

О. Г. Гребеніков

**МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ
ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ**

2015

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут"

О. Г. Гребеніков

МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ
ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Навчальний посібник

Харків "ХАІ" 2015

УДК 629.735:33.02.01:004(075.8)

ББК 39.53.Я73

Г79

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В. А. Трофимов,
д-р техн. наук, проф. І. В. Малков

Гребеніков, О. Г.

Г79 Методологія інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності [Текст]: навч. посіб. / О. Г. Гребеніков. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.-т», 2015. – 538 с.

Розглянуто концепцію, принципи та методи інтегрованого проектування і тривимірного комп'ютерного моделювання збірних літакових конструкцій, створення майстер-геометрії літака, розподілення простору, аналітичних еталонів вузлів і деталей за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM, методи інтегрованого проектування та досягнення регламентованої довговічності болтових і заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій, методи затримки росту втомних тріщин установленням кріпильних елементів із пружнопластичним радіальним натягом і затягуванням.

Розроблено методику визначення впливу конструктивно-технологічних параметрів і рівня навантаження на величину локальної питомої енергії деформування, контактних тисків, виступання закладних головок заклепок після клепаання, величину піддатливості й ступінь завантаження крайніх рядів багаторядних болтових з'єднань за допомогою системи CAD/CAE ANSYS, що дозволяє прогнозувати ресурс планера літака.

Для наукових та інженерно-технічних працівників авіаційної промисловості, а також для аспірантів, викладачів і студентів вищих навчальних закладів.

Іл. 404. Табл 29. Бібліогр.: 477 назв

УДК 629.735:33.02.01:004(075.8)
ББК 39.53.Я73

© Гребеніков О. Г. , 2015
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут", 2015

УМОВНІ СКОРОЧЕННЯ

σ_{σ}	–	межа міцності матеріалу на розрив
$\sigma_{розр}$	–	напруження розриву
$\sigma_{зм}$	–	напруження зім'яття
$\tau_{зр}$	–	напруження зрізу
$\sigma^{бр}$	–	номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента
$\sigma_0^{бр}$	–	номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, що приведені до віднульового циклу навантаження
σ_a	–	амплітудна напруга циклу навантаження
σ_{max}	–	максимальна напруга циклу навантаження
$\sigma_{aфр}$	–	амплітудне значення циклічного номінального напруження розтягування в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії
$\sigma_{тфр}$	–	середнє значення циклічного номінального напруження розтягування в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії
$\sigma_{к}$	–	контактна напруга в зоні фретинг-корозії
$\sigma_{equiv max}$	–	максимальна еквівалентна напруга
$\sigma_{x max}$	–	максимальне розтягальне напруження
$\sigma_{конт. max}$	–	максимальне значення контактного тиску між поверхнями
$D_{зг}$	–	діаметр замикальної головки заклепки
R_{σ}	–	коефіцієнт асиметрії циклу навантаження
P_{max}	–	максимальне циклічне навантаження

- P_3 – зусилля затягування болта
- Q_p – поперечна сила в розрахунковому перерізі
- $M_{зг}$ – згинальний момент у перерізі
- $E_{зм}$ – модуль зім'яття
- d_b – діаметр стрижня болта
- $M_{кр.г}$ – крутильний момент затягування гайки болта
- θ – коефіцієнт концентрації контактного тиску між контактуючими поверхнями
- W – повна питома енергія деформації
- $W_{пр}$ – пружна складова питомої енергії деформації
- $W_{пл}$ – пластична складова питомої енергії деформації
- ϑ – величина овалізації отворів
- $f_{тер}$ – коефіцієнт тертя між контактними поверхнями
- l – довжина втомної тріщини
- N – довговічність у циклах навантаження
- $N_{зал}$ – залишкова довговічність
- $N_{д.п.тр}$ – число циклів навантаження до виявлення тріщини
- $N_{с.тр}$ – число циклів навантаження до руйнування конструкції з тріщиною
- CAD – Computer Aided Designer – комп'ютерна система проектування
- CAM – Computer Aided Manufacturing – комп'ютерна система підготовки виробництва
- CAE – Computer Aided Engineer – комп'ютерна система інженерного аналізу

Авіаційна промисловість посідає одне з провідних місць серед пріоритетних напрямів розвитку промисловості України. Для створення нової конкурентоспроможної продукції необхідно впроваджувати нові наукові розробки і створювати методи проектування, більш здійсненні, ніж у конкурентів. При цьому заданий ресурс літака (80000...90000 льотних годин) у разі мінімальних витрат маси є одним з основних параметрів його конкурентоспроможності, а проблема його досягнення визначається в основному методологією інтегрованого проектування і конструювання збірних тонкостінних літакових конструкцій, розробка якої є перспективним науковим напрямом.

У створенні методів проектування збірних літакових конструкцій брали участь чимало вітчизняних і зарубіжних науковців. В Україні найбільш відомі роботи О. К. Антонова, П. В. Балабуєва, С. А. Бичкова, Г. О. Кривова, В. О. Титова, В. І. Рябкова, Я. С. Карпова, Д. С. Ківи, В. М. Короля, В. О. Трофимова, Є. А. Шахатуні, С. М. Конюхова, І. В. Павлова, Є. Т. Василевського, В. І. Матусевича, Є. О. Большакова, О. Р. Черановського, Л. О. Малашенка, О. І. Риженка, В. Г. Сухореброго, О. Г. Лебединського, Л. П. Семенова, В. С. Шеховцова, Г. Г. Онгирського, В. О. Матвієнка, С. Г. Кушнарєнка, Ю. О. Боборикіна, А. І. Бабушкіна, В. В. Книгіна, І. П. Малкова, В. Т. Троценка, А. І. Радченка, П. А. Фомичова, В. Є. Гайдачука, Є. А. Джури та багатьох інших.

Проте при розробленні цих методів не в повному обсязі застосовували сучасні наукоємні комп'ютерні інтегровані системи CAD/CAM/CAE. Їх впровадження у практику проектування потребує створення нової методології проектування, моделювання, інженерного аналізу та підготовки виробництва збірних тонкостінних літакових конструкцій. Відсутність досвіду забезпечення заданих характеристик працездатності літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE гальмує інтеграцію розрахункових, експериментальних методів проектування з методами комп'ютерного моделювання конструкції і не дає змогу здійснювати якісне інтегроване проектування збірних літакових

конструкцій, що забезпечує їхній життєвий цикл.

Через це розроблення методології інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання літакових конструкцій є надзвичайно *актуальним*, а створення методів забезпечення ресурсних характеристик збірних конструкцій та їхніх регламентованих з'єднань при мінімізації маси має величезне практичне значення у вирішенні проблеми забезпечення безпеки польотів в умовах тривалої експлуатації літаків.

Метою роботи є забезпечення регламентованої довговічності збірних літакових конструкцій на всіх етапах життєвого циклу літака шляхом розроблення методів їхнього інтегрованого проектування і моделювання за допомогою комп'ютерних систем.

Для досягнення цієї мети вирішено такі наукові й науково-прикладні проблеми, вкрай важливі для проектування збірних літакових конструкцій:

- розроблено концепцію та наукові основи методології інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності збірних тонкостінних літакових конструкцій;
- створено метод інтегрованого проектування і досягнення довговічності зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій;
- отримано із застосуванням методу інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності нові конструктивно-технологічні рішення для зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій заданого ресурсу;
- створено метод інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності зрізних заклепочних з'єднань збірних тонкостінних літакових конструкцій;
- отримано із застосуванням методу інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності нові конструктивно-технологічні рішення для заклепочних з'єднань збірних зрізних тонкостінних літакових конструкцій;
- розроблено для продовження ресурсу збірних тонкостінних конструкцій нові конструктивно-технологічні методи і способи затримки зростання

втомних тріщин;

- впроваджено розроблені методи проектування та конструктивно-технологічні рішення в теорію і практику створення збірних літакових конструкцій за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE.

При розв'язанні поставлених задач широко використовували: математичні методи дослідження проектних рішень; методи автоматизованого проектування і тривимірного комп'ютерного моделювання збірних тонкостінних літакових конструкцій за допомогою сучасних комп'ютерних інтегрованих систем (CAD/CAM/CAE); методи розрахунку авіаційних конструкцій на міцність; розрахунково-експериментальні методи визначення впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики опору втомі тонкостінних конструкцій і моделей їхніх з'єднань. Характеристики локального напружено-деформованого стану в елементах збірних конструкцій визначали методом скінченних елементів, реалізованих у системі CAD/CAE ANSYS.

Для прогнозування довговічності з'єднань з пружнопластичним натягом кріпильних елементів реалізовано енергетичний підхід. При обробленні результатів утомних випробувань застосовували ймовірно-статистичний метод аналізу.

Адекватність розрахункових моделей перевірена при втомних випробуваннях моделей типових зразків і збірних вузлів тонкостінних конструкцій, достовірність методології інтегрованого проектування — при комп'ютерному моделюванні агрегатів літака Ан-140. Методи досягнення регламентованої довговічності підтверджені числовими і фізичними дослідженнями характеристик опору втомі збірних болтових і заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій.

На основі методу формування геометрії збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM на базі єдиного комп'ютерного еталона зовнішньої поверхні літака було запроваджено нову концепцію і принципи інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій.

Вперше процес забезпечення регламентованої довговічності збірних літакових конструкцій інтегровано пов'язаний з основними етапами життєвого циклу літака — проектуванням, виробництвом, експлуатацією:

- для етапу проектувальних розрахунків запропоновано нові розрахунково-експериментальні моделі опору втомних болтових і заклепочних зрізних з'єднань, що дають можливість прогнозувати довговічність збірних конструкцій в зонах вірогідного втомного руйнування з урахуванням концентрації питомої енергії деформації, контактної тиску і фретинг-корозії; нові способи розвантаження крайніх рядів зрізних з'єднань шляхом застосування накладок, розвантажувальних отворів і клею;
- для етапу виробництва літакових конструкцій встановлено вплив локального радіального натягу на характеристики ПДВ і циклічну довговічність болтових і заклепочних зрізних з'єднань, розроблено прогресивні конструкції болтів, заклепок, які реалізують локальний радіальний натяг, що забезпечує задану втомну довговічність, герметичність і якість зовнішньої поверхні агрегатів без фрезерування закладних головок після клепації; запропоновано метод зниження негативного впливу технологічних відхилень і фретинг-корозії на довговічність з'єднання шляхом застосування полімерних заповнювачів;
- для етапу експлуатації створено нові конструктивно-технологічні методи і способи затримки зростання втомних тріщин шляхом установлення в їхніх вершинах додаткових кріпильних елементів з осьовим і радіальним натягами.

Практична реалізація концепції інтегрованого проектування, принципів, методів і методик досягнення заданих ресурсних характеристик збірних тонкостінних літакових конструкцій і математичних моделей еталонів літакових конструкцій, що з'єднуються, на основі єдиної бази даних про виріб забезпечує:

- виконання аналітичних еталонів збірних тонкостінних літакових конструкцій за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE без застосування традиційної плазової ув'язки і зниження на 25...30 % трудомісткості проектування порівняно з трудомісткістю традиційного автоматизованого проектування;
- розроблення нових прогресивних заклепок і болтів, способів їх установлення з радіальним натягом;

- прогнозування на стадії проектування втомних характеристик збірних тонкостінних конструкцій і вибір конструктивних параметрів з'єднань для досягнення заданого ресурсу на основі отриманих характеристик ПДВ і опору втомі типових моделей з'єднань;
- зниження на 90...95 % трудомісткості фрезерування заставних головок потайних заклепок завдяки застосуванню вперше створених заклепок з циліндровим компенсатором і впровадженню розробленої технології їх установлення при заданих характеристиках працездатності заклепочних з'єднань;
- підвищення втомної довговічності типових з'єднань в 2–7 раз шляхом впровадження розроблених конструктивно-технологічних варіантів потайних болтових з'єднань із локальним радіальним натягом і антифретинговим покриттям;
- підвищення у 8–10 раз довговічності збірних тонкостінних конструкцій із втомними тріщинами, що відповідає продовженню ресурсу в 1,5–2 рази завдяки впровадженню запропонованих способів затримки зростання втомних тріщин;
- отримання оптимальних параметрів з'єднань літакових конструкцій із заданими характеристиками при мінімумі маси з'єднання.

Розроблені методи інтегрованого проектування впроваджено при проектуванні і виготовленні болтових і заклепочних з'єднань літаків Ан-74, Ан-22, Ан-124, Ан-225, Іл-96, Ту-334, Ан-140, Ан-148, ремонті тонкостінних конструкцій всіх літаків країн СНД, а також при виконанні ресурсних випробувань літаків.

За наслідками досліджень спільно з фахівцями ХАІ, ЦАГІ і АНТК ім. О. К. Антонова розроблено, видано і впроваджено в практику проектування п'ять збірок керівних технічних матеріалів (РТМ) (із них три видано ЦАГІ). У навчальний процес Національного аерокосмічного університету «ХАІ» впроваджено сімнадцять навчальних посібників.

Автор висловлює глибоку подяку спеціалістам навчально-наукового центру САД/САМ/САЕ ХАІ, АНТК ім. О. К. Антонова, ЦАГІ, кафедри проектування літаків і вертольотів ХАІ, АНТ ТОВ «КНК» за допомогу у підготовці цієї роботи.

СТАН ПРОБЛЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

1.1. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Проектувати – це творити, створювати щось нове. Результатом проектування часто виявляються вироби, що забезпечують отримання прибутку. Інженерне проектування – це безперервний процес, в якому наукову і технічну інформацію використовують для створення нових корисних для суспільства систем, пристроїв або процесів.

Уміння проектувати – це одночасно і наука, і мистецтво. Як науку проектування можна опанувати за допомогою систематичних знань, винахідницької діяльності, накопичення досвіду і вирішення проблем. Як мистецтво проектування потребує повної віддачі від тих, хто прагне опанувати його. Проектування припускає застосування аналізу і синтезу. У процесі проектування наука і мистецтво, аналіз і синтез невід’ємні одне від одного і виявляються одночасно [191, 457].

У процесі проектування ведуться розробки технічної документації, що забезпечує можливість промислового виготовлення нового конкурентоспроможного літака, який відповідає заданим вимогам, і дозволяє здійснити його надійну експлуатацію в заданих умовах. Метою інженерного проектування є розроблення і створення нових об’єктів, процесів або систем. Хоча ця мета може бути досягнута на основі використання відомих елементів або принципів, завжди необхідним є творчий пошук такого поєднання цих елементів і процесів новим, оригінальним способом, який зумовив би досягнення нових якісних або кількісних результатів [6, 194, 195, 225, 300, 301].

При проектуванні можна спиратися на два принципи: еволюційні зміни й створення нового. У першому випадку виріб удосконалюється впродовж певного

часу шляхом внесення незначних поліпшень. При цьому ризик припуститися істотних помилок є невеликим. Стрімке зростання кількості науково-технічних відкриттів, загальний перебіг суспільного розвитку висунули на перший план завдання створення виробів, що спираються на нові технічні рішення. Такий шлях проектування пов'язаний із великим ризиком. На практиці відповідно до діалектики проектування еволюційні зміни та поява нового відбуваються одночасно, тобто конструктор одночасно створює нове і здійснює еволюційні зміни. Для реалізації такого підходу до проектування літаків виявився необхідним певний етап розвитку авіації, етап накопичення досвіду і фактів, узагальнення їх у систему знань – науку про проектування нового виду техніки [51, 194, 268].

Цей період характеризувався становленням методології проектування літаків. Під *методологією проектування* мають на увазі сукупність принципів і методів, а також математичний апарат, за допомогою яких вирішуються проектно-конструкторські задачі [194, 327].

Розглянемо, як розвивалися методи проектування, на прикладі розв'язання задачі вибору проектних параметрів, що визначають форму і розміри літака.

Перш за все слід зазначити, що всі методи проектування об'єднані одним принципом розв'язання задач – принципом послідовних наближень (метод ітерацій). Цей принцип характеризує загальний підхід (незалежно від методу проектування) до вирішення проектних задач, і суть його полягає в тому, що комплекс задач проекту вирішується послідовно, за допомогою наближень (ітерацій), що уточнюють і розвивають одна одну [322, 327].

В основі проектування перших літаків лежав метод копіювання (метод схожості), що ґрунтується в основному на законах схожості. Не маючи досвіду проектування, не знаючи законів аеродинамічного польоту, конструктори створювали літаки, копіюючи вигляд птахів, кажанів. Було розроблено численні проекти літальних апаратів, важчих за повітря [24].

У 20-ті роки ХХ століття, коли вже був накопичений значний досвід

розроблення та будівництва перших літаків і планерів, коли авіаційні науки (в основному стрімкий розвиток аеродинаміки) дозволили встановити основні зв'язки між формою та розмірами літака і його льотними характеристиками, метод копіювання поступився т. зв. статистичному методу. У його основі вже лежить певний науковий підхід, що базується на обробленні минулого досвіду, встановленні емпіричних закономірностей, що відображають об'єктивні закони проектування. За цим методом параметри нового літака визначаються на основі екстраполяції статистично оброблених даних раніше створених літаків аналогічного призначення (літаків-прототипів). Цей метод базується на припущенні про безперервну, з часом поступову зміну параметрів і характеристик літаків певного типу. Однак через тривалий термін створення сучасного літака (6–10 років) екстраполяція параметрів і характеристик за умов науково-технічної революції може призвести до істотних принципових помилок. Недолік такого методу проектування полягає і в тому, що він не дозволяє враховувати зміни фізичних зв'язків між параметрами і характеристиками літака, а отже, визначити шляхи зміни даних прототипів. Використання цього методу є виправданим лише при застосуванні еволюційного принципу проектування. Коли проектується принципово новий літак, можливості такого методу обмежені. Разом із тим досвід авіабудування свідчить про те, що дуже небагато проектів можуть бути визнані зовсім новими, і навіть при їхньому розробленні значну кількість технічних рішень приймають на основі минулого досвіду. Через це статистичний метод у цілому або в окремих частинах, як і раніше, лишається на озброєнні конструкторів. Нині він трансформувався у т. зв. метод проектування від прототипу.

Подальший розвиток методів розрахунку вагових, аеродинамічних характеристик, розрахунків стійкості й керованості, показників ефективності літака поставив на реальну основу розвиток аналітичних методів визначення його основних проектних параметрів. Ці методи ґрунтуються на сумісному вирішенні системи рівнянь, що враховують найважливіші зв'язки між параметрами і

характеристиками літака, а також різноманітні обмеження. У результаті такого рішення йде пошук допустимого (у сенсі задоволення рівняння існування літака) варіанта проекту [23, 33, 36, 40, 44, 76, 259, 294, 300, 301].

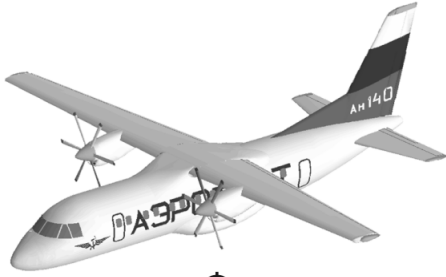
Застосування аналітичних методів відкрило великі можливості для проведення параметричних досліджень за визначенням впливу зміни проектних параметрів і обмежень на техніко-економічні характеристики літака. Звідси — один крок до розв'язання задач пошуку найкращих (оптимальних) параметрів літака, що задовольняють вибраному критерію оцінювання досконалості проектних рішень.

Це дало поштовх до розвитку т. зв. методів оптимального проектування літаків. Перші роботи з викладенням методу оптимального проектування з'явилися наприкінці 30-х років ХХ століття. Практична реалізація методів оптимального проектування тривалий час ускладнювалася суто обчислювальними труднощами, особливо при вирішенні багатопараметричних задач. Застосування послідовної оптимізації окремих параметрів не давало істотних результатів.

Приблизно до 60-х років ХХ ст. склалися об'єктивні передумови для подальшого розвитку теорії проектування літаків. Найважливіші з них:

- розвиток загальної теорії складних технічних систем (системотехніка);
- розвиток прикладних авіаційних наук, що розкривають суть явищ, визначають закони формування літака і його підсистем;
- успіхи в області математики, передусім теорії оптимізації і числових методів;
- поява і розвиток ЕОМ.

На рис. 1.1 показано аналітичний метод визначення параметрів пасажирського літака з ТВД на стадії ескізного проектування, де за критерій оптимальності взято злітну масу літака, а як обмеження – задані ТТВ і АП, викладений у роботах [300, 301].



Призначення:

знайти такий вектор параметрів літака $(x = x_1, x_2, \dots, x_n)$, який характеризує його структуру, форму та розміри (схема літака, схема $C_Y, S, P_0, t_0, C_Y, C_X, K, \bar{S}_{\text{во}}, \bar{S}_{\text{то}}, D_{\text{ф}}, \lambda_{\text{ф}}, \lambda_{\text{кр}}, \chi_{\text{кр}}, \bar{C}_{\text{кр}}, \ell, b_0, \eta$), який би забезпечував вимоги концепції створення нового літака, технічного завдання на проектування $[Y]$ та досягнення екстремуму цільової функції (γ) .

Фундаментальне співвідношення фізичного втілення літака (рівняння існування літака)

$$1. \sum \bar{m}_i = 1. \quad 2. n_y m g = Y. \quad 3. P - X - m \frac{dV}{dT} = 0. \quad 4. \bar{x}_T - \bar{x}_F = -m_z^C y. \quad 5. \sum m_i z_i = 0.$$

На параметри літака X , а також на його характеристики Y накладається система обмежень

$$\left. \begin{aligned} x_i^u &\leq x_i \leq x_i^l, i = 1, 2, \dots, m \\ y_j^u &\leq y_j(x) \leq y_j^l, j = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\}$$

Щодо наданих обмежень вирішується задача оптимізації: $\min \gamma(x); x \in X_{\text{доп}}$.

