

УДК 519.6

Рудаков К.М. д.т.н., Добронравов О.А.

НТУУ «Київський політехнічний інститут» м. Київ, Україна

## ПРО ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ЗАЗОРУ МІЖ БОЛТОМ ТА ОТВОРОМ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН БОЛТА ОДНОЗРІЗНОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ В ЗОНІ "ЗРІЗУ"

Rudakov K., Dobronravov A.

National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine ([mimi@kpi.ua](mailto:mimi@kpi.ua))

### 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

*Ціль: вивчення впливу величини зазору на напружений стан болта однозрізного болтового з'єднання в зоні "зрізу".*

*Використали метод скінченних елементів і тривимірну контактну модель, максимально наближену до реальної геометрії й умов навантаження.*

*Встановлено, що болт однозрізного болтового з'єднання завжди "працює" не тільки на зріз, а й на згин. 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 приповерхня зона із циклічно знакозмінними осьовими напруженнями, а вони більш руйнівні, чим знакопостійні. Це міняє характер втомного руйнування болта.*

*Новизна: з'ясовано причину зміни характеру втомного руйнування болта: відрив замість зрізу.*

*Ключові слова: болтове з'єднання; метод скінченних елементів; технологічні фактори*

#### Вступ

Одним із значущих технологічних факторів при виконанні зрізного болтового з'єднання є посадка болта в отвір. Для зрізних болтових з'єднань металічних елементів в авіаційних силових конструкціях характерно попереднє зміцнення матеріалу в зоні отворів, а також призначення посадки з гарантованим натягом між боковою поверхнею болта та отвором [1]. При застосуванні полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) натяг в зрізному болтовому з'єднанні, а саме в отворі ПКМ, може привести до завчасного руйнування ПКМ, оскільки відомо, що ПКМ є крихким матеріалом, який досить легко кришиться при зминанні, саме тому напруження стиску в площині пластини із ПКМ є найбільш небажаними для ПКМ. Про це йдеться в статті [2].

В літературі існує думка, що збільшення зазору в посадці зменшує жорсткість зрізного з'єднання, а також – його несучу здатність [3 – 6]. При наявності зазору з'являється нерівномірність розподілу контактних напружень вздовж утворюючої поверхні отвору. Щодо ПКМ, то це викликає місцеві зминання кромки, викришування матриці, і втомна міцність зрізного з'єднання зменшується [4]. Є ще посадка з нульовим зазором (натягом), але її практична реалізація не бажана з міркувань технологічності, хоча рекомендується з міркувань міцності [3].

В експериментальних випробуваннях на втому зразків зі зрізним болтовим з'єднанням "метал – ПКМ", проведених нещодавно, були зафіксовані непоодинокі випадки руйнування болтів, а не ПКМ, хоча отвори в ПКМ теж не залишалися в ідеальному стані: вони "розбивалися". Звичайно руйнування болтів відбувалося при наявності початкового зазору в контактній парі "болт – ПКМ", причому проходило за механізмом розвитку тріщини відриву (з зоною доламування) в перетинах на рівні кромок отворів, де звичайно очікують зріз, а не відрив. Ці результати ще не опубліковано.

З огляду на незначний досвід експлуатації болтових зрізних з'єднань "метал – ПКМ" в елементах силових авіаційних конструкцій, питання про допущення зазорів / натягів в отворах ПКМ є відкритим, проблему не можна вважати достатньо вивченою.

Значний розвиток обчислювальної техніки та комп'ютерних програм нині дозволяє, поряд з аналітичними розрахунками і натурними експериментами, проводити чисельні експерименти, а саме – розрахунки напружено-деформованого стану (НДС) елементів з'єднання [7, 8].

#### Постановка задачі

В статті [7] наведено огляд методів розрахунків болтових з'єднань, зроблений на основі фундаментальних праць [9 – 11]. Для них характерно проведення:

- спрощеного аналітичного розрахунку болта (з урахуванням зусилля попереднього затягування болта – розрахунок на розтягання; при установці болта без гарантованого зазору – розрахунок на зріз);
- уточненого аналітичного розрахунку болта (ще враховується піддатливість деталей, що стягують);
- аналітичного розрахунку розподілу зусиль затягування між витками різьби болта (гайки);
- уточненого чисельного розрахунку напружень у різьбі болта (гайки) та під головкою болта, із застосуванням методу скінченних елементів (МСЕ). Крайова задача ставиться як неконтактна або контактна. В останньому випадку автоматично враховується нерівномірність сприйняття зусилля затягування в різьбі різними витками;
- наближеного розрахунку НДС елементів, що з'єднують, (поблизу отворів), аналітичного або із застосуванням МСЕ. Крайова задача ставиться як неконтактна;
- уточненого чисельного розрахунку всього з'єднання із застосуванням МСЕ. Крайова задача ставиться як контактна, двовимірна або тривимірна.

Проведені за останнім варіантом контактні тривимірні розрахунки болтових двозрізних з'єднань показали [7, 8], що НДС в болтах навіть в їх гладких частинах відрізняється, іноді дуже значно, від обчислених за спрощеними аналітичними розрахунками, поширеними в практиці проектування.

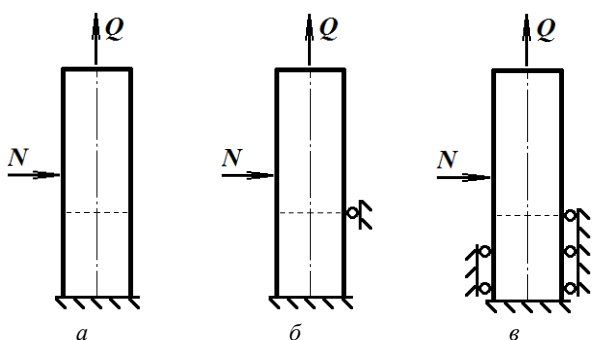
**Метою** цієї роботи є вивчення впливу величини зазору на напружений стан болта однозрізного болтового з'єднання в зоні "зрізу", шляхом проведення чисельних розрахунків його НДС із застосуванням методу скінченних елементів, в тривимірній контактній постановці. Таке максимально наближене до реальності моделювання дозволить вияснити, чому цей технологічний фактор значно впливає на міцність болтів у зрізних болтових з'єднаннях.

### Наближене тривимірне моделювання болта в однозрізному болтовому з'єднанні

При закручуванні гайки контрольованим моментом на ключі  $M_{кл} = M_p + M_T$ , на болт передається значна частка цього моменту, а саме  $M_p$  – момент сил тертя на різьбі ( $M_T$  – момент тертя між гайкою та шайбою). Від  $M_p$  в болті виникають деформації кручення та дотичні напруження, які звичайно не досягають границі плинності матеріалу. Після закінчення процесу закручування  $M_{кл} = M_p = 0$ , тому деформації кручення та дотичні напруження зменшуються, утримуються за рахунок  $M_T$ , і практично зникають при експлуатації з'єднання в умовах змінного навантаження та вібрації [9]. Тому ці напруження тут не розглядали.

