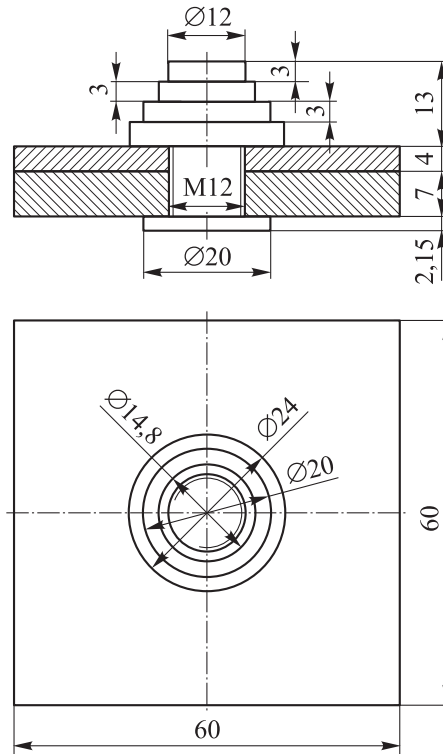


Рис. 1. Геометрический чертеж упрощенной модели соединения (размеры указаны в миллиметрах)

Были применены детали из следующих материалов:

- болт, гайка, шайба из закаленной в воде стали марки 07X16H6 (модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; предел текучести $\sigma_T = 835$ МПа; предел прочности $\sigma_B = 1080$ МПа);

- пластины из алюминиевого сплава (Aluminum Alloy) из стандартной библиотеки ANSYS (модуль Юнга $E = 0,7 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,33$).

Способ определения напряженно-деформированного состояния основан на конечно-элементном моделировании болтового соединения для его упрощенного представления. Расчетная конечно-элементная модель этого соединения показана на рис. 2.

Статистические данные свидетельствуют о том, что большинство разрушений происходит в резьбовой части болтов в области опорной поверхности гайки. Поэтому для расчетных моделей была принята упрощенная геометрия при условии сохранения зоны наиболее частого усталостного повреждения. В связи с тем, что важной задачей было определение оптимального количества конечных элементов в витке резьбы, были проведены расчеты с моделированием одного

витка резьбы, в которых варьировалось число разбиений по дуге впадины. В результате было установлено, что шесть элементов обеспечивают достаточную сходимость решения без существенного увеличения временных затрат.

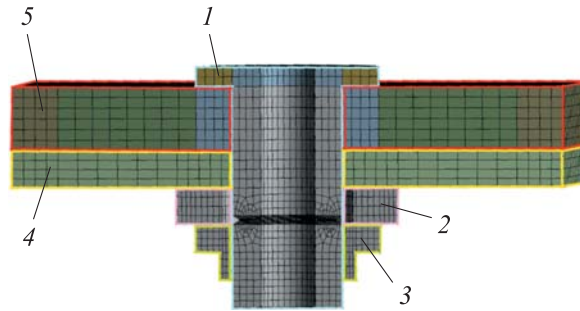


Рис. 2. Сечение расчетной конечно-элементной модели:
1 — болт; 2 — шайба; 3 — гайка; 4, 5 — соединяемые детали

Для оценки усталостной долговечности деталей, подверженных блок-программному нагружению, была применена методика с использованием эффективных коэффициентов концентрации напряжений, основанная на теории статического подобия [1, 2]. Эти коэффициенты позволяют учесть разницу между медианным значением предела выносливости детали, полученного при испытаниях, и медианным значением предела выносливости, характеризующего только свойства материала гладких полированных образцов.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K для образца и детали определяются по следующей формуле [1, 13]:

$$K = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_A} \frac{1}{K_V},$$

где K_{σ} — коэффициент концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$ — коэффициент, учитывающий влияние размеров поперечного сечения; $K_{F\sigma}$ — коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности; K_A — коэффициент, учитывающий текстуру материала; K_V — коэффициент, учитывающий влияние поверхностного упрочнения.

Влияние текстуры материала, а также поверхностного упрочнения не учитывается, поэтому коэффициенты K_V и K_A принимаются равными 1. Поскольку поверхность резьбы обрабатывается точением, $K_{F\sigma} = 0,92$ [1].

