

УДК 539.3

Дифучин Ю.М., Рудаков К.М. д.т.н.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ З ПКМ. ПОВІДОМЛЕННЯ 2. ВПЛИВ ЗАЗОРІВ І СТРУКТУРИ ПКМ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БОЛТІВ

Dyfuchyn Y., Rudakov K.
Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine (mmi@kpi.ua)

NUMERICAL MODELLING OF BOLTED JOINTS FROM COMPOSITE. THE MESSAGE 2. EFFECT OF THE BACKLASH AND PCM STRUCTURE ON THE CHARACTERISTICS OF THE STRESS-STRAIN STATE OF BOLTS

У сучасних скінченно-елементних програмах класу PLM є можливість створювати змішані скінченно-елементні моделі шляхом "склеювання". Це дозволяє, зокрема, створювати для розрахунків на ПЕОМ відносно невеликі 3D-моделі полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) в болтових з'єднаннях, в яких ПКМ в зонах отворів моделюється пошарово (локально), а за ними – наближено, згідно з теорією "ефективного модуля" (глобально).

Раніше проведено обґрунтування можливості застосування змішаних 3D-моделей ПКМ при моделюванні болтових з'єднань шляхом проведення чисельних експериментів для визначення мінімальних розмірів зон більш точного моделювання ПКМ при забезпеченні однакової точності розрахунків.

У даному повідомленні проведено виявлення тенденцій у змінах характеристик НДС болтів при зміні структури ПКМ, з метою знаходження структур зі зниженими значеннями характеристик НДС, що визначають міцність з'єднання.

Створено 24 3D-моделі зразків однозрізного дворядного болтового з'єднання з ПКМ (контактна задача), в яких варіювалися структури ПКМ (6 варіантів), а також бічний зазор болтів з отворами (4 значення). Незмінними були величина сили стягування пакета та сила, що розтягує зразок. За результатами розрахунків визначені розподіли напружень (рисунки, графіки). Зроблено висновки, що структура пластини з ПКМ суттєво впливає на характеристики НДС як у зонах отворів у ПКМ, так і в болтах; що можна знайти таку структуру, яка забезпечить підвищення міцності з'єднання. Виявлено декілька ефектів, які можуть значно вплинути на уявлення про характеристики напружено-деформованого стану болтів в зонах отворів.

Ключові слова: чисельне 3D моделювання; ПКМ; болтове з'єднання; змішана 3D-модель ПКМ; МСЕ.

Вступ

Це Повідомлення 2 є авторським продовженням Повідомлення 1 [1], яке містить докладне обґрунтування мети та актуальності досліджень змішаних 3D-моделей зразків болтового з'єднання з полімерно-композиційним матеріалом (ПКМ).

Мета всієї роботи: виявлення тенденцій у змінах характеристик напружено-деформованого стану (НДС) у ПКМ в зонах отворів та у болтах при зміні структури ПКМ, задля знаходження структур зі зниженими значеннями характеристик НДС, що визначають міцність з'єднання.

Мета цього Повідомлення: виявлення вказаних тенденцій у болтах. Щодо виявлених тенденцій у ПКМ, то ці результати були оприлюднені на шостій технічній конференції українського відділення міжнародного товариства з просування матеріалів та технологій (SAMPE), Київ, 17 листопада 2016 р., УкрНДІАТ, і будуть викладені в статті журналу "Технологічні системи", УкрНДІАТ.

Для досягнення мети провели чисельні експерименти, причому на моделях однозрізних дворядних зразків болтових з'єднань із ПКМ (рис.1), оскільки в однозрізних болтових з'єднаннях спостерігається більш значний вигин болтів і пластин, ніж у двозрізних, що призводить до більшої неоднорідності у характеристиках НДС з'єднання, тобто створюються більш жорсткі умови деформування болтового з'єднання ПКМ, сильніше виявляються тенденції залежності у змінах характеристик НДС ПКМ у зонах отворів при зміні структури ПКМ.

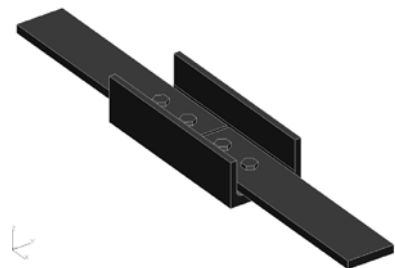


Рис. 1. Повна геометрична модель зразка для випробування на втому болтового з'єднання з ПКМ

У статті [2] встановлено, що болт однозрізного болтового з'єднання завжди "працює" не тільки на зріз, а й на згин. Крім того, було виявлено, що в отворі завжди з'являється клиновидний зазор між бічною поверхнею болта та отвором, а контактна взаємодія бічної поверхні болта із кромками отворів викликає в зонах контактів у болті додаткові від'ємні осьові напруження пікового характеру. Навіть при знакопостійному циклі основного навантаження в болті може виникнути приповерхнева зона із циклічними знакозмінними осьовими напруженнями.

Саме тому є сенс прискіпливо проаналізувати характеристики НДС болтів та ПКМ в зоні кромок отворів. Крім того, в розрахунках виявляються обриси поверхонь контакту болт/отвір, а також розподіл контактних напружень на контактних поверхнях.

Моделювали шість структур ПКМ у з'єднанні, які позначили як ПКМ-0, ..., ПКМ-V (табл.4 із [1]).

Таблиця 1

Змодельовані структури ПКМ

Варіант	Структура	Варіант	Структура
ПКМ-0	[-45/0/45/90/-45/0/45/90/-45/0/45/90]s	ПКМ-III	[-45/45/90/-45/45/90/45/0/-45/0/90/0]s
ПКМ-I	[-45/90/45/0/-45/90/45/0/-45/90/45/0]s	ПКМ-IV	[-45/90/45/90/-45/90/45/0/-45/0/45/0]s
ПКМ-II	[-45/90/45/90/-45/0/45/90/-45/0/45/0]s	ПКМ-V	[-45/90/45/90/-45/90/45/0/-45/45/0/0]s

Докладні відомості про створені змішані 3D-моделі зразка наведені в роботі [1].

Зокрема, зразок містить дві пластини із ПКМ, які з'єднані болтами зі швелером з алюмінієвого сплаву Д16АТ. Пластини ПКМ – з 24-х шарів, скомпонованих з вуглецевої стрічки (рос.) УОЛ-300-1А і ткани УТ-900-3А із сполучним матеріалом (рос.) ЭДТ-69н.

Створили моделі зразка з такими величинами бічного зазору болт/отвір δ : 0, 10, 20 і 70 мкм на діаметр 5 мм. Зазор створювали зменшенням діаметра болта (рис.2-а у [1]). Затягування пакета моделювали зменшенням відстані між голівками болта на величину $\Delta=0.08$ мм (рис.2-б у [1]).

Ще відзначимо, що для спрощення розрахунків гайку з різьбленням замінили нижньою голівкою "болта". Тому не буде інформації про напруження в зоні різьблення. Але це не завадить досягнення мети даної роботи.

Далі для спрощення будемо замість слів "зразок для випробування болтового з'єднання з ПКМ" використовувати лише одне слово "зразок".

З метою зменшення розрахункових величин напружень до прийнятних, зменшили навантаження на зразок удвічі: $N_x=10$ КН замість заявлених у [1] $N_x=20$ КН.

Початкове зусилля затягування в болтах (затягування пакета)

Скінченно-елементна модель кожного болта мала 21.3 тис. скінченних елементів (СЕ) типу TETRA другого порядку наближення із 34.7 тис. вузлами.

Визначилися зі значенням зусилля затягування в болтах. Для цього провели додатковий розрахунок з призначеним зусиллям, що розтягує зразок, $N_x=0$. На рис.2 показані графіки зміни (початок відліку – у лінії 3 на рис.3-а) осьового напруження σ_z вздовж осей болтів при зближенні голівок кожного болта на $\Delta=0.08$ мм, яким моделювали затягування пакета (першим вважали болт, ближчий до місця прикладання силового навантаження). Графіки фактично співпали. Вони показують, що в центральній зоні по довжині болтів (приблизно при $z \in [-3, 2]$ мм) осьове напруження $\sigma_z \approx 230$ МПа. В перерізі болта у вузлах на лінії 3 рис.3-а осьові напруження $\sigma_z \approx 230 \pm 1$ МПа. Тому зусилля затягування в болтах з номінальним діаметром 5 мм приблизно дорівнювало 4.5 КН. На обох кінцях осей болтів, як і повинно бути, $\sigma_z \approx 0$ МПа.

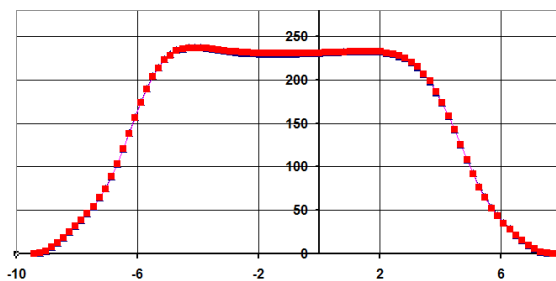


Рис. 2. Графіки поздовжнього напруження σ_z вздовж осей болтів: \blacktriangle – болт 1; \blacksquare – болт 2 ($\delta = 0$ мкм, ПКМ-0)

Для перевірки впливу на величину зусилля затягування в болтах заміни гайки "другою голівкою болта" провели додатковий розрахунок, в якому змодельовали болт з різьбленням та стандартну високу гайку (рис.4-а). Така модель кожного болта з гайкою мала приблизно 41 тис. скінченних елементів типу TETRA другого порядку наближення (Parabolic) та 61 тис. вузлів, а вся модель зразка – приблизно 122 тис. СЕ та 338 тис. вузлів, що призвело до збільшення часу розв'язування задачі. Виявилось, що в центральній зоні по довжині болтів (приблизно при $z \in [-3, 2]$ мм) і в перерізі болта у вузлах на лінії 3 рис.3-а осьові напруження $\sigma_z \approx 196$ МПа, тому зусилля затягування в болтах приблизно дорівнювало 3.85 КН. Це майже на 17% менше, ніж в моделі "болта з двома голівками". Зменшення пов'язано з більшою піддатливістю різьбового з'єднання порівняно з суцільною голівкою. Але досягненню мети роботи це заважати не може.

