

УДК 519.6

С.М. Шукаєв, К.М. Рудаков, П.А. Корнєв

**ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ НА МІЦНІСТЬ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ
З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ**

The paper presents calculation results for a double lap bolted joint with elements made of polymer composite material (PCM) for different combinations of such processing factors as size of the bolt hole and tightening torque. These calculations are as close to real situation as possible: three-dimensional and finite-element models are used; the task is solved as thermoelastic and contact taking into account power load, amount of clearance and tightness in holes, tightening torque, friction within the joint. PCM was modeled as 3D-orthotropic material. The calculations were made using FEMAP/NX NASTRAN, version 10.2.0. We made calculations according to the plan of a complete factorial experiment: two factors at three levels, nine combinations altogether. Based on calculation results a regression model was developed. It describes the influence of selected processing factors on the volume of maximum equivalent stress by von Mises. The calculation results indicated that processing factors accompanying production of the bolted joint can significantly influence the stress and deformation state of joint elements. Thus, the maximum equivalent stress in calculations changed from 782 to 1146 MPa. So, the difference exceeded 30 %. We can conclude that the method application to design of bolted joint elements with PCM, particularly in aircraft building, is promising.

Вступ

Розвиток сучасної техніки, зокрема в авіаційній і космічній галузях, потребує використання нових типів матеріалів, які б відповідали вимогам часу. Такими матеріалами є полімерні композиційні матеріали (ПКМ). Використання ПКМ дає можливість значно знизити вагу літальних апаратів й у багатьох випадках підвищити міцність деталей і вузлів. Однак застосування нових матеріалів потребує розв'язання нових задач, однією з яких є задача механічного з'єднання елементів з ПКМ. Труднощі, пов'язані з розв'язанням цієї задачі, викликані неоднорідністю структури композиційних матеріалів, що призводить до виникнення дефектів при виконанні отворів та інших видах механічної обробки.

В авіації одним із найпоширеніших типів з'єднань композитів є болтове з'єднання. Основними технологічними факторами, що впливають на міцність болтових з'єднань, є момент на ключі під час затягування гайок кріплення та характер посадки болта в отвір. Величина моменту на ключі має істотний вплив на несучу здатність з'єднання, може легко регулюватися і витримуватися на заданому рівні в умовах виробництва. Огляд літературних джерел засвідчив, що у більшості випадків зі збільшенням моменту зростає несуча здатність з'єднань, але з досягненням певної критичної величини починається процес руйнування в місцях контакту головки болта або гайки з композитом [1].

Характер посадки болта в отвір також є одним із найбільш значущих технологічних факторів. З літератури відомо, що зі збільшенням зазору в посадці зменшуються жорсткість з'єднання і незначно – несуча здатність [2–4]. Основним наслідком наявності зазору є нерівномірність розподілу контактних напружень по поверхні отвору, що приводить до появи місцевих деформацій зминання кромки, викришування матриці. Також це негативно впливає на втомну міцність з'єднання [2].

У багаторядних з'єднаннях збільшення зазору в одному з рядів (або болтів) спричиняє появу істотної нерівномірності в розподілі навантаження по болтах аж до розвантаження кріплень із великим зазором [4]. У цілому зазор впливає в основному на жорсткість з'єднання і при помірних величинах дає змогу полегшити процес складання пакета без втрати несучої здатності [3]. Таким чином, вибір оптимального зазору в посадці дає можливість не вдаватися до використання посадки з нульовим зазором, що значно спрощує процес складання виробу. Вплив посадки з натягом поки мало вивчений і потребує додаткових досліджень. Такі посадки для композитів порівняно з металами не мають ефекту зміцнення отвору від натягу та супроводжуються ушкодженням поверхні отвору в процесі монтажу.

Поряд з натурними і лабораторними експериментами значна увага приділяється розвитку числових розрахунків на міцність, основою яких є розрахунки напружено-деформованого

стану (НДС) елементів з'єднання. Для з'єднань, що містять деталі з ПКМ, доречно враховувати в розрахунках на статичну та циклічну міцність вплив технологічних факторів.

Постановка задачі

Метою роботи є проведення числових розрахунків болтового з'єднання пакета, що включає елементи з ПКМ, із врахуванням таких технологічних факторів, як момент на ключі та зазор у посадці, відповідно до плану повного факторного експерименту, а також створення регресійної моделі впливу факторів на рівень еквівалентних напружень. Це дасть можливість аналізувати вплив технологічних факторів на міцність болтових з'єднань, не проводячи складних розрахунків у повному обсязі.