Спочатку провели спрощене моделювання болта, але із застосуванням МСЕ. Для моделювання використовували скінченно-елементний пакет Femap v10.2.0 з процесором NX Nastran 7.1, який дозволяє виконувати чисельний просторовий контактний аналіз напружено-деформованого стану тіл довільної конфігурації.

Обрали співвідношення діаметру болта  $d$  до товщини  $h$  пластини, яка входить до зрізного болтового з'єднання,  $d/h = 1$ . Довжину болта призначили потрібну по відношенню до  $d$ . Оскільки розрахунки – модельні, то величини сил  $N$  (сила основного навантаження) та  $Q$  (сила затягування) обрали довільними, а саме  $N=10$  кН,  $Q=5$  кН.



**Рис. 1.** Розрахункові схеми болта в однозрізному болтовому з'єднанні: а) – з зазором, без контакту болта з бічною поверхнею отвору; б) – з зазором, з контактом болта з кромкою отвору; в) – без зазору

На рис.1 наведені три спрощені розрахункові схеми болта в однозрізному болтовому з'єднанні. Фактично використовували циліндричний стрижень довжиною  $L = 3d = 15$  мм, розсікали його повздовж осі навпіл площиною симетрії, а всім вузлам скінченно-елементної сітки на цій площині забороняли рухатися в нормальному до площини напрямку. Силу  $N$  приклали на відстані  $L/2$  від торців.

Застосовували достатньо щільну сітку скінченних елементів в тій частині моделі, що наближена до "площини зрізу" (позначена штриховою лінією на рис.1): вздовж діаметра було 40 СЕ (гексагональних, другого порядку наближення). Всього модель мала 15456 СЕ, 71943 вузла, породжувала систему рівнянь із 206180 (для рис.1-а) невідомими. Матеріал болтів – титановий сплав ВТ-16 з модулем пружності  $E = 115$  ГПа і коефіцієнтом Пуассона  $\nu = 0.3$ .

На рис.2 наведені зображення з екрану монітора, що відповідають схемам рис.1 відповідно. Кольорова гама відображає розподіл осьового напруження  $\sigma_z$  на поверхні розсіченого болта.

Ці рисунки малоінформативні щодо розподілу осьових напружень  $\sigma_z$ , тому на рис.3 навели графіки (епюри) розподілу цих напружень вздовж штрихової лінії, що зображена на рис.1, (відповідає "площині зрізу").

Рис.3 показує, що при відсутності бічного контакту болта (варіант а) з рис.1 – рис.3) графік напружень  $\sigma_z$  є практично лінійним. На ньому  $(\sigma_z)_{cp} = 252$  МПа,  $(\sigma_z)_{min} = 87.5$  МПа і  $(\sigma_z)_{max} = 443$  МПа. Згідно з теорією опору матеріалів в розтягнутому та одночасно зогнутому стрижні осьове напруження

$$\sigma_z = \frac{Q}{A} + \frac{M \cdot x}{J_Y}, \tag{1}$$

де  $A = \pi d^2 / 4$  – площа перерізу болта;  $M$  – момент згину;  $x$  – відстань актуальної точки від осі  $Y$ ;  $J_Y$  – момент інерції перетину відносно осі  $Y$ , для круглого перетину  $J_Y = \pi d^4 / 64$ .

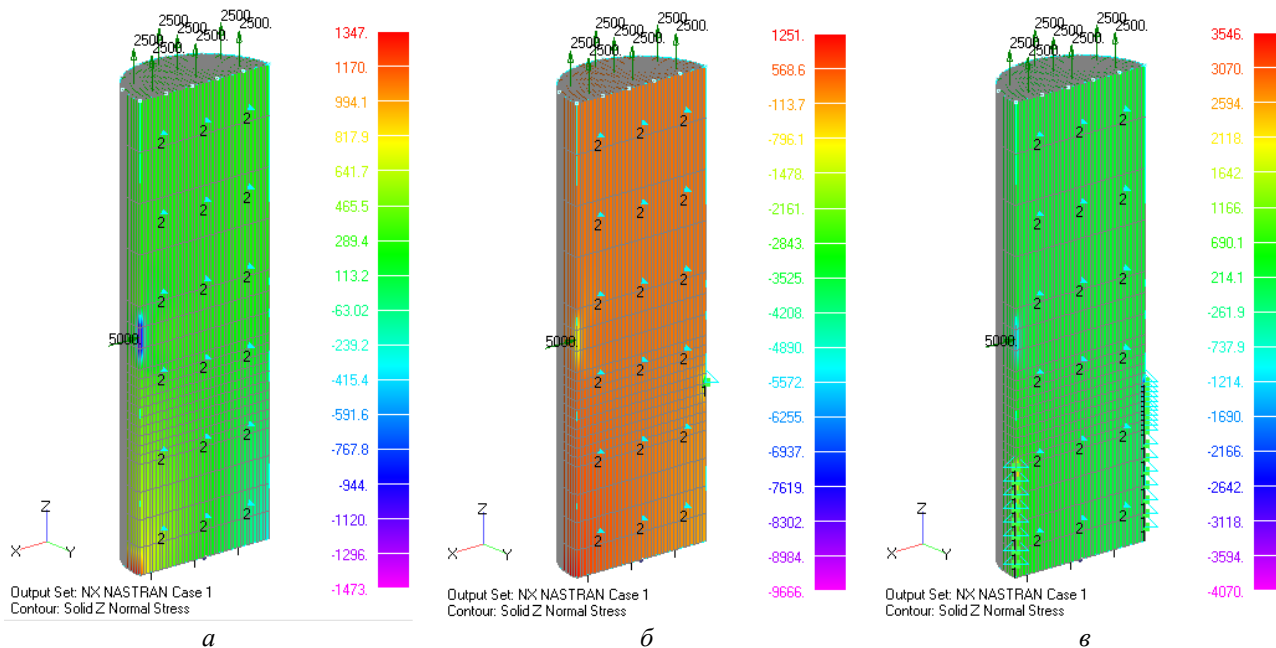


Рис. 2. Розподіл осьового напруження на поверхні розсіченого стрижня. Схеми: а) – з зазором, без контакту болта з бічною поверхнею отвору; б) – з зазором, з контактом болта з кромкою отвору; в) – без зазору

При наявності точкового контакту бічної поверхні болта з кромкою отвору (варіант б) з рис.1 – рис.3) в зоні цього контакту виникають значні (пікові) від’ємні напруження  $\sigma_z$ , тобто формула (1) не виконується.

При відсутності зазору (варіант в) з рис.1 – рис.3) в зоні закінчення контакту теж є значні від’ємні напруження  $\sigma_z$ , але меншого за модулем значення, ніж в попередньому випадку, формула (1) не виконується.

Контакт бічної поверхні болта з кромкою отвору не можна описати рівняннями Герца. Відомий розв’язок А. Перссона, який розглядав двовимірну задачу про контакт вала з отвором в необмеженій площині [12]. Але в даному випадку цей розв’язок не задовольняє: немає тривимірності. На жаль, в літературі не вдалося знайти потрібного аналітичного розв’язку.