При $z \approx -5$ мм (в зоні, наближеній до переходу геометрії стрижня болта до нижньої голівки) на рис.2 відбувається деяке збільшення напружень. Це збурення пов'язане, вочевидь, зі зменшенням площі опори голівки болта в районі шайби, оскільки в аналогічній зоні, наближеній до переходу стрижня болта до його верхньої голівки (при $z \approx 2$ мм) такого збільшення напруження немає, як і немає шайби. На рис.4-б аналогічне збурення напружень значно сильніше і пов'язано, вочевидь, з наявністю різьблення на болті.

Оскільки пружні властивості ПКМ в структурах, що розглядалися, не змінюються, то немає сенсу проводити додаткові розрахунки для визначення σ_z та зусилля затягування в болтах: результати теж не зміняться.

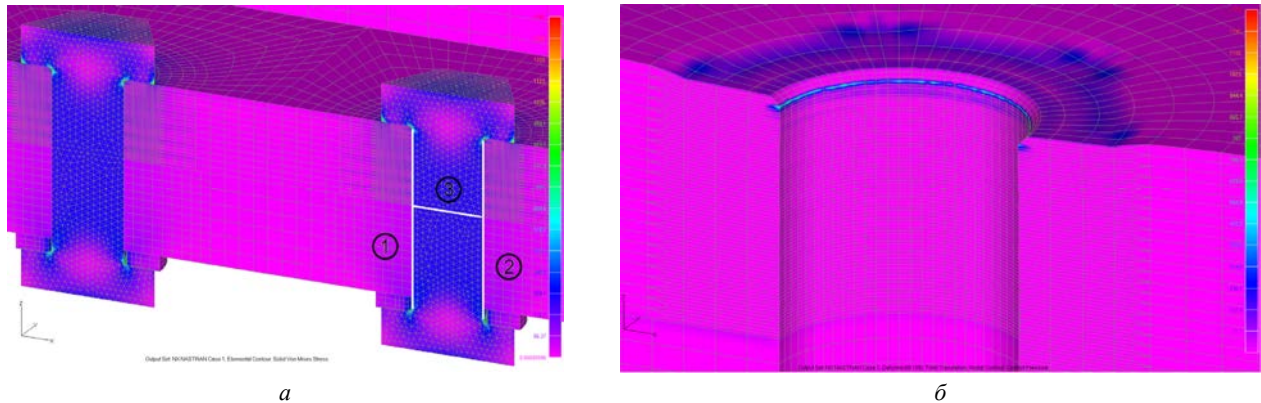


Рис. 3. Напруження σ_{Mises} , МПа, на поверхні розсічення зразка площиною XZ (а); розподілені контактні зусилля ($N_x = 0$, $\delta = 0$ мкм, ПКМ-0, болт/отвір 1, "анімація") в отворі пластини з ПКМ, МПа, (б)

Далі, для скорочення, назвемо "анімацією" перегляд об'єкта розрахунку в zdeформованому стані з накладенням на початковий стан значно збільшених (на вказаний великий відсоток) деформацій. Саме з такою "анімацією" наведені зображення на рис.3-б та на рис.13.

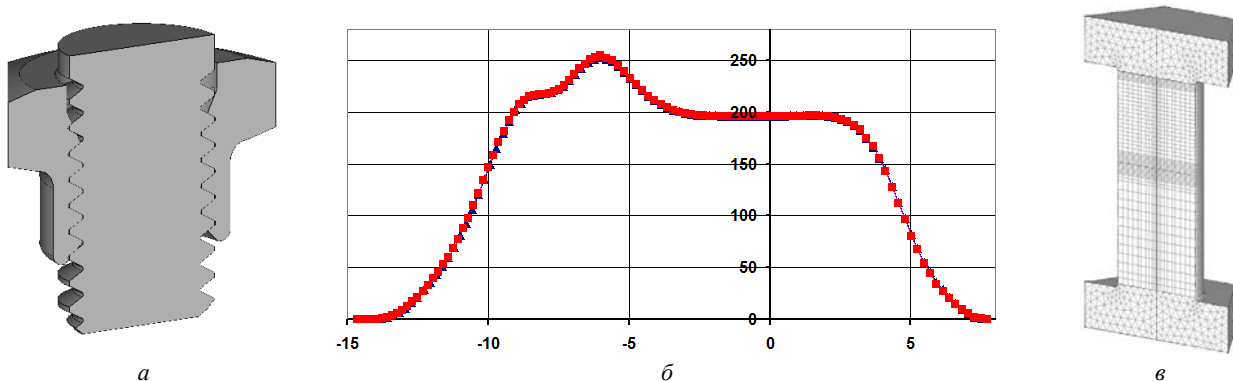


Рис. 4. Геометрична модель стандартної високої гайки MR5 (ОСТ 1 11530-74) з частиною болта – (а); графіки поздовжнього напруження σ_z вздовж осей болтів: ▲ – болт 1; ■ – болт 2 ($\delta = 0$ мкм, ПКМ-0) – (б); уточнена скінченно-елементна модель болта – (в)

На рис.3-б видно, що пластинка з ПКМ локально сильно деформувалася голівкою болта під дією сили затягування болта, причому діаметр отвору в пластині у верхньої його частині внаслідок деформації намагався зменшитися, але боковий зазор був відсутній ($\delta = 0$ мкм), тому на поверхні отвору у верхньої його частині виникли контактні зусилля. При збільшенні зазору δ контактні зусилля у верхньої частині отворів пластини з ПКМ, викликані затягуванням пакета, зникали.

Для перевірки збіжності розв'язку в болтах створили скінченно-елементну модель болта з ущільненою сіткою: 33 тис. СЕ (16.4 тис. – типу HEXA в циліндричній частині, інші – типу TETRA, всі – другого порядку наближення (Parabolic)) із загальною кількістю вузлів у 94.6 тис. (рис.4-в). Час отримання розв'язку задачі значно збільшився (оскільки загальна кількість вузлів досягла 398 тис. замість 278 тис.), але розв'язок в зонах, що аналізували, майже не змінився. Тому далі застосовували попередню модель болтів, і це не завадило досягнення мети даної роботи.

Поверхні контакту з ПКМ та контактний тиск на них

Оскільки болт однозрізного болтового з'єднання завжди "працює" не тільки на зріз, а й на згин, а в отворі завжди з'являється клиновидний зазор між бічною поверхнею болта та отвором [2], то поверхня контакту бічної поверхні болта з отвором є складною за обрисом і надає важливу інформацію щодо "некласичного"

розподілу контактної поверхні в отворах ПКМ. На поверхні болта розподіл є ідентичним, внаслідок третього закону Ньютона, тому є сенс розглянути це докладно.

Один з результатів розрахунків, що формується у Femap, є величини контактної поверхні у вузлах контактних поверхонь. Їх можна вивести у текстовий файл "під Excel" для призначеної множини вузлів. Це зробили для вузлів поверхонь отворів у пластини з ПКМ. Ще створили додаткову програму, яка перераховує координати вузлів циліндричної поверхні отвору на площину та одночасно створює плоску таблицю вузлових значень контактної поверхні, а також підраховує декілька характеристик контактної поверхні.

Зокрема, на тривимірних графіках рис.5 зображені гіперповерхні, які вказують на частку площі контактної поверхні A_C від загальної площі A отвору в ПКМ, тобто $\Delta_C = A_C / A$. Частка визначалася як відношення кількості поверхневих вузлів з ненульовим контактним тиском до загальної кількості вузлів на поверхні отвору в ПКМ.

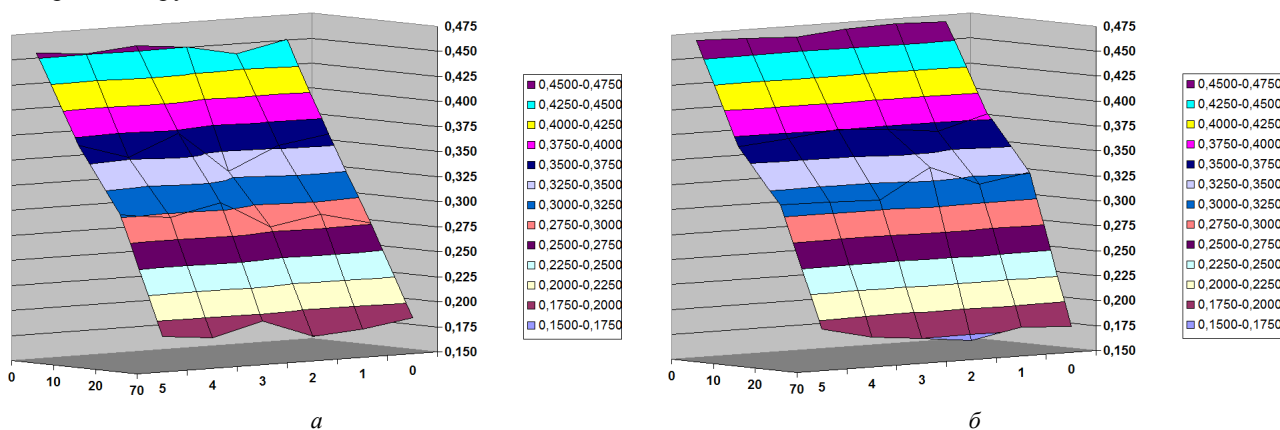


Рис. 5. Частка площі контактної поверхні від загальної площі отвору в ПКМ $\Delta_C = A_C / A$:

а – перший отвір; б – другий отвір (вісь 0...70 – бічні зазори δ , вісь 0...5 – структури ПКМ-0 ... ПКМ-V)

Відзначимо, що точність розв'язку контактної задачі призначали в 1% для балансу внутрішніх та зовнішніх робіт. Але реальна точність, на якій закінчувалися ітерації, була дещо кращою, та, головне, завжди була різною для різних структур ПКМ та зазорів. До того ж розглянуті структури ПКМ не можна характеризувати монотонною функцією, хоча в них реалізовувалася тенденція до наближення шарів з нульовим кутом укладання до нейтральної поверхні пластини з ПКМ, яка при навантаженні вигинається. З цих двох причин на графіках рис.5 немає повної гладкості поверхонь, але тенденції простежуються чітко.