Моделювання болтового з'єднання

Для моделювання з'єднання використовувався скінченноелементний пакет Femap v10.2.0 з процесором NX Nastran 7.1, який дає змогу виконувати числовий аналіз НДС деталей, отримувати розв'язки для нелінійних просторових задач, задач механіки композитів і композитних структур, отримувати розв'язки крайових контактних задач.

Розрахунки виконували для дворядного двозрізного болтового з'єднання двох композитних пластин накладками з титанового сплаву, які з'єднуються болтами і гайками (рис. 1). Розміри композитних пластин: $250 \times 40 \times 7$ мм, накладок – $130 \times 40 \times 7$ мм, діаметр болтів – 6 мм. Пластини із ПКМ моделюються як 3D-ортотропний матеріал з модулями Юнга $E_{11} = 54,25$, $E_{22} = 54,25$, $E_{33} = 10$ ГПа, модулями зсуву $G_{12} = 20,72$, $G_{13} = 4,55$, $G_{23} = 4,55$ ГПа і коефіцієнтами Пуассона $\nu_{12} = 0,309$, $\nu_{13} = 0,332$, $\nu_{32} = 0,332$. Матеріал накладок – титановий сплав ВТ-6С з модулем пружності $E = 110$ ГПа і коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$. Матеріал болтів – сталь 30ХГСА з модулем пружності $E = 210$ ГПа, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$.

Розв'язувалась контактна стаціонарна задача (пружний випадок). Для кожної пари кон-

тактуючих поверхонь були створені відповідні обмеження щодо їх контакту (коефіцієнт тертя, відстань, за якої враховується контакт, тощо). Детальний опис розмірів елементів болтового з'єднання, механічних характеристик матеріалів, типу скінченного елемента, методик завдання моменту на ключі й зазору в посадці, методики розрахунку НДС болтового з'єднання можна знайти в працях [5, 6].

Планування числового експерименту

Зразок (див. рис. 1) випробувався на втому при знакопостійному циклі навантаження, в якому мінімальне значення розтяжного зусилля дорівнювало 10 % від максимального. Слабкою ланкою виявився болт, що є ближчим до сили, яка навантажує з'єднання. Він руйнувався за механізмом відриву. В статті [6] наведені графіки розподілу осьових напружень у цьому болті при максимальному та мінімальному навантаженні. Ці графіки є типовими для двозрізних дворядних болтових з'єднань. Вони показують, що в болтах виникають значні напруження згину, які накладаються на напруження від затягування болтів. Ще наявні дотичні напруження зрізу. Оскільки матеріал болтів можна віднести до класу пластичних (відносні розтяг і звужування після розриву $\delta \approx 10\%$ і $\psi \approx 45\%$ після загартування та відпускання), то більш інформативною характеристикою напруженого стану далі будемо вважати еквівалентне напруження за Мізесом, яке враховує всі компоненти напружень.

Розрахунки моделі з'єднання виконували відповідно до плану повного факторного експерименту $3^2/9$: два фактори на трьох рівнях – всього дев'ять комбінацій. Максимальний рівень моменту на ключі ($M_{кл}$) був вибраний за галузевим стандартом ОСТ 100017-89 і дорівнював 6 Нм, мінімальне значення взяли рівним 2 Нм, проміжне значення – 4 Нм. Максимальний зазор (δ) при посадці болта в отвір задавався на рівні 140 мкм, мінімальне значення – 0 мкм, а середнє – 70 мкм. За функцію відгуку \hat{y} було вибрано максимальне еквівалентне напруження за Мізесом σ_{eqM} у МПа. У всіх розрахунках значення сили розтягання зразка $N = 20$ кН.