Параметри та характеристики літака пов'язані між собою рівняннями відношення $Y = f(x)$:

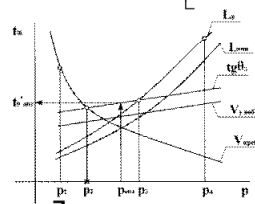
$$t_{0\text{крейс}} = \frac{1,429 \cdot 10^{-5} \rho_H V_{\text{крейс}}^3 (F_{1\text{крейс}} + F_{2\text{крейс}} p)}{\xi_V \xi_H \xi_{\text{др}} \eta_{\text{в.крейс}} P}; \quad V_{\text{крейс}} = 11,4473 \sqrt{\frac{\xi_{\text{крейс}} t_0 p \eta_{\text{в.крейс}}}{\rho_H \text{крейс} C_{x0}}};$$

$$t_{0p} = \frac{0,04}{\xi_{\text{зл}} \eta_{\text{в.отр} p} \sqrt{C_{y\text{отр} p} \left[\frac{0,832 p}{L_p C_{y\text{отр} p}} + \frac{1}{3} \left(\frac{1}{K_{\text{отр} p}} + 2f \right) \right]}}; \quad L_{\text{розб}} = \frac{0,832 p}{C_{y\text{отр} p} \left[24,75 \eta_{\text{в.зл}} \xi_{\text{зл}} t_0 \sqrt{\frac{C_{y\text{отр} p}}{p} - \frac{1}{3} \left(\frac{1}{K_{\text{отр} p}} + 2f \right)} \right]};$$

$$t_{0\text{ВПП}} = \frac{n_{\text{дв}}}{\xi_{\text{зл}} (n_{\text{дв}} - 1)} \frac{0,03 L_{\text{ВПП}} C_{y\text{отр} p} + 0,57 p}{L_{\text{ВПП}} C_{y\text{отр} p} - 2,04 p}; \quad L = 1020 \frac{\text{KM}}{c_e} \ln \frac{m_0}{m_k};$$

$$t_{0\theta} = \frac{0,04 n_{\text{дв}}}{\xi_{\text{зл}} \eta_{\text{в.отр}} (n_{\text{дв}} - 1)} \sqrt{\frac{p}{C_{y\text{отр} p} \left(\frac{1}{K_{\text{отр} p}} + \text{tg} \theta_3 \right)}}; \quad P_{\text{перед}}^V = \frac{V_{\text{нос}}^2 C_{y\text{нос}}}{183(1 - 0,8 \bar{m}_{\text{мсп}})};$$

$$t_{0V_y} = \frac{0,01}{\xi_{\text{зл}} \eta_{\text{в.наб}}} \left[7,024 \sqrt{A^3 p^2 (F_{1\text{наб}} + F_{2\text{наб}} p)} + V_y \right]; \quad K = C_{y\text{отр}} / C_{x\text{отр}}; \quad P_{\text{перед}}^n = \frac{57,3 C_y^{\alpha} V W}{16}.$$



За критерій оптимальності приймають злітну масу літака:

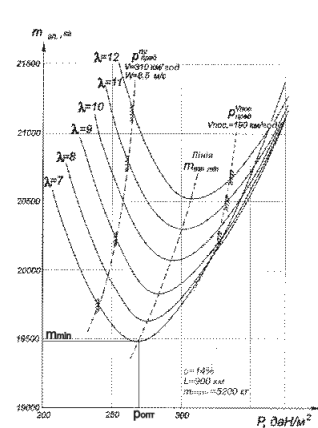
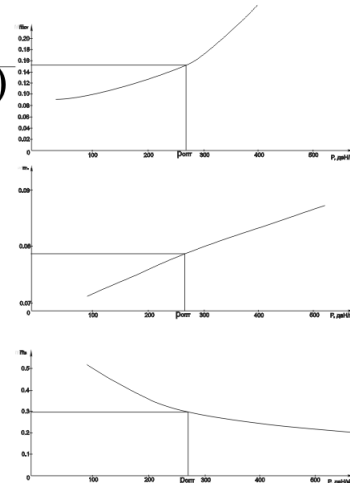
$$m_0 = \frac{m_{\text{ек}} + m_{\text{об}} + m_{\text{ком}}}{1 - (\bar{m}_k(p) + \bar{m}_{cy}(p) + \bar{m}_m(p))};$$

$$\bar{m}_k = 0,5 \left(A - Bp + \frac{c}{1 - De^{-0,001p}} \right);$$

$$\bar{m}_{cy} = R \gamma_{\text{дв}} t_{0\text{max}}(p);$$

$$\bar{m}_{\text{м.крейс}} = 0,00602 \frac{C_e L_{\text{роз}} \sqrt{AC_{x0\text{крейс}}}}{\eta_{\text{в.крейс}}};$$

$$m_{\text{об}} = 95 n_{\text{нас}} (5 \cdot 10^{-5} L + 0,66).$$



Вибір геометричних параметрів літака:

$$S = \frac{m_0 \text{min} g}{10 P_{\text{онм}}}; \quad \ell = \sqrt{\lambda_{\text{онм}} S}; \quad b_k = \frac{2S}{\ell(\eta + 1)}; \quad b_0 = \eta b_k; \quad L_{\text{ф}} = \lambda_{\text{ф}} D_{\text{ф}}; \quad S_{z0} = \bar{S}_{z0} S; \quad S_{\text{в0}} = \bar{S}_{\text{в0}} S.$$

Рис. 1.1. Аналітичний метод визначення параметрів пасажирського літака на стадії ескізного проектування

З накопиченням досвіду розв'язання різних задач оптимізації окремих елементів літака, ширшого використання ЕОМ для цього поступово збільшувалася кількість параметрів, залучених до процесу одночасної оптимізації. Удосконалювалися критерії оцінювання проектно-конструкторських рішень у напрямі урахування багатоцільового характеру застосування літака і динаміки зміни вимог до нього за період експлуатації [37 – 39, 52, 54, 77 – 79, 80, 86, 89].

Разом із тим розвивалася загальна теорія проектування великих систем, на базі якої теорія і практика проектування літаків поступово набувають логічної завершеності, забезпечуючи дійсно науковий підхід до прогнозування параметрів і характеристик майбутнього літака. Ідеї системного проектування інтуїтивно використовували під час проектування літаків раніше. Вони знайшли відображення в розділенні процесу проектування на етапи, а літака – на підсистеми і агрегати. Системне проектування ґрунтується на чітко впорядкованому комплексному підході, що враховує складні зв'язки і взаємний вплив елементів системи, включаючи як складову частину метод оптимального проектування. Від широко розповсюджених процедур оптимізації окремих пристроїв і характеристик систем воно відрізняється застосуванням системних, зокрема комплексних (узагальнених), критеріїв оптимальності, використанням математичних моделей, що описують істотні риси системи в цілому, математичним апаратом, широким застосуванням ЕОМ [238, 271, 273, 281, 305, 320, 322 – 325, 417].

Друга половина ХХ ст. характеризується докорінними змінами і у сфері трудової діяльності людини. Подібно до того, як промислова революція характеризувалася переходом від ручної праці до механізованої, так і науково-технічна революція була пов'язана з переходом до автоматизованої праці у виробництві. Ширше впровадження автоматизованих виробничих процесів на базі електронно-обчислювальних пристроїв, мікроелектроніки і робототехніки є важливим напрямом науково-технічної революції.

Значних результатів було досягнуто і в розв'язанні такої складної комплексної задачі, як автоматизація проектно-конструкторських робіт. У другій

половині ХХ ст. у науково-дослідних інститутах і конструкторських бюро створюються, розвиваються і широко впроваджуються системи автоматизованого проектування (САПР). Їхня поява стала можливою завдяки розробленню теоретичних основ проектування, успіхам в області обчислювальної математики, програмування і власне обчислювальної техніки [1, 2, 4, 8 – 10, 17, 60, 194, 351, 419, 428, 470, 472, 473].

На той час САПР дозволив якнайповніше реалізувати такі найважливіші для проектування можливості ЕОМ:

- швидке й ефективно виконання великої кількості математичних операцій;
- збереження і передача великого обсягу інформації;
- візуалізація результатів проектування (як кінцевих, так і проміжних) за допомогою способів комп'ютерної графіки;
- спілкування проєктанта з ЕОМ у діалоговому режимі, що забезпечувало власне проектуванню безперервність творчого процесу;
- зручність і економічність передачі результатів проектування безпосередньо у виробництво (для виготовлення предмету проектування).

У таких системах ЕОМ із чудового способу автоматизації розрахунків перетворюється на спосіб об'єднання для досягнення єдиної мети зусиль фахівців у різних областях проектування. Ця інтеграція на основі узагальнення методологічного, інформаційного і технічного забезпечення на базі колективного діалогу користувачів ЕОМ дозволяє подолати бар'єр вузької спеціалізації інженерів, які беруть участь у розробленні сучасних складних систем, зокрема авіаційних.

За опублікованими даними [51, 53, 273, 353], застосування САПР дозволило наприкінці ХХ ст. вдвічі-втричі скоротити час проектування і доведення літаків, в три-п'ять разів – час підготовки їхнього виробництва. При цьому витрати на розроблення скорочуються на 50...80 %. Але при цьому, як і внаслідок застосування аналітичних методів проектування, результатом загального проектування були: креслення загального вигляду літака (рис. 1.2), теоретичні креслення агрегатів літака (рис. 1.3), схема технологічного розчленування тощо, виконані методами нарисної геометрії.

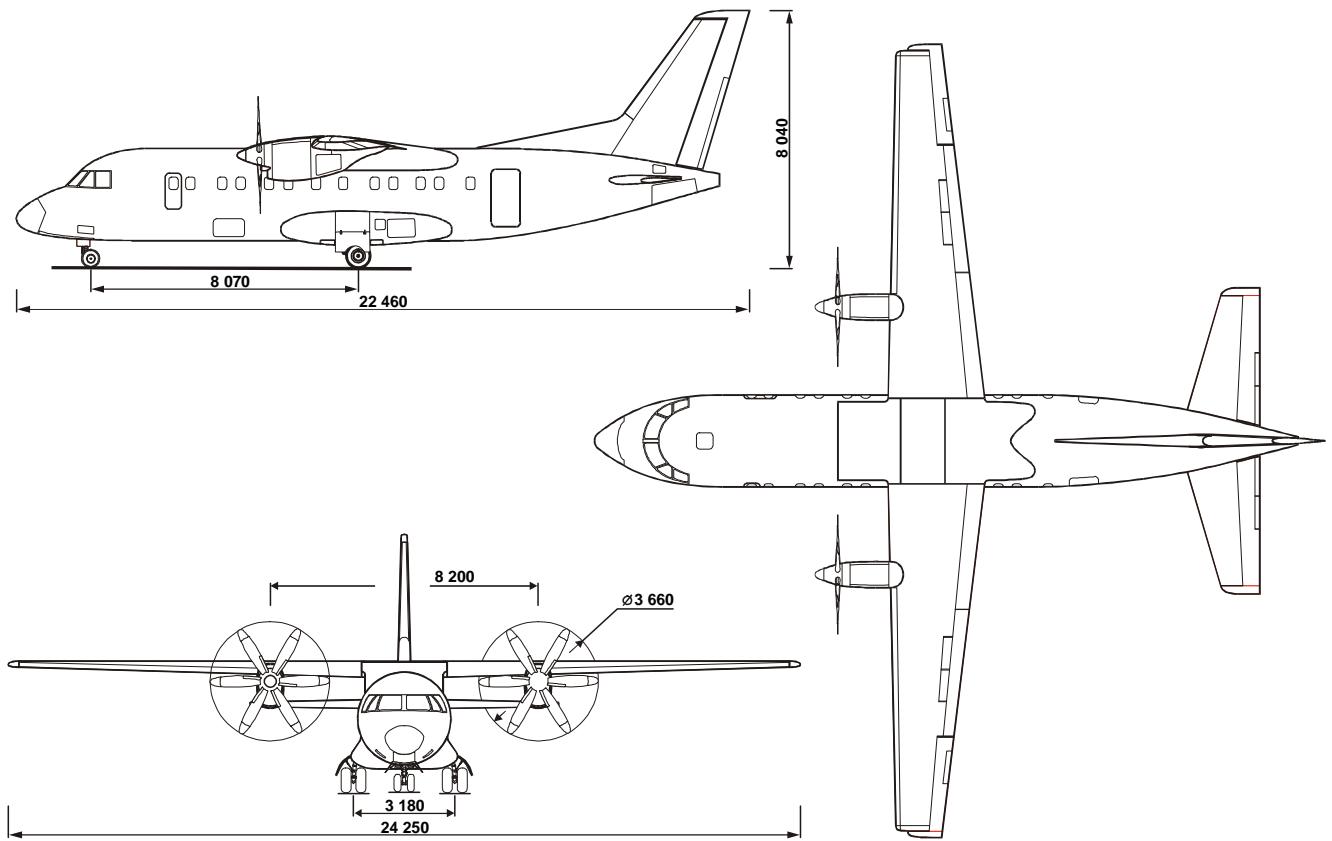


Рис. 1.2. Фрагмент креслення загального вигляду

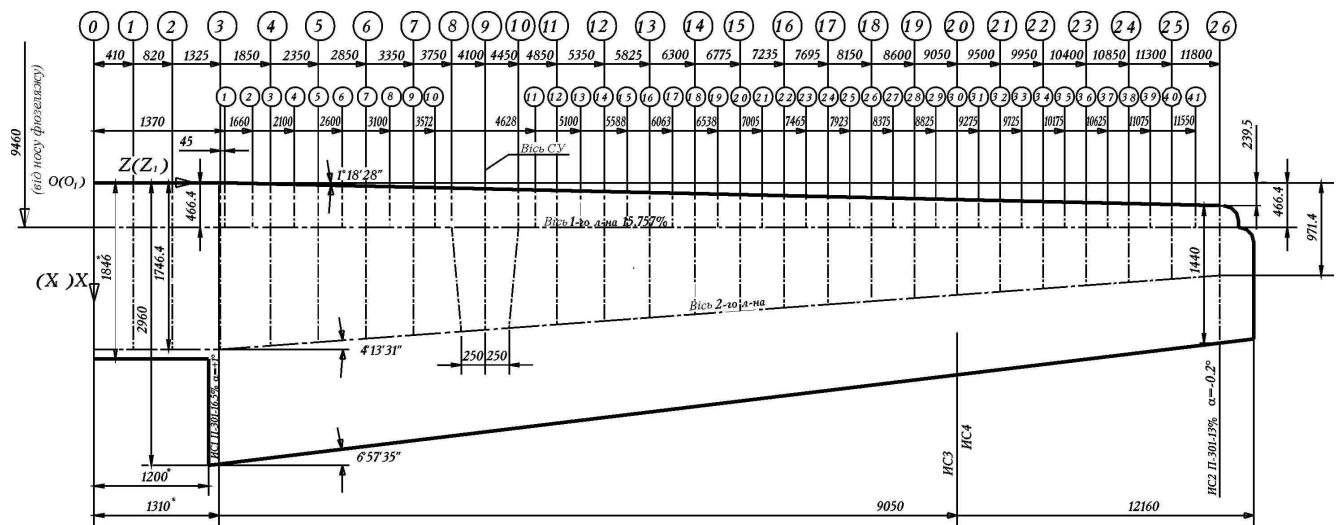


Рис. 1.3. Фрагмент теоретичного креслення крила

Таким чином, на той момент застосування САПР дозволило забезпечити підвищення якості проєктованих виробів, скорочення циклу проєктування, тобто збільшення продуктивності праці, і було істотним чинником прискорення науково-технічного прогресу, але не повністю забезпечило інтеграцію процесу проєктування виробу з технологічною підготовкою виробництва й інженерним

аналізом [190, 211, 258, 261, 331, 351, 460, 461, 465].

Чим складнішим є інструмент проектувальника, тим вищою має бути його кваліфікація. САПР висунув нові, підвищені вимоги до якості й змісту підготовки інженерів-механіків з літакобудування як в області оволодіння методами автоматизованого проектування (що дозволяє коректно ставити, формально описувати і вирішувати проектно-конструкторські задачі), так і щодо вивчення можливостей і особливостей роботи сучасних технічних засобів проектування і програмного забезпечення.

Але водночас САПР при проектуванні збірних літакових конструкцій базувався на двовимірних моделях, не враховував конструктивних особливостей нових типів з'єднань збірних конструкцій і прогресивних кріпильних елементів, нових технологій їх постановки, способів збирання, впливу попереднього вантаження на характеристики локального ПДВ і опору втомі, особливостей їхньої контактної взаємодії, можливостей способів затримки зростання втомних тріщин, не дозволяв спроектувати збірні конструкції та їх з'єднання, що забезпечують оптимальне співвідношення масових, ресурсних, аеродинамічних і естетичних характеристик літакових конструкцій. Авіаційна технічна документація створювалася методами нарисної геометрії і подавалася для виробництва літаків на паперових носіях, ув'язка конструкції виконувалася на конструкторських плазах, що не завжди дозволяло виявити помилки, спричинені недосконалістю методу проектування і закладені в конструкторській документації [211].

Розвиток інформаційних технологій дозволив вирішити деякі проблеми проектування збірних літакових конструкцій. На рис. 1.4 показано схему технологічного розчленування літака, що містить велику кількість збірних конструкцій. Проте через багатофакторність вирішуваної задачі і, як наслідок, потребу залучення фахівців різного профілю (спеціалістів щодо міцності, конструкторів, технологів, експлуатаційників) інтегрувати їхні зусилля для вирішення задачі створення збірних літакових конструкцій не вдавалося.

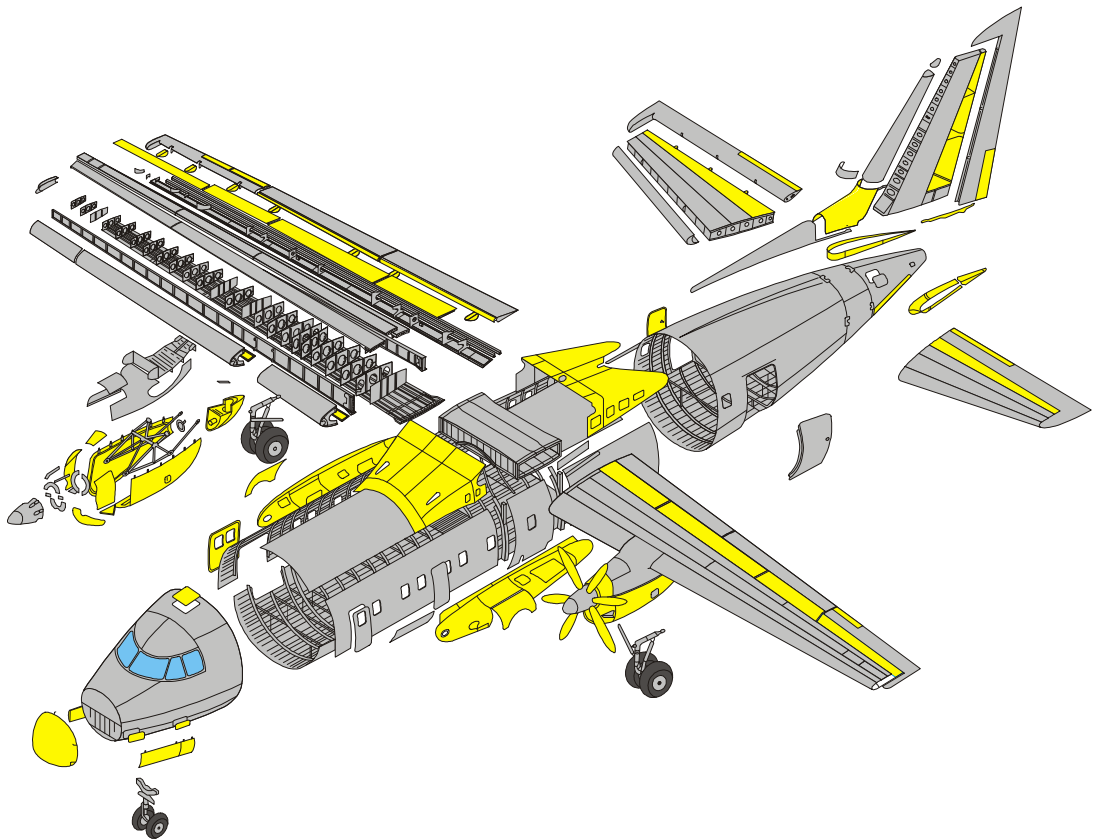


Рис. 1.4. Схема технологічного розчленування літака

Усе це зумовило потребу створення нової методології проектування, що б містила нові методи проектування літакових конструкцій, підготовки їхнього виробництва, випробувань, експлуатації.

Новим методом має стати інтегрований метод проектування і моделювання збірних літакових конструкцій за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM, що базується на розробленні тривимірних аналітичних еталонів поверхні літака, його агрегатів, збірних вузлів, нових конструктивних елементів, кріпильних деталей, комп'ютерних методів розрахунку об'ємного локального ПДВ в елементах з'єднання, нових технологій установлення кріпильних елементів із пружнопластичним радіальним натягом, подальшим експериментально-розрахунковим методом визначення характеристик втомної довговічності типових моделей з'єднань. Це дозволить проектувати з'єднання збірних конструкцій із заданими характеристиками статичної міцності, втомної довговічності, герметичності й якості зовнішньої поверхні з мінімальними витратами маси.

Схемні методи проектування наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Методи проектування збірних літакових конструкцій

Принцип послідовних наближень (ітерацій)		
Непрямі методи		Прямі методи
Метод копіювання	Статистичний метод	Аналітичні методи
		Методи оптимального проектування
		Автоматизоване проектування
		Інтегровані методи проектування і комп'ютерного моделювання

Найбільш перспективним сьогодні є метод інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання, що містить елементи раніше розроблених методів і комп'ютерні технології інтегрованого проектування за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM. При створенні літаків Ан-140, Ан-70, Ан-74ТК-300, Ан-148 почалося впровадження інтегрованих технологій у процес проектування. Проте методологія проектування об'єктів авіаційної техніки потребує подальшого наукового і практичного розвитку.

1.2. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ВТОМИ БОЛТОВИХ ЗРІЗНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Відомо, що ресурс авіаційних конструкцій визначається ресурсом його силових елементів, який значною мірою залежить від довговічності болтових з'єднань (рис. 1.5), котрі спричиняють зародження втомних тріщин, що виникають як від геометричної концентрації напруги, так і від розвитку фретинг-корозії

(рис. 1.6). На рис. 1.7 показано результати аналізу типових втомних руйнувань і довговічності стиків крила, випробуваних у ЦАГІ. Встановлено, що довговічність поперечних стиків знаходиться в діапазоні довговічності пластини з отвором. Крім того, встановлено, що одним із найбільш ефективних способів підвищення втомної довговічності болтових зрізних з'єднань є установлення болтів в отвори деталей, що сполучаються, з осьовим і радіальним натягом [26 – 32, 34, 42, 47, 48, 50, 56, 62, 63, 66, 81, 85, 122, 123, 149, 180 – 182, 184, 197, 216, 217, 220, 257, 280, 420, 426, 440, 441, 468]. Проте теоретичне обґрунтування цього ефекту не було наведено.

Відомості, накопичені про вплив способів підвищення довговічності з'єднань шляхом зміни конструктивно-технологічних параметрів при їх виконанні, мають статистичний характер, що сприяє появі нових методів розрахунку довговічності з урахуванням конструктивно-технологічних особливостей виконання болтових з'єднань і конструктивних нерегулярностей [104, 108, 111, 113, 117, 120, 124, 129, 131, 133, 144, 154, 156, 345 – 348].

Методи проектування зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій з урахуванням втоми умовно поділяють на три групи:

- 1) методи проектування на основі забезпечення статичної міцності з'єднань при розрахунку за директивним напруженням;
- 2) методи, в яких застосовують теоретичні й ефективні коефіцієнти концентрації напруження;
- 3) методи, що базуються на визначенні фактичних значень напруження і деформацій в найбільш навантаженій точці концентратора.

При створенні конструкції дотримуються трьох основних принципів забезпечення її безпеки за умовами міцності: допустимість пошкодження, безпека руйнування (пошкодження) і безпечний ресурс (термін служби). При цьому оцінка характеристик міцності, конструкції деталей і якості виготовлення має забезпечити і підтвердити, що катастрофічне руйнування через втому, корозію або випадкове пошкодження не відбувається протягом всього експлуатаційного терміну служби літака [345, 346].