В загальному випадку відомо, що в тілі, в малій зоні дії на поверхню зосередженої сили (задача Буссінеска) або тиску, розподіленому на круговій площині малого радіуса, виникає всебічне стискування (див., наприклад, [12 – 14]). Ще процитуємо такі твердження фахівця: "Якщо одно з тіл має профіль з точкою злому на границі ділянки контакту, то ... треба очікувати високої концентрації напружень на границі" [12, стор. 108]. "Багато задач не герцівського контакту не допускають аналітичного розв’язку в замкнутому вигляді. Це, зокрема, у випадку контакту погоджених поверхонь, коли початкову відстань між тілами не можна описати простим квадратичним виразом виду (4.3), ..." [12, стор. 144].

Виникає питання: чи дійсно при локальному навантаженні малої зони бічної поверхні циліндра повинні з’явитися від’ємні значення напружень  $\sigma_z$ ?

Для прояснення ситуації провели додаткові чисе-

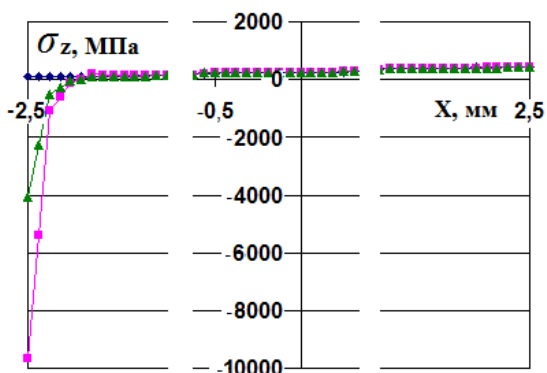


Рис. 3. Графіки розподілу осьового напруження  $\sigma_z$  вздовж лінії, що зображена на рис.1 пунктиром. Моделі: ♦ (а) – з зазором, без контакту болта з отвором; ■ (б) – з зазором, з точковим контактом бічної поверхні болта з кромкою отвору; ▲ (в) – без зазору

льні розрахунки МСЕ, які підтвердили: від'ємні значення напружень  $\sigma_z$  дійсно виникають, причому їх пікові значення зменшуються при збільшенні зони навантаження, а також залежать від її обрису (див. рис.4).

Вочевидь, можемо зробити важливий висновок: якщо болт під дією основного навантаження згинається настільки, що опирається на кромку отвору, то в ньому виникають додаткові локальні напруження, зокрема, осьового стискування  $(\sigma_z)_{cont}$  значної величини та пікового характеру розподілу в зоні контакту, якими не можна нехтувати. Тобто в зоні контакту формулу (1) потрібно змінити на таку:

$$\sigma_z = \frac{Q}{A} + \frac{M \cdot x}{J_y} + (\sigma_z)_{cont}, \quad (2)$$

де додаток  $(\sigma_z)_{cont}$  є від'ємним та може бути великим за модулем, виникає під дією поперечної сили, прикладеної на малій площині, а саме – реакції в зоні обпирання.

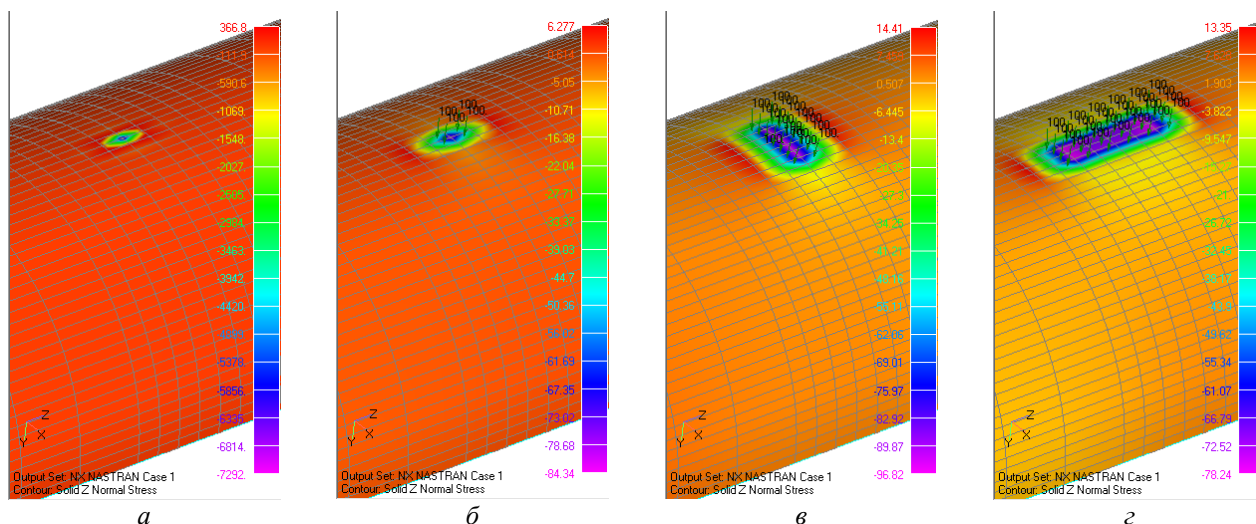


Рис. 4. Розподіл осьового напруження  $\sigma_z$ , МПа, при навантаженні поверхні циліндра:

а) – зосередженою силою  $P_y = 100$  Н; б), в), з) – поверхневим тиском  $q = 100$  МПа

В стандартних розрахунках болтів на міцність цей ефект не враховується. Зокрема, вважається, що при наявності початкового зазору болт не контактує з поверхнею отвору, а все основне навантаження стримується за рахунок тертя в з'єднанні [9, 10]. Для цього потрібне мати великі значення сили затягування болта та коефіцієнтів тертя на поверхнях контактуючих елементів з'єднання, що можливо не завжди. Наприклад, композиційні матеріали сильно стискувати не бажано, а коефіцієнт тертя композиційних матеріалів по металам звичайно нижче, ніж металів по металам. До того ж, це припущення не допускає згин болта взагалі.

Якщо основне навантаження циклічно змінюється навіть по знакопостійному циклу, в болті може виникнути приповерхнева зона з циклічно знакозмінними осьовими напруженнями. Відомо, що знакозмінне циклічне навантаження є більш руйнівним, ніж знакопостійне.

В реальних болтових з'єднаннях контакт виникає не точковий, а розподілений на деякій площадці, розмір та обриси якої заздалегідь виявити не можна. Пікове значення  $(\sigma_z)_{cont}$  буде меншим, ніж на графіку рис.3, але буде. Необхідно проводити уточнене моделювання болтових з'єднань.