Регресійна модель, що відповідає обраному плану експерименту має такий вигляд:

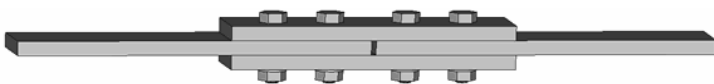


Рис. 1. Дворядне двозрізне болтове з'єднання (зразок)

Таблиця 1. Матриця планування

Номер розрахунку	Фактори									
	Натуральні		Кодовані							
	δ , мм	$M_{кл}$, кНм	x_1	x_2	x_1x_2	x_1z_2	x_2z_1	z_1	z_2	z_1z_2
1	0	2	-1	-1	1	-1	-1	1	1	1
2	0	4	-1	0	0	2	0	1	-2	-2
3	0	6	-1	1	-1	-1	1	1	1	1
4	70	2	0	-1	0	0	2	-2	1	-2
5	70	4	0	0	0	0	0	-2	-2	4
6	70	6	0	1	0	0	-2	-2	1	-2
7	140	2	1	-1	-1	1	-1	1	1	1
8	140	4	1	0	0	-2	0	1	-2	-2
9	140	6	1	1	1	1	1	1	1	1

$$\hat{y} = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_1x_2 + b_4 \cdot x_1z_2 + b_5 \cdot x_2z_1 + b_6 \cdot z_1 + b_7 \cdot z_2 + b_8 \cdot z_1z_2, \quad (1)$$

де x_1, x_2, z_1, z_2 – кодовані значення факторів δ і $M_{кл}$, які обчислювалися за формулами

$$x_1 = \frac{1}{70}(\delta - 70); x_2 = \frac{1}{2}(M_{кл} - 4); \quad (2)$$

$$z_1 = 3\left(x_1^2 - \frac{2}{3}\right); z_2 = 3\left(x_2^2 - \frac{2}{3}\right).$$

У табл. 1 подана матриця планування числового експерименту, де наведені натуральні і кодовані значення факторів для кожного розрахунку. План відповідає критеріям ортогональності та D-оптимальності (план є рівномірним) [7].

Результати розрахунків

Як і в статтях [5, 6], розрахунки продемонстрували, що сила навантаження N викликає вигин болтів. Це призводить до виникнення в них значних згинальних напружень, накладених на напруження розтягання від затягування болтів. Особливо високий рівень напружень у найближчому до навантаження болті (№1). Згинання болтів призводить до виникнення в пластині з ПКМ зон із підвищеним рівнем стискаючих контактних напружень на виходах із отворів [6], а також до нерівномірного розподілу напружень на бічних поверхнях цих отворів, що може викликати їх місцеве пошкодження. Аналогічні результати докладніше описано в працях [5, 6].

Щодо дотичних напружень у болті від зрізу, то їх максимальний рівень не перевищував 325 МПа, що приблизно відповідає 65 % від межі плинності сталі 30ХГСА ($\tau_{0,2} \approx 0,6\sigma_{0,2} \approx 500$ МПа), тому відносно зрізу болтів проблем у з'єднанні, що моделювалося, не виникло.

На рис. 2–4 показано розподіл еквівалентних напружень за Мізесом для ряду характерних точок плану експерименту. Оскільки в усіх випадках розрахунки показали, що тіло крайнього правого болта є найбільш навантаженим, то функція відгуку визначалась як максимальне еквівалентне напруження на болті.

Відповідно до результатів розрахунку величина максимального еквівалентного напруження в межах плану досліджень змінювалася в діапазоні від 782 МПа до 1146 МПа, тобто різниця перевищувала 30 %.

За методом найменших квадратів було визначено невідомі коефіцієнти регресійної моделі:

$$\hat{y}_1 = 950,110 + 70,833 \cdot x_1 + 113,667 \cdot x_2 + 15,750 \cdot x_1x_2 - 2,583 \cdot x_1z_2 + 0,083 \cdot x_2z_1 - 3,287 \cdot z_1 + 2,556 \cdot z_2 - 1,139 \cdot z_1z_2. \quad (3)$$

За відсутності паралельних дослідів і дисперсії відтворення, для оцінювання статистичної значущості коефіцієнтів регресії (3) використовували описану далі процедуру [7]. Спершу всі коефіцієнти були проранжовані за параметром