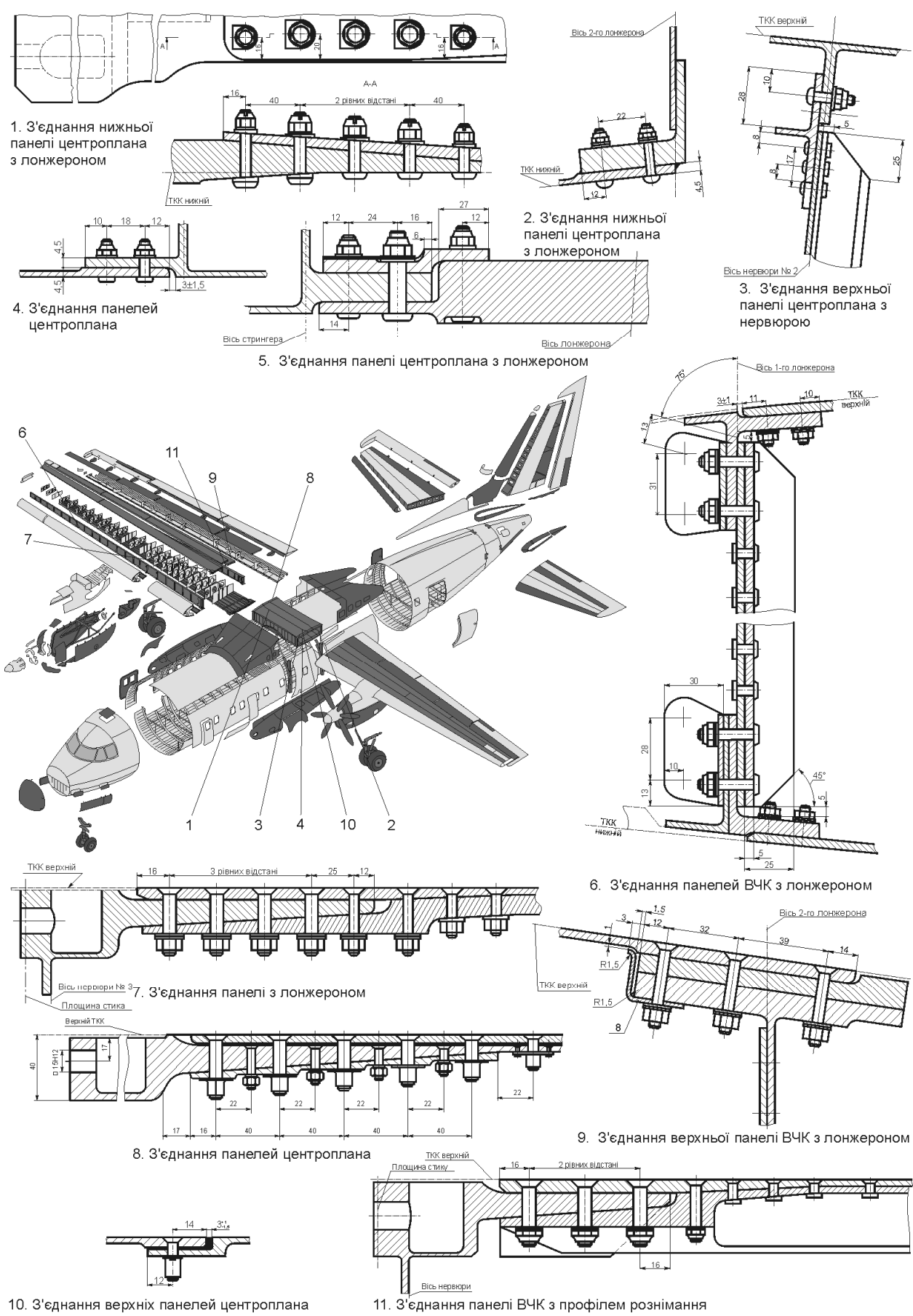
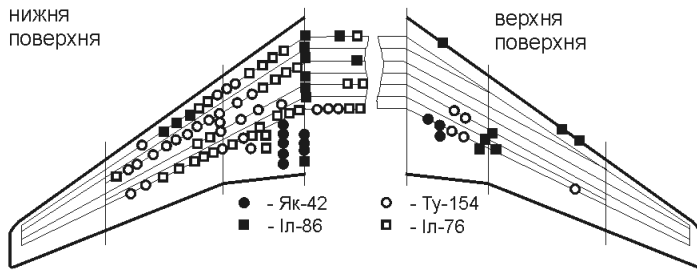


Рис. 1.5. Типові болтові з'єднання збірних конструкцій планера літака

ЗОНИ РУЙНУВАННЯ КРИЛ ЛІТАКА ПРИ НАТУРНИХ РЕСУРСНИХ ВИПРОБОВУВАННЯХ



Літак	Тип конструкції			Тип НДС	
	Панелі	Лонжерон	Інші	однопара-метр.	багатопа-раметр.
Ту-154	72%	27%	-	44%	50%
Іл-76	47%	52%	-	44%	50%
Як-42	27%	24%	49%	28%	72%
Іл-86	26%	44%	30%	28%	72%

ЗОНИ ВТОМНИХ РУЙНУВАНЬ У СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТАХ КОСТРУКЦІЇ ЛІТАКА



За період с 23.11.86 по 30.06.92 рр. на літаках Ан-26 Харківською АТБ виявлено 15 втомних руйнувань.

За період с 23.11.86 по 30.06.92 рр. на літаках Ту-134 Харківською АТБ виявлено 82 втомних руйнувань.

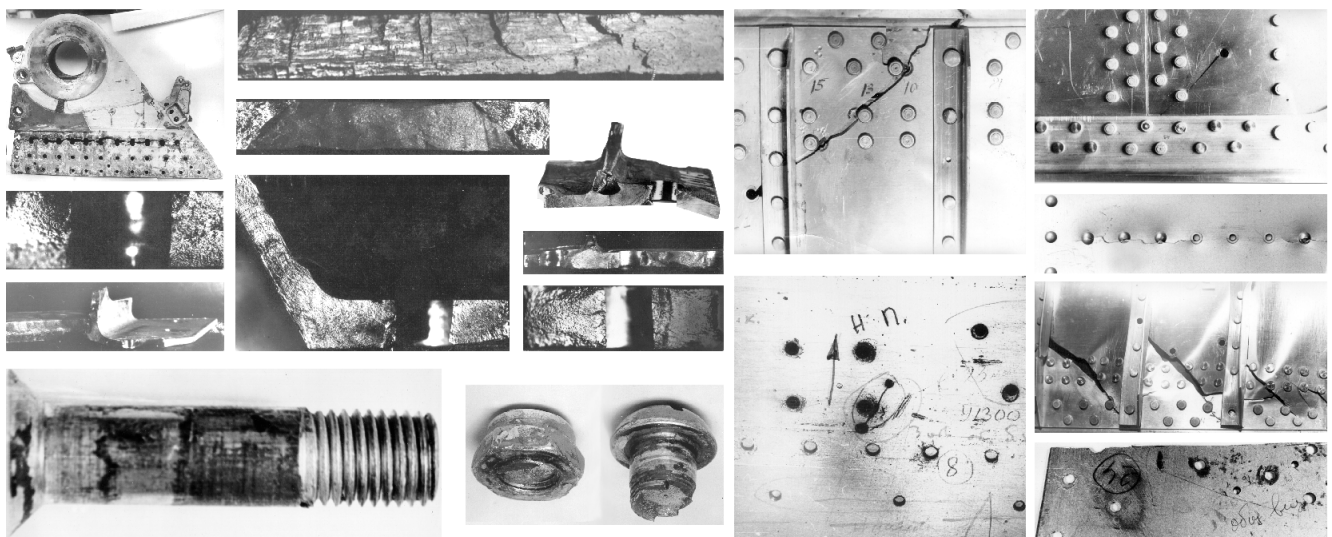
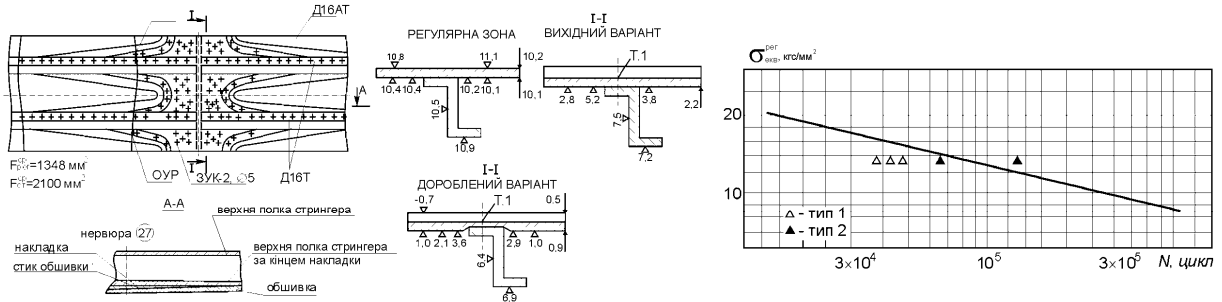
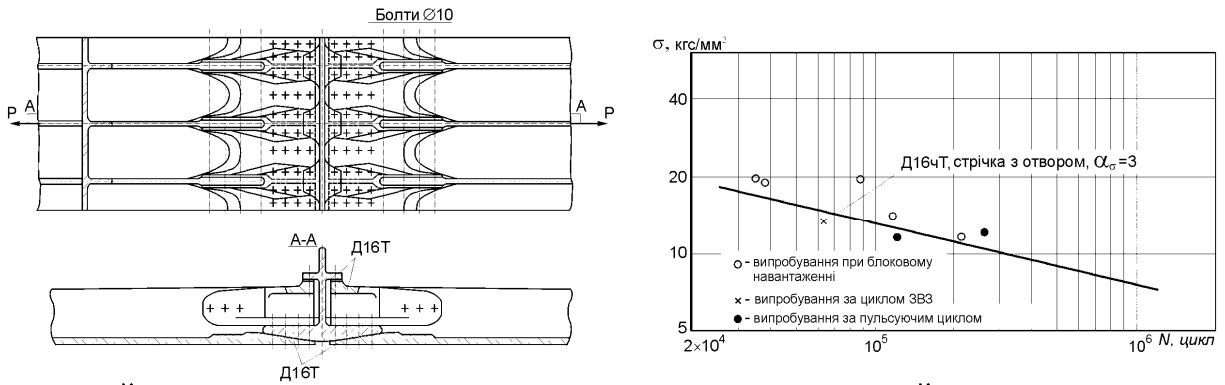


Рис. 1.6. Зони і характер втомних руйнувань силових елементів конструкції літаків в експлуатації і під час ресурсних випробувань

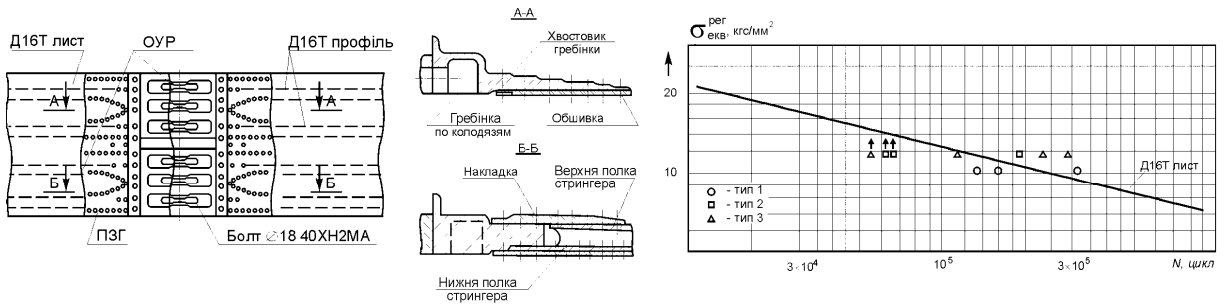
РУЙНУВАННЯ У ЗОНІ ПОПЕРЕЧНОГО СТИКУ ОБШИВКИ НИЖНІХ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Tu-154



РУЙНУВАННЯ У ЗОНІ ПОПЕРЕЧНОГО СТИКУ НИЖНІХ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Іл-86



РУЙНУВАННЯ У ЗОНІ ФЛАНЦЕВОГО З'ЄДНАННЯ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Tu-154Б



ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПРОДОВЖИХ СТИКІВ НИЖНІХ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Іл-86 ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИПРОБУВАНЬ ПАНЕЛЕЙ

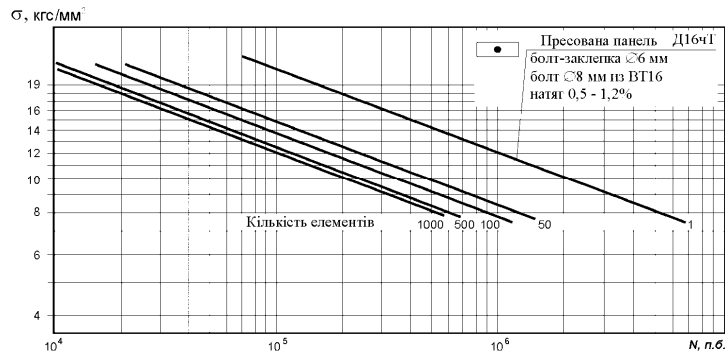


Рис. 1.7. Аналіз типових втомних руйнувань і довговічності стиків крила (за матеріалами ЦАГІ)

Тому одним із найважливіших питань у проектуванні літакових конструкцій для досягнення оптимальних характеристик маси конструкції, її міцності і ресурсу разом із правильним вибором конструкції, матеріалу, з якого її виготовлено, є призначення допустимої напруги [64]:

$$\text{– при стисненні} \quad \sigma_{\text{дон}} \leq \sigma_{\text{кр}};$$

$$\text{– при розтягуванні} \quad \sigma_{\text{дон}} = K_1 \sigma_{\text{с}}; K_1 = 0,93,$$

де $\sigma_{\text{с}}$ – межа міцності матеріалу на розтягування; K_1 – коефіцієнт чутливості до концентрації напруги матеріалу, з якого виготовлено конструкцію.

Для уточнення допустимих напруг регулярної зони, виходячи із забезпечення втомної довговічності для кожного елемента конструкції, має бути визначено типовий спектр навантаження в експлуатації, що ґрунтується на типовому польоті або сукупності типових польотів, які охоплюють всі режими польоту (буксирування, вирулювання на старт, випробування двигунів на землі, розгін, набір висоти, крейсерський політ, зниження, захід на посадку, пробіг і зарулювання на стоянку) з урахуванням їхньої тривалості і сукупністю інших параметрів, що характеризують кожен із зазначених режимів. Типовий політ за відомими залежностями перераховують в еквівалентний за пошкоджуваністю цикл навантаження. Для силової конструкції планера літака цей цикл прийнятий віднульовим (з коефіцієнтом асиметрії циклу навантаження, який дорівнює нулю). У загальному вигляді перерахунок циклів навантаження здійснюється за умови однакової втомної довговічності, що вираховується формулою Одінга

$$\sigma_0 = \sqrt{2 \cdot \sigma_a \cdot \sigma_{\text{max}}},$$

де σ_0 – напруження віднульового циклу навантаження; σ_a , σ_{max} — амплітудні та максимальні напруги циклу навантаження.

За напругою циклу обчислюємо втомну довговічність елемента конструкції, визначеного в першому наближенні за допустимими напругами, виходячи з умов статичної міцності. Якщо результати розрахунку задовольняють необхідним значенням параметрів ресурсу, заданим у ТТВ на літак, уточнення допустимої

напруги за умовами втомної довговічності не здійснюється. Якщо ж результати розрахунку не задовольняють вимогам ТТВ по ресурсу, роблять зниження допустимої напруги, що забезпечує досягнення необхідних характеристик ресурсу.

Для визначення ступеня зниження рівня допустимої напруги необхідно скористатися степеневою залежністю кривої втоми

$$N(\sigma_0)^m = const,$$

де N – втомна довговічність на рівні напруги віднульового циклу σ_0 ; m – показник ступеня.

Як відомо, показник ступеня m визначений емпірично для конструктивних елементів з отворами з різних матеріалів.

Для елементів алюмінієвих сплавів типу Д16Т, В95 цей показник наближений до чотирьох. Звідси ступінь зниження рівня допустимої напруги в другому наближенні для елементів з алюмінієвих сплавів можна вирахувати за формулою

$$K = \sqrt[4]{T_{нотр} / T_{1-го\ набл.}},$$

де K – коефіцієнт зниження допустимої напруги; $T_{нотр}$ – потрібний за ТТВ ресурс; $T_{1-го\ набл.}$ – ресурс, визначений в першому наближенні.

Тоді рівень допустимої напруги для другого наближення

$$[\sigma_0]_2 = [\sigma_0] / K.$$

Виходячи із заданого рівня допустимої напруги другого наближення посилюють елементи регулярної зони конструкції, потім перераховують напруги в типовому польоті й визначають ресурс у другому наближенні.

При проектуванні та конструюванні нерегулярних зон конструкції їхня довговічність має дорівнювати довговічності регулярної зони або перевищувати її.

Перша група методів проектування зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій належить до нерегулярних зон і базується на забезпеченні статичної міцності елементів конструкції. У зрізних болтових з'єднаннях навантаження P

викликає в з'єднаннях деталей напруження розриву $\sigma_{розр}$, напруження зім'яття $\sigma_{зм}$, напруження зрізу $\tau_{зр}$, а в кріпильних елементах – напруження зрізу болта $\tau_{зр. б}$. Зусилля затягування і розривні навантаження спричиняють виникнення розтяжного розривного напруження $\sigma_{розр}$. Величина цього напруження залежить від величини навантаження, вживаних матеріалів і геометричних параметрів з'єднання.

Друга група методів проектування з урахуванням втоми ґрунтується на гіпотезі еквівалентності дії локального максимального напруження на контурі концентратора при пружних деформаціях і напруження у зразку без концентратора. Базовою кривою втоми тут є крива втоми гладкого зразка або зразка з відомим концентратором напруження. Застосування теоретичних коефіцієнтів концентрації напруження забезпечує невисоку точність при розрахунку втомної довговічності натурних конструкцій і припустиме на стадії ескізного проектування. Для узгодження даних розрахунку й експерименту вводять емпіричні поправкові коефіцієнти, що відображають особливості конструкції і технології складання з'єднань [126, 220, 234, 402, 409, 456].

При цьому для розрахунку коефіцієнтів концентрації напруження у з'єднаннях використовують принцип суперпозиції рішень із розділенням навантажень на ті, що проходять по листу, і ті, що сприймаються кріпленням [186]:

$$\sigma_{лок} = \alpha\beta \left(K_1 \frac{\Delta P}{dS} \theta_\sigma + K_2 \frac{P}{WS} \right),$$

де K_1 – коефіцієнт концентрації напруження відносно номінального зім'яття, викликаного силою P ; K_2 – коефіцієнт концентрації напруження в регулярному перерізі, викликаній силою, що оточує силову точку; d – діаметр отвору; S – товщина листа; α – коефіцієнт, що враховує спосіб виготовлення отвору, шорсткість поверхні і залишкове напруження від клепання; β – коефіцієнт заповнення отвору, що враховує натяг між кріпильним елементом і отвором; θ_σ – коефіцієнт, що враховує локальне підвищення напруження, зумовлене деформацією кріпильного елемента.

Значення необхідних коефіцієнтів концентрації напружень визначені при вирішенні задачі в пружному вимірі. У з'єднаннях авіаційних конструкцій при

постановці кріпильних елементів у з'єднаннях деталей виникають деформації пружної пластичності, що потребує для аналізу характеристик локального НДС застосування методу скінченних елементів, реалізованого в сучасних сертифікованих системах CAD\CAE.

При розрахунку розподілу зусиль між кріпильними елементами застосовують метод сил і розрахунково-експериментальні методики визначення податливості з'єднань. Величину податливості можна визначити експериментально або емпірично, використовуючи формулу Свіфта [84, 446].

Такий метод визначення податливості вимагає значних витрат на проведення експерименту, а аналітичні вирази описують експерименти при пружному навантаженні з'єднань без урахування способу розташування кріпильних елементів.

Розподіл зусиль по зв'язках з'єднань розраховують із використанням схематизації елементів, що сполучаються стрижнями або МКЕ.

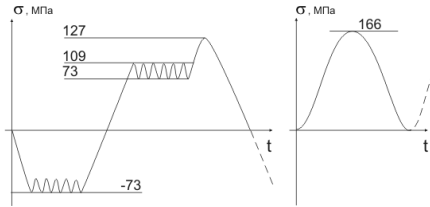
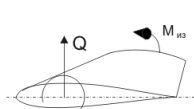
Хоча точність розрахунку довговічності з використанням методів другої групи підвищується, визначення кількості циклів до руйнування натурних з'єднань вважають за краще виконувати на основі статистичного матеріалу, застосовуючи даний метод лише як основу для виявлення критичних ділянок елементів і для конструювання, а не розрахунку довговічності з'єднань.

Третя група методів проектування оснований на гіпотезі еквівалентності напружено-деформованого стану в найбільш навантаженій точці концентратора і гладкого зразка для фіксованої кількості циклів до утворення тріщини. Розрахунок базується на фактичних значеннях (з урахуванням пластичності) напружень і деформацій з урахуванням їхньої зміни при циклічній зміні навантажень [59, 409, 438, 439, 450].

Для розрахунків використовують криву втоми гладкого зразка і циклічні діаграми пружнопластичних деформацій.

Аналіз методів проектування збірних конструкцій з урахуванням втоми (рис. 1.8) доводить необхідність подальшого розроблення методів прогнозування впливу конструктивних і технологічних чинників на довговічність болтових з'єднань для забезпечення їхнього ресурсу.

Визначення розрахункових навантажень $M_{из}$, Q , $M_{кр}$, навантажень типового польоту та їх еквівалентного віддуньового циклу



Типовий політ та еквівалентний віддуньового циклу

$$\sigma_{0\text{екв}} = \begin{cases} \sqrt{2\sigma_a\sigma_{\text{max}}} & \sigma_m \geq 0; \\ \sqrt{2(\sigma_a + 0,2\sigma_m)} & \sigma_m \leq 0 \text{ и } \sigma_{\text{max}} \geq 0; \\ 0 & \sigma_{\text{max}} < 0. \end{cases} \quad (1)$$

$$\sigma_{0\text{екв}} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^k n_i \cdot \sigma_{0i}^4}$$

Визначення геометричних параметрів з умов забезпечення статичної міцності конструкції:

при стисканні $\sigma_{\text{дод}} \leq \sigma_{кр}$,
при розтягуванні $\sigma_{\text{дод}} = K_1 \sigma_{\text{св}}$, $K_1 = 0,93$. (2)

Визначення довговічності регулярної зони на етапі ескізного проектування з рівняння кривої втомленості пластины з отвором:

$$N = \frac{C}{\sigma_m^m} \geq N_{\text{зад}} \quad (3)$$

Уточнення рівня допустимої напруги (2-е наближення):

$$K_2 = \sqrt[4]{\frac{N_{\text{потр}}}{N_1 \text{ при } \sigma_1}}; [\sigma_{\text{розр}_2}] = [\sigma_{\text{розр}_1}] / K_2 \quad (4)$$

Уточнення геометричних параметрів регулярної зони на етапі 2-го наближення.