Для в'яснення більш точного характеру зміни Δ_C від бічного зазору δ провели додаткові розрахунки зразка з проміжними величинами $\delta = 5, 30, 40, 50, 150$ й 250 мкм для структури ПКМ-0. Графіки зображені на рис.6. Отримали монотонно-спадний нелінійний характер кривих, які для обох отворів розрізняються, але незначно (можливо, що останнє пов'язано з майже збалансованою відносно розподілу зусиль, що припадають на болти, жорсткістю зразка). Вочевидь, що при подальшому збільшенні бічного зазору δ десь повинна проявитися асимптота. Але дуже великі бічні зазори не характерні для зрізаних болтових з'єднань.

Для аналітичної апроксимації даних рис.6 отримали таке наближення:

$$\Delta_C = a + b \cdot \exp(-c \cdot \delta), \quad (1)$$

де коефіцієнти $a = 0.1133$, $b = 0.35$, $c = 0.025$.

З цих графіків зробили висновки (діаметр отворів 5 мм та його відношення до товщини пластини з ПКМ $d/h \approx 1$), що значення Δ_C практично не залежать від зміни структури ПКМ, а також, що зі збільшенням початкового бічного зазору в отворі ПКМ δ значення Δ_C систематично зменшуються.

Всі рис.7 показують, що обриси поверхонь контакту можна назвати "смуғастими", вони мають змінну ширину, причому максимум ширини спостерігається у нижній крайки отвору.

Ще з рис.7 видно, що обриси контактних поверхонь залежать від структур ПКМ.

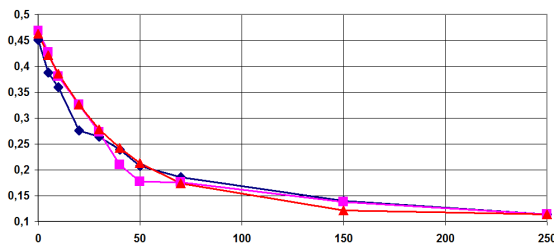


Рис. 6. Графіки залежності від бічного зазору δ частки площі контактної поверхні від загальної площі отвору в ПКМ $\Delta_C = A_C / A$, для структури ПКМ-0 (♦ - отвір 1; ■ - отвір 2, ▲ - апроксимація)

На тривимірних графіках рис.8 зображені гіперповерхні з величинами контактних розподілених зусиль на поверхні перших отворів у пластинах ПКМ в зразках зі структурами ПКМ-0 та ПКМ-III при бічному зазорі $\delta = 20$ мкм. На рис.8-а видно, що в отворі зі структурою ПКМ-0 шар з нульовим кутом укладення сприймає дуже великі зусилля порівняно з іншими. А для структури ПКМ-III (рис.8-б) контраст значно менший.

Графіки на рис.9, на яких осі ординат мають однакові діапазони значень, наочно показують залежність отриманих в розрахунках максимальних значень контактних розподілених зусиль на поверхні отворів в зразку від величини зазорів δ та структур.

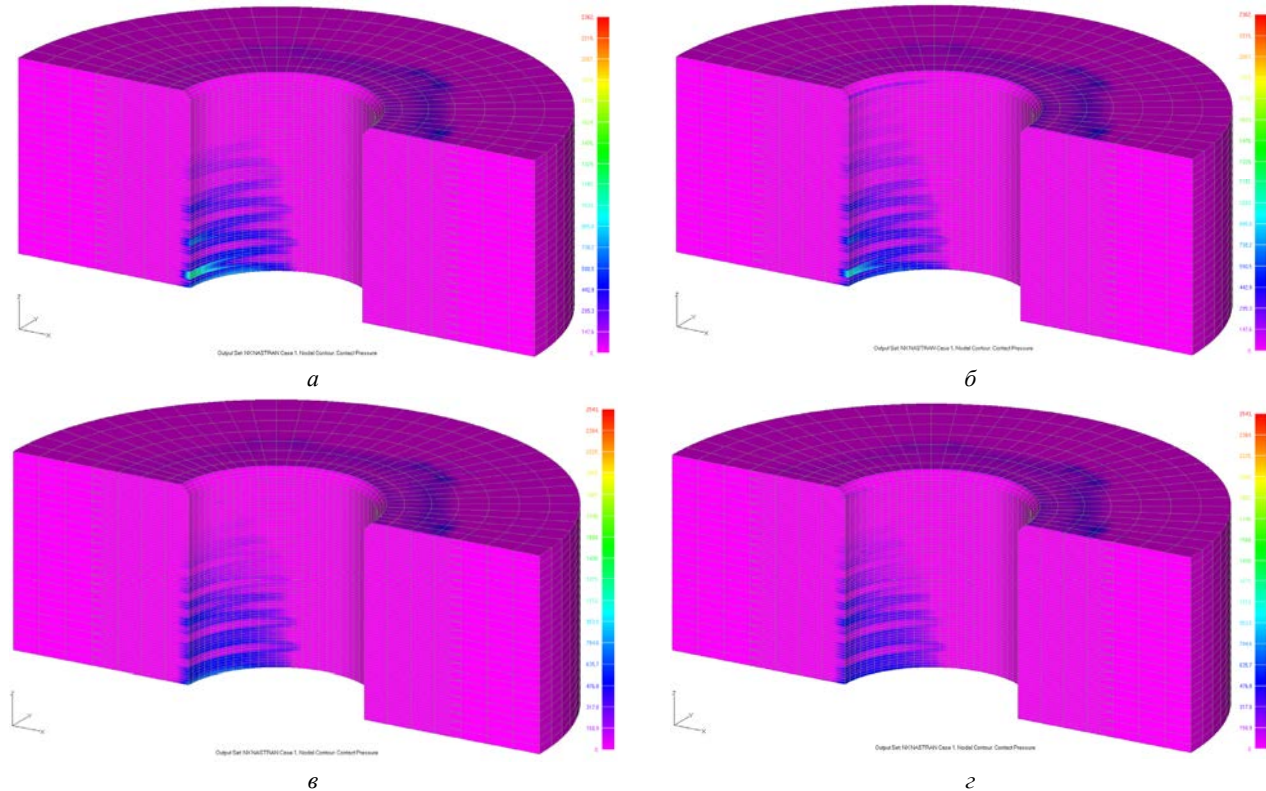


Рис. 7. Характерні обриси контактних поверхонь та рівні контактного розподіленого навантаження, МПа, на поверхнях отвору в зразку болтового з'єднання з ПКМ:
а, б – ПКМ-0, $\delta = 20$ мкм, отвори 1 і 2; в, г – ПКМ-III, $\delta = 20$ мкм, отвори 1 і 2

На рис.9-б при $\delta \approx 0$ мкм, максимальні значення контактних розподілених зусиль поведуться неоднаково.

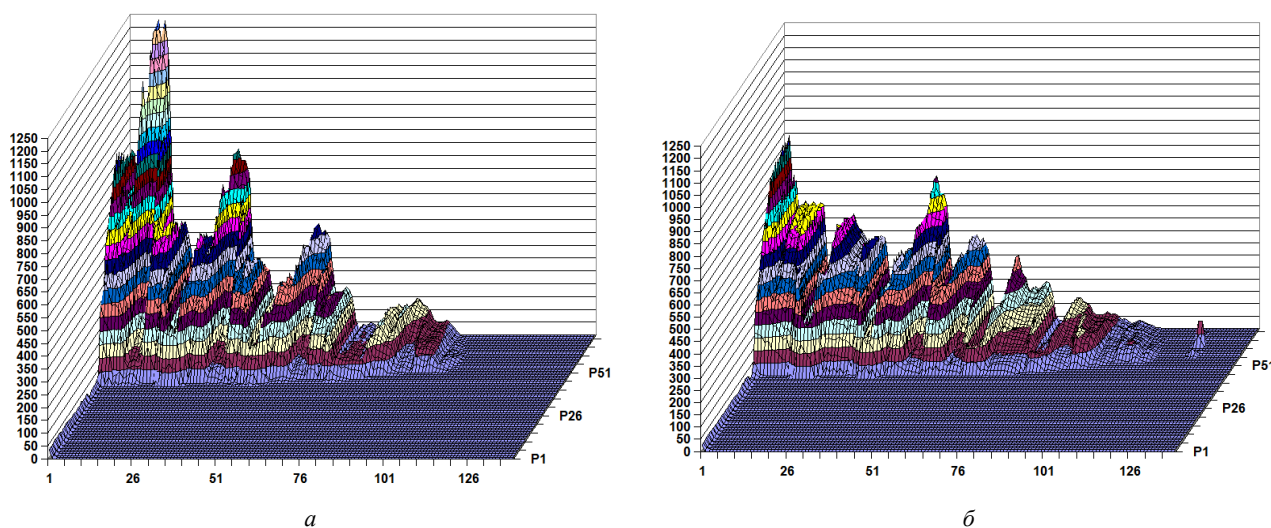


Рис. 8. Графіки контактних розподілених зусиль, МПа, на поверхні першого отвору в зразку болтового з'єднання з $\delta = 20$ мкм: а – ПКМ-0; б – ПКМ-III

Причина виявилася з рис.10: у структурі ПКМ-0 максимум виникає в другому шарі, а у ПКМ-III – в останньому (на верхньому кінці лінії 1 з рис.3-б, в лівій частині обох рис.10).