Суммарный коэффициент $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$, учитывающий влияние концентрации напряжений и масштабного фактора, определяется по формуле [2]

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = \frac{\alpha_{\sigma}}{\varepsilon_{\infty} + (1 - \varepsilon_{\infty}) \left(\frac{1}{88,3} \frac{L}{\bar{G}} \right)^{-v_{\sigma}}},$$

где α_{σ} — теоретический коэффициент концентрации (ГОСТ 25.504–82, черт. 3 на с. 101), $\alpha_{\sigma} = 2,32$; ε_{∞} — коэффициент влияния абсолютного размера поперечного сечения на предел выносливости, $\varepsilon_{\infty} = 0,5$ [2]; L — периметр максимально нагруженного участка концентратора, для детали с $L = L_d$ снимается с модели, для образца с $L = L_{обр} = \pi d_0$ (d_0 — наружный диаметр образца, имеющего проточку радиусом $\rho = 0,75$ мм, $d_0 = 7,5$ мм); $\bar{G}$ — относительный градиент напряжений; v_{σ} — коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, $v_{\sigma} = 0,092$.

Для детали относительный градиент $\bar{G}_d$ определяется в точке концентратора по нормали к поверхности с использованием программы ANSYS, для образца — $\bar{G}_{обр} = 2(1 + \varphi)/\rho$, где $\varphi = \frac{1}{\sqrt[4]{(t/\rho) + 2}}$, $t = \rho$. Все значения коэффициентов принимались в соответствии с рекомендациями В.П. Когаева [1].

Для расчета долговечности N_d болта по действующим напряжениям в концентраторе используется следующее выражение:

$$N_d = \frac{10^C \alpha_{\sigma}^m}{\left(\frac{K_d}{K_{обр}} \sigma_d^{экр} \right)^m},$$

где K_d — эффективный коэффициент концентрации напряжений детали; $K_{обр}$ — эффективный коэффициент концентрации образца; $\sigma_d^{экр}$ — эквивалентное напряжение в точке концентратора детали; C, m — параметры экспериментальной кривой усталости для сечения нетто.

Значения эквивалентных напряжений $\sigma_d^{экр}$ в расчетной точке детали определяются в соответствии с формулой

$$\sigma_d^{экр} = \sqrt[m]{\sum (n_i \sigma_{zi}^m)},$$

где n_i — количество циклов нагружения с равной амплитудой и средним значением; σ_{zi} — значение напряжения отнулевого цикла, эквивалентного по повреждаемости i -му циклу.

Приведение циклов к отнулевым выполняется в соответствии с формулами Одингга:

$$\sigma_{zi} = \begin{cases} \left(2\sigma_a^i\right)^{1-\chi} \left(\sigma_{\max}^i\right)^{\chi}, & \text{при } \sigma_m^i \geq 0; \\ 2^{1-\chi} \left(\sigma_a^i + b\sigma_m^i\right), & \text{при } \sigma_m^i < 0 \text{ и } \sigma_{\max}^i > 0; \\ 0, & \text{при } \sigma_{\max}^i \leq 0, \end{cases}$$

где χ и b — эмпирические коэффициенты, $\chi = 0,5$ и $b = 0,2$ [13]; σ_a^i — амплитуда i -полного цикла; σ_m^i — среднее напряжение i -полного цикла; $\sigma_{\max}^i$ — максимальное напряжение i -полного цикла.

Полученные результаты и их обсуждение. Болтовые соединения в конструкциях в основном работают на нагружение двух видов: на отрыв и на срез. Рассмотрено комбинированное нагружение, граничные условия расчетной модели показаны на рис. 3.

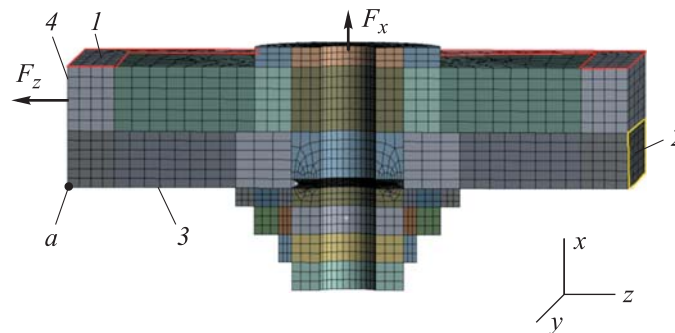


Рис. 3. Граничные условия расчетной модели

Нагрузка F_x , обеспечивающая работу соединения на отрыв, прикладывается на поверхности верхней пластины (зона 1). Срез болта обеспечивает сила F_z , приложенная к торцевой поверхности верхней пластины (зона 4). Помимо того, на торцевую поверхность нижней пластины задано ограничение на перемещение вдоль оси Oz (зона 2), а на лицевую поверхность — вдоль оси Ox (зона 3). Произвольной точке нижней пластины запрещена возможность смещения вдоль оси Oy (точка a).