Визначення геометричних параметрів з'єднань збірних літакових конструкцій:

$$P = \frac{\delta \cdot t}{m \cdot n} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq P_{\text{руйн}} = K_f \sigma_{\text{св}} F_i; \quad (5)$$

$$P_{\text{см}} = \delta d \sigma_{\text{см руїн л.}} \leq P_{\text{руйн}}; \quad (6)$$

$$P_{\text{ср л.}} = 2H\delta \tau_{\text{зр руїн л.}} \leq P_{\text{руйн}}; P_{\text{зр}} \leq \frac{\pi d^2}{4} \tau_{\text{зр руїн б.}} n_6 \cdot \xi \cdot m. \quad (7)$$

Визначення довговічності типових з'єднань за відомими методиками:

$$\lg N_{\text{гл}} = \left[\frac{\sigma_{\text{арл}}}{101,505(\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{мгл}})^{0,63}} - 0,01478 \right]^{-0,47619}; R_f = \frac{C}{\varepsilon_{\text{а экв}}^m} \quad (8)$$

$$K_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_{\text{ан}}} = K_s + [0,0394K_t(25,4 + d)\beta - K_s] \frac{(\lg N)^4}{1000 + (\lg N)^4}; \quad (9)$$

$$K_t = 0,6 + 0,95 \frac{D}{d}; K_{\text{эф}} = g(K_t - K_s) + K_s; \quad (10)$$

$$K_A = K_6 R + K_L(1 - R); C_{\text{тл}} = [2 + (1 - \frac{d}{D})^3] (1 - \frac{d}{D}); \quad (11)$$

$$\sigma_{\text{афр}} = 2,344(\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{мфр}})^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{-2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,918K_n} \sigma_{\text{к}}^{0,32K_m}; \quad (12)$$

$$\sigma_0^*(N) = k_{\text{см}}(N)\sigma_{\text{см}} + k_{\text{л}}\sigma_{\text{л}} + k_{\text{із}}(N)\sigma_{\text{із}}; \quad (13)$$

$$N = \frac{1}{W_{\text{рд}} \alpha R_m}; \text{ где } R_m = R(1 - r \frac{\sigma_m}{\sigma_{\text{в}}}); \quad (14)$$

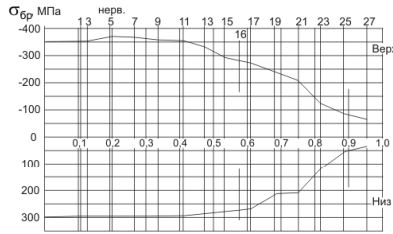
$$(\Delta \varepsilon_{\text{пл}}) N_{\alpha}^{\alpha} = \text{const}, \quad (\Delta \varepsilon_{\text{упр}}) N_{\beta}^{\beta} = \text{const}, \quad (15)$$

$$T_i = \frac{N_{\text{д.п.тр}}}{\eta} + \frac{N_{\text{с.тр}}}{\eta_{\text{т}}} \geq T_{\text{зад}}; \quad (16)$$

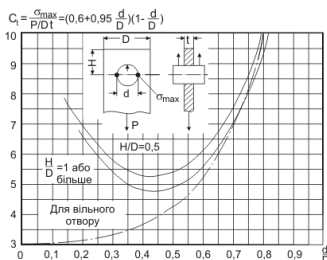
$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \geq 6; \quad \eta_{\text{т}} \geq 2.$$



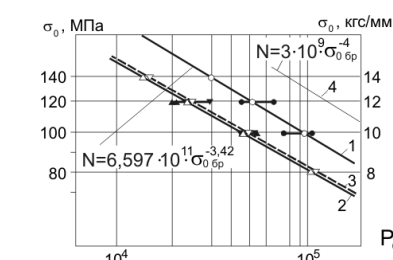
Еквівалентні напруги по нижній поверхні крила уздовж розмаху для різних літаків



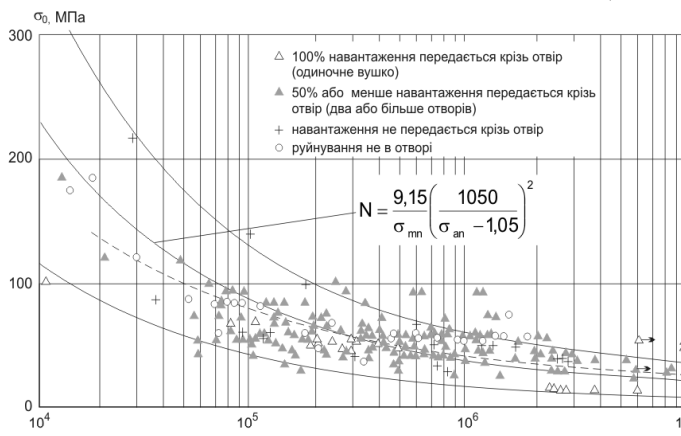
Розподіл розрахункових напруг бруто по нижній і верхній панелях крила літака Як-42



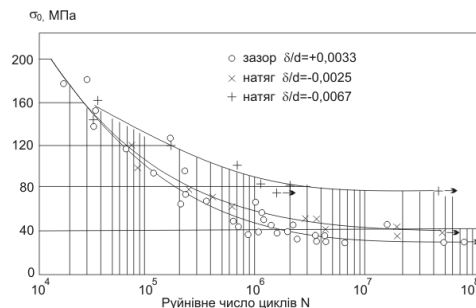
Теоретичні коефіцієнти концентрації напруги для навантажених вушків, що відносяться до бруто-перерізу вушка



Криві втоми пластин із Д16Т з отвором:
1 - пластина в стані поставки з циліндричним отвором;
2 - пластина в стані поставки із зенкованим отвором;
3 - пластина, анодована «НХ», із зенкованим отвором;
4 - поздовжні з'єднання нижньої панелі крила літака Іл-86



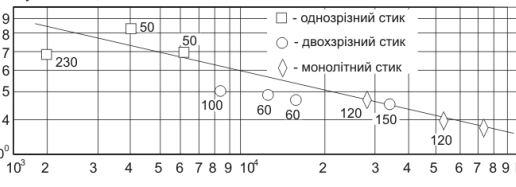
Експериментальна довговічність типових літакових з'єднань з алюмінієвих сплавів



Вплив натягу на довговічність вушків з алюмінієвого сплаву

$$N_c \geq N_{\text{регл}}$$

$$K_y = 3\sigma_{\text{обр}} / \sigma_{\text{ен}} \quad N = \text{const}$$



Залежність коефіцієнта втомленості та довговічності від типу стику

Вплив зміни характеру навантаження на довговічність

$$\frac{N'}{N''} = \frac{\sigma_{\text{мн}}''}{\sigma_{\text{мн}}'} \left(\frac{\sigma_{\text{ан}}'' - 1,05}{\sigma_{\text{ан}}' - 1,05} \right)^2 \quad (17)$$

Рис. 1.8. Аналіз методів проектування збірних літакових конструкцій з урахуванням втоми

Нині розвиваються методи проектування на основі розрахунку довговічності елементів авіаційних конструкцій, що базуються на деформаційному й енергетичному критеріях, що припускають настання граничного стану матеріалу, означуваного критичною величиною деформації (її повною або непружною складовою) або незворотно розсіяною енергією. Наприклад, у роботі [450] основним параметром, що характеризує момент появи тріщини, є величина розсіяної за цикл енергії, що визначається через амплітуду напруження і залишкових деформацій у зоні концентрації напруження:

$$N = \frac{1}{W_{rd}^{\alpha} R_m},$$

де $R_m = R(1 - r(\sigma_m / \sigma_s))$.

Було підтверджено достовірність запропонованого методу для розрахунку втомної довговічності з'єднань, виконаних ковзною посадкою при малоцикловому навантаженні.

Довговічність елементів авіаційних конструкцій ставиться також в залежність від накопиченої залишкової пластичної або пружної деформації:

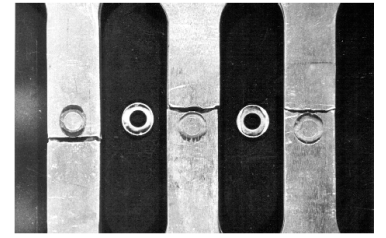
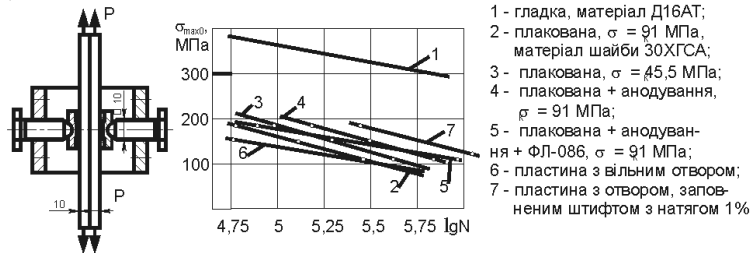
$$(\Delta \varepsilon_{nl}) N^{\alpha} = const; \quad \alpha=0,6 \quad (\Delta \varepsilon_{yup}) N^{\beta} = const. \quad \beta=0,12$$

Для обчислення впливу на довговічність з'єднання фретинг-корозії по поверхнях (рис. 1.9), що сполучаються, використовується розрахунково-експериментальна залежність [25]

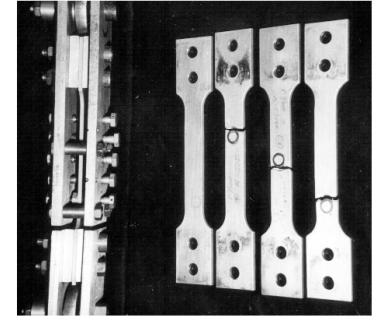
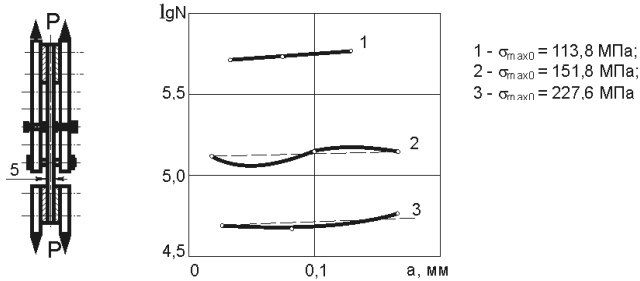
$$\sigma_{a\text{фр}} = 2,344(\sigma_s - \sigma_{m\text{фр}})^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{-2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,918K_n} \sigma_k^{0,32} K_m K_{xn}, \quad (1.1)$$

де $\sigma_{a\text{фр}}$ і $\sigma_{m\text{фр}}$ – відповідно амплітудне і середнє значення циклічного номінального розтягального напруження в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії, МПа; σ_s – межа міцності алюмінієвого сплаву, МПа; σ_k – контактне напруження в зоні фретинг-корозії, МПа; N – число циклів до руйнування; K_n – коефіцієнт, що враховує вплив покриттів на зменшення амплітудних значень напруження при заданій довговічності;

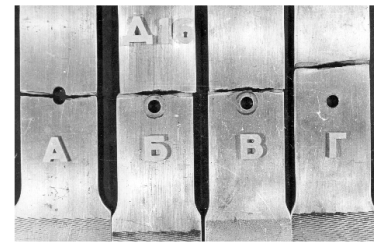
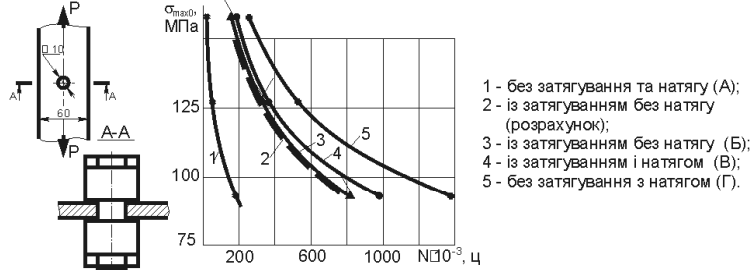
а) ВПЛИВ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ



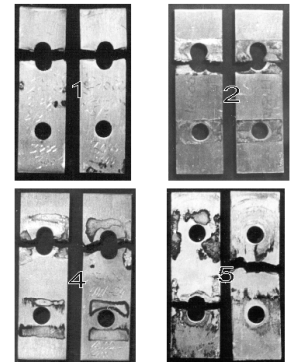
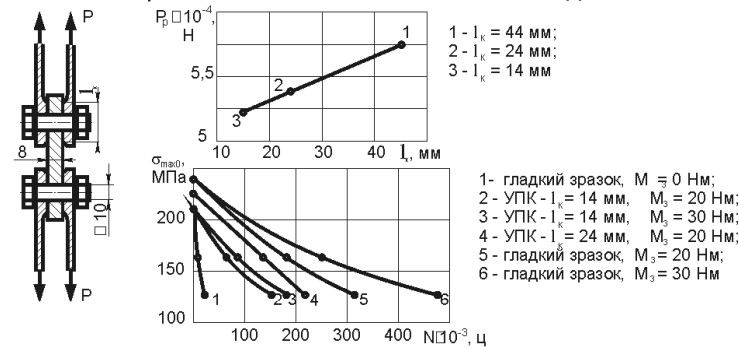
б) ВПЛИВ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ



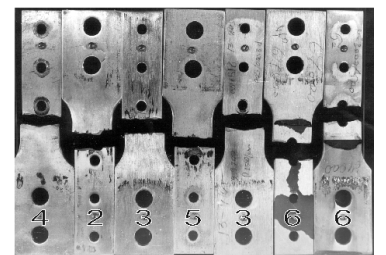
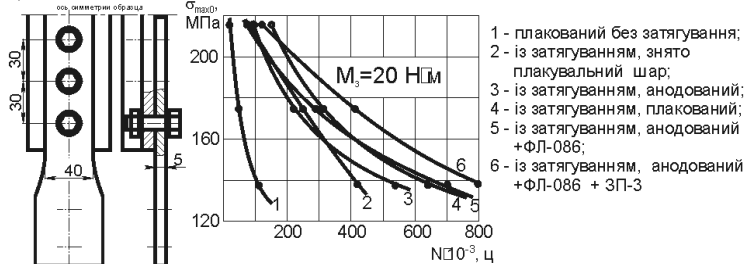
в) ВПЛИВ ОСЬОВОГО ТА РАДІАЛЬНОГО НАТЯГУ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ



г) ВПЛИВ ПЛОЩИНИ КОНТАКТУ ТА ЗАТЯГУВАННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ДВОЗРІЗНОГО З'ЄДНАННЯ



д) ВПЛИВ ПОКРИТТІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ОДНОЗРІЗНОГО З'ЄДНАННЯ



$$\sigma_{фр} = 2,344(\sigma_B - \sigma_{мфр})^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{-2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,918} K_n \sigma_k^{0,32} K_m K_{хп}$$

Рис. 1.9. Вплив контактних тисків, мікропереміщень, конструктивно-технологічних чинників на довговічність конструктивних елементів болтових з'єднань збірних конструкцій в умовах фретинг-корозії

$K_n = 1$ – для плакованих листових деталей; $K_n = 0,86$ – для анодованих деталей; $K_n = 0,89$ – для анодованих і покритих ґрунтовкою ФЛ-086 деталей; K_m – коефіцієнт, що враховує зміну форми контакту $K_m = 1$ – при прямокутній формі контакту, $K_m = 1,36$ – при контакті пластини з шайбою; K_{xn} – коефіцієнт, що враховує характер посадки болта; при розрахунку довговічності з'єднань з натягом і затягуванням дорівнює 0,90...0,95.

Якість конструктивних нерегулярностей визначається коефіцієнтом втоми, що використовують при заданій довговічності. Якщо відомий вираз для кривої втоми пластини з отвором, то легко отримати криві втоми для елементів, користуючись формулою $\sigma_{en} = 3\sigma_3 / K_y$.

Обробка численних експериментальних даних показала, що однозрізні з'єднання панелей крила мають $K_y = 4...5,5$, а двозрізні – 3,5...4, експлуатаційні однозрізні фітингові стики мають утомну якість 5...8, а двозрізні – 3...5.

Якщо $K_y < 3$, при оцінюванні якості проектування конструкцію вважають якісною. Якщо $K_y = 3,4$, конструкція задовільна, а якщо $K_y > 4$, конструкція незадовільна і вимагає доопрацювання [376].

Базові криві втоми штаби з отвором (матеріал Д16чТ) мають вигляд

$$N = 3 \cdot 10^9 \sigma^{-4},$$

де $\sigma = \sigma_{\max.0}^{bp}$ даН/мм².

Вони дають приблизне значення довговічності, оскільки не враховують конструктивні зміни форми отворів і технології їх оброблення.

Актуальною і нині лишається проблема розроблення методу оцінювання довговічності високоресурсних з'єднань, виконаних з осьовим і радіальним натягом, що сполучає як накопичений статистичний матеріал, так і новітні методи інженерного аналізу локального НДС у зонах концентраторів з урахуванням

історії навантаження збірних конструкцій.

Застосування комп'ютерних систем CAD\CAM\CAE дозволить об'єднати теоретичні основи проектування з'єднань збірних літакових конструкцій з методами інженерного аналізу і тривимірного комп'ютерного моделювання.

1.3. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Найбільш поширені з'єднання, що використовують в авіабудуванні, — заклепочні з'єднання тонкостінних конструкцій, виконаних з алюмінієвих сплавів.

Типові заклепочні з'єднання елементів конструкції планера літака показані на рис. 1.10. Їх виконують за допомогою потайних заклепок і заклепок з опуклою заставною головкою.

На етапі ескізного проектування параметри заклепочних з'єднань вибирають за умов забезпечення їхньої статичної міцності при дії розрахункових руйнівних навантажень [283, 299, 332, 352, 354, 421 – 424, 427, 431, 471].

Заклепки у з'єднаннях працюють на зріз, зім'яття і в ряді випадків – на відрив головки (рис. 1.11). Навантаження, що діє на одну площину зрізу заклепки у разі відсутності втрати стійкості стикових елементів конструкції, визначається формулою

$$P = \frac{\delta \cdot t}{m \cdot n} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}, \quad (1.2)$$

де δ – товщина елемента, що стикується; σ і τ – розрахункове нормальне і дотичне навантаження в елементі, що стикується; t – крок заклепок у ряду; m – число площин зрізу заклепки; n – число заклепкових рядів у шві.

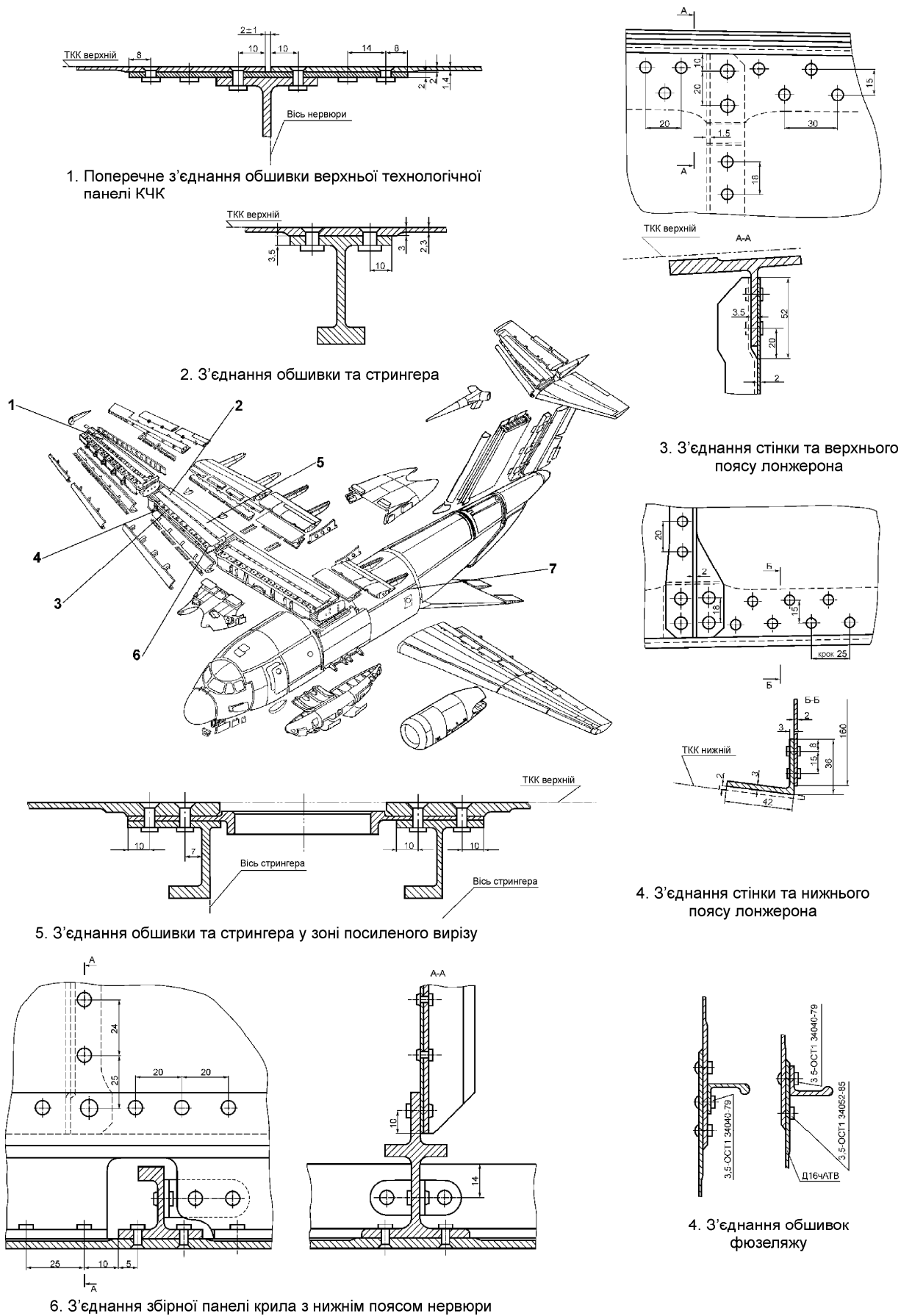


Рис. 1.10. Типові заклепочні з'єднання елементів конструкції планера літака

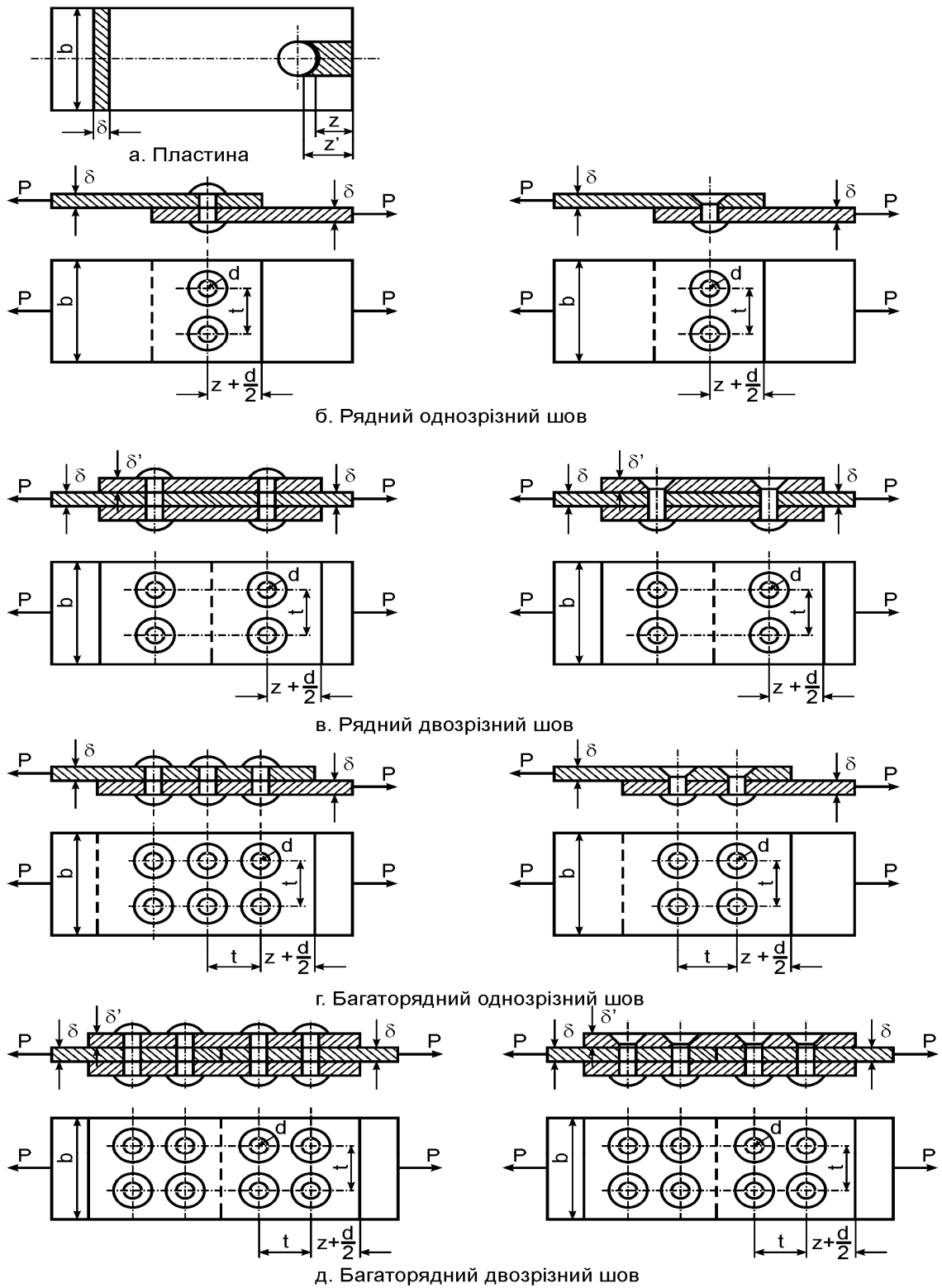


Рис. 1.11. Моделі типових заклепкових швів для визначення статичної міцності

Отримане зусилля на одну площину зрізу заклепки порівнюють із руйнуючими навантаженнями заклепки.