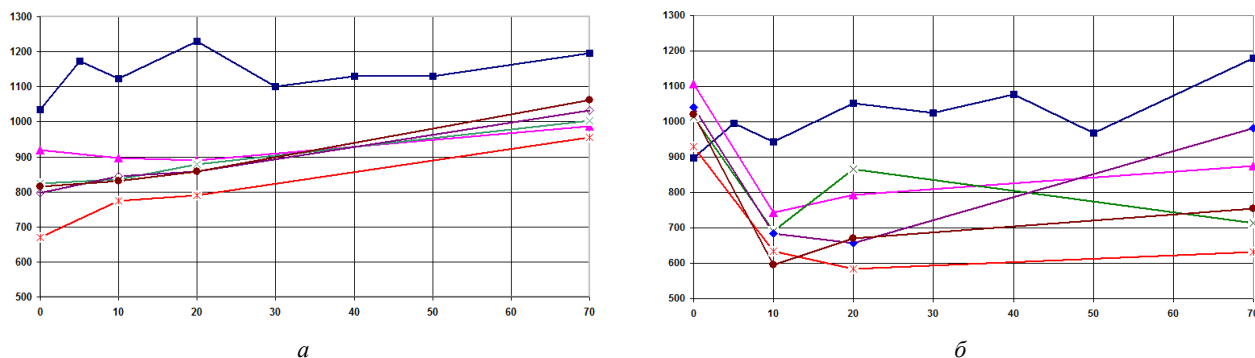


Рис. 9. Максимальні значення контактних розподілених зусиль, МПа, на поверхні отворів в зразку болтового з'єднання з ПКМ: а – перший отвір; б – другий отвір
(■ – ПКМ-0; ▲ – ПКМ-I; х – ПКМ-II; ж – ПКМ-III; ◆ – ПКМ-IV; ● – ПКМ-V)

У поясненні до рис.3-б відзначалося, що внаслідок локального деформування при затягуванні болта при $\delta=0$ мкм на поверхні отвору у верхньої його частині виникають контактні зусилля. Просто для всіх структур, крім ПКМ-0, пікові значення цієї зони виявилися більшими, ніж в інших місцях. Щодо першого отвору, в ньому такий ефект не спостерігався, напевно, внаслідок більшого його (та болта) навантаження від сили N_x .

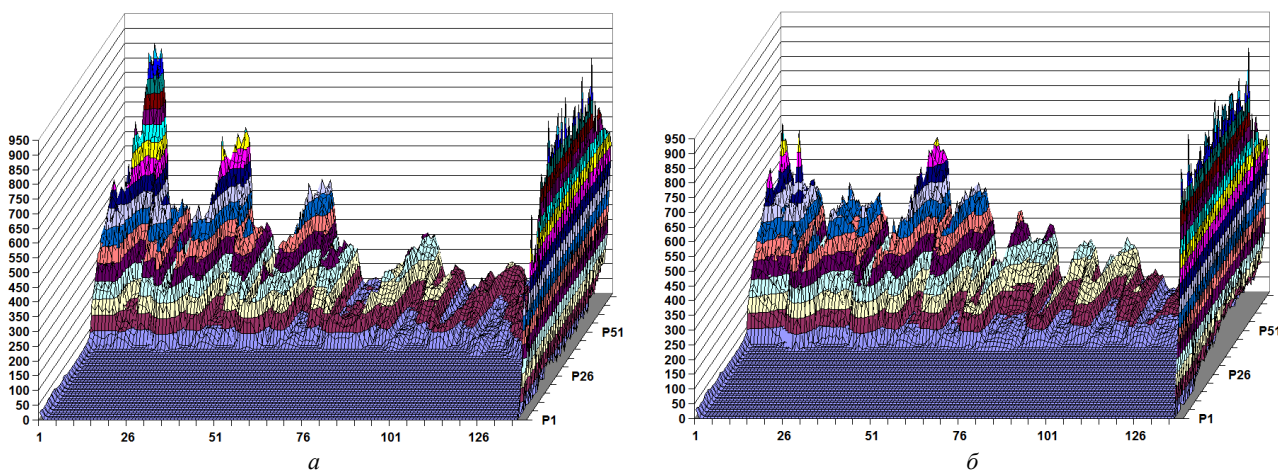


Рис. 10. Графіки контактних розподілених зусиль, МПа, на поверхні другого отвору в зразку болтового з'єднання з $\delta=0$ мкм: а – ПКМ-0; б – ПКМ-III

Для з'ясування питання про долю навантаження на болт (отвір) від сили N_x побудували усереднені значення контактних розподілених зусиль в напрямках осі X (рис.11) та Y (рис.12). Ці значення обчислювали як середнє арифметичне значень у вузлах на *всій* бічній поверхні отвору.

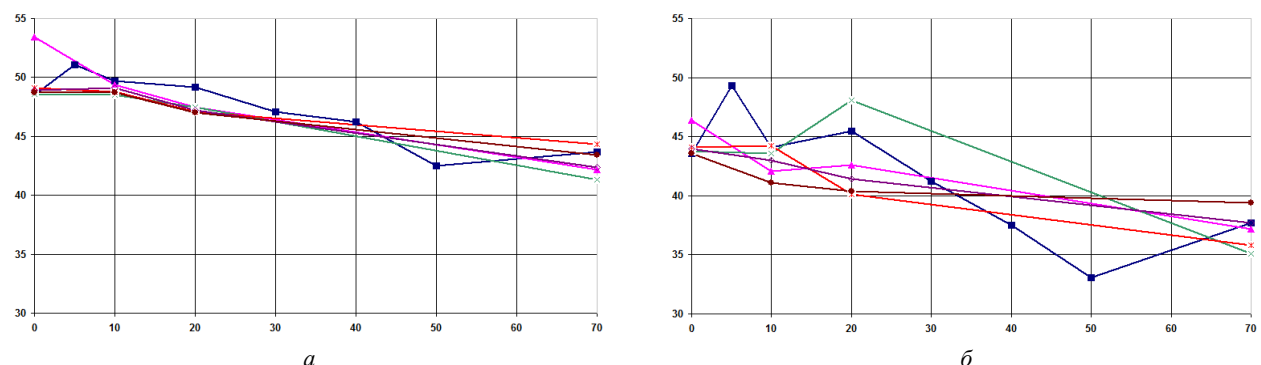


Рис. 11. Усереднені значення контактних розподілених зусиль, МПа, на поверхні отворів в зразку болтового з'єднання з ПКМ, в напрямку осі X : а – перший отвір; б – другий отвір
(■ – ПКМ-0; ▲ – ПКМ-I; х – ПКМ-II; ж – ПКМ-III; ◆ – ПКМ-IV; ● – ПКМ-V)

Спадний характер графіків рис.11 вказує на той факт, що при збільшенні бічних зазорів δ до бічних поверхонь болтів та отворів "доходить" все менше навантаження, яке сприймається ними як контактне.

Співставлення даних графіків рис.11 виявило, що в напрямку осі X середнє значення відношень контактних розподілених зусиль при однакових величинах бічних зазорів δ , мало приблизне значення 1.13.

Тобто перший болт (отвір) за рахунок контактних зусиль сприймав приблизно в $k = 1.13$ разів більшу частку навантаження N_x , ніж другий.

Спадний характер графіків рис.12 вказує на той факт, що поверхні контакту при збільшенні бічних зазорів δ рівномірно звужуються.

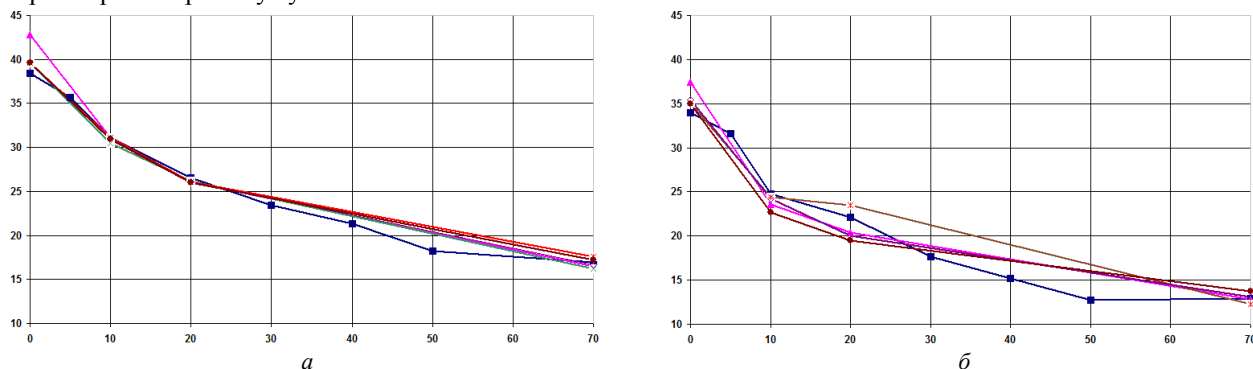


Рис. 12. Усереднені значення контактних розподілених зусиль, МПа, на поверхні отворів в зразку болтового з'єднання з ПКМ, в напрямку осі Y: а – перший отвір; б – другий отвір (■ – ПКМ-0; ▲ – ПКМ-I; x – ПКМ-II; ж – ПКМ-III; ◆ – ПКМ-IV; ● – ПКМ-V)

Висновки з графіків рис.8 ... рис.12:

- збільшення зазорів призводить до збільшення максимальних значень контактних розподілених зусиль на поверхні отворів і бічних поверхнях болтів;
- застосування структури ПКМ-0 (реальна) є таким, що викликає найбільші максимальні значення розподілених контактних зусиль на поверхнях отворів. Найменші значення зафіксовані для структури ПКМ-III;
- підбором структури ПКМ можна зменшити максимальні значення розподілених контактних зусиль на поверхні отворів і бічних поверхнях болтів на чверть або майже вдвічі (структура ПКМ-III відносно ПКМ-0).