Для сравнения упрощенных моделей болтового соединения сначала был выполнен расчет эталонной модели (с полноценным воспроизведением резьбового соединения) при нагрузках $F_x = 2100$ Н и $F_z = 5300$ Н. В дальнейшем все расчеты проводились для указанных нагрузок. Контакт между деталями назначался как Frictional с коэффициентом трения 0,01.

Напряженно-деформированное состояние эталонной модели представлено на рис. 4. Максимальное значение первых главных напряжений равно 572,8 МПа.



Рис. 4. Напряженно-деформированное состояние эталонной модели болта; приведены первые главные напряжения, МПа

В рамках исследования предложено пять вариантов упрощенного моделирования резьбового соединения, различающихся геометрией и условиями контакта (табл. 1).

Таблица 1

Варианты упрощенного моделирования резьбового соединения

Номер модели	Описание геометрии
1	Резьба не моделируется геометрически, зазор отсутствует. Соединение осуществляется внутренним функционалом с помощью процедуры Bolt Thread Contact (контакт резьбы болта)
2	Резьба не моделируется, зазор отсутствует. Контакт деталей с низким трением (0,05)
3	Виток резьбы моделируется под шайбой в плоскости контакта с гайкой. Контакт деталей с низким трением (0,05)
4	Виток резьбы моделируется под шайбой в плоскости контакта со второй деталью. Контакт деталей с низким трением (0,05)
5	Виток резьбы моделируется под второй деталью в плоскости контакта с шайбой. Контакт деталей с низким трением (0,05)

Для сравнительного анализа предложенных моделей резьбовых соединений использовалось максимальное значение первых главных напряжений и расчетное значение усталостной долговечности (табл. 2). Анализ данных табл. 2 показал, что модели № 1 и № 2 дают значительно завышенную оценку долговечности резьбового соединения. По другим моделям напряжения получаются завышенными, а долговечность заниженной. Это означает, что реальное болтовое соединение прослужит дольше, чем показывают расчеты.

Характеристики предложенных моделей

Номер модели	$\sigma_1^{\max}$, МПа	N_d
1	199,2	$> 10^7$
2	530,9	$> 10^7$
3	1062,4	427 678
4	886,2	1 132 679
5	1175,6	233 452
Эталонный образец	572,8	10^7

Анализируя положение наиболее уязвимой зоны в эталонном образце, можно сделать вывод, что модель с имитацией витка резьбы под шайбой в плоскости соприкосновения со второй деталью (модель № 4) представляет собой наилучшее решение. Напряженно-деформированное состояние этой модели представлено на рис. 5.

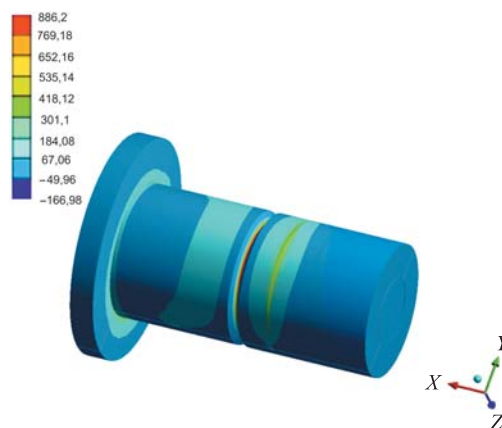


Рис. 5. Напряженно-деформированное состояние модели № 4 болта; приведены первые главные напряжения, МПа

Такой подход обеспечивает запас долговечности и является менее затратным по вычислительным и временным ресурсам.