У тому випадку, коли заклепковий шов призначений для передачі зусиль зсуву, формула (1.2) набуває вигляду

$$P = \frac{q \cdot t}{m \cdot n},$$

де q – погонне зусилля зсуву.

Щоб отримати геометричні характеристики навантажених зрізних заклепочних з'єднань, необхідно провести розрахунки на розрив і зім'яття листів, що з'єднуються заклепками, розрахунок на зріз заклепок і країв листів.

Руйнуюче напруження зрізу встановлених у конструкцію заклепок можна розрахувати за формулою

$$\tau_k = K \tau_z,$$

де τ_k – руйнуюче напруження зрізу заклепок, встановлених у конструкцію; τ_z – руйнуюче напруження зрізу матеріалу заклепок; K – коефіцієнт, що характеризує міцність шва і конструкції.

Нижче наведено величини K залежно від матеріалу заклепок:

матеріал заклепок	Д16	Д17	Д18	В65;
K	1,15	1,14	1,09	1,11.

Величина

$$\tau_k = \frac{4P_k}{nm\pi d^2},$$

де P_k – сила, що діє на заклепочне з'єднання; d – діаметр заклепок; n – число заклепок; m – число площин зрізу заклепок.

Аналіз результатів випробувань, проведених ЦАГІ [283], свідчить про те, що тип заклепкового шва і характер заклепки незначно впливають на величину напруження зрізу заклепок. Результати дослідження також показали, що діаметр

заклепок незначно впливає на величину руйнуючого напруження зрізу.

За результатами досліджень розрахункове напруження зрізу з'єднаних заклепок приймають таким, що дорівнює:

матеріал заклепок	Д16	В65	Д1	Д18;
$\tau_{\text{до}}$, МПа	275	276	240	200.

На підставі прийнятого розрахованого напруження зрізу можна знайти залежність руйнуючих зусиль зрізу від діаметра заклепок, що виражена таким параболічним законом:

$$P = 0,785m\tau_{\kappa}d^2,$$

де m – число площин зрізу заклепок.

Графічне зображення цієї залежності показано на рис. 1.12. Точками зображено напруження зрізу, отримане з експерименту. Залежність між напруженням і деформаціями зрізу показано на рис. 1.13.

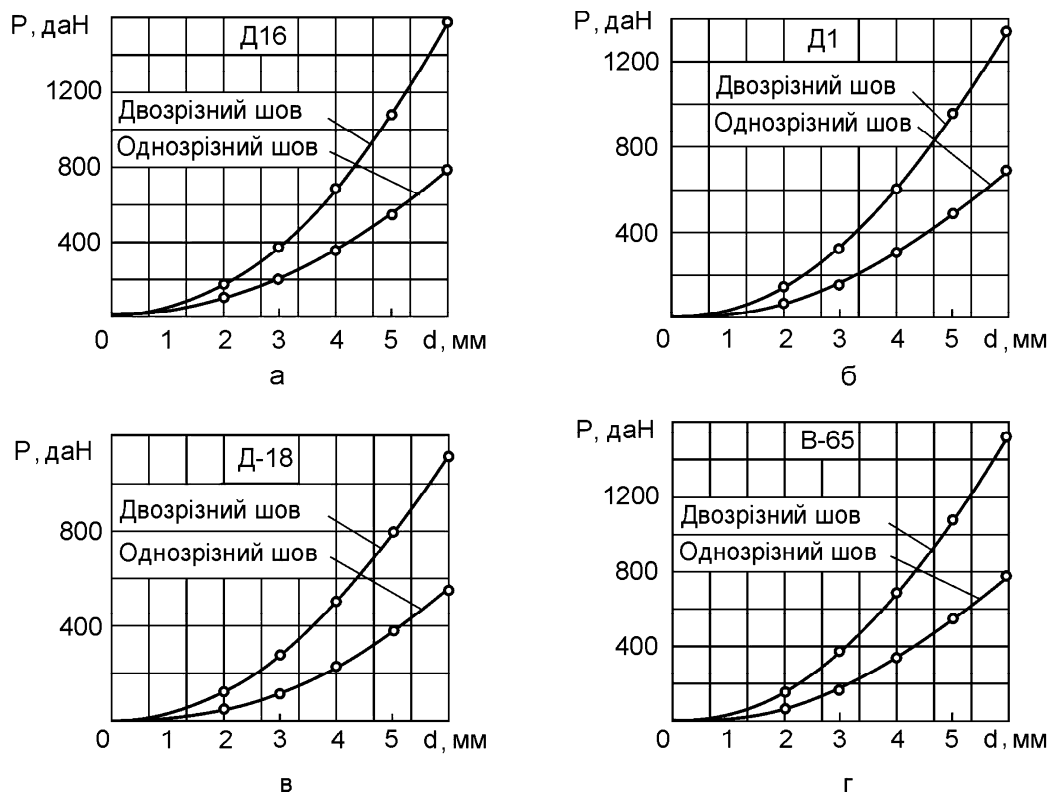


Рис. 1.12. Залежність руйнуючих зусиль зрізу від діаметра заклепок:

- а – матеріал заклепок Д16;
- б – матеріал заклепок Д1;
- в – матеріал заклепок Д18;
- г – матеріал заклепок В-65

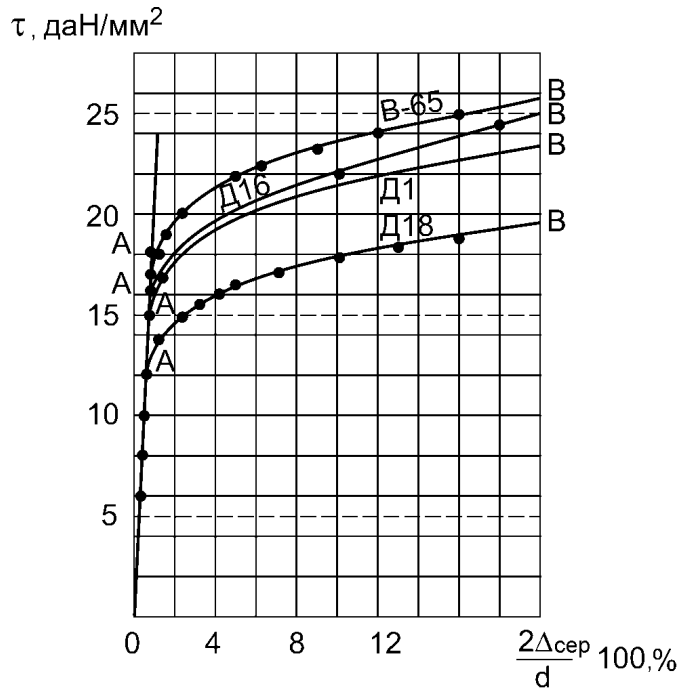


Рис. 1.13. Діаграма залежності між напруженням і деформаціями зрізу заклепок

Визначити розрахункове напруження зминання склепаних листів досить складно через відсутність даних про те, до якої граничної величини деформації зминання можна навантажувати заклепочне з'єднання, щоб не виникла значна плинність матеріалу, що може спричинити порушення працездатності заклепочного з'єднання.

Для розрахунку напруження зминання в ЦАГІ було експериментально знайдено зв'язок між деформаціями і напруженням зминання [283].

З експериментальних досліджень випливає, що, по-перше, до певної межі існує пряма пропорційність між напруженням і деформаціями зминання, котра може бути позначена рівнянням

$$\sigma_{зм} = P/d \cdot \delta = E_{зм} (\Delta d/d), \quad (1.1)$$

звідки

$$\Delta d = P/(E_{зм} \delta), \quad (1.2)$$

де P – навантаження на заклепки, даН; δ – товщина склепаних листів, мм; d – діаметр заклепки, мм; $\Delta d/d$ – відносна деформація зминання листа; $E_{зм}$ – коефіцієнт пропорційності при зминанні листа.

По-друге, залежність між напруженням і деформаціями зминання для різної товщини листів і різних діаметрів заклепок трохи різниться. Тому для практичного користування можна рекомендувати узагальнені графіки напруження зминання залежно від деформацій (рис. 1.14).

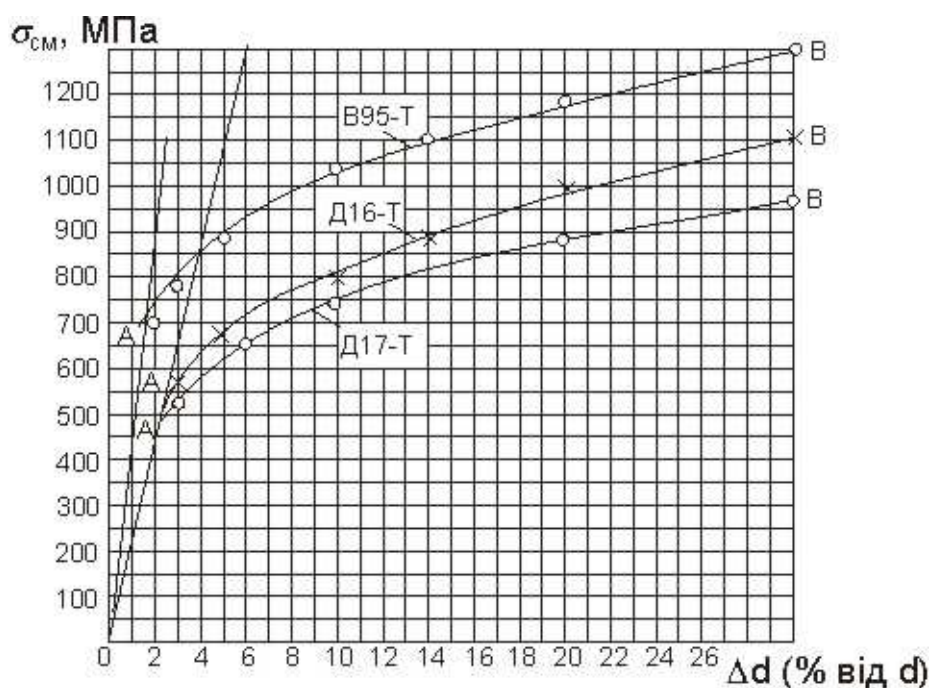


Рис. 1.14. Узагальнені розрахункові графіки залежності між напруженням і деформаціями зминання

Випробуваннями також встановлено, що напруження зминання і закономірність кривих як для потайних, так і для звичайних заклепкових швів нічим не відрізняються один від одного. Як видно з графіків, пряма пропорційність зберігається для листів з Д16Т до 480...500 МПа, для листів з Д17Т – до 440...450 МПа і для листів з В95Т – до 640...650 МПа.

Нахил прямолінійної частини наведених кривих характеризує величину коефіцієнта змін'яття $E_{зм}$, який для листів Д16Т і Д17Т дорівнює 22100 МПа, а для листів з В95Т – 42500 МПа.

На відміну від цивільних інженерних споруд розрахунок літака на міцність здійснюється за руйнівним напруженням; при цьому необхідно, щоб при граничному експлуатаційному напруженні залишкові деформації розтягування або стиснення не перевищували 0,2 % від первинної довжини елемента.

Якщо при розрахунку елементів літака, що працюють на розтягування або стиснення, за розрахункове напруження беруть руйнівне, то при розрахунку заклепочних з'єднань на зминання за розрахункове напруження доводиться брати напруження руйнування набагато менше через те, що вже при цьому напруженні виникають такі великі залишкові деформації, що їх із цілковитою підставою можна вважати руйнівними.

Щоб уникнути залишкових деформацій у межах експлуатаційних навантажень, за руйнівне напруження зминання природно взяти величину напруження, яка дорівнює межі пропорційності, помножену на коефіцієнт запасу міцності, що для авіаційних конструкцій дорівнює 1,5. Як показав експеримент, умовне руйнівне напруження, що дорівнює $1,5 (\sigma_{zm})_p$, відповідає незалежно від діаметра заклепок відносному зминанню: $(d/d)\Delta 100\% = 6\%$.

При цьому розрахункове напруження зминання дорівнює:

матеріал листа	Д16Т	Д17Т	В95Т;
σ_{zm} , МПа	700	650	925

За розрахункове напруження зрізу листа у з'єднаннях з відстанню $z \leq 2d$ (z – відстань від краю отворів першого ряду заклепок до краю листів, що склеплюються) беруть напруження:

матеріал листа	Д16Т	Д17Т	В95Т;
τ_{zp} , МПа	248	210	283

При $z > 2d$ τ_{zp} зменшується, і розрахунок листа слід вести на зминання.

Графіки залежності між руйнівним напруженням зрізу τ_{zp} і відстанню до краю z зображено на рис. 1.15.

При підборі раціонального на зріз і на зминання заклепочного з'єднання

необхідно накреслити умову рівномірності на зминання листа і на зріз заклепок:

$$n\delta d\sigma_{зм} = nm \frac{\pi d^2}{4} \tau_k, \quad (1.3)$$

де n – число заклепок; m – число площин зрізу заклепок.

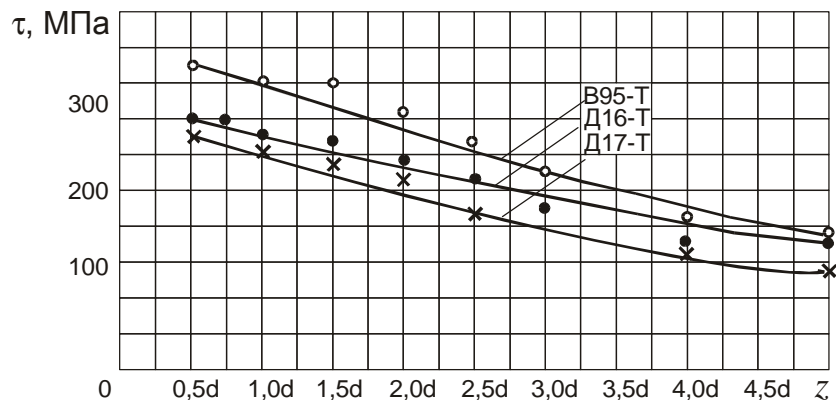


Рис. 1.15. Залежність між напруженням зрізу і відстанню від краю отворів першого ряду заклепок до краю листа

Звідси діаметр заклепки при заданій товщині листа визначиться таким чином:

для однозрізного заклепкового шва

$$d = \frac{4\delta \sigma_{зм}}{\pi \tau_k},$$

для двозрізного заклепкового шва

$$d = \frac{2\delta \sigma_{зм}}{\pi \tau_k}.$$

Підставляючи замість $\sigma_{зм}$ і τ_k їхні розрахункові значення, визначають діаметри заклепок для різної товщини листів, які необхідні для того, щоб забезпечити однакову міцність заклепочного з'єднання. Якщо підрахована товщина листа не збігається зі стандартом, для забезпечення надійності роботи з'єднання рекомендується брати за ОСТ найближчу велику товщину.

Міцність заклепочних з'єднань, крім того, залежить від відстані z – відстані від краю отворів першого ряду заклепок до краю листів, що склеюються.

Тому, виходячи з умов однакової міцності заклепчного з'єднання, можна встановити залежність між напруженням зминання і напруженням зрізу листів, з одного боку, і напруженням зрізу заклепок, з іншого. Тоді відстань від краю листів, що склеплюються, до краю отворів першого ряду заклепок буде такою:

для однозрізного шва

$$z = \frac{2\sigma_{зм} - \tau_{сер}}{4\tau_{зр}} d = \frac{d}{4} \left(2 \frac{\sigma_{зм}}{\tau_{сер}} - 1 \right),$$

або

$$z = \frac{1}{4} d \left(1,57 \frac{d}{\delta} \frac{\tau_k}{\tau_{сер}} - 1 \right);$$

для двозрізного шва

$$z = \frac{1}{4} d \left(\frac{\pi d}{\delta} \frac{\tau_k}{\tau_{сер}} - 1 \right).$$

Відстань t між заклепками двох паралельних швів (крок заклепкового шва) вираховуємо таким чином:

для однозрізного шва

$$d\delta\sigma_{зм} = (t-d)\delta\sigma_{розр} = \frac{\pi d^2}{4}\tau_k,$$

звідки

$$t = \frac{\sigma_{зм} + \sigma_{розр}}{\sigma_{розр}} d,$$

або

$$t = d \left(\frac{d}{\delta} \frac{\tau_k}{\sigma_{розр}} + 1 \right),$$
(1.4)

де $\sigma_{розр}$ – напруження розриву листа з урахуванням концентрації напруження навколо заклепкових отворів;

для двозрізного шва

$$t = d \left(1,57 \frac{d \tau_k}{\delta \sigma_{розр}} + 1 \right). \quad (1.5)$$

Для листів із матеріалу Д16Т і Д17Т $\sigma_{розр} = 0,85 \sigma_b$ для листів із матеріалу В95Т $\sigma_{розр} = 0,98 \sigma_b$.

Підставляючи замість $\sigma_{зм}$ і σ_b їхні значення, отримуємо для листів із матеріалу:

$$\text{Д16Т} - t = 2,85 d; \text{Д17Т} - t = 2,82 d; \text{В95Т} - t = 2,85 d.$$

У розрахунковій практиці за крок заклепкового шва беруть не менше $t = 3 d$.

Сили, що діють на заклепочне з'єднання, нерівномірно розподіляються між заклепками. У заклепковому багаторядному шві крайні заклепки дещо переобтяжені порівняно з напруженням, отриманим за припущенням рівномірного розподілу зусиль по заклепках. Із збільшенням числа рядів напруження крайніх заклепок збільшується.

Графік розподілу зусиль по заклепках показано на рис. 1.16.

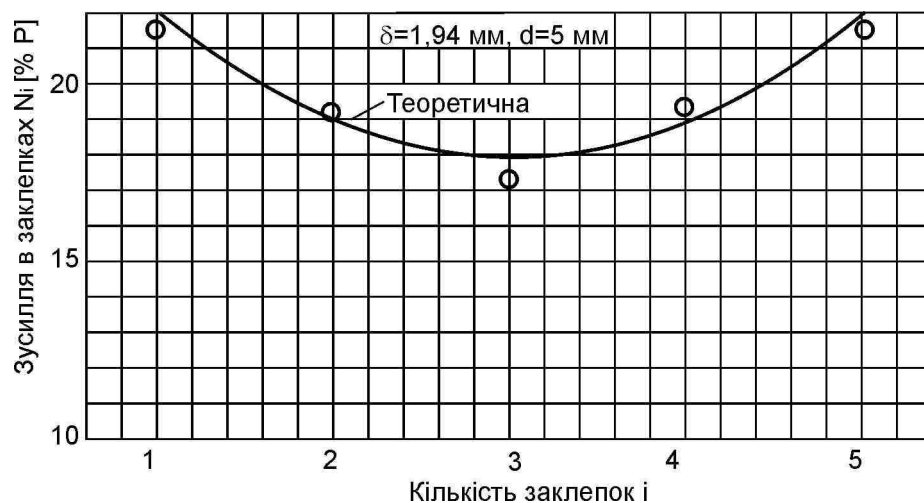


Рис. 1.16. Розподіл зусиль по заклепках у п'ятирядному однозрізному заклепковому шві. Матеріал листа – Д16Т, матеріал заклепок – Д16

При проектуванні заклепочних з'єднань потрібно зважати на те, що для того, щоб отримати більш рівномірний розподіл зусиль по заклепках, слід вибирати по можливості меншу довжину кроку і менше число заклепок у поздовжньому ряду.

Більше шести або семи заклепок у ряд ставити недоцільно.

При роботі з тонкими обшивками необхідно враховувати, що реальний розподіл зусиль між рядами заклепочного з'єднання відрізнятиметься від розрахункового. Це пояснюється схильністю тонких обшивок до жолоблення і усадки, що спостерігається після процесу клепання і призводить до більш нерівномірного розподілу зусиль. Провести точний розрахунок у такому разі можна за допомогою МКЕ, що дозволяє врахувати вплив залишкового напруження і деформацій, які виникають після процесу клепання, на характер розподілу зусиль між рядами заклепочного з'єднання.