Напруження в болтах

На рис.13 наведено характерний вигляд кольорового зображення розподілу напружень на поверхні розсічення елементів зразка площиною XZ при дії на зразок зусилля, що розтягує, величиною $N_x = 10$ кН. Оскільки зображення для кожного з проведених розрахунків – подібні, то немає сенсу приводити їх усі.

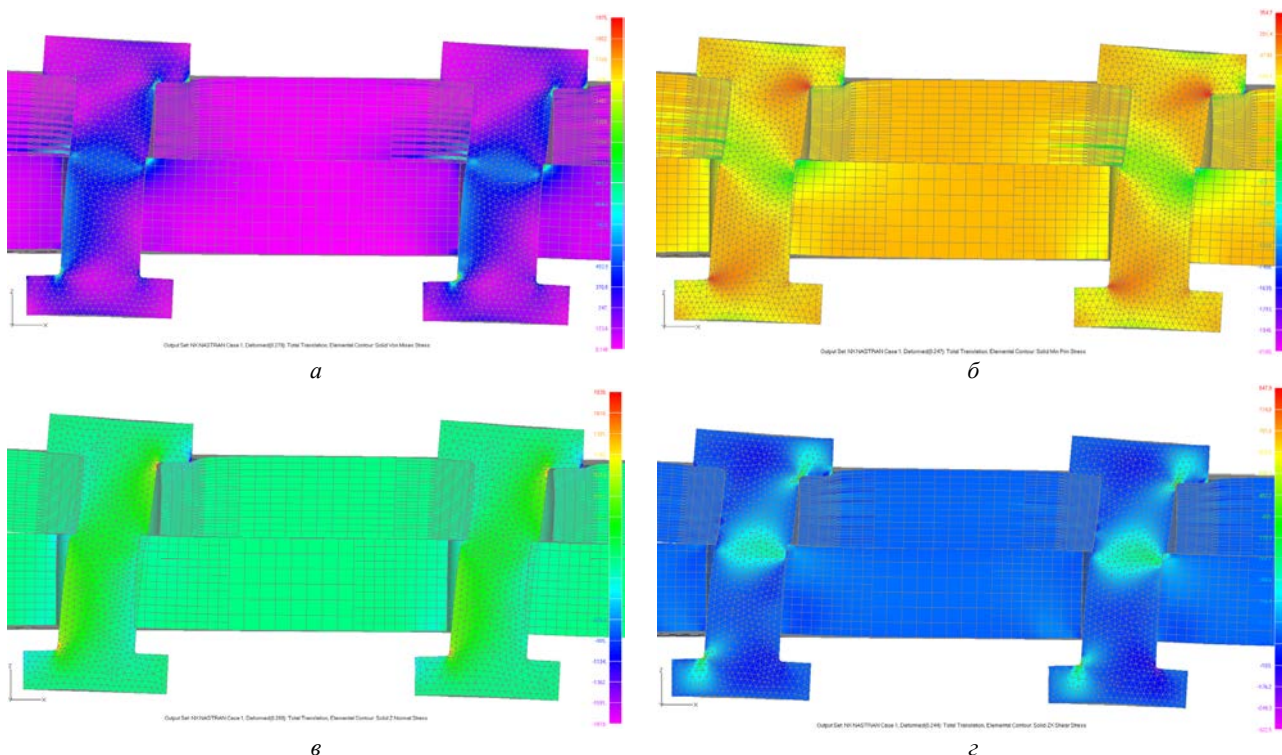


Рис. 13. Напруження, МПа, на поверхні розсічення площиною XZ болта зразка, "анімація": а – σ_{Mises} ($\delta = 0$ мкм, ПКМ-0); б – σ_{min} ($\delta = 20$ мкм, ПКМ-II); в – σ_z ($\delta = 70$ мкм, ПКМ-III); г – τ_{zx} ($\delta = 10$ мкм, ПКМ-V)

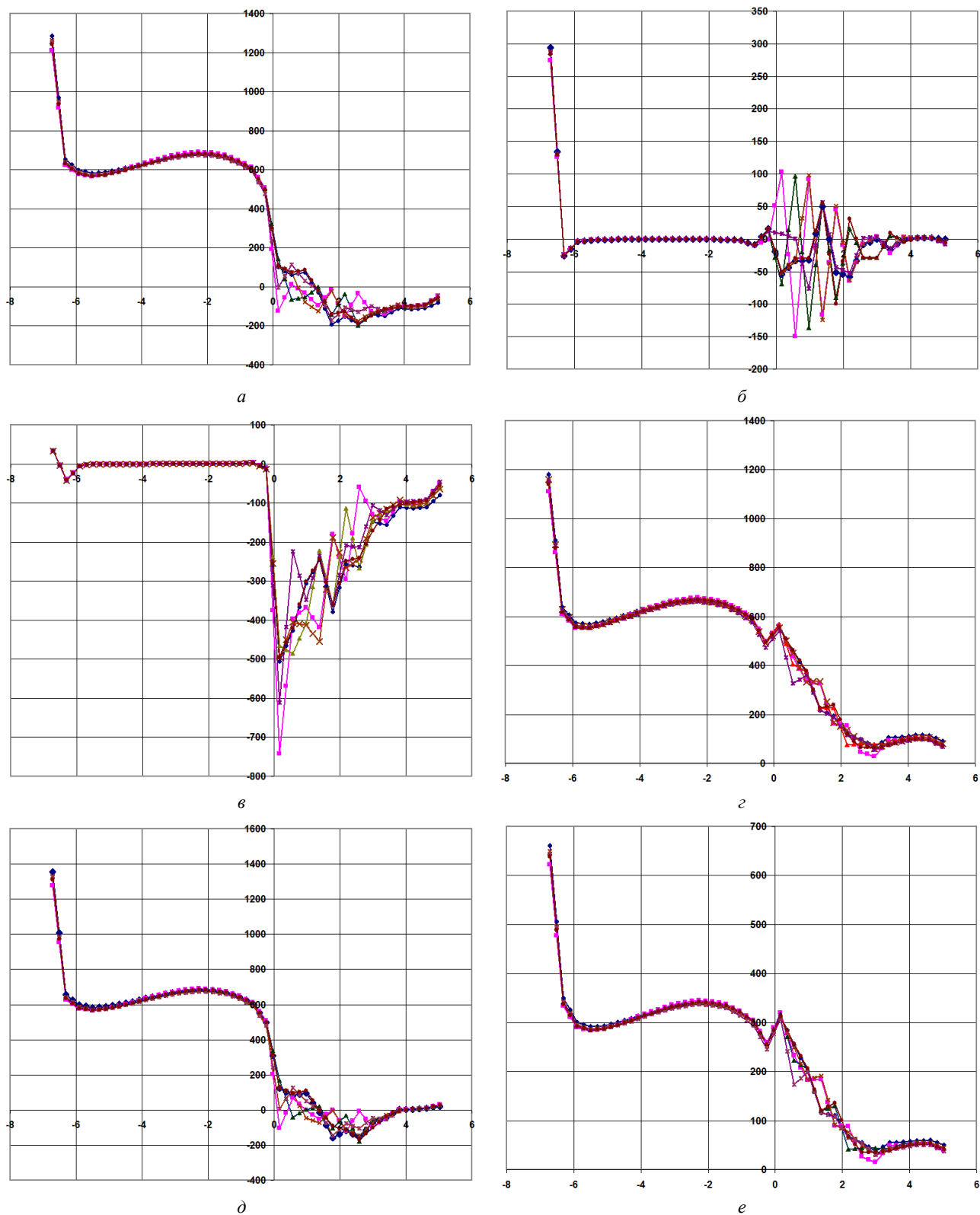


Рис. 14. Графіки напружень, МПа, вздовж лінії 1 (рис.3-а) для першого болта, $\delta = 10$ мкм:

σ_Z – (а), τ_{ZX} – (б), σ_{\min} – (в), σ_{Mizes} – (г), σ_{\max} – (д), τ_{\max} – (е)

(■ – ПКМ-0; ▲ – ПКМ-I; x – ПКМ-II; ж – ПКМ-III; ◆ – ПКМ-IV; ● – ПКМ-V)

Наведені на рис.13 зображення, по-перше, вказують на S -подібний характер деформування осей болтів в однозрізному болтовому з'єднанні, причому вигинаються не тільки циліндричні частини болтів, а й голівки болтів перестають бути перпендикулярними осі болтів. По-друге, навіть при відсутності початкового бічного зазору ($\delta = 0$ мкм, рис.13-а), з'являються клиноподібні бічні зазори. По-третє, при наявності початкового

бічного зазору пластина з ПКМ і болти в отворах зміщуються в напрямок дії сили N_x і "вибираються" бічні зазори: в отворах пластина з ПКМ – ліві від болтів, а в отворах швелера – праві (на це вказує "анімація": зображення болтів перекривають частини матеріалу пластина з ПКМ і швелера). По-четверте, zdeформовані отвори перестають бути циліндричними.