Заключение. Ключевая проблема при создании расчетных моделей — поиск баланса между упрощением геометрии и точностью получаемых результатов. Это особенно актуально для болтовых соединений. Подробное моделирование резьбы для каждого узла, содержащего несколько десятков или сотен таких соединений, приводит к очень большому количеству конечных элементов, так как в зоне концентратора напряжений требуется уменьшать размер таких элементов. Это приводит к увеличению временных и вычислительных затрат, а зачастую

решение даже не сходится. Проведенный сравнительный анализ полученного напряженно-деформированного состояния для эталонной модели с предложенными вариантами упрощения геометрии позволил выявить, что наиболее предпочтительным вариантом является модель с расположением витка резьбы под шайбой в плоскости контакта со второй деталью (модель № 4). В этом случае обеспечивается запас прочности и расположение моделируемого витка совпадает с действительным. Таким образом, использование упрощенной модели болтового соединения № 4 демонстрирует наилучшее сочетание вычислительной эффективности и консервативной оценки усталостной долговечности, что дает возможность рекомендовать представленный подход для применения в расчетах сложных узлов авиационных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. *Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность*. Москва, Машиностроение, 1985, 223 с.
- [2] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. *Несущая способность и расчеты на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1975, 488 с.
- [3] Juvinall R.C., Marshek K.M. *Fundamentals of Machine Component Design*. Wiley, 2017.
- [4] Гучинский Р.В. Расчет усилия контролируемой затяжки в групповом болтовом соединении. *Вестник Брянского государственного технического университета*, 2020, № 6, с. 12–21.
- [5] Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бокучава П.Н. Моделирование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений в среде ANSYS. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 8, с. 11–18. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-11-18
- [6] Еремин В.П., Больших А.А. Глобально-локальное моделирование односрезных болтовых соединений типа композит — металл и композит — композит в конструктивных силовых элементах самолета. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2020, вып. 5. DOI: 10.18698/2308-6033-2020-5-1981 URL: <https://engjournal.bmstu.ru/catalog/arise/dcpa/1981.html>
- [7] Стрижиус В.Е. *Методы расчета усталостной долговечности элементов авиаконструкций: справочное пособие*. Москва, Машиностроение, 2012, 272 с.
- [8] Zhao P., Liu J., Gong H., Xue F. Study on tightening, anti-loosening, and fatigue resistance performances of bolted joints with different anti-loosening washers and nuts. *Applied Sciences*, vol. 13, no. 24, p. 13253, Dec. 2023. DOI: 10.3390/app132413253
- [9] Pyskunov S.O., et al. Analysis of the stress state of the bolted connection taking into account the bolt tension. *Strength of Materials and Theory of Structures*, 2024, no. 113, pp. 37–44.
- [10] Sun W., et al. Modeling of preload bolted flange connection structure for loosening analysis and detection. *Shock and Vibration*, 2022, vol. 2022, pp. 1–25. DOI: 10.1155/2022/8812012
- [11] Sun G., Belyaeva Z.V., Mironova L.I. Calculation of stress concentration factor in bolts of beam-column connections. *Bulletin of Civil Engineering*, 2024, no. 6 (107), pp. 61–67. DOI: 10.23968/1999-5571-2024-21-6-61-67

- [12] Correia J.A.F.D.O., Pedrosa B.A.S., Raposo P.C., De Jesus A.M.P., dos Santos Gervásio H.M., Lesiuk G.S., et al. Fatigue strength evaluation of resin-injected bolts connections using statistical analysis. *Engineering*, 2017, vol. 3, iss. 6, pp. 795–805.
- [13] Воробьев А.З., Олькин Б.И., Стебеньев В.Н. и др. *Сопротивление усталости элементов конструкций*. Москва, Машиностроение, 1990, 240 с.

Статья поступила в редакцию 19.01.2026

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Люминарский С.Е., Алексеев А.Д. Исследование усталостной долговечности болтовых соединений авиационных конструкций при численном моделировании в программном комплексе ANSYS Workbench. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2026, вып. 4. EDN RAEYOO

Люминарский Станислав Евгеньевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: lum@bmstu.ru

Алексеев Александр Денисович — студент магистратуры факультета РК, МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: alekseevad1@student.bmstu.ru

Investigation of Fatigue Durability of Bolted Joints of Aircraft Structures in Numerical Simulation in the ANSYS Workbench Software Package

© S.E. Lyuminarskiy, A.D. Alekseev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

The article is devoted to numerical modeling of bolted joints of aircraft structures in order to assess their fatigue life under combined block-program loading. One of the key tasks in constructing mathematical models is the rational simplification of the geometry of parts without a noticeable deterioration in the accuracy of calculations. This is especially important for bolted joints, because modeling the threads on each bolt is a laborious process and requires a large amount of RAM. As a technique, finite element modeling of a bolted joint in ANSYS Workbench with a simplified representation of the thread is proposed. Five different variants of simulations, differing in geometry and type of contact, were investigated, and the results were compared with a reference model reproducing a full-fledged thread. A calculation model of the bolted connection has been established, which allows us to obtain the most optimal estimate of the calculated durability value. The proposed model has the lowest durability value, which provides an additional margin of safety during design.