У зв'язку зі зростанням швидкостей сучасних літаків на крило й оперення у польоті діють великі місцеві аеродинамічні сили, що прагнуть відірвати обшивку від каркаса і таким чином примушують працювати заклепки, з одного боку, на розтягування стрижня і зріз головок і, з іншого – на прорив обшивки під головками заклепок.

Міцність заклепочного з'єднання, що працює на відрив, в основному залежить від таких чинників: 1) товщина і марки матеріалу елементів заклепочного з'єднання, що склеплюються; 2) тип заклепкового шва (звичайний або потайний); 3) тип і матеріал вживаних заклепок і 4) характер діючого напруження (симетричний або несиметричний).

Руйнування заклепочного з'єднання під дією напруження відриву найчастіше відбувається або від прориву листа під заклепковими головками, або від зрізу заклепкових головок, рідше – від розриву стрижня або від відриву головок заклепок. Останні два види руйнувань трапляються тільки у з'єднаннях, склепаних заклепками з напівкруглою головкою.

Руйнуючі зусилля зрізу головок заклепок деякою мірою залежать від товщини елементів з'єднання, що склеплюються. Із збільшенням товщини елементів, що склеплюються, при одному і тому ж діаметрі заклепок збільшується і руйнуюча сила зрізу. Це пояснюється тим, що при утворенні замикаючої головки стрижень заклепки деформується і набуває форми конуса (рис. 1.17).

Для визначення допустимого зусилля, що сприймається заклепками з матеріалу В95 при з'єднанні листів з матеріалу Д16Т, використовують довідкові діаграми, що дозволяють визначити діаметр заклепок за умовами зрізу і зминання (рис. 1.18).

Розроблені методи визначення параметрів заклепочних з'єднань за умови забезпечення статичної міцності застосовують на авіаційних підприємствах на етапі ескізного проектування і створення моделі розподілу простору.

Після визначення параметрів з'єднання за умов забезпечення статичної міцності здійснюють аналіз довговічності з'єднання при змінних навантаженнях, еквівалентних навантаженням типового польоту.

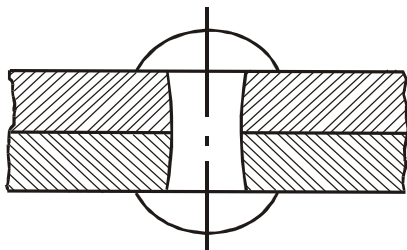


Рис. 1.17. Характер роздачі заклепки

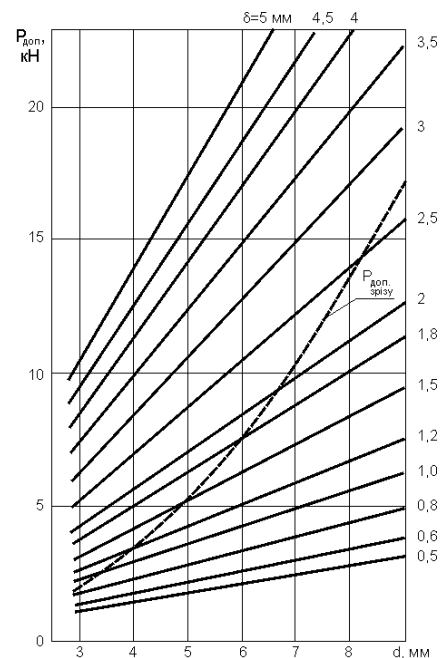


Рис. 1.18. Допустимі зусилля, що сприймаються заклепкою з матеріалу В65 при з'єднанні листів з матеріалу Д16Т за зминанням і зрізом по одній площині, визначені за умов забезпечення статичної міцності

Методи розрахунку опору втомі у заклепочних з'єднань елементів збірних конструкцій можна об'єднати у три групи:

- 1) статистичні методи;

2) методи, в яких використовують теоретичні коефіцієнти концентрації напруження;

3) методи, в яких застосовують фактичні значення напруження і деформацій у найбільш навантаженій точці концентратора.

Перша група методів, основана на використанні статистичного матеріалу результатів попередніх випробувань елементів конструкції або цілих агрегатів (наприклад, крила), дозволяє уникнути грубих помилок, проте ускладнює оцінювання ефективності нових конструктивних рішень, впровадження прогресивних технологічних процесів і нових матеріалів. Це пов'язано з тим, що статистичні дані отримані випробуваннями елементів конструкцій літаків попереднього покоління, як правило, менш досконалих, і відповідають певним матеріалам і технології складання з'єднань. Незважаючи на недоліки, метод знаходить застосування для оцінок нижньої межі числа циклів до руйнування в практиці вітчизняного і зарубіжного літакобудування.

Друга група базується на гіпотезі еквівалентності дії локального максимального напруження на контурі концентратора при пружних деформаціях і напруження у зразку без концентратора. Розрахунковою кривою тут є крива втоми зразка з певним концентратором. Використання теоретичних коефіцієнтів концентрації напруження забезпечує невисоку точність розрахунку довговічності. Для узгодження даних розрахунку й експерименту вводять емпіричні поправкові коефіцієнти, що відображають особливості конструкції і технології складання з'єднань [192, 280, 329]. При цьому для розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень у з'єднаннях застосовують принцип суперпозиції рішень із розділенням навантажень на ті, що проходять по листу, і ті, що сприймаються кріпленням [409, 456]. Хоча точність розрахунку при цьому підвищується, оцінювання числа циклів до руйнування натурних з'єднань вважають за краще робити на основі статистичного матеріалу, використовуючи даний метод лише як основу для виявлення критичних ділянок елементів і для конструювання, а не для розрахунку довговічності з'єднань.

Третя група методів основана на гіпотезі еквівалентності напружено-деформованого стану в найбільш навантаженій точці концентратора і гладкого зразка для фіксованого числа циклів до утворення тріщини. Розрахунок будують на фактичних значеннях (з урахуванням пластичності) напруження і деформацій з урахуванням їхньої зміни при циклічній зміні навантажень. Для розрахунку використовують криву втоми гладкого зразка і циклічні діаграми пружнопластичних деформацій. Хоча методи третьої групи і вважаються найбільш точними, складність процедури розрахунку для реальних умов навантаження помітно стримує їхній розвиток.

Загальним для всіх є використання деякої базової кривої втоми, що містить інформацію про втомні характеристики матеріалу елементів, що сполучаються. Є можливість підвищити точність розрахунку, якщо за розрахункову брати криву, що містить інформацію про втомні характеристики матеріалу елементів з'єднання й особливості технології [69, 71, 75, 146, 148, 185, 199, 213, 409]. Для цього замість теоретичних необхідно використовувати ефективні коефіцієнти концентрації напруження, що враховують реальні властивості матеріалів і особливості технології складання з'єднань. Тоді вираз для локального напруження на контурі навантаженого отвору у з'єднанні $\sigma_{лок.з}$ можна, використовуючи принцип суперпозиції, записати так:

$$\sigma_{лок.з} = k_{зм}^{ef} \sigma_{зм} + k_{л}^{ef} \sigma_{л.з}, \quad (1.6)$$

де $\sigma_{зм}$, $\sigma_{л.з}$ – номінальне напруження, обумовлене силою, сприйманою заклепкою аналізованого ряду, і силою, що проходить по листу до решти рядів заклепок відповідно; $k_{зм}^{ef}$, $k_{л}^{ef}$ – ефективні коефіцієнти концентрацій напруження у однорядного з'єднання (все навантаження сприймається заклепкою) і у з'єднання з не навантаженою на зріз заклепкою відповідно.

Розроблено також методику розрахунку довговічності заклепочних з'єднань по локальному НДС [371, 403, 437, 450], що містить [91]:

1. Загальний розрахунок НДС ділянки конструкції в зоні з'єднання,

визначення зусиль по кріпильному елементу.

2. Розрахунок локального НДС, визначення максимального і мінімального пружного приведенного напруження на контурі заповненого і завантаженого отворів.

3. Визначення пружнопластичного ПДВ на контурі отвору з використанням залежності Нейбера і формування локальних циклів напруження і деформацій відповідно до програми навантаження.

4. Обчислення градієнтів напружень.

5. Розрахунок довговічності.

Енергетичний критерій при розрахунку довговічності тіл із геометричними концентраторами по локальному НДС якнайкраще узгоджується з експериментальними даними. Тому в цьому методі при розрахунку довговічності з'єднань взято той самий критерій.

Основним параметром, що характеризує момент виникнення тріщини, є величина розсіяної за цикл навантаження енергії

$$W_r = K_\phi \sigma_a \varepsilon_{ar}, \quad (1.7)$$

де K_ϕ – коефіцієнт форми петлі гістерезису; σ_a – амплітуда напруження в точці максимальних концентрацій напруження; ε_{ar} – амплітуда залишкової деформації в концентраторі напруження.

На першому напівциклі матеріал деформується відповідно до кривої монотонної деформації:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_{\max}}{E} + \left(\frac{\sigma_{\max}}{K_c} \right)^{1/m_o}, \quad (1.8)$$

де σ_{\max} , ε_t – максимальне локальне напруження і відповідна йому деформація.

Локальне напруження пружнопластичності в точці максимальної концентрації визначаємо за формулою Нейбера

$$\sigma_{\max} \varepsilon_t = \frac{(\sigma_{np}^{\max})^2}{E}, \quad (1.9)$$

де σ_{np}^{\max} – максимальне локально-пружне приведенне напруження, знайдене з розрахунку МКЕ.

Визначені в результаті сумісного вирішення рівнянь (1.10) і (1.11) величини σ_{\max} , ε_t приймаємо як координати точки реверсу напруження і деформацій при розрахунку параметрів локального циклу.

Подальша деформація відбуватиметься відповідно до циклічної діаграми деформації. Припускаємо, що при переході від монотонної діаграми деформації до циклічної перехідні процеси не враховуються.

Рівняння Нейбера при циклічному регулярному навантаженні для заповненого і навантаженого отворів має вигляд

$$\sigma_a \varepsilon_{at} = \frac{(0,5(\sigma_{np}^{\max} - \sigma_{np}^{\min}))^2}{E},$$

де σ_{np}^{\max} , σ_{np}^{\min} – приведенне максимальне і мінімальне локально-пружне напруження в циклі навантаження.

Амплітуда повної деформації ε_{at} визначається з урахуванням рівняння діаграми циклічної деформації матеріалу при асиметричному навантаженні:

$$\varepsilon_{at} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K_m} \right)^{1/m}; \quad K_m = K \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_\varepsilon} \right)^v \right),$$

де σ_ε – напруження тимчасового опору; K , m , ν – параметри діаграми циклічної деформації матеріалу, отримані за результатами випробувань гладких зразків.

Середнє напруження циклу

$$\sigma_m = \sigma_{\max} - \sigma_a.$$

Амплітуда залишкової деформації в точці максимальної концентрації на контурі заповненого і завантаженого отворів становить

$$\varepsilon_{ar} = \varepsilon_{at} + \frac{0,5(\sigma_{np}^{\max} - \sigma_{np}^{\min})}{E}.$$

Величину розсіяної за цикл навантаження енергії розраховують за формулою (1.9). Величину розсіяної енергії на відстані d можна знайти як

$$W_{rd} = W_r - G_{W_r} d; \quad G_{W_r} = dW_r/dz,$$

де G_{W_r} – градієнт розсіяної енергії.

Число циклів до зародження мікротріщин у концентраторі напруження при регулярному навантаженні визначають відповідно до енергетичного критерію втомного руйнування:

$$R_m W_{rd}^\alpha N = 1,$$

тут

$$R_m = R \left(1 - r \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right),$$

де R , r , α – параметри енергетичного критерію руйнування матеріалу, отримані за результатами випробувань гладких зразків.

До недоліків цього методу можна віднести те, що в ньому за базу взято криву втоми гладкого зразка, не враховується механізм контактної взаємодії елементів з'єднання при його формуванні і навантаженні, у тому числі при малих навантаженнях.

Переходячи до аналізу конструкції заклепочних з'єднань (рис. 1.19), можна сказати, що розвиток їхніх конструкцій і технології також спрямований на підвищення довговічності шляхом здійснення великого діаметрального натягу і збільшення осьового стягування пакета; при цьому в більшості випадків вирішується також задача заповнення з натягом зенкованого гнізда під головки потайних заклепок. При звичайному клепанні з потайними заклепками діаметральний натяг здійснюється, як правило, тільки у замикаючій бочкоподібній головці і, швидко зменшуючись, не доходить до площини дотичності деталей. У літакових конструкціях потайні заклепки застосовують і

для порівняно тонких обшивок (1...1,5 мм), при цьому гніздо під головку потайної заклепки займає майже всю товщину і в обшивці практично немає натягу. Це є однією з головних причин, чому втомні руйнування починаються з обшивки у заклепочних з'єднаннях. При герметичному клепанні потрібна внутрішньошовна герметизація, що різко ускладнює, подовжує цикл збирання і зумовлює додаткове обважнювання конструкції.

Провідні авіаційні фірми розробляють конструкцію і технологію нових заклепочних з'єднань із збільшеним натягом, що створюється як стрижнем, так і потайною головкою в обшивці. Слід відзначити заклепки НАСА, які застосовують у США вже понад 18 років. Основною особливістю цього виду заклепки (див. ПНГ на рис. 1.19) є те, що розклепують потайну конічну головку, яка в цьому випадку є замикаючою. Надлишки матеріалу розклепаної потайної головки, що виступає над обшивкою, фрезерують, внаслідок чого поліпшується якість зовнішньої аеродинамічної поверхні. Спосіб клепання з ПНГ можна застосовувати тільки в тому разі, якщо в навантаженій обшивці після зенкування глибина циліндрової частини отвору не менше 25% товщини обшивки. При глибшому зенкуванні обшивка при клепанні дуже жолобиться і втрачає герметичність.

Для підвищення витривалості, зменшення розхитування і забезпечення герметичності заклепочних швів фюзеляжів без внутрішньошовної герметизації були розроблені спеціальні заклепки з компенсатором у вигляді виступів на заставній головці (див. рис. 1.19).

Призначення компенсатора – поліпшити заповнення зенкування при розклепуванні виступів, тим самим підвищити як витривалість, так і герметичність з'єднання. При розклепуванні таких заклепок часто лишаються недостатньо розклепані виступи компенсаторів, що збільшують шорсткість зовнішньої поверхні. З іншого боку, часто трапляються випадки недостатньо повного заповнення гнізда через малий об'єм компенсатора.








Параметри	Звичайна	3 компенсатором	Фірма Локхід	ПЗГ	Стрижень	Кільцеве віджаття	Комбінована заклепка з віджаттям
Витривалість ($k=0,3$)	100%	500%	700%	800%	1000%	1000%	10 000%
Характер герметичності	ВШГ	ВШГ	—	—	—	ВШГ	—
А-виготовлення отворів Б-клепання В-доводка	свердлення (С) А ₅ одиночне (О) не потрібно (Н)	С, А ₅ О+групова. (Г) потрібно (Т)	С, А ₅ О+Г Т	С, А ₄ О+Г Т	С, А ₄ О+Г Т	С, А ₅ О Н	С+розгортка (А ₃) О Н
Застосовність (пакет)	від 1,5+1,5 до 10+10 всюди	від 1,2+1,2 до 2,0+2,0 ремонтний варіант	від 1,2+1,2 до 4,0+4,0 всюди	від 1,8+1,8 до 4,0+4,0 всюди	від 2,0+2,0 до 15+15 всюди	від 1,5+1,5 до 10+10 спеціальне застосування	> 40+4,0 спеціальне застосування
Характер натягу по висоті пакета							
Характер руйнування	по обшивці	по обшивці	по каркасу	по обшивці	по обшивці	—	—

Рис. 1.19. Вплив конструкції і технології заклепочних з'єднань на витривалість

У США від цих заклепок у виробництві відмовилися, їх застосовують тільки під час ремонту. При розробленні фірмою Локхід літака «Трістар» з тією ж метою фірма розробила заклепку L-10052 (нормаль фірми Локхід) [423, 424] і широко застосувала її в конструкції фюзеляжу цього літака (див. рис. 1.19).

Через збільшення товщини обшивки у США протягом років тривали роботи з клепаання стрижнями, коли одночасно осаджувалися обидві головки (див. рис. 1.19). У цьому разі достатній радіальний натяг досягається під обома головками, тобто і в обшивці, і в каркасній деталі одночасно.

У нашій країні в конструкції планера виробів «Ан» потайні заклепочні з'єднання виконують заклепками з корончатим компенсатором за ОСТ1 34052-85. Особливістю з'єднань цими заклепками є те, що потрібне за умовами на КВП виступання заставних головок може бути реалізовано тільки шляхом їхнього механічного зачищення (фрезерування), оскільки об'єм виступаючої перед клепаанням частини заставної головки (об'єм компенсатора) значно перевищує величину, необхідну для заповнення зазорів на ділянці зенкованого гнізда, і для створення радіального натягу в з'єднанні по висоті заклепки. У процесі зачищення усувається захисне антикорозійне покриття із заставних головок заклепок і не виключається пошкодження його і обшивки на ділянках, що примикають до заставних головок, через ту, що обважнює, а також при застосуванні для зачищення ручного механічного інструменту. Результати вимірювання величин виступання заставних головок заклепок діаметром 3 мм над поверхнею обшивки показали, що після клепаання до фрезерування фактично реалізується висота виступання заставних головок заклепок від 0,3 до 0,71 мм, після фрезерування – від 0,03 до 0,27 мм. При цьому висота виступання до 0,1 мм реалізується лише в 44 % заклепок. У той же час величина утяжек обшивок у зонах їх приєднання до шпангоутів досягає 0,42 мм. Утяжка до 0,05 мм реалізується в зоні постановки 50 % заклепок, утяжка від 0,051 до 0,1 мм – в зоні постановки 24 % заклепок.

Таким чином, розроблення нових типів заклепок, технології їх установлення, методології їх інтегрованого проектування і моделювання, методів прогнозування їх довговічності за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем залишається

актуальною завдачею.

1.4. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗАТРИМКИ ЗРОСТАННЯ ВТОМНИХ ТРІЩИН У ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ

Конструкції планерів літаків, спроектовані за принципом безпечної пошкоджуваності або експлуатовані за технічним станом, повинні мати достатню живучість і ресурс за наявності в їхніх елементах втомних тріщин докритичної довжини [87, 337]. Ресурс збірних літакових конструкцій визначається виразом

$$T = \frac{N_{\text{д.н.тр}}}{\eta} + \frac{N_{\text{зтр}}}{\eta},$$

де $N_{\text{д.н.тр}}$ – довговічність до появи тріщини, $N_{\text{зтр}}$ – довговічність з моменту утворення тріщини до руйнування конструкції, η – коефіцієнт надійності.

Довговічність конструкцій, раніше спроектованих за принципом безпечного ресурсу, що наразі експлуатується, інформативність їхніх втомних випробувань можна істотно підвищити застосуванням інтегрованих способів затримки розвитку втомних тріщин, відновлення міцності й герметичності.

Затримка зростання втомних тріщин в її вершині відбувається внаслідок зменшення:

- інтенсивності напруження;
- концентрації напруження;
- значення або амплітуди циклічного напруження і деформацій.

Зменшення інтенсивності напруження у вершині тріщини досягають передачею навантаження на ремонтні накладки, на розташовані поряд конструктивні елементи без зміни природної гостроти вершини тріщини [87, 337, 404, 412].

Концентрацію напруження в зоні тріщини зменшують виконанням в її вершині отвору, системи отворів, пропилів або вирізів [224, 308].

Зменшення амплітуди локального розтяжного напруження досягають створенням залишкового напруження у вершині тріщини, яке отримують

додаванням до конструкції одноразових перевантажень, що розкривають тріщину, або місцевою глибокою пластичною деформацією [55, 233, 311, 338, 343].

Для розроблення і обґрунтування реальних (сумісних з умовами виробництва і експлуатації авіаційної техніки) технологій виконання способів затримки зростання втомних тріщин [369, 377 – 379, 392, 393] необхідно визначити:

- зони виникнення, кінетику і характер розвитку втомних тріщин у тонкостінних конструкціях планера літака в умовах експлуатації і ресурсних випробувань;
- вплив втомної тріщини і способів запобігання її зростанню на напружено-деформований стан (НДС) тонкостінних елементів авіаконструкцій;
- технічну ефективність способів запобігання зростанню втомних тріщин у лабораторних і експлуатаційних умовах.

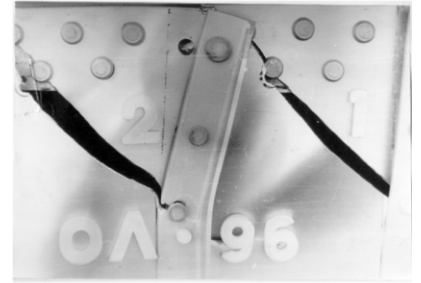
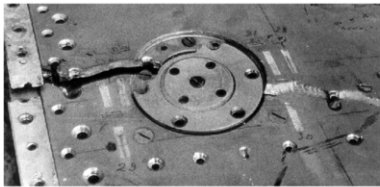
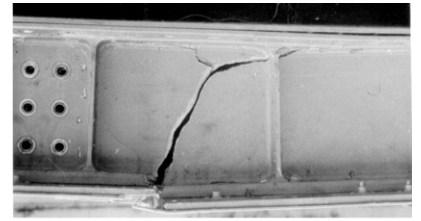
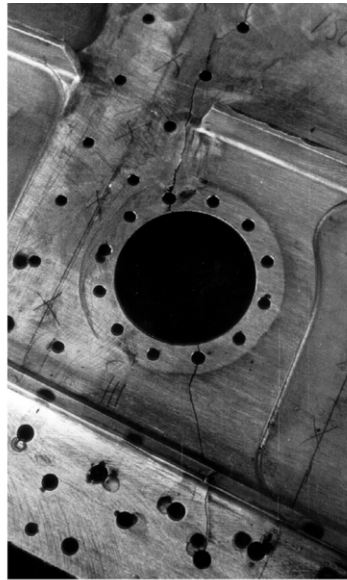
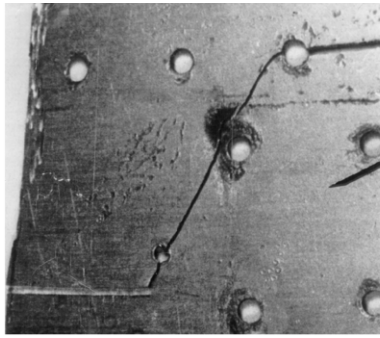
Зонами вірогідної появи втомних тріщин є конструктивно-технологічні нерегулярності: з'єднання деталей, отвори і вирізи, радіусні переходи товщини, «хлопуни» в тонкостінних елементах тощо (рис. 1.20) [43, 173, 188, 205, 212, 214, 219, 223, 226, 228, 267, 282, 287, 292, 313, 319, 344, 435, 443, 448, 452 – 454, 458, 459].