$$t_j = \frac{|b_j|}{s_Y \sqrt{c_{jj}}},$$

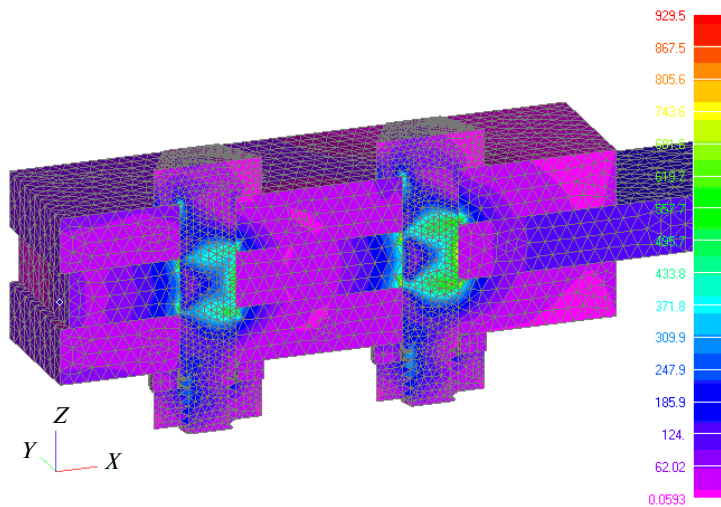


Рис. 2. Розрахунок № 1: $\sigma_{\text{eqv}M} = 782$ МПа при $\delta = 0$ мкм; $M_{\text{кл}} = 2$ Нм

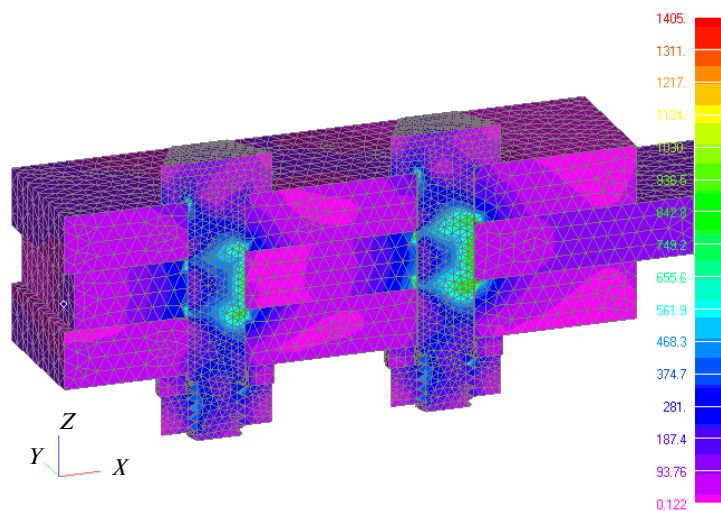


Рис. 3. Розрахунок № 5: $\sigma_{\text{eqv}M} = 947$ МПа при $\delta = 70$ мкм; $M_{\text{кл}} = 4$ Нм

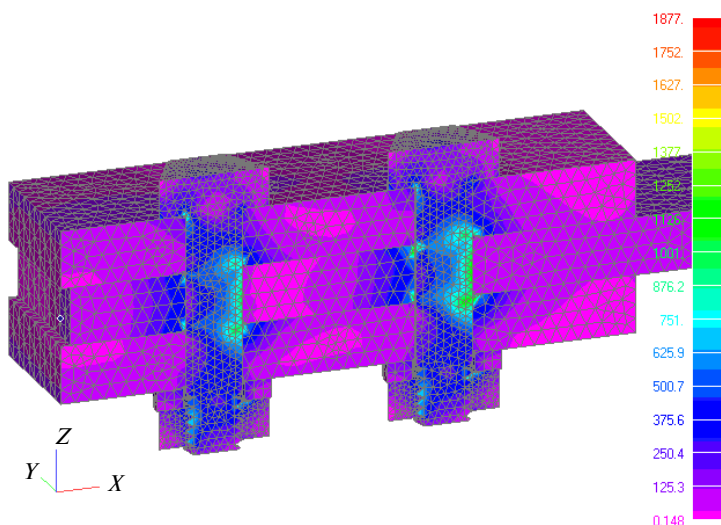


Рис. 4. Розрахунок № 9: $\sigma_{\text{eqv}M} = 1146$ МПа при $\delta = 140$ мкм; $M_{\text{кл}} = 6$ Нм

де b_j – значення відповідного j -го коефіцієнта рівняння регресії; s_Y – середнє квадратичне відхилення функції відгуку відносно загального середнього; c_{jj} – діагональні елементи матриці дисперсій-коваріацій. Після ранжування з рівняння (3) було виключено низку факторів. Виключення факторів здійснювалося до тих пір, поки зменшувалася залишкова дисперсія

$$s_{\text{зал}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^9 (Y_i - \hat{y}_i)^2}{9 - l},$$

де l – кількість коефіцієнтів у рівнянні регресії.

Після відкидання незначущих доданків отримали остаточне рівняння регресії:

$$\hat{y}_2 = 950,110 + 70,833 \cdot x_1 + 113,667 \cdot x_2 + 15,750 \cdot x_1 x_2. \quad (4)$$

Значення функції відгуку, які були отримані в розрахунках та за рівняннями (3) і (4), розміщені у табл. 2.