#### Уточнене тривимірне моделювання однозрізного однорядного болтового з'єднання з урахуванням величини зазору

Моделювали роботу зразка однозрізного однорядного болтового з'єднання пластин товщиною  $h_1 = 6$  мм (нижня) та  $h_2 = 5$  мм (верхня), шириною 32 мм. Діаметр болта 5 мм, різьба М5х0.8 мм. Обриси і розміри болта, гайки і шайби відповідали галузевим авіаційним стандартам. Геометрію різьби теж моделювали точно, відповідно до стандарту метричної різьби. Матеріал пластин і шайби – сплав Д16Т з модулем пружності  $E = 70$  ГПа і коефіцієнтом Пуассона  $\nu = 0.3$ , болта і гайки – сплав ВТ-16 з модулем пружності  $E = 115$  ГПа і коефіцієнтом Пуассона  $\nu = 0.3$ .

Створили моделі з такими величинами бічного зазору  $\delta$ : 0 мм, 0.01 мм та 0.07 мм на діаметр.

Затягування пакету моделювали віддаленням витків різьби гайки в напрямку від голівки болта. Величину цього зміщення  $\Delta$  можна розрахувати згідно з методикою, викладеною в [7, 8], але в цьому разі задали  $\Delta = 0.08$  мм. Як показали розрахунки, це створювало зусилля затягування в болті приблизно в 5.0 кН ( $\sigma_z \approx 255$  МПа).



Вважали, що з'єднання має одну площину симетрії – площину  $XZ$ , тому розглядали лише одну половину, а вплив відсіченої частини моделювали умовою симетрії: всім вузлам скінченно-елементної сітки на цій площині розсічення заборонили рухатися в нормальному до площини напрямку. Вузлам лівого торця нижньої пластини заборонили рух в напрямку осі  $X$ , а в напрямку осі  $Z$  переміщення моделі фіксували в двох вузлах верхньої пластини на правому торці. На цьому же торці прикладали навантаження – силу  $N_X = 5$  КН, тобто загальна сила навантаження на з'єднання дорівнювала 10 КН.

Прийняли, що коефіцієнт тертя пари матеріалів "Д16Т – Д16Т" дорівнює 0.7, пари "Д16Т – ВТ-16" – 0.3 й пари "ВТ-16 – ВТ-16" – 0.3.

Скінченно-елементні сітки створювали окремими блоками. Так, в болті було 3 блока: голівка з радіусним переходом до циліндричної частини, власне циліндрична частина болта, різьбова частина болта, причому циліндричну частину моделювали гексагональними СЕ, які мають кращі показники точності, ніж тетрагональні. Частина сітки, що належать одному тілу, "склеювалися" (Glued) в скінченно-елементну модель цього тіла програмою Femap для NX Nastran. Цей метод, дуже добре реалізований у Femap, дозволяє локально створювати сітки будь-якої щільності та якості, та не погоджувати сітки на границі стикування мілкої сітки з великою, причому зона "склеювання" практично не вносить додаткової погрешності в розв'язок крайової задачі.

Всього моделі з'єднання мали біля 45 тис. СЕ й 125 тис. вузлів (сітки різнилися, але незначно).

### Результати розрахунків

На рис.5 показані отримані розподіли осьового напруження на поверхнях розсічення однозрізного однорядного болтового з'єднання при вказаних величинах зазору  $\delta$  між болтом та отвором. На рис.5-а додатково позначені лінії, вздовж яких були побудовані графіки розподілу напружень в болті, зображені на рис.6 та подальших. Враховано, що, оскільки з'єднуються дві пластини, то і кромки отворів, з якими контактує болт в площині зрізу – дві. Лінії 2 та 3 обірвали на початку радіусного переходу циліндричної частини болта до голівки, який, як відомо, є концентратором напружень з відомим їх розподілом [9 – 11].

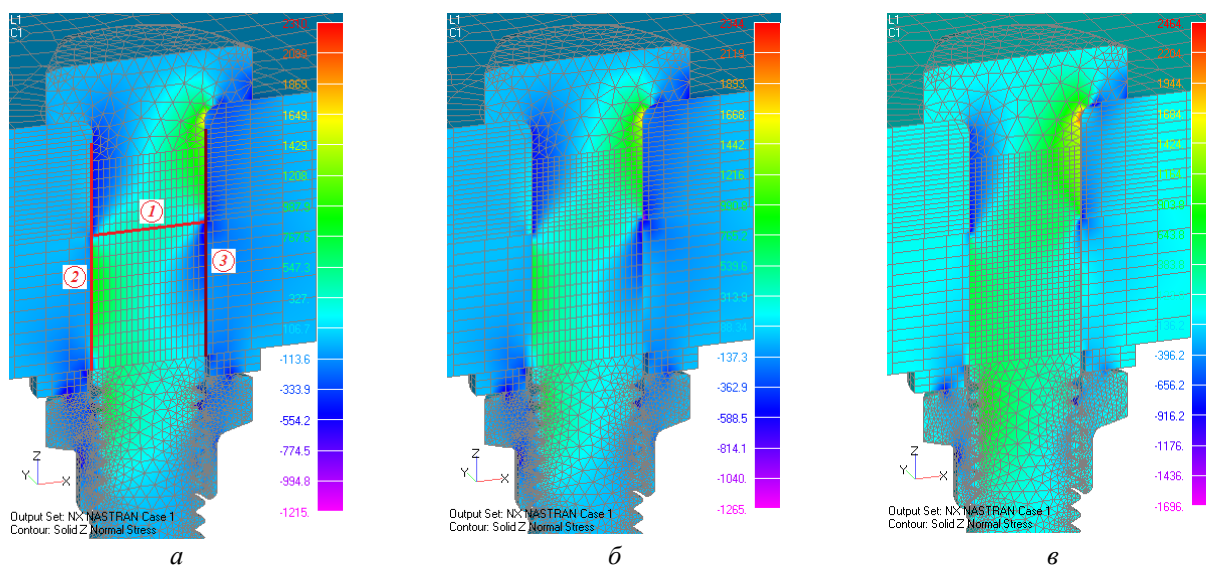


Рис. 5. Розподіл осьового напруження  $\sigma_Z$ , МПа, на поверхнях розсічення однозрізного однорядного болтового з'єднання. Моделі: а) – без зазору; б) – з зазором 0.01 мм; в) – з зазором 0.07 мм на діаметр

Відмітимо, що зона радіусного переходу циліндричної частини болта до голівки "працює" не вся, а тільки та, що наближена до місця прикладення сили  $N_X$  (на рис.5 – права): саме в ній реалізуються максимальні за значенням напруження  $\sigma_Z$  (розтягу).

Отримані результати показують, що основний висновок наближених розрахунків (рис.2, рис.3) підтверджується: при наявності контакту бічної поверхні болта з кромкою отвору (при відсутності або наявності початкового зазору) в болті в зоні контакту виникає зона всебічного стискування з високим рівнем напружень, за рахунок чого осьові напруження  $\sigma_Z$  в цій зоні болта стають від'ємними. На графіках рис.6-а це зони поблизу  $|X| \approx 2.5$  мм (ліві та праві краї графіку), на графіках рис.6-б і рис.6-в – зони поблизу  $Z \approx 0$  мм.