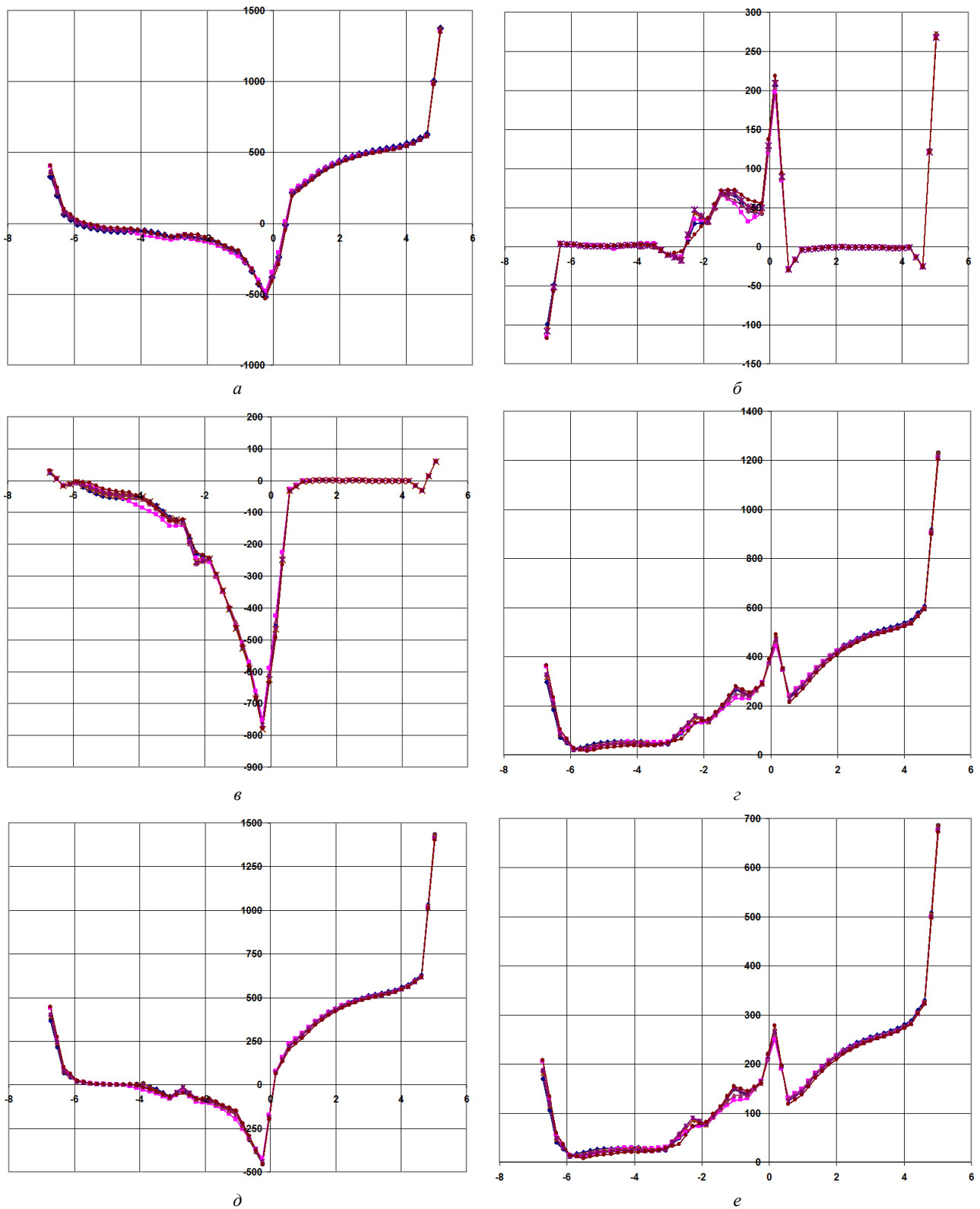


Рис. 15. Графіки напружень, МПа, вздовж лінії 2 (рис.3-а) для першого болта, $\delta = 10$ мкм:

σ_Z – (а), τ_{ZX} – (б), σ_{\min} – (в), σ_{Mises} – (г), σ_{\max} – (д), τ_{\max} – (е)

(■ – ПКМ-0; ▲ – ПКМ-I; x – ПКМ-II; ж – ПКМ-III; ◆ – ПКМ-IV; ● – ПКМ-V)

На рис.3-а позначені лінії 1, 2 й 3, вздовж яких на рис.14, рис.15 і рис.16 наведені графіки напружень, що є сенс аналізувати. Початок координати z на графіках ліній 1 і 2 – в точці, де починається ПКМ (на так званий "площині зрізу").

На рис.16 зобразили графіки напружень на лінії, позначеної на рис.3-а як 3 (на лінії "зрізу" в болті).

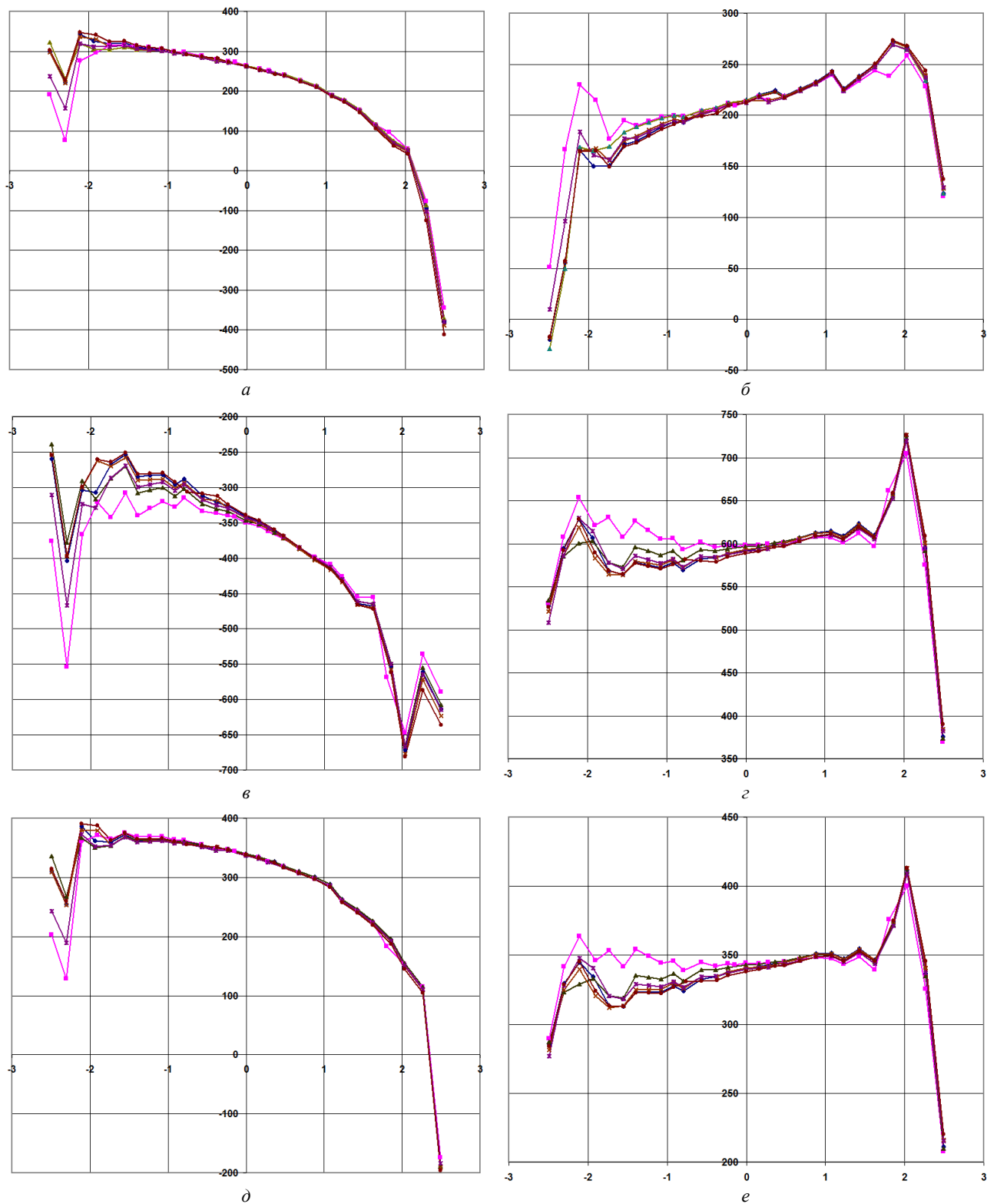


Рис. 16. Графіки напружень, МПа, вздовж лінії 3 (рис.3-а) для першого болта, $\delta = 10$ мкм:

σ_z – (а), τ_{zx} – (б), σ_{min} – (в), σ_{Mises} – (г), σ_{max} – (д), τ_{max} – (е)

(■ – ПКМ-0; ▲ – ПКМ-I; × – ПКМ-II; ж – ПКМ-III; ◆ – ПКМ-IV; ● – ПКМ-V)

Для інших величин зазорів, а також для другого болта з'єднання, розподіли напружень вздовж траєкторій 1, 2 й 3 значною мірою подібні, тому тут їх не приводимо.

Наведені графіки вказують, що всі напруження в нижній частині болта ($z = -6.72 \dots 0$ мм) практично не змінюються при зміні структури ПКМ. Це тому, що в цій частині болт знаходиться в отворі швелера. Щодо напружень в частині болта із $z = 0 \dots 5.02$ мм, то σ_z і σ_{\max} близькі до нуля (рис.14-а,д), σ_{Mizes} і τ_{\max} при зміні структури ПКМ змінюються незначно та швидко зменшуються з ростом z (рис.14-г). Напруження τ_{zx} та σ_{\min} значно залежать від структури ПКМ лише при $z \approx 0 \dots 3$ мм (рис.14-б,в).

Піковими значеннями напружень на лінії 1 при $z \approx -6.7$ мм потрібно нехтувати, оскільки в цьому місці повинен існувати перехід до різьби, а не до голівки.

Напруження на лінії, позначеної на рис.3-а як 2, практично не залежать від структури ПКМ (рис.15).

На графіках рис.15 пікові напруження при $z \approx 5$ мм пов'язані з округленим переходом (галтель) до голівки болта. Це відомий ефект концентрації напружень [4], тому тут його не розглядаємо. Зазначимо лише, що на графіках рис.15 концентрація напружень під верхньою голівкою болта не спостерігається внаслідок його вигину (див. рис.13).