Під час ремонту збірних тонкостінних конструкцій елементів планера літака дрібні тріщини засвердлюють по їхніх вершинах свердлом $d = 2...3$ мм [337]. При установленні накладки на елемент конструкції з тріщиною вершини тріщини також засвердлюють.

Для вибору параметрів отворів, що виконують у вершинах тріщин, досліджено характер розвитку втомних тріщин на конструктивних зразках із алюмінієвих сплавів Д16А-Т л.2,5, Д16А-Т л.1, Д16А-Т л.5, В95п.ч. АТ1СВ л.2, В95п.ч. АТ1СВ л.5.

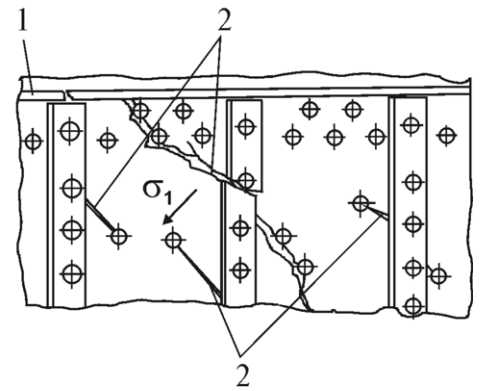
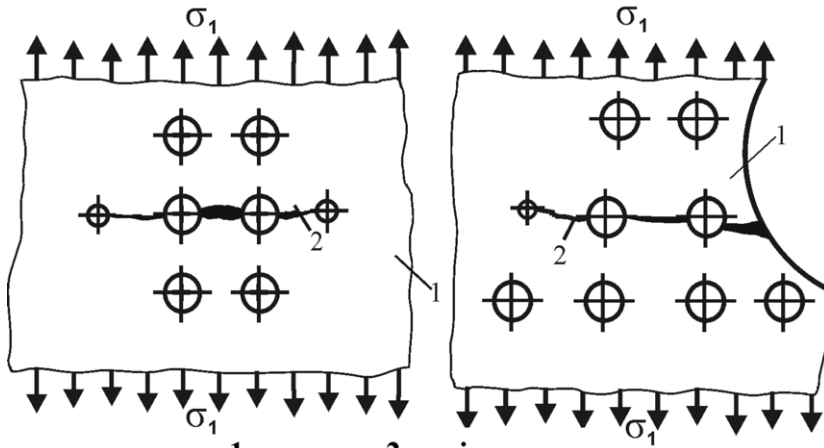
Аналіз кінетики зростання втомних тріщин показав, що візуально виявляються тріщини завдовжки 1...2 мм, а при довжинах 80...100 мм вірогідність їх виявлення наближається до 100% [349, 435]. Слід зазначити, що вказаним довжинам втомних тріщин відповідає і діапазон їх стійкого зростання [229].

Дослідження характеру розвитку втомних тріщин на конструктивних зразках з листів алюмінієвих сплавів Д16АТ л.1,0, Д16АТ л.2,0, Д16АТ л.2,5, Д16АТ



Втомні тріщини в обшивках і панелях

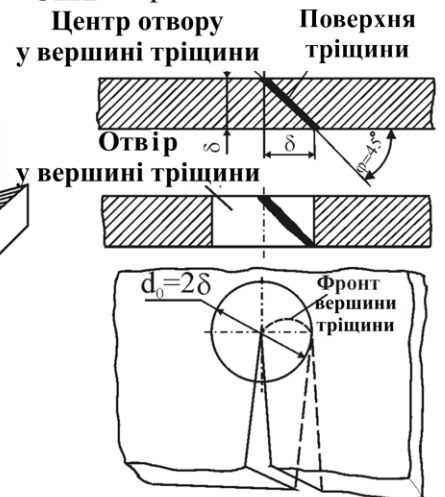
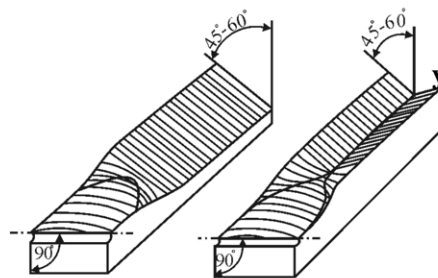
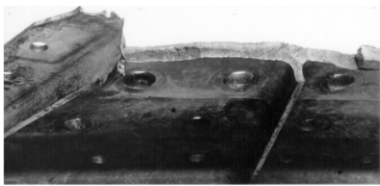
Втомні тріщини в лонжеронах



1 – панель; 2 – тріщина

1 – відсік лонжерона; 2 – тріщини

Втомна тріщина розвивається перпендикулярно дії головних розтяжних напружень σ_1



Перетворення тріщини відривного типу до типу одинарного або двойного зсуву

Параметри отворів, що виконують у вершинах втомної тріщини

Рис. 1.20. Характер розвитку втомних тріщин у тонкостінних конструкціях планера літака в умовах експлуатації і при ресурсних випробуваннях

л.5,0, В95п.ч. АТ1СВ л.2,0, В95п.ч.АТ1СВ л.5,0 показує, що втомні тріщини в стінках лонжеронів, обшивках панелей і пластинах розвиваються в напрямі, перпендикулярному дії головного розтяжного напруження σ_1 (див. рис. 1.20). Відхилення від цього напрямку не перевищують $1...1.5 \cdot \delta$ при напівдовжині тріщини $l < 20 \cdot \delta$ і пояснюються природою мікропроцесів у вершинах тріщини, зокрема розгалуженням тріщини або зміною типу руйнування – відривного на зрушений. На початку свого розвитку площина втомної тріщини перпендикулярна до серединної поверхні пластини, а потім повертається під кутом $\varphi = 45...60^\circ$ до цієї поверхні (див. рис. 1.20). Відбувається перетворення тріщини відривного типу до типу одинарного і (або) подвійного зрушення. Перехід від одинарного до подвійного зрушення в пластинах завтовшки $\delta = 2...2.5$ мм спостерігається при довжинах втомних тріщин $2 \cdot l = 80...120$ мм, а в пластинах 5 мм завтовшки – при довжинах $2 \cdot l = 20...50$ мм на експлуатаційному рівні циклічних навантажень. При цьому фронт вершини втомної тріщини на ділянках її стійкого зростання в тонкостінних авіаконструкціях має опуклу (еліптичну або овальну) форму. Зміна типу руйнування в тонкостінних конструкціях пояснюється збільшенням зони пластичності і, як наслідок, переходом від плоскодеформованого стану до плосконапруженого у вершинах тріщини при збільшенні її довжини.

Експериментальні дослідження показують, що істотно змінюють напрям розвитку втомної тріщини нерегулярності в тонкостінній конструкції: отвори, ребра жорсткості, анізотропія матеріалу листової деталі, перерозподіл полів напруження в результаті розвитку тріщин.

При наближенні тріщини до отвору (або до краю деталі) перемичка між фронтом вершини тріщини і стінкою отвору руйнується нормально за відривним типом або відколом (зрізом) за зрушеним типом.

На основі виявленого характеру розвитку втомних тріщин і типу втомного руйнування тонкостінних конструкцій доцільно виконувати у вершині тріщини отвір, діаметр якого дорівнює подвоєній товщині δ листової деталі з тріщиною або більше її (див. рис. 1.20). Діаметр може бути зменшений при розташуванні

центру отвору на відстані від вершини тріщини по напрямку її зростання [432].

Контур отвору з центром у вершині тріщини має гарантовано охоплювати загальний фронт її вершини. Оскільки площина втомної тріщини, що розвивається за зрушеним типом, становить із серединною поверхнею листової деталі кут близько $\varphi = 45^\circ$, то номінальний діаметр отвору у вершині тріщини необхідно вибирати за умови $d_0 \geq 2\delta$.

Робити отвір такого діаметра через конструктивно-технологічні обмеження не завжди можна і доцільно, наприклад, у разі великої товщини листових деталей. Крім того, часто виникає потреба зробити отвір із центром, зміщеним відносно початкового напрямку поширення втомної тріщини.

Отвори у вершинах тріщин уповільнюють зростання тріщин, але не зупиняють. Збільшення залишкової довговічності при такому способі затримки тріщини завдовжки 30 мм на експлуатаційному рівні навантажень становить 1,5–2 рази порівняно із залишковою довговічністю обшивки з тріщиною без засвердлювання її кінців. Для забезпечення заданого ресурсу за наявності тріщин необхідно розробити нові способи затримки їх зростання на стадії експлуатації.

1.5. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ І ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз попередніх досліджень в області методів проектування збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності, поданих у підрозд. 1.1–1.4, дозволяє сформулювати мету даної роботи і визначити задачі, вирішення яких забезпечує її досягнення.

Метою даної роботи є забезпечення регламентованої довговічності збірних літакових конструкцій на всіх етапах життєвого циклу літака шляхом розроблення методів їх інтегрованого проектування за допомогою комп'ютерних систем.

КОНЦЕПЦІЯ І НАУКОВІ ОСНОВИ МЕТОДОЛОГІЇ ІНТЕГРОВАНОГО
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЯГНЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ
ДОВГОВІЧНОСТІ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМ CAD/CAM/CAE

2.1. КОНЦЕПЦІЯ І ПРИНЦИПИ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ
КОНСТРУКЦІЙ

Нині жодна з авіабудівних фірм не може лишатися конкурентоспроможною, якщо вона не в змозі забезпечити високу якість зразків авіаційної техніки, що виготовляються, їхню швидку модернізацію або зміну модельного ряду. При цьому на сучасному ринку є нормою наявність великої кількості модифікацій базової моделі (Ан-74, Ан-74ТК-100, Ан-74ТК-200, Ан-74ТК-300, АTR.42 і АTR.72, А310, А319, А320, А321 тощо). Забезпечити високі темпи робіт зі збереженням високої якості кінцевої продукції та її великої гами дуже складно без застосування комп'ютерних інтегрованих систем CAD/CAM/CAE, що дозволяють інтегрувати процеси проектування, інженерного аналізу і підготовки виробництва літака [46, 51, 57, 61, 190, 235, 237, 265, 291, 335, 350, 426].

Процес створення авіаційної техніки та її модифікацій супроводжується розвитком методів її проектування. Вже минули стадії статистичного, аналітичного, оптимального, автоматизованого і системного методів проектування. В основі методології проектування літаків лежить метод оптимального проектування на базі інтегральних критеріїв якості сучасних літаків, що вибираються з умови задоволення вимог замовника (покупця) до літака й Авіаційних правил [194 – 196, 266, 290, 300, 301, 322, 327, 416, 436].

Наразі загально визнаним кількісним критерієм оцінки якості цивільних літаків є вартість перевезень і забезпечення безпеки польотів. Конструктори, проектуючи літак і каркас планера літака, досягають концептуально заданих кількісних показників критеріїв якості шляхом:

- зменшення маси конструкції як головного чинника, що зменшує прямі експлуатаційні витрати завдяки можливості збільшення платного навантаження;
- збільшення терміну служби конструкції та її ресурсу при забезпеченні надійності й безпеки польотів як чинників, що зменшують витрати на амортизацію, обслуговування і ремонт.

Головним критерієм в основі сучасних методів проектування авіаційних конструкцій є вимога створення та функціонування надійної, безпечно пошкоджуваної конструкції мінімальної маси із заданим ресурсом. При цьому має гарантуватися можливість виявлення пошкоджень до досягнення ними допустимих критичних розмірів і зберігатися достатня залишкова міцність конструкції.

Очевидно, що створення безпечно пошкоджуваної конструкції передбачено Нормами міцності й Авіаційними правилами, а проектування на заданий ресурс при мінімальній масі відображає економічні проблеми.

Програмою розвитку авіаційної промисловості України передбачено створення нових регіональних пасажирських і транспортних літаків із широким діапазоном функціональних можливостей, які відрізняються:

- сучасним технічним і експлуатаційним рівнем розвитку, що перевищує рівень розвитку XX ст., який досягається на основі нових концепцій, науково-технічних рішень і винаходів в області аеродинаміки, проектування, конструювання, міцності, вагової досконалості, силової установки, систем літака, устаткування, матеріалів, технології виробництва і його підготовки, експлуатабельності, надійності й безпеки;
- відповідністю сучасним Нормам льотної придатності й Авіаційним правилам, гармонізованим за структурою і вимогами з FAR (JAR), стандартами якості й перспективними екологічними стандартами;
- високим ступенем конструктивно-технологічної й експлуатаційної уніфікації і спадкоємності із сучасними літаками;
- економічною ефективністю, обумовленою меншою, ніж у конкурентів,

ціною аналогічних літаків при зіставних експлуатаційних показниках, заданим проектним ресурсом 80000 льотних годин (40000 польотів), проектним терміном служби (30 років) і повним призначеним ресурсом двигуна 30000 годин (15000 циклів);

- застосуванням стратегії технічної експлуатації за станом;
- впровадженням інтегрованих технологій проектування, підготовки виробництва, інженерного аналізу, випробувань, сертифікації, інформаційної підтримки життєвого циклу авіаційних комплексів за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM і ERP.

Розроблення інтегрованих систем забезпечення високої якості, довговічності, надійності та ресурсу, сертифікації авіаційної техніки та її виробництва, а також науково-технічного доробку створює передумови для вдосконалення авіатехніки наступних поколінь із використанням інтегрованої комп'ютеризації при проектуванні, конструюванні, технологічній підготовці виробництва, серійному виробництві, льотних випробуваннях на основі безперервної інформаційної підтримки життєвого циклу виробу (CALS-технологій) і є важливим завданням випуску авіаційної техніки в умовах сучасного ринку [3, 16, 57, 61, 94, 95, 183, 193, 235, 250, 251].

Інформаційні технології спільно з прогресивними авіаційними технологіями проектування і виробництва за наявності єдиного інформаційного простору дозволяють істотно підвищити продуктивність праці, якість авіаційної техніки, що випускається, при значному скороченні термінів постачання на виробництво і випуску нових, сучасніших літаків, що відповідають запитам покупців.

Для організації єдиного інформаційного простору необхідна інтеграція конструкторської, виробничої та експлуатаційної баз даних у єдину базу даних.

Ідея створення єдиного інформаційного середовища й інтеграція її у всі ланки супроводу виробу впродовж життєвого циклу також сприяє виконанню основного завдання авіації України – забезпечити безпеку перевезень при

мінімумі витрат на перевезення тонно-кілометра вантажу або одного пасажиро-кілометра, зменшення вартості життєвого циклу літака.

Відповідно до задач супроводу виробу впродовж життєвого циклу єдина база даних має містити дані щодо створюваної авіаційної техніки підприємств-виробників і сервісних центрів з описом поточних організаційних, конструкторських і технологічних процесів. Наразі методи й ідеї супроводу виробів авіаційної техніки впродовж життєвого циклу й інтегровані інформаційні технології, що базуються на них, все більше застосовують у всіх авіаційних фірмах світу.

Розвиток інформаційних технологій дозволяє інтенсифікувати процеси створення технічної документації, конструкторської і технологічної підготовок виробництва, управління виробництвом і супроводу виробу і, найголовніше, реалізувати інформаційну підтримку життєвого циклу виробу, схему якої показано на рис. 2.1.

Дані для інформаційної підтримки збираються й упорядковуються в розподіленій між організацій єдиній базі даних із відкритим доступом до них всіх учасників супроводу впродовж життєвого циклу.

Під час створення нового виробу, конструкторської і технологічної підготовки його виробництва за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM в інтегрованій інформаційній системі описують структуру виробу, його склад і всі вхідні компоненти: деталі, вузли, агрегати, комплектуючі вироби, матеріали.

Впровадження інтегрованих інформаційних технологій у процес проектування літака дозволить зменшити витрати на створення, виробництво і супровід впродовж життєвого циклу літака, на 30 % підвищити продуктивність і ергономіку праці, що зрештою підвищить якість і конкурентоспроможність готової продукції, якість виробничої діяльності інженерів.

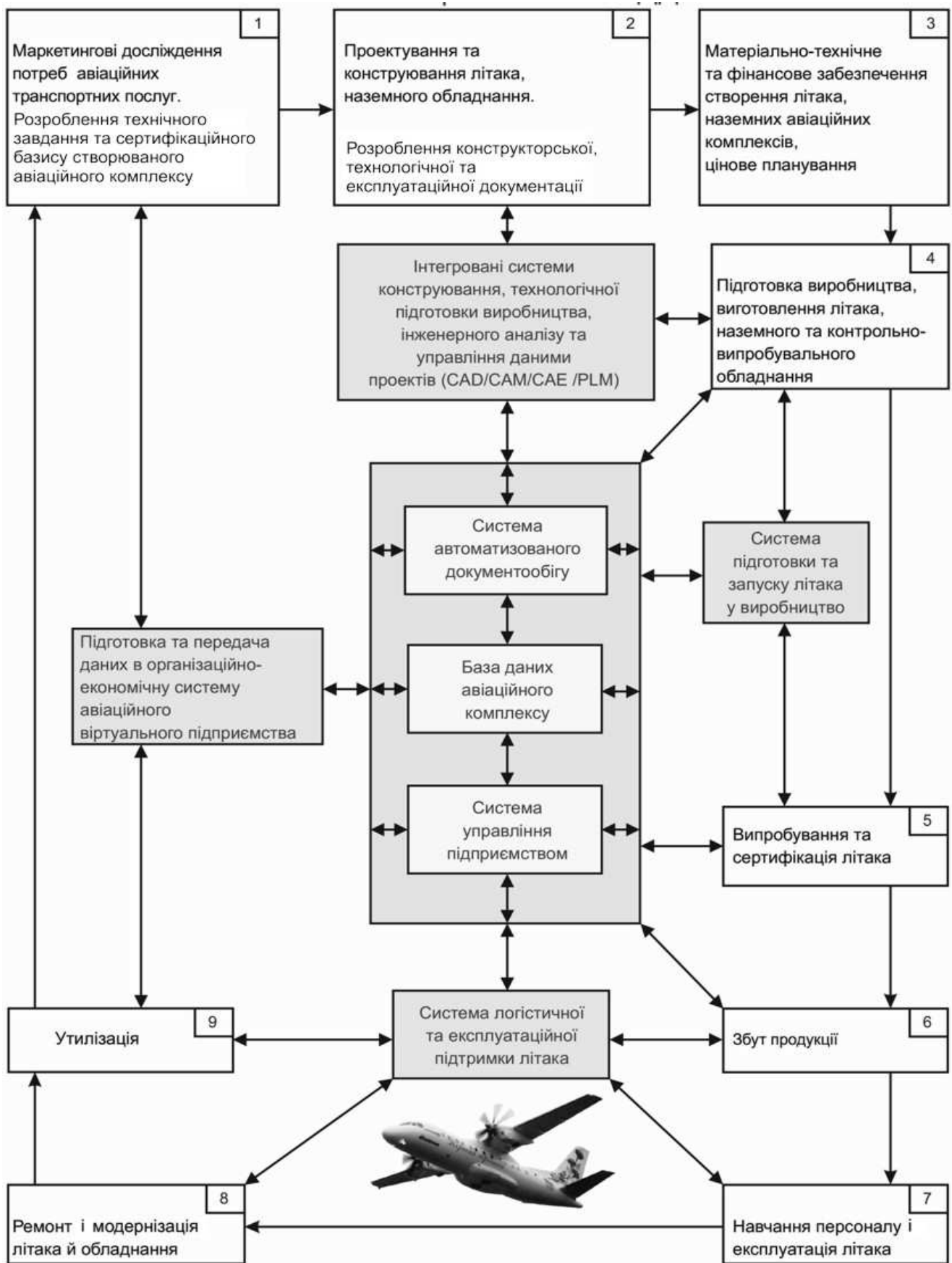


Рис. 2.1. Компоненти життєвого циклу літака і його інформаційної підтримки

Інформаційна технологія інтегрованого проектування літака припускає застосування параметричного аналітичного еталона конструкції, створеного в системі CAD\CAM у розрахунках аеродинаміки і міцності; ресурсу і живучості; маси літака і його центрування; динаміки конструкції і безпеки її функціонування, а також при технологічній підготовці виробництва і управлінні якістю, експлуатації і ремонті [5, 93, 106, 107, 137 – 139, 276].

Метод інтегрованого проектування охоплює проектування і комп'ютерне параметричне тривимірне моделювання конструкції літака в цілому й окремих її частин. Літак має безліч деталей, складок, вузлів і агрегатів, сполучених між собою різними типами рознімних і нерознімних з'єднань, від якості проектування і виконання яких залежать масові, ресурсні, аеродинамічні й естетичні характеристики літака.

Методи проектування збірних літакових конструкцій, що застосовували раніше, базувалися на двовимірних моделях та їхній плазовій ув'язці, що не дозволяло врахувати всі конструктивні і технологічні особливості і привело до необхідності створення інтегрованого методу проектування.

На рис. 2.2 показано нову концепцію інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій.

Розроблена концепція інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій є методологічною основою створення з'єднань силових елементів планера заданої статичної міцності, ресурсу, герметичності й якості зовнішньої поверхні при мінімальній масі з'єднання.

Інтегроване проектування збірних літакових конструкцій можна поділити на етапи, взаємозв'язок яких показано на рис. 2.2:

1. Створення інтегрованого інформаційного середовища, комплексу технічних і програмних засобів для створення проекту літака, виробничої і експериментальної бази, колективу фахівців.
2. Розроблення концепції створення нового літака або модифікації того, що вже існує, із застосуванням комп'ютерних інтегрованих систем проектування CAD/CAM/CAE/PLM.
3. Розроблення майстер-геометрії літака в системі CAD/CAM/CAE/PLM.



Рис. 2.2. Нова концепція інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій

4. Визначення розрахункових навантажень, що діють на агрегати літака, і навантажень типового польоту, допустимої напруги в регулярній зоні для забезпечення регламентованої довговічності.
5. Інтегроване проектування з'єднань збірних літакових конструкцій.
6. Створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій.
7. Розроблення конструкторської, технологічної та експлуатаційної документації.

Всі роботи з інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій виконують в єдиній базі даних проєктованого літака із використанням конструкторських і технологічних баз даних.

На основі запропонованої концепції були розроблені принципи інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій:

1. *Принцип створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій*

Тривимірні комп'ютерні моделі майстер-геометрії, розподіли простору, аналітичні еталони елементів збірних літакових конструкцій створюються методами аналітичної геометрії за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM в єдиному інформаційному середовищі підтримки життєвого циклу літаків.