Оскільки моделювали зрізне болтове з'єднання, то на рис.6-г і рис.7 привели графіки та зображення "зрізних" дотичних напружень  $\tau_{ZX}$  в "площині зрізу" (компоненти  $\tau_{XY}$  і  $\tau_{YZ}$  є невеликими). Вони мають значні збурення в зонах контакту, причому, що важливо, на самій поверхні контакту значно зменшені порівняно зі значеннями в середній частині перерізу, де напруження  $\tau_{ZX}$  майже не змінюються.

Оскільки матеріал болта вважають пластичним або малопластичним матеріалом (в залежності від термообробки) [15], то на рис.8 і рис.9 привели зображення та графіки еквівалентних напружень  $\sigma_{Mises}$ .

На графіках рис.9-б, в біля значення  $Z=6$  мм є локальні сплески значень напружень  $\sigma_{Mises}$ , пов'язані з переходом болта з одного отвору в інший (на "площині зрізу"). Ці збурення тим більше, чим більше зазор.

Провели додаткові розрахунки при декількох значеннях сили  $N_X$  для з'єднання з максимальним зазором (0.07 мм на діаметр). Вони показали, що є деяке критичне значення прикладеного до з'єднання навантаження  $N_X$ , перевищення якого викликає контактну взаємодію бічної поверхні болта з кромками отворів, внаслідок чого в зонах контактів в болті з'являються додаткові від'ємні напруження, зокрема, осьові  $\sigma_Z$  пікового характеру (див. рис.10-а), що позначається на розподілі еквівалентних напружень (див. рис.10-б). Згідно з цих графіків, це напруження  $N_X$  лежить в діапазоні  $[0.1, 0.25]$  від  $(N_X)_{max}$ .

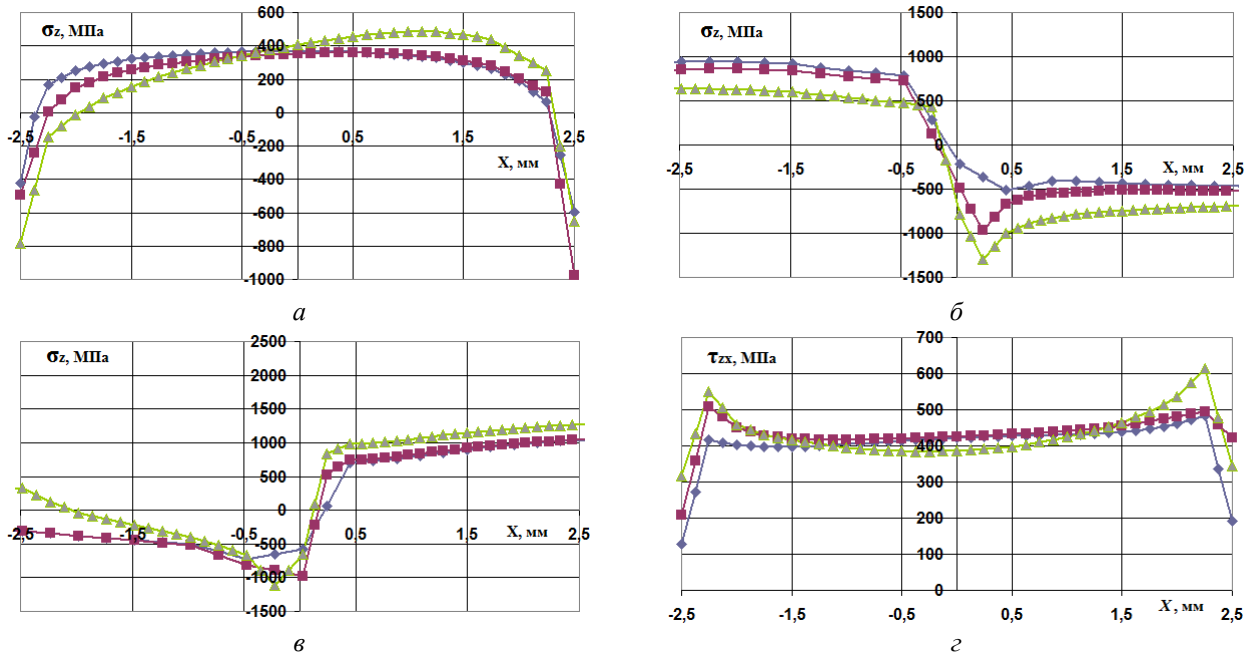


Рис. 6. Графіки розподілу в болті осьового напруження  $\sigma_Z$  вздовж лінії (рис.5-а): а) – 1; б) – 2; в) – 3, а також дотичного напруження  $\tau_{ZX}$  вздовж лінії 1 (г). Моделі:  $\blacklozenge$  – без зазору;  $\blacksquare$  – з зазором 0.01 мм;  $\blacktriangle$  – з зазором 0.07 мм на діаметр

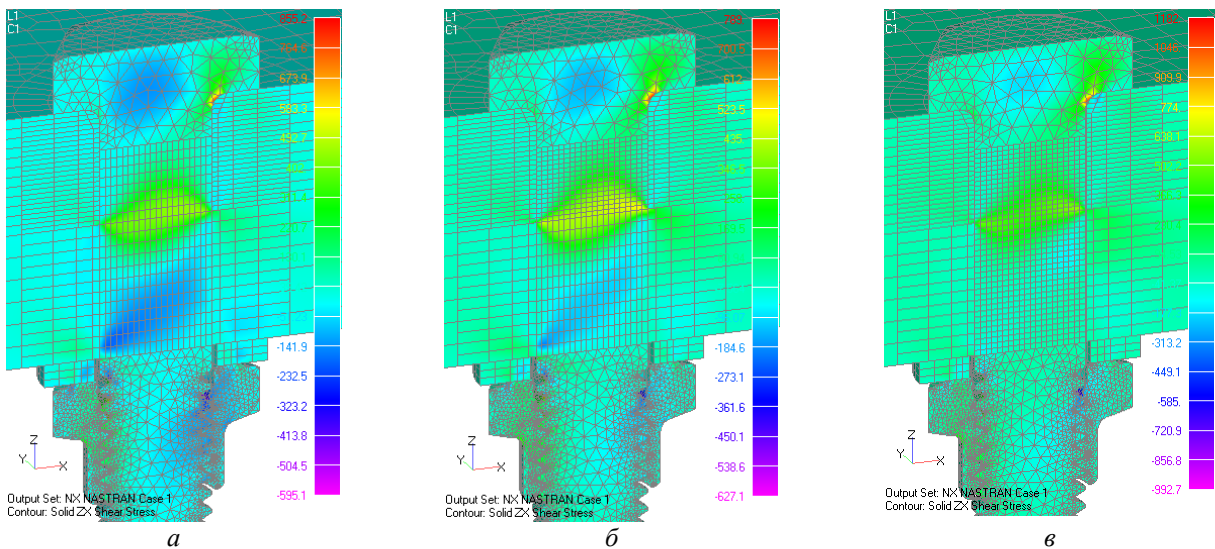


Рис. 7. Розподіл дотичного напруження  $\tau_{ZX}$ , МПа, на поверхнях розсічення однозрізного однорядного болтового з'єднання. Моделі: а) – без зазору; б) – з зазором 0.01 мм; в) – з зазором 0.07 мм на діаметр

Ще були побудовані графіки зміщення вузлів, розташованих на осі болта, в напрямку осі  $X$ , тобто графіки  $U_X(Z)$  при  $X = const, Y = 0$  (тут не приводяться). Вони мають виразно  $S$  – подібний характер для всіх трьох розглянутих випадків, а напрямок згину болта змінюється на протилежний після переходу болта в отвір іншої пластини.