Keywords: bolted connection, fatigue life, finite element modeling, ANSYS Workbench, thread, stress concentration

REFERENCES

- [1] Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Raschety detaley mashin i konstruktsiy na prochnost i dolgovechnost* [Calculations of machine parts and structures for strength and durability]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 223 p.
- [2] Serensen S.V., Kogaev V.P., Schneiderovich R.M. *Nesuschaya sposobnost i raschety na prochnost detaley mashin* [Load-bearing capacity and strength calculations of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975, 488 p.
- [3] Juvinall R.C., Marshek K.M. *Fundamentals of Machine Component Design*. Wiley, 2017.
- [4] Guchinskiy R.V. Raschet usiliya kontroliruemoy zatyazhki v gruppovom boltovom soedinenii [Calculation of the force of controlled tightening in a group bolted joint]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta — Bulletin of Bryansk State Technical University*, 2020, no. 6, pp. 12–21.
- [5] Karatushin S.I., Kramova D.A., Bokuchava P.N. Modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya boltovykh soedineniy v srede ANSYS [Simulation of the Stress-Strain State of Bolted Connections in ANSYS]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye — BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2018, no. 8, pp. 11–18. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-11-18
- [6] Eremin V. P., Bolshikh A. A. Globalno-lokalnoe modelirovanie odnosreznykh boltovykh soedineniy tipa kompozit — metall i kompozit — kompozit v konstruktivnykh silovykh elementakh samoleta [Global-local modeling of single-shear composite – metal and composite – composite bolt joints in aircraft structural components]. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2020, iss. 5.
<https://doi.org/10.18698/2308-6033-2020-5-1981> Available at:
<https://engjournal.bmstu.ru/catalog/arise/dcpa/1981.html>

- [7] Strizhius V.E. *Metody rascheta ustalostnoy dolgovechnosti elementov avia-konstruktsii* [Methods for calculating fatigue life of aircraft structural elements]. Reference book. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2012, 272 p.
- [8] Zhao P., Liu J., Gong H., Xue F. Study on tightening, anti-loosening, and fatigue resistance performances of bolted joints with different anti-loosening washers and nuts. *Applied Sciences*, vol. 13, no. 24, p. 13253, Dec. 2023. <https://doi.org/10.3390/app132413253>
- [9] Pyskunov S.O., et al. Analysis of the stress state of the bolted connection taking into account the bolt tension. *Strength of Materials and Theory of Structures*, 2024, no. 113, pp. 37–44.
- [10] Sun W., et al. Modeling of preload bolted flange connection structure for loosening analysis and detection. *Shock and Vibration*, 2022, vol. 2022, pp. 1–25. <https://doi.org/10.1155/2022/8812012>
- [11] Sun G., Belyaeva Z.V., Mironova L.I. Calculation of stress concentration factor in bolts of beam-column connections. *Bulletin of Civil Engineering*, 2024, no. 6 (107), pp. 61–67. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2024-21-6-61-67>
- [12] Correia J.A.F.D.O., Pedrosa B.A.S., Raposo P.C., De Jesus A.M.P., dos Santos Gervásio H.M., Lesiuk G.S., da Silva Rebelo C.A., Calçada R.A.B., da Silva L.A.P.S. Fatigue strength evaluation of resin-injected bolts connections using statistical analysis. *Engineering*, 2017, vol. 3, iss. 6, pp. 795–805.
- [13] Vorobiev A.Z., Olkin B.I., Stebenev V.N. et al. *Soprotivlenie ustalosti elementov konstruktsiy* [Fatigue resistance of structural elements]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 240 p.

Lyuminarskiy S.E., PhD (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University. Specialist in the field of dynamics and strength of gear mechanisms; author of more than 25 scientific publications. e-mail: lum@bmstu.ru

Alekseev A.D., a graduate student, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: alekseevad1@student.bmstu.ru