2. *Принцип створення майстер-геометрії зовнішнього вигляду літака*

Параметри зовнішнього вигляду літака, мінімальної маси і регламентованої довговічності мають задовольняти заданим перспективним тактико-технічним вимогам, Авіаційним правилам, концепції створення нового літака і визначатися із співвідношень:

$$\begin{aligned}
 & TTB, AP \rightarrow \text{схема літака} \rightarrow \\
 & \rightarrow m_0 = \frac{m_{ек} + m_{об.упр} + m_{ком}}{1 - [\bar{m}_k(p, n_p, N_{рег}, \lambda, OGP) + \bar{m}_{cy}(p, t_0, \gamma_{дв}, R, N_{дв}) + \bar{m}_T(p, C_T, k, L)]} \rightarrow \\
 & \rightarrow m_{0\min} \rightarrow p_{opt} \rightarrow t_{opt} \rightarrow P_0 \rightarrow S_i \rightarrow \text{профілі}_i \rightarrow (l_i, \lambda_i, \chi_i, \bar{c}_i, \eta_i, D_\phi, L_{BO}, L_{ГО}) \rightarrow \\
 & \rightarrow (\bar{x}_T - \bar{x}_F) \rightarrow \text{аналітичний еталон поверхні літака.}
 \end{aligned}$$

3. Принцип проектування регулярних зон збірних літакових конструкцій

Конструктивні параметри і технологія виконання регулярних зон (р.з) літакових конструкцій мають забезпечувати сприйняття розрахункових руйнуючих навантажень, регламентованої довговічності при навантаженнях, еквівалентних навантаженням типового польоту в експлуатаційному середовищі; заданий коефіцієнт втомної якості K_y , задану якість зовнішньої поверхні, ступінь герметичності і задовольняти таким нерівностям:

$$P_{розр} \geq P_{розр}(KП_{р.з}, \sigma_{др.з}(N_{реглам.р.з}));$$
$$N_{реглам} \leq N_{розр.р.з}(KП_{р.з}, \sigma_{0екв}, \sigma_k, TB);$$
$$\Delta_3 < 0 \text{ при } P = P_{експл}; \Delta h \leq 0,05 \text{ мм}; K_y \leq 3.$$

4. Принцип проектування нерегулярних зон збірних літакових конструкцій

Конструктивні параметри і технологія виконання нерегулярних зон (н.р.з) мають забезпечувати сприйняття розрахункових зусиль у нерегулярній зоні при статичному навантаженні, регламентовану довговічність, якість зовнішньої поверхні і герметичність, що дорівнюють характеристикам регулярної зони або перевищують їх, і задовольняти таким нерівностям:

$$P_{розр} \geq P_{розр}(KП_{н.р.з}, \sigma_{дн.р.з}(N_{реглам.н.р.з})); \Delta h_{н.р.з} \leq \Delta h_{р.з}; \Delta_{3н.р.з} < \Delta_{3р.з};$$
$$N_{реглам} \leq \min(N_{розр.н.р.з}(KП_{н.р.з}, (\sigma_{0екв} \cdot \epsilon_{екв}), \sigma_k, TB);$$
$$N_{експ}(KП_{н.р.з}, \sigma_0, \sigma_k, TB)).$$

5. Принцип підтримки і досягнення живучості збірних літакових конструкцій із втомними тріщинами

Конструктивні параметри збірних літакових конструкцій, які безпечно руйнуються, мають забезпечувати можливість контролю критичних місць, виявлення втомних тріщин і застосування прогресивних способів затримки їх зростання, відновлення несучої здатності й герметичності пошкодженої конструкції і задовольняти таким нерівностям:

$$(N_{ост.СЗРТУ} / N_{ост.стп}) > 1; \Delta_{3,СЗРТУ} < 0.$$

Для реалізації цих принципів необхідним є розроблення науково обґрунтованих методів інтегрованого проектування.

2.2. МЕТОДИ СТВОРЕННЯ МАЙСТЕР-ГЕОМЕТРІЇ, МОДЕЛЕЙ РОЗПОДІЛУ ПРОСТОРУ Й ЕТАЛОНІВ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Обмежені можливості проектування мовою нарисної геометрії, велика трудомісткість робіт, зумовлена необхідністю побудови плазів і розплазовок деталей, вузлів, агрегатів, а також всього літака, можуть бути подолані шляхом використання мови аналітичної геометрії. Розвиток комп'ютерної техніки і поява комп'ютерних помічників інженера, що використовують цю мову, таких, як CADD5-5, CATIA, EUCLID, UNIGRAPHICS, надали таку можливість. На рис. 2.3 як приклад зображено структуру комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE\PLM UNIGRAPHICS, за допомогою якої можна здійснювати інтегроване проектування збірних літакових конструкцій [3, 19, 45, 51, 189, 273].

Проте застосування таких систем істотно змінює як традиційну форму конструкторсько-технологічної документації, так і сам процес проектування деталей і вузлів, роблячи його більш наочним і визначеним. Правда, використання конструкторсько-технологічної документації в комп'ютерному вигляді спричиняє і нові проблеми, пов'язані з легкістю внесення змін у комп'ютерні моделі і невисокою надійністю тривалого зберігання інформації на комп'ютерних носіях.

Модель геометрії деталі в комп'ютерному вигляді (далі – аналітичний еталон, або анет деталі) є базовим, первинним елементом конструкції при комп'ютерному конструюванні нової машини. Він містить еталонні координати всіх точок поверхні деталі в заданій системі координат і є основою комп'ютерного проекту геометрії літака.

Сьогодні під комп'ютерним проектом мають на увазі систему конструкторських, розрахункових і технологічних моделей, а також дані для сертифікації, управління якістю, технічного обслуговування в експлуатації, утилізації, тобто управління життєвим циклом літака [3, 211].

UG/Gateway

Доступ до бази даних, перегляд моделей та виконання функцій, загальних для решти модулів.
Забезпечення імпорту/експорту у форматі Parasolid

Моделювання UG/Solid Modeling Проектування кривих, ескізів і твердотільних примітивів, застосування базових операцій над твердими тілами				UG/Feature Modeling Повний набір функцій твердотільного моделювання на базі типових операцій побудови		UG/Freeform Modeling Створення NURBS поверхонь складної форми		UG/User Defined Feature Побудова типового елемента, визначеного користувачем		Промисловий дизайн UG/Visualize Підготовка наочних презентацій в реальному часі. Управління текстами та матеріалами. Створення спеціальних ефектів		UG/Render Засіб для роботи з фотореалістичними зображеннями			
UG/Geometric Tolerancing Базовий модуль для роботи з геометричними допусками та для варіаційного аналізу розмірів із забезпеченням опису допусків				UG/Quick Stack Інструмент аналізу тривимірних розмірних ланцюгів. Проведення статичного аналізу полів допусків прямо на моделі		UG/Quick Check Перевірка моделі за чотирма критеріями: маса, відстань, розмір і заданий вираз		UG/Check Mate Перевірка конструкції на відповідність заданим критеріям. Модуль містить різні методи перевірки моделі, структури частини, креслень та збирання		UG/Freeform Shape Деформація та переміщення поверхні вільної форми. Можливість розтягування, стискання, перекосу та зсуву поверхні		UG/Analyze Shape Детальний аналіз геометрії поверхонь і тіл. Зручна інтерактивна форма подання результатів аналізу			
UG/Assembly Modeling Створення збірної моделі як зверху в-низ, так і знизу вгору. Можливість створення збирання будь-якої глибини вкладеності, що складається з необмеженого числа компонентів				UG/Advanced Assemblies Підтримка функцій для роботи з великими збірками (аналіз зазорів, ваговий аналіз та т.ін.)		UG/WAVE Параметричне моделювання виробу будь-якої складності. Механізм керуваного асоціативного зв'язку між геометричними моделями		UG/Drafting Створення креслень							
Виробництво UG/CAM Base Базовий модуль розроблення керуючих програм для верстатів із ЧПК				UG/Planar Milling Плоске фрезерування, що застосовується до деталей з вертикальними стінками та плоскими островами. Використовується для попереднього видалення матеріалу		UG/Core&Cavity Milling Чорнове оброблення однієї або декількох порожнин і видалення великої кількості матеріалу навколо елементів довільної форми		UG/Facet Machining Оброблення деталей без необхідності створення поверхонь оброблення. Використання фасетної моделі для оброблення		UG/Graphical TPE Редагування траєкторії оброблення в інтерактивному графічному режимі та показ руху інструмента на всіх траєкторіях або на обраній ділянці		UG/Unisim Модуль візуалізації, призначений для симуляції процесу механособроби в режимі, найбільш наближеному до реального		UG/Shop Docs Розроблення та наповнення різних форм технологічної документації	
UG/Turning Модуль токарного оброблення, призначений для чорнового та чистового оброблення, карбування різьби				UG/Fixed-Axis Milling Набір засобів отримання траєкторій для трьохосового фрезерного оброблення		UG/Sequential Milling Послідовна побудова траєкторії оброблення по межі оброблюваної та керуючої поверхонь		UG/CAM Visualize Спостереження за інструментом під час його руху по оброблюваній деталі. Перевірка правильності видалення матеріалу заготовки		UG/SHOPS Розроблення керуючих програм безпосередньо біля верстата. Модуль, орієнтований на оброблення елементів технологічної оснастки		UG/Postprocessing Інтерактивне середовище створення постпроцесора для будь-якого типу верстата			
UG/Wire EDM Електроерозійне оброблення деталей дотом у режимі двох і чотирьох осей				UG/Variable-Axis Milling Виконання повного п'ятиосового оброблення. Передбачена можливість завдання орієнтації осі інструмента		UG/Flow Cut Milling Аналіз геометрії деталі та пошук місць, в яких інструмент має точки подвійного контакту		UG/Nurbs Path Generator Програма для ЧПК, що застосовує NURBS апроксимацію. Створення NURBS траєкторії оброблення по твердотільній моделі		UG/Feature Based Hole Making Модуль для автоматизації оброблення отворів. Отвори розпізнаються автоматично за топологією моделі		UG/Genius Створення та класифікація технологічних даних. Підтримка планування виробництва та управління даними про інструменти, програми ЧПК та т.д.			
Інженерний аналіз UG/Scenario for Structure Інтерв'ювання і асоціативний інструмент інженерного аналізу, що містить створення січково-елементної сітки і аналіз отриманих результатів				UG/Structure PE Січково-елементний вирішувач (лінійна статика, власні коливання, стійкість, контактні задачі)		UG/Progressive Die Wizard Майстер-процес проектування штампів послідовної дії для листових деталей		UG/Die Engineering Wizard Майстер-процес проектування робочих поверхонь штампів для кузовних деталей автомобіля		Програмування UG/Open Grip Мова програмування для створення власних додатків		UG/Open++ Мова програмування для створення власних додатків			
UG/Scenario for Motion Інтерв'ювання і асоціативний інструмент інженерного аналізу				UG/Master FEM Розрахунок лінійної статика, модальний аналіз, нелінійний розрахунок, розрахунок втоми / витривалості конструкції, комплекс теплових розрахунків		UG/Optimization Wizard Майстер-процес оптимізації конструкції		UG/Die Structure Design Майстер-процес проектування конструкції штампів для кузовних деталей автомобіля		UG/Open API Мова програмування для створення власних додатків					
UG/Strength Wizard Майстер-процес для розрахунку лінійної та статичної міцності для використання конструкторами										UG/Knowledge Fusion Середовище для програмування мовою інженерних знань. Автоматизація повторюваних процесів і накладення певних правил у процесі проектування					
Спеціальні додатки UG/Sheet Metal Design Проектування деталей з листового матеріалу. Повна або часткова розгортка деталі з урахуванням технологічних умов деформації				UG/Advanced Sheet Metal Design Проектування листових деталей, виготовлених штампуванням, витяжкою та формуванням. Можливість відгину уздовж криволінійного ребра		UG/Tubing Проектування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Conduit Проектування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Open API Мова програмування для створення власних додатків		UG/Open Grip Мова програмування для створення власних додатків			
UG/Weld Assistant Помічник проектування зварних з'єднань використовує самі розповсюджені методи зварювання				UG/Routing Проектування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Schematics Модуль призначений для проектування логічних схем		UG/Raceway Проектування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Open++ Мова програмування для створення власних додатків		UG/Knowledge Fusion Середовище для програмування мовою інженерних знань. Автоматизація повторюваних процесів і накладення певних правил у процесі проектування		UG/Rapid Prototyping Забезпечує інтерфейс для стереолітографічних установок, який генерує дані, що сприймаються будь-якою машиною такого типу	
UG/Composites Проектування композитних деталей. Модуль містить різні запатентовані процеси створення композитів				UG/Piping Проектування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Steelwork Проектування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Wiring Модуль призначений для проектування електропроводів		UG/Web Express Створення web-сторінки з використанням даних з частини і збірок		UG/Collaborate Забезпечення спільної роботи в системі UNIGRAPHICS NX. Внесення змін та обмін даними в режимі реального часу		UG/Manager Доступ до даних TEAMCENTER ENGINEERING безпосередньо з інтерфейсу UNIGRAPHICS NX	
Обмін / керування даними Translators UG/IGES, STEP, DXF/DWG, CATIA, Pro/E Набір трансляторів для обміну даними із замовниками та партнерами, які використовують інші системи САПР										UG/Manager Доступ до даних TEAMCENTER ENGINEERING безпосередньо з інтерфейсу UNIGRAPHICS NX					

Рис. 2.3. Склад і структура модулів комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE\PLM UNIGRAPHICS

Комп'ютерний проект літака охоплює такі моделі [272]:

- модель № 1. Майстер-геометрія літака (або модель поверхні літака, що визначає всі точки, які лежать на поверхні літака);
- модель № 2. Модель розподілу простору літака;
- модель № 3. Моделі стиків і з'єднань по конструктивно-технологічних розніманнях;
- модель № 4. Модель геометрії всього виробу (аналітичні еталони всіх деталей, вузлів, агрегатів і літака в цілому), тобто модель повного комп'ютерного визначення літака.

Розглянемо процес створення кожної із зазначених моделей літака.

Модель №1. Майстер-геометрія літака

Процес створення моделі №1 можна поділити на такі етапи:

- 1) розроблення математичної моделі літака;
- 2) розроблення теоретичних креслень агрегатів;
- 3) створення моделей поверхні агрегатів, об'єднання їх у модель поверхні літака;
- 4) створення каркаса (нанесення слідів базових поверхонь конструктивно-силового набору (КСН) в об'ємі теоретичного креслення (ТК) і конструктивно-силової схеми (КСС)).

На рис. 2.4 зображено метод створення майстер-геометрії літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем, а на рис. 2.5 – реалізацію цього методу при створенні майстер-геометрії (моделей поверхонь) літаків, створених за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS.

Модель №2. Модель розподілу простору літака

Процес створення моделі №2 можна поділити на такі етапи:

- 1) розроблення конструктивно-технологічного розчленовування;
- 2) панелювання;
- 3) створення конструктивно-силового набору;
- 4) створення елементів конструкції;
- 5) розміщення устаткування, приладів, покупних виробів тощо;

Розроблення концепції створення нового літака та вихідних даних для проектування

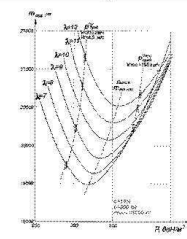
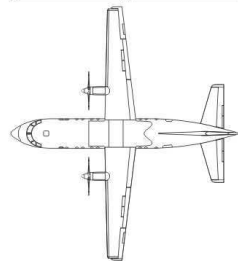
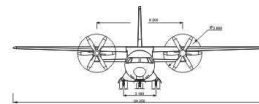
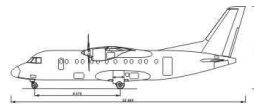
Вибір схеми літака, типу СУ, розрахунок маси та параметрів літака, що задовольняють заданим ТТВ, АП, концепції створення літака, критеріям оптимізації. Попереднє компонування та центрування літака

Розроблення математичних моделей поверхонь та майстер-геометрії агрегатів літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем CAD\CAM\CAE\PLM

Створення майстер-геометрії літака та ув'язка агрегатів

Контроль майстер-геометрії за контрольними перерізами

$V_{кр}, H_{кр}, H_{max}, L_p, L, n_{пас} (m_{к.н}), n_{ек}, k_{кр} \geq 19,$
 $k_{зл} \geq 11, m_z^{cy}, \bar{m}_k < 0,3,$ витрати палива ≤ 20 г/пас.-км,
 ресурс 80 тис. л.год або 25 років експлуатації, можливість експлуатації на коротких та слабо підготовлених ЗПС;
 можливість автономної експлуатації;
 відповідність АП-25, FAR-25, JAR-25 та вимогам ICAO ...



$S_{кр}, \lambda_{кр}, \eta_{кр}, \chi_0,$
 $c_i, b_{0кр}, b_{ккр}, I_{кр};$
 $S_{го}, \lambda_{го}, \eta_{го}, \chi_{0го},$
 $b_{0го}, b_{кго}, I_{го};$
 $S_{во}, \lambda_{во}, \eta_{во}, \chi_{0во},$
 $b_{0во}, b_{кво}, I_{во};$
 $L_{ф}, L_{н.ч.ф}, L_{х.ч.ф},$
 $D_{ф}, \lambda_{н.ч.ф}, \lambda_{х.ч.ф};$
 $L_{го}, L_{во}, D_{в}, \dots$

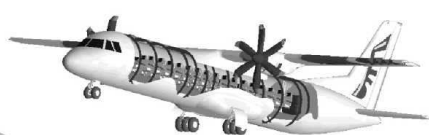
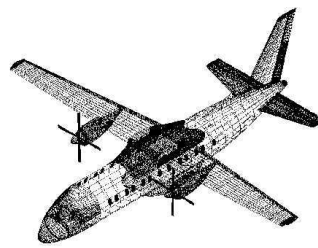
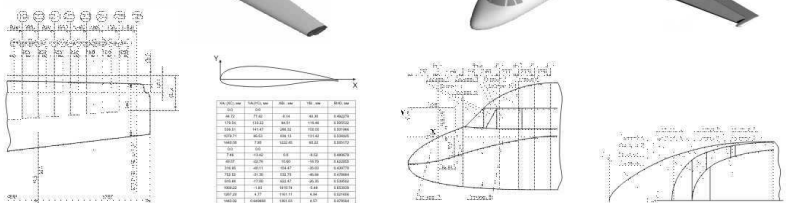
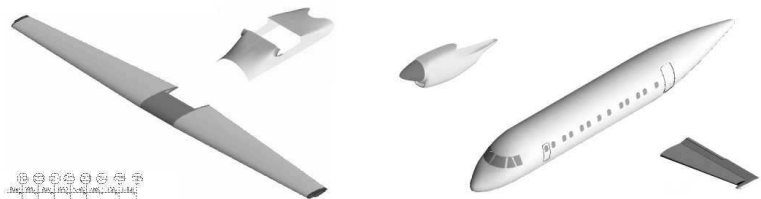
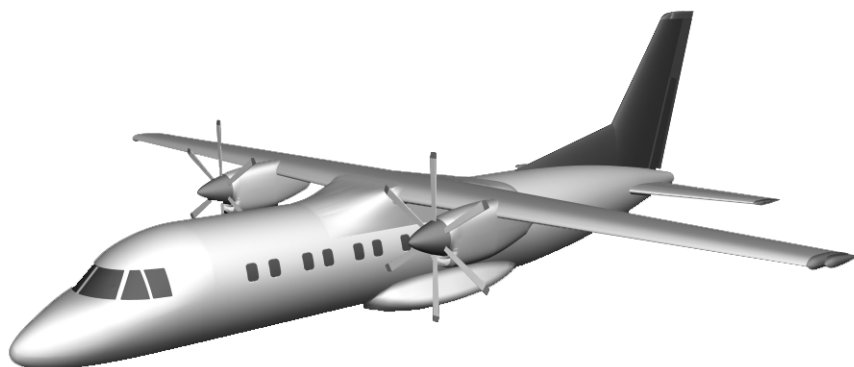


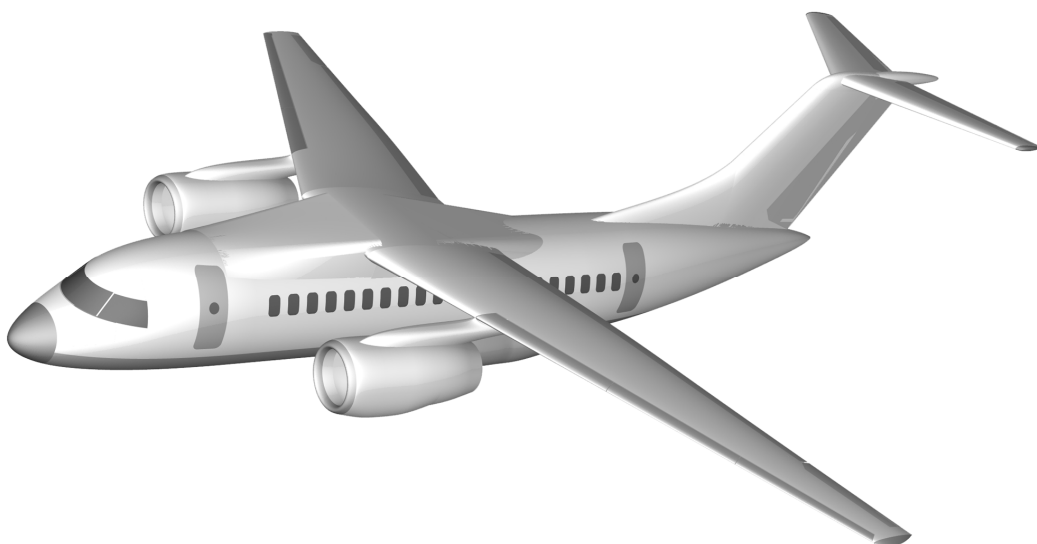
Рис. 2.4. Метод створення майстер-геометрії літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем



а



б



в

Рис. 2.5. Майстер-геометрія (моделі поверхонь) літаків, створених за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS:

а – АН-140; б – АН-74ТК-300; в – АН-148

- 6) компоновання систем;
- 7) компоновання кабіни екіпажу;
- 8) компоновання пасажирської кабіни (вантажної кабіни);
- 9) стикування агрегатів і систем;
- 10) створення дерева проекту літака.

На рис. 2.6 показано фрагмент моделі розподілу простору відсіку фюзеляжу, створеного за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS.

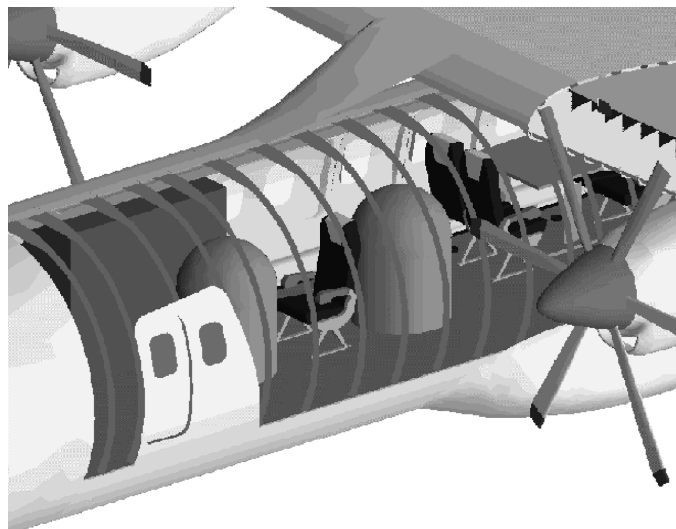


Рис. 2.6. Фрагмент моделі розподілу простору

Модель №3. Моделі з'єднань і стиків по конструктивно-технологічних розніманнях

Розроблення моделі №3 охоплює такі етапи:

1. Повне визначення конструкції з'єднань і стиків.
2. Призначення взаємозв'язаної системи допусків на елементи стику.

На рис. 2.7, а показано елемент стикувального вузла.