Між отвором та болтом, навіть у випадку відсутності початкового зазору, в наслідок деформування виникають зазори, причому їх величини змінюються вздовж бічної поверхні болта (див. рис.11, анімація: zdeformovani тіла показуються зі значним перебільшенням змін розмірів), а в площині розсічення виглядають клиновидними завдяки згину болта. На рис.11-а видно клиновидний зазор між болтом (ліва частина рисунку) та верхньою пластиною, а на рис.11-б – між болтом та обома пластинами (зверху та понизу зображення). З лівої сторони болта ситуація аналогічна, тільки навпаки.

Зони контактного налягання теж виникають, змінні за розмірами при зміні величини зазору в з'єднанні.

Оскільки чисельні розрахунки відповідають конкретній ситуації, при зміні будь-якого параметра результати будуть іншими, але виявлені закономірності зберуться. Можна очікувати, що плавна зміна параметрів буде приводити к плавній зміні результатів. Тому, як це показано в статті [16], є сенс створювати регресійні моделі, які дозволяють достовірно оцінити вплив технологічних факторів на напружено-деформований стан болтів, не проводячи нових складних розрахунків в межах факторного простору.

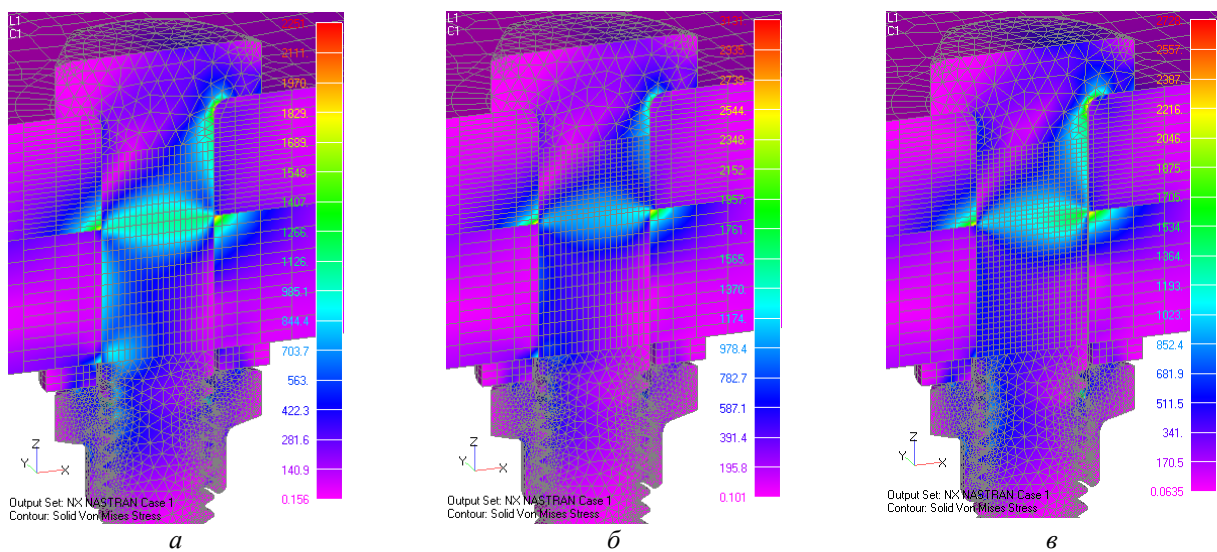


Рис. 8. Розподіл еквівалентних напружень  $\sigma_{Mises}$ , МПа, на поверхнях розсічення однорізного однорядного болтового з'єднання. Моделі: а) – без зазору; б) – з зазором 0.01 мм; в) – з зазором 0.07 мм на діаметр

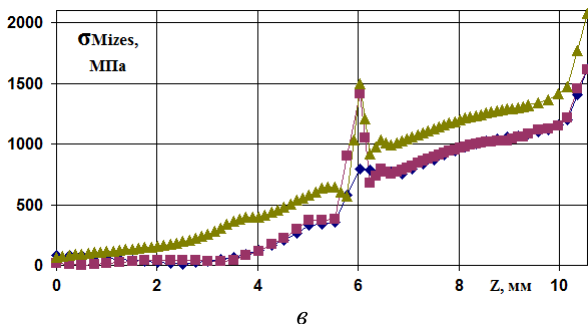
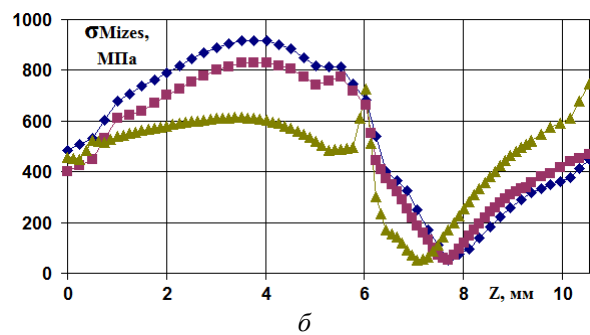
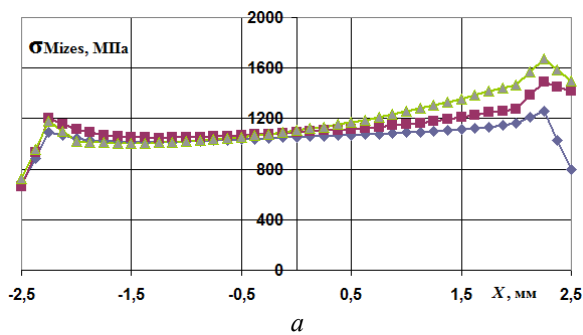


Рис. 9. Графіки розподілу в болті еквівалентних напружень  $\sigma_{Mises}$  вздовж ліній (рис.5-а): а) – 1; б) – 2; в) – 3. Моделі: ♦ – без зазору; ■ – з зазором 0.01 мм; ▲ – з зазором 0.07 мм на діаметр