Міцність болтів. Щодо розрахунків болтів на міцність, то ситуація дещо відрізняється від класичної.

Зазвичай, статична міцність болта в болтовому з'єднанні визначається зонами різьби та переходу циліндричної частини болта до голівки (не розглядаємо), а для циліндричної частини болта – умовами зрізу (в площині зрізу) та зминання (на бічній поверхні болта) [4, 5].

Циклічна (втомна) міцність оцінюється перерахунком амплітудних та середніх значень напружень на симетричний цикл навантаження стандартного зразка з цього матеріалу. В цій процедурі вагоме місце відводиться на обчислення еквівалентних напружень, причому враховуються лише "основні" напруження: осьові від згину, а також ті, що зминають поверхню [6].

Статична міцність. Титановий сплав з високою міцністю ВТ-16, з якого виготовлений болт, має $\alpha + \beta$ фази, тому він помірно пластичний (відносно подовження при руйнуванні 5-6%) після загартування, та пластичний після відпускання [7, 8]. Сплав вважається ізотропним. Тобто на статичну міцність болт можна розраховувати за енергетичним критерієм [9], що використовує еквівалентне напруження σ_{Mizes} , графіки якого наведено на рис.14-г – рис.16-г. На відміну від аналітичних розв'язків, при застосуванні програм, що використовують метод скінченних елементів, зазвичай значення σ_{Mizes} обчислюються відразу у всіх скінченних елементах як відома комбінація всіх компонент тензора напружень. Тому не виникає потреби в сортуванні напружень на впливові та не дуже впливові, якими можна знехтувати.

Максимальне значення σ_{Mizes} реалізувалося в місці з округленим переходом до верхньої голівки болта (у галтелі), а саме на лінії 2 при $z \approx 5$ мм (рис.15-г), причому його значення фактично не залежало від обраної структури ПКМ. Це – пікове значення (тут приблизно 1200 МПа), тому воно може бути "зрізане" внаслідок пластичного деформування при першому же навантаженні з'єднання. Нагадаємо, що піковими значеннями на лінії 1 при $z \approx -6.7$ мм нехтуємо, оскільки в цьому місці повинен існувати перехід до різьби, а не до голівки.

При $N_x = 0$ (відсутності зовнішнього навантаження) напруження σ_{Mizes} під голівкою верхнього болта дорівнювало приблизно 800 МПа. Тобто після прикладення сили $N_x = 10$ КН величина σ_{Mizes} під голівкою верхнього болта зросла майже у 1.5 разів. Це є наслідком S -подібного вигину болта.

"Сплеск" σ_{Mizes} під поверхнею бічної поверхні болта (при $z = 0$ й $x \approx -2$ мм та $x \approx 2$ мм на рис.16-г) не є випадковим: він пов'язаний з контактним характером взаємодії цієї поверхні з крайкою отвору в швелері. Як відомо ще з теорії контакту Герца [9, 10], при контакті неузгоджених поверхонь максимум інтенсивності напружень реалізується під поверхнею контакту. Ці два пікові значення з величинами приблизно 650 МПа й 725 МПа, що виникли внаслідок контактної взаємодії, не можуть бути "зрізаними" пластичними деформаціями. При цьому більше значення у 725 МПа ($x \approx 2$ мм на рис.16-г) не залежить від обраної структури ПКМ.

Щодо не пікових розподілів σ_{Mizes} з великими значеннями, то фактично незалежно від застосованої структури ПКМ, маємо величини від 600 МПа до 700 МПа при $z \approx -3 \dots -1$ мм (рис.14-г).

У "класичному підході" умова міцності "на зривання" для i -го болта

$$\tau_i = N_i / A \leq [\tau]; \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

де площа перерізу болта $A = \pi d^2 / 4 \approx 19.6 \text{ мм}^2$ ($d = 5$ мм), а умова міцності "на зминання"

$$(\sigma_{CM})_i = N_i / A_{CM} \leq [\sigma_{CM}]; \quad i = 1, 2, \quad (3)$$

де приведена площа зминання $A_{CM} = dh = 26.1 \text{ мм}^2$ (товщина пластини з ПКМ $h = 5.22$ мм).

Визначимося з N_i . Незначне силове навантаження не призводить до вибирання бічного зазору в отворі, оскільки його сприймають сили тертя між пластинами, що обумовлені початковим затягуванням пакета. Є деяке критичне значення навантаження N_x^* на з'єднання, коли внаслідок прослизання та/або деформування

бічний зазор вибирається, і в отворах виникають контактні поверхні. Для моделі зразка зі структурою ПКМ-III та бічним зазором $\delta = 10$ мкм провели додаткові розрахунки з різними величинами сили навантаження зразка N_X , і виявили, що критичне навантаження $N_X^* \approx 7$ КН, тобто склало приблизно 70% від повної $N_X = 10$ КН.

Без сумніву, відсоток залежить від декількох параметрів: сили затягування пакета, бічного зазору, коефіцієнта тертя між контактними поверхнями, структури ПКМ тощо. Після виникнення контакту бічної поверхні болта з отвором цей відсоток повинен швидко зменшуватися. Для визначення відповідної функції потрібно провести значну кількість додаткових розрахунків. Це будуть дані для іншої статті.

Варіант 1 визначення N_i , $i=1,2$. Позначимо як $N_X^\# = N_X - (N_1 + N_2)$ силу, що сприймається силами тертя (тобто не контактними поверхнями в отворах), тоді на контактні поверхні розподіляється сила $(N_X - N_X^\#)$. Якщо як α позначити долю контактної силового навантаження на зразок, яка сприймається першим болтом, то доля другого болта буде $(1 - \alpha)$. Для формул (2) і (3) на перший болт маємо навантаження $N_1 = \alpha \cdot (N_X - N_X^\#)$, а на другій $N_2 = (1 - \alpha)(N_X - N_X^\#)$. З обробки даних для рис.11 було зроблено висновок, що перший болт (отвір) за рахунок контактних зусиль сприймав приблизно в $k = 1.13$ разів більшу частку навантаження від N_X , ніж другий. Можна легко отримати, що $\alpha = k / (1 + k) \approx 0.53$.

Якщо усереднені значення контактних розподілених зусиль на поверхні отворів, в напрямку осі X (див. рис.11-а), помножити на A_{CM} , то отримаємо наближені величини зусиль N_i , що сприймалися отворами в напрямку цієї осі. Наприклад, для структури ПКМ-III при $\delta = 10$ мкм величина $N_1 = 48.8 \cdot 26.1 \approx 1274$ Н, $N_2 = 44.2 \cdot 26.1 \approx 1154$ Н, тому $N_X^\# = N_1 + N_2 = 2428$ Н, що становить біля 24% від $N_X = 10$ КН.

Відсоток є несподівано малим. Вочевидь, дуже великою була похибка при знаходженні усередненого значення контактних розподілених зусиль на поверхнях отворів. Піковий характер розподілу цих зусиль (див. рис.8 та рис.10) не сприяє отриманню точних значень.

Варіант 2 визначення N_i , $i=1,2$. Розглянули врівноваження частини зразка в перерізах болтів, що відповідають лінії 3 на рис.3-а. В цих перерізах силу N_X врівноважують дотичні напруження τ_{XY} й τ_{XZ} , а ще до них додаються сили тертя між поверхнею ПКМ та швелера.

Склали додаткову програму, яка за методом трапецій інтегрує значення вказаних напружень в перерізах болтів 1 і 2, потім усереднює на переріз. Отримані значення наведені в таблиці 2. Відомості про τ_{XY} не наводимо, оскільки їх значення були порівняно незначними (лише одиниці МПа).

Таблиця 2

Середні значення дотичного напруження $(\tau_{XZ})_m$ в перерізах болтів та похідні від них величини

Варіант структури	$(\tau_{XZ})_m$, МПа								$((\tau_{XZ})_m)_1 / ((\tau_{XZ})_m)_2$				$(N_X)_\tau / N_X$				Діапазон $(N_X)_\tau / N_X$
	Зазор δ , мкм. Болт 1				Зазор δ , мкм. Болт 2				Зазор δ , мкм				Зазор δ , мкм				
	0	10	20	70	0	10	20	70	0	10	20	70	0	10	20	70	
ПКМ-0	202	210	217	224	180	174	183	186	1.12	1.21	1.18	1.20	0.75	0.75	0.79	0.80	0.68...0.80
ПКМ-I	199	202	202	212	176	167	170	185	1.14	1.21	1.19	1.15	0.74	0.72	0.73	0.77	
ПКМ-II	182	201	202	207	162	167	175	183	1.12	1.20	1.15	1.13	0.68	0.72	0.74	0.77	
ПКМ-III	185	202	201	215	169	169	169	182	1.09	1.20	1.19	1.18	0.69	0.73	0.73	0.78	
ПКМ-IV	182	199	200	211	164	167	169	187	1.11	1.20	1.18	1.13	0.68	0.72	0.72	0.78	
ПКМ-V	181	200	198	216	162	164	168	178	1.12	1.22	1.18	1.22	0.68	0.71	0.72	0.78	

Середні значення напружень перерахували на сумарну силу, що зрізує (табл.2) болти (номінальна площа їх перерізу 19.635 мм^2). Отримали (див. останній стовпчик таблиці 2), що напруження τ_{XZ} при збільшенні величини зазору δ врівноважує приблизно 70...80 відсотків від N_X (у середньому 75%). Тому за рахунок тертя між поверхнями пластини з ПКМ та швелера врівноважувалося приблизно 20...30 залишковими відсотками від N_X (у середньому 25%).

Всі погрішності, що тут існують, але скриті, можна пояснити загальним накопиченням погрішностей обчислення (розв'язку задачі, конвертування значень напружень до вузлів, інтегрування тощо).