Як бачимо, похибка для обох регресійних моделей не перевищує 2,25 %.

Якість апроксимації рівнянням (4) оцінювали за критерієм Фішера, порівнювали залишкову дисперсію $s_{\text{зал}}^2$ з дисперсією функції відгуку відносно загального середнього s_Y^2 :

$$F = \frac{s_Y^2(f_1)}{s_{\text{зал}}^2(f_2)},$$

де числа ступенів вільності мають такі значення: $f_1 = 9 - 1 = 8$, $f_2 = 9 - 4 = 5$.

Розрахункове значення статистики Фішера $F = 47,63$ значно перевищує табличне значення $F_{\text{табл}} = 4,8183$ при рівні значущості $\alpha = 0,05$. Тобто рівняння (4) є достатньо ефективним для апроксимації числових результатів у межах обраного плану експерименту.

Таблиця 2. Порівняння значень функції відгуку, отриманих у розрахунках та за рівняннями (3) і (4)

Номер розрахунку	δ , мм	$M_{\text{кл}}$, кНм	Y , МПа	\hat{y}_1 , МПа	$\frac{ Y - \hat{y}_1 }{Y} \cdot 100 \%$	\hat{y}_2 , МПа	$\frac{ Y - \hat{y}_2 }{Y} \cdot 100 \%$
1	0	2	782	765	2,17 %	765	2,17 %
2	0	4	868	871	0,35 %	879	1,27 %
3	0	6	978	992	1,43 %	993	1,53 %
4	70	2	848	846	0,24 %	836	1,42 %
5	70	4	947	952	0,53 %	950	0,32 %
6	70	6	1075	1073	0,19 %	1064	1,02 %
7	140	2	887	907	2,25 %	907	2,25 %
8	140	4	1020	1013	0,69 %	1021	0,10 %
9	140	6	1146	1134	1,05 %	1135	0,96 %

Висновки

Наведені рисунки й числові результати свідчать, що:

- корисне навантаження N викликає вигин болтів, що призводить до виникнення в них значних згинних напружень, накладених на розтяжні напруження, від затягування болтів. Наявні й дотичні напруження від зрізу. Особливо високий рівень напружень у найближчому до місця навантаження болті;
- такі технологічні фактори, як посадка болта в отвір і момент на ключі під час затягування, істотно впливають на напружено-деформований стан елементів з'єднання;

• одержана регресійна модель у межах факторного простору дає змогу достовірно оцінити вплив характеру посадки болта в отворі та моменту на ключі під час затягування на максимальне еквівалентне напруження у з'єднанні, за яким проводять розрахунки на статичну і циклічну міцність. Таким же способом можна побудувати відповідні залежності для оцінювання інших параметрів напружено-деформованого стану елементів з'єднання.

Розглянутий підхід є перспективним для поширення його на інші технологічні фактори, зокрема для врахування впливу різних типів пошкоджень поверхні отвору, які супроводжують виготовлення болтових з'єднань.

1. *K. Karlsson*, An experimental study of rotation in a composite single bolted joint, Teknisk-naturvetenskaplig fakultet UTH-enheten, 2012, 37 p.
2. *V.P. Lawlor et al.*, "Characterisation of damage development in single-shear bolted composite joints", J. of Plastics, Rubber and Composites, vol. 31, no. 3, pp. 126–133, 2002.
3. *V.P. Lawlor et al.*, "Experimental study on the effects of clearance on single-bolt, single-shear, composite bolted joints", Ibid, vol. 31, no. 9, pp. 405–411, 2002.
4. *M.A. McCarthy and C.T. McCarthy*, "Finite element analysis of the effects of clearance on single-shear, composite bolted joints", Ibid, vol. 32, no. 2, pp. 65–70, 2003.
5. *Моделирование болтовых соединений*, содержащих детали из ПКМ, в среде FEMAP/NASTRAN / Г.А. Кривов, В.А. Матвиенко, А.Н. Рудько и др. // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2013. – № 1. – С. 90–102.
6. *Рудаков К.Н., Шукаев С.Н.* Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX NASTRAN // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування. – 2013. – № 67. – С. 199–206.
7. *Ахназарова С.Л., Кафаров В.В.* Методы оптимизации эксперимента в химической технологии: Учеб. пособие для хим.-технол. спец. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1985. – 327 с.