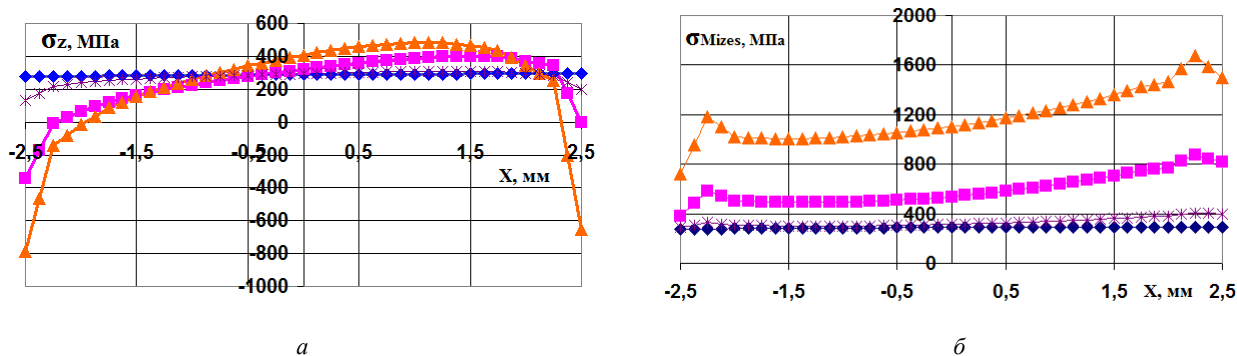


Рис. 10. Графіки розподілу в болті поздовжніх  $\sigma_z$  (а) та еквівалентних напружень  $\sigma_{Mises}$  (б) вздовж лінії 1 (рис.5-а).

Моделі з зазором 0.07 мм на діаметр:  $\blacklozenge$  –  $N_X = 0.1(N_X)_{\max}$ ;  $\blacklozenge$  –  $N_X = 0.25(N_X)_{\max}$ ;

$\blacksquare$  –  $N_X = 0.5(N_X)_{\max}$ ;  $\blacktriangle$  –  $N_X = (N_X)_{\max} = 10$  кН

### Висновки

При співвідношенні  $(h_1 + h_2) / d \approx 2$  маємо "короткий" болт. Моделювали саме такий болт. Тому і висновки стосуються однорядного однозрізного болтового з'єднання з "коротким" болтом.

Наведені числові результати розрахунків свідчать, що:

- болт зрізного болтового з'єднання завжди "працює" не тільки на зріз, а й на згин, причому згин болта є прямим слідством прикладеного до з'єднання силового навантаження;

- при навантаженні в з'єднанні виникають зазори між бічною поверхнею болта та поверхнями отворів, які в осьовому сеченні виглядають клиновидними завдяки згину болта;

- при наявності початкового зазору між бічною поверхнею болта та отворів, є деяке критичне значення прикладеного до з'єднання навантаження, перевищення якого викликає контактну взаємодію бічної поверхні болта з кромками отворів, внаслідок чого в зонах контактів в болті виникають додаткові від'ємні осьові напруженнями  $\sigma_z$  пікового характеру. Якщо початкового зазору не було, то такі напруження виникають при будь-якому рівні навантажень, оскільки завжди є контактна взаємодія бічної поверхні болта з кромками отворів;

- якщо основне навантаження циклічно змінюється навіть по знакопостійному циклу, в болті може виникнути приповерхнева зона з циклічно знакозмінними осьовими напруженнями, які є більш руйнівними, ніж знакопостійні. В цій зоні напруження зсуву значно зменшуються в напрямку до поверхні. Характер втомного руйнування болта в такому разі – за механізмом відриву, а не зрізу;

- пікові значення осьових напружень  $\sigma_z$  складно вирахувати, оскільки потрібно розв'язувати крайову контактну задачу, розв'язок якої залежить від багатьох параметрів з'єднання.

Для отримання інженерних методик достовірних розрахунків НДС болтів в зрізних болтових з'єднаннях потрібно проводити спеціально сплановані чисельні дослідження, створювати регресійні моделі, які дозволяють замінити складні розрахунки на прості.

### Анотація

Цель: изучение влияния величины зазора на напряженное состояние болта односреznego болтового соединения в зоне "среза".

Использовали метод конечных элементов и трехмерную контактную модель, максимально приближенную к реальной геометрии и условиям нагружения.

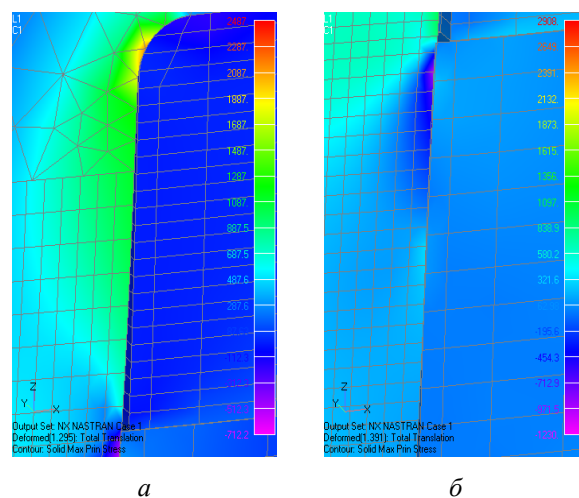


Рис. 11. Розподіл максимального напруження  $\sigma_1$ , МПа, на поверхнях розсічення однозрізного одно-рядного болтового з'єднання, анімація.

Моделі: а) – без зазору;

б) – з зазором 0.07 мм на діаметр



Установлено, що болт односрезного болтового соединения всегда "работает" не только на срез, а и на изгиб. Контактное взаимодействие боковой поверхности болта с кромками отверстий вызывает в зонах контактов в болте дополнительные отрицательные осевые напряжения пикового характера. Даже при знакопостоянном цикле основной нагрузки в болте может возникнуть приповерхностная зона с циклически знакопеременными осевыми напряжениями, а они более разрушительны, чем знакопостоянные. Это меняет характер усталостного разрушения болта.

Новизна: выяснена причина смены характера усталостного разрушения болта: отрыв вместо среза.

**Ключевые слова:** болтовое соединение; зазор; метод конечных элементов; трехмерная контактная модель; напряженно-деформированное состояние

#### Abstract

*Purpose.* Studying of influence of value of a backlash on a state of stress of a bolt of a single-shear bolt joint in a "shearing" zone.

*Methodology.* Used a method of final elements and the 3D contact model as much as possible approached to real geometry and conditions of load application.

*Findings.* The bolt of a single-shear bolt joint always "works" not only on a shear, and on a bending. Contact interaction of a lateral surface of a bolt with edges of apertures calls in zones of contacts in a bolt additional negative axial stresses of peak character. Even at a cycle with a constant sign on the loading in a bolt at a surface there can be a zone with cyclically sign-variable axial stresses, and they are more destructive, than with a constant sign. It changes character of fatigue failure of a bolt.

*Originality.* The reason of change of character of fatigue failure of a bolt is found out: separation instead of a shear.