Ще провели додатковий розрахунок зразка зі структурою ПКМ-0 при $\delta = 0$ (немає бічного зазору в отворах) та при відсутності тертя між поверхнями пластини з ПКМ та швелера. Значення $(\tau_{XZ})_m$ у болтах

підвищилися до величин 276.9 й 245.2 МПа, що дало результуючу силу в перерізах у $1.025 N_X$, тобто було досягнуто повне врівноваження N_X (з не очікувано незначною погрішністю у 2.5%).

Оскільки перший болт (отвір) за рахунок напружень τ_{xz} сприймав у середньому приблизно в $k = 1.17$ разів більшу частку навантаження від N_X , ніж другий, то $\alpha = k / (1 + k) \approx 0.54$.

Отже, класичні підходи дозволяють отримувати оцінки з підвищеними похибками. В правих частинах формул (2) і (3) присутні допустимі напруження, в яких криються відповідні коефіцієнти запасу на міцність. Згідно з частковим врівноваження N_X силами тертя, коефіцієнти запасу на міцність в цих формулах є завищеними приблизно на 20...30 відсотків. Там, де йде боротьба за вагу (авіація, космонавтика тощо), це може бути важливим.

Підсумовуючи, можемо констатувати, що статична міцність болта залежить від напружень, що виникають під голівкою болта та в різьбленні, зрізують та зминають ("класичні" уявлення, але з поправкою на вплив сил тертя), а також і під бічною поверхнею болта на рівні "площини зрізу" (від контакту з крайкою отвору), і вздовж тієї бічної поверхні болта, яка розтягується при його згинанні.

Втомна міцність. За новітньою методикою, що рекомендована для оцінювання втомної міцності зрізних болтів у з'єднаннях елементів авіаційних конструкцій з композиційними матеріалами [6], необхідно мати амплітуди повздовжнього напруження й напружень змінання на бічній поверхні болта (при $z \approx 0$ мм в нашому випадку), а також коефіцієнт асиметрії циклу напружень, що реалізується в робочому циклі навантаження-розвантаження. Комбінація розрахункових величин порівнюється з характеристиками втомної міцності матеріалу згідно з залежністю Гербера та після приведення до кривої втоми симетричного циклу навантаження.

На рис.16-а при $x \approx 2.5$ мм (на бічній поверхні болта) при наявності зусилля, що розтягує, величиною $N_X = 10$ КН, реалізувалися від'ємні значення $\sigma_z \approx -(350 \dots 400)$ МПа. А при $N_X = 0$ (див рис.2) $\sigma_z \approx 230$ МПа. Це означає, що при віднульовому циклі навантаження $N_X \in [0 \rightleftharpoons 10]$ КН в цій точці бічної поверхні болта реалізується майже симетричний цикл змін осьового напруження σ_z . Цей ефект був виявлений в [2], він дуже негативний, оскільки при циклічному навантаженні симетричний цикл є найбільш руйнівним. До того ж це може змінити характер втомного руйнування болта: відрив замість зрізу.

Висновки

За результатами моделювання можна сформулювати наступні основні висновки:

- шляхом чисельного моделювання виявлено декілька ефектів, які можуть значно вплинути на уявлення про характеристики напружено-деформованого стану болтів в зонах отворів;
- підбором структури ПКМ можна значно зменшити максимальні значення розподілених контактних зусиль на бічних поверхнях болтів (та на поверхні отворів у пластинах з ПКМ). Це досягається переміщенням моношарів з куту укладення 0 градусів (відносно напрямку основного навантаження) вглиб пластини з ПКМ;
- з огляду на виявлені ефекти, класичні підходи для розрахунків однозрізних болтових з'єднань з КПКМ на міцність потребують корегування. Основою таких корегувань повинні стати модельні чисельні розрахунки з'єднань в максимально наближеній щодо реальності постановці, які в наш час вже можливо реалізувати на ПЕОМ.

Цей напрямок досліджень потрібно продовжувати, оскільки кількість параметрів впливу значно більша, ніж розглянуто в цій та інших статтях, в яких розглядалися скінченно-елементні моделі болтових з'єднань, максимально наближені до реальних.

***Анотація.** В современных конечно-элементных программах класса PLM есть возможность создавать смешанные конечно-элементные модели путем "склеивания". Это позволяет, в частности, создавать для расчетов на ПЭВМ относительно небольшие 3D-модели полимерных композиционных материалов (ПКМ) в болтовых соединениях, в которых ПКМ в зонах отверстий моделируется послойно (локально), а за ними – приблизительно, согласно теории "эффективного модуля" (глобально).*

Ранее обоснована возможность применения смешанных 3D-моделей ПКМ при моделировании болтовых соединений путем проведения численных экспериментов для определения минимальных размеров зон более точного моделирования ПКМ при обеспечении одинаковой точности расчетов.

В данном сообщении проведено выявление тенденций в изменениях характеристик НДС болтов при изменении структуры ПКМ, с целью нахождения структур со сниженными значениями характеристик НДС, определяющих прочность соединения.

Создано 24 3D-моделей образцов односреznego двухрядного болтового соединения с ПКМ (контактная задача), в которых варьировались структуры ПКМ (6 вариантов), а также боковой зазор болтов с отверстиями (4 значения). Неизменными были величина силы стягивания пакета и растягивающая образец сила. По результатам расчетов определены распределения напряжений (таблицы, графики). Сделаны выводы, что структура пластины из ПКМ существенно влияет на характеристики НДС как в зонах отверстий в ПКМ, так и в болтах; что можно найти такую структуру, которая

обеспечит повышение прочности соединения. Выявлено несколько эффектов, которые могут значительно повлиять на представления о характеристиках напряженно-деформированного состояния болтов в зонах отверстий.

Ключевые слова: численное 3D моделирование; ПКМ; болтовое соединение; смешанная 3D-модель ПКМ; МКЭ.

Abstract. In modern finite element class PLM programs have the opportunity to create mixed finite element model by "gluing".

It allows to create, in particular, for calculations on PC rather small 3D-models of polymeric composite materials (PCM) in bolt joints in which composite in zones of bolt-holes is body-sectional modelled, and behind them – approximately, according to the theory of "the effective module".

Previously it demonstrated the possibility of using a mixed 3D-models of PCM in bolt joints through simulations to determine the minimum size of the zones of more precise PCM simulation while providing the same accuracy of the calculations.

In the given message the substantiation of possibility of application of mixed 3D-models composite is spent at modelling of bolt joints by conducting of numerical experiments for definition of the minimum sizes of zones of more exact modelling composite at maintenance of equal accuracy of calculations.

The given message is dedicated to the identification of trends in the characteristics of the stress-strained state of bolts when the composite materials structure is changed, to improve the bolt joints strength.

Created 24 of 3D-models of one shear two-row bolt joints with PCM (contact problem), which ranged PCM structure (6 options), as well as the backlash of bolts with holes (4 values).

The value of bolt tightening force and tensile force specimen were unchanged. According to the results of calculations the distribution of minimum stress and contact pressure (tables, graphs) were determined. It is concluded that the structure of a PCM plate significantly affects the characteristics of the stress-strained state of the bolts and of the areas of holes of the PCM; that we can find a structure that will improve the bolt joints strength. It revealed several effects, which can greatly affect the understanding of the characteristics of the stress-strain state of bolt in zones of hole.

Keywords: numerical 3D-modelling; composite; a bolt joint; mixed 3D-model composite; FEM.

References

1. Dyfuchyn, Y.N. and Rudakov, K.N. (2016), "Numerical Modelling of Bolted Joints From Composite. The Message 1. Creation of the Mixed 3D-Models", *Visn. Nats. tekhn. un-ta Ukrayiny "Kyiv. politekhn. in-t". Seriya mashynobuduvannya*, No. 2(77), pp. 100-107.
2. Rudakov, K. and Dobronravov, A. (2013), "About Influence of Size of a Backlash Between a Bolt and the Hole on the Tension Condition of a Bolt of the Single-Shear Bolted Joint in a "Shearing" Zone", *Visn. Nats. tekhn. un-ta Ukrayiny "Kyiv. politekhn. in-t". Seriya mashynobuduvannya*, No. 69, pp. 62–71.
3. Rudakov, K.N. and Shandura, A.S. (2015), "Numerical Ground of Application of mixed 3D-Modelley Composites at Computations of Bolted Joints", *Visn. Nats. tekhn. un-ta Ukrayiny "Kyiv. politekhn. in-t". Seriya mashynobuduvannya*, No. 2(74), pp. 67–76.
4. Birger, I.A. and Iosilevich, G.B. (1990), *Rez'bovye i flantsevye soedineniya* [Threaded and flange joints], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
5. Birger, I.A., Shorr, B.F. and Iosilevich, G.B. (1979), *Raschet na prochnost' detalei mashin: Spravochnik* [Strength calculation of details of machines: the Quick reference], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
6. Strizhius, V.E. (2014), "Calculation method of weariness of shear bolts in metallo-composit connections of elements of aviadesigns", *Nauchnyi vestnik MGTU GA*, No. 199(1), pp. 52–61.
7. Chechulin, B.B., Ushkov, S.S., Razuvaeva, I.N. and others (1977), *Titanovye splavy v mashinostroenii* [Titanium alloys in machine industry], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
8. Arzamasov, B.N., Brostrem, V.A., Bushe, N.A. and oth. (1990), *Konstrukcionnye materialy: Spravochnik* [Constructional materials: Handbook], in B.N. Arzamasova, (ed.), Mashinostroenie, Moscow, Russia.
9. Pisarenko, G.S., Yakovlev, A.P. and Matveev, V.V. (1988), *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* [The Handbook on Resistance of Materials], in Pisarenko G.S. (ed.), 2 nd, pererab. i dop., Nauk. Dumka, Kiev, Ukraine.
10. Jonson, K.L. (1985), *Contact mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press.

Подана до редакції 12.11.2016