**Keywords:** bolted joints; backlash; method of finite elements; 3D contact model; stress-strain condition

#### Бібліографічний список використаної літератури

1. Кривов Г.А. Прогнозирование и расчет усталостной долговечности моделей силовых конструктивных элементов с отверстиями на этапах эскизного и рабочего проектирования / Г.А. Кривов, С.А. Бычков, Е.Т. Василевский и др. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – Вып. 45. – Х. – 2010. – С. 51 – 60.
2. Стрижиус В.Е. О некоторых гипотезах и допущениях при расчете усталостной долговечности элементов авиаконструкций из ПКМ / В.Е. Стрижиус // Научный вестник МГТУ ГА. – 2011. – № 163(1). – С. 96 – 102.
3. Eshwar V.A. Analysis of clearance fit pin joints, Int. J. Mech. Sci., 1978. Vol.20. pp. 477-484.
4. Lawlor V.P., Stanley W.F., McCarthy M.A. Characterisation of damage development in single shear bolted composite joints. Journal of Plastics, Rubber and Composites, 2002. The Institute of Materials, London, UK. Vol.31. No.3, pp. 126-133.
5. Lawlor V.P., McCarthy M.A., Stanley W.F. Experimental study on the effects of clearance on single-bolt, single-shear, composite bolted joints. Journal of Plastics, Rubber and Composites, 2002. The Institute of Materials, London, UK. Vol.31. No.9. pp. 405-411.
6. McCarthy M.A., McCarthy C.T. Finite element analysis of the effects of clearance on single-shear, composite bolted joints. Journal of Plastics, Rubber and Composites, 2003. The Institute of Materials, London, UK. Vol. 32. No.2. pp. 65-70.
7. Кривов Г.А. 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(62). – С. 90 – 102.
8. Рудаков К.Н. Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX NASTRAN / К.Н. Рудаков, С.Н. Шукаев // Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут", сер. Машинобудування №67. – 2013. – С. 199 – 206.
9. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения // И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 365 с.
10. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
11. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин // Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
12. Jonson K.L. Contact mechanics / Cambridge: Cambridge University Press, 1985. – 452 p.
13. Ляв А. Математическая теория упругости / Пер. с англ. В.В. Булгакова, В.Я. Натанзона // А. Ляв. – М., Л.: ОНТИНКТП СССР, 1935. – 674 с.
14. Тимошенко С.П. Теория упругости / Пер. с англ. М.И. Рейтмана, под ред. Г.С. Шапиро // С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 575 с.
15. Чечулин Б.Б. Титановые сплавы в машиностроении // Б.Б. Чечулин, С.С. Ушков, И.Н. Разуваева и др. / Л.: Машиностроение, 1977. – 248 с.
16. Шукаев С.М. Вплив технологічних факторів на міцність болтових з'єднань з композиційних матеріалів / С.М. Шукаев, К.М. Рудаков, П.А. Корнев // Наукові вісті НТУУ "Київський політехнічний інститут". – 2013. – №5. – С. 93 – 97.

#### References

1. *Prognozirovanie i raschet ustalostnoj dolgovechnosti modelej silovyh konstruktivnyh jelementov s otverstijami na jetapah jeskiznogo i rabochoego proektirovanija* [Forecasting and calculation of fatigue life of models of power structural members with apertures at stages initial and design engineering] Krivov G.A., Bychkov S.A., Vasilevskij E.T. and others. *Otkrytye informacionnye i komp'juternye integrirovannye tehnologii: sb. nauch. tr. Nac. ajerokosm. un-ta im. N.E. Zhukovskogo "HAI". Kharkov, 2010. 45. pp. 51–60.*

2. *Strizhius V.E.* O nekotoryh gipotezah i dopushhenijah pri raschete ustalostnoj dolgovechnosti jelemen-tov aviakonstrukcij iz PKM [About some hypotheses and assumptions at calculation of fatigue life of elements of airframes from composites] Moscow: Nauchnyj vestnik MGTU GA, 2011. no.163(1). pp. 96–102.
3. *V.A. Eshwar.* Analysis of clearance fit pin joints, Int. J. Mech. Sci., 1978. Vol.20. pp. 477-484.
4. *V.P. Lawlor, W.F. Stanley, M.A. McCarthy.* Characterisation of damage development in single shear bolted composite joints. Journal of Plastics, Rubber and Composites, 2002. The Institute of Materials, London, UK. Vol.31. No.3, pp. 126-133.
5. *V.P. Lawlor, M.A. McCarthy, W.F. Stanley.* Experimental study on the effects of clearance on single-bolt, single-shear, composite bolted joints. Journal of Plastics, Rubber and Composites, 2002. The Institute of Materials, London, UK. Vol.31. No.9. pp. 405-411.
6. *M.A. McCarthy, C.T. McCarthy.* Finite element analysis of the effects of clearance on single-shear, composite bolted joints. Journal of Plastics, Rubber and Composites, 2003. The Institute of Materials, London, UK. Vol. 32. No.2. pp. 65-70.
7. *Modelirovanie boltovyh soedinenij, sodержashhijh detali iz PKM, v srede FEMAP/NASTRAN* [Modelling of the bolt joints containing details from composites, in program FEMAP/NASTRAN] Krivov G.A., Matvienko V.A., Rud'ko A.N. and others. Technological Systems. Kyiv: UkrNIIAT, 2013. no.1(62). pp. 90–102.
8. *Rudakov K.N., Shukaev S.N.* Modelirovanie boltovyh soedinenij iz PKM v programnom komplekse FEMAP/NX NASTRAN [Modeling of bolt joints from composites in program complex FEMAP/NX NASTRAN] Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", 2013. No.67. pp. 199–206.
9. *Birger I.A., Iosilevich G.B.* Rez'bovyje i flancevyje soedinenija [Threaded and flange joints] Moscow: Mashinostroenie, 1990. 365 p.
10. *Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik* [Strength calculation of details of machines: the Quick reference] I.A. Birger, B.F. Shorr, G.B. Iosilevich. Moscow: Mashinostroenie, 1979. 702 p.
11. *Iosilevich G.B.* Koncentracija naprjazhenij i deformacij v detaljah mashin [Stress concentration and strains in details of machines] Moscow: Mashinostroenie, 1981. 224 p.
12. *Jonson K.L.* Contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press, 1985. 452 p.
13. *Ljav A.* Matematicheskaja teorija uprugosti [The mathematical theory of elasticity] Moscow, Leningrad: ON-TINKTP SSSR, 1935. 674 p.
14. *Timoshenko S.P., Gud'er Dzh.* Teorija uprugosti [The elasticity theory] Moscow: Nauka, 1975. 575 p.
15. *Titanovyje splavy v mashinostroenii* [Titanium alloys in machine industry] B.B. Chechulin, S.S. Ushkov, I.N. Razuvaeva and others. Leningrad: Mashinostroenie, 1977. 248 p.
16. *Shukaev S.N., Rudakov K.N., Kornev P.A.* Vpliv tehnologichnih faktoriv na michnist' boltovyh z'ednan' z kompozicijnih materialiv [Effect of technological factors on the strength of composite bolted joints] Research Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", 2013. no.5. pp. 93–97.

Подана до редакції 03.12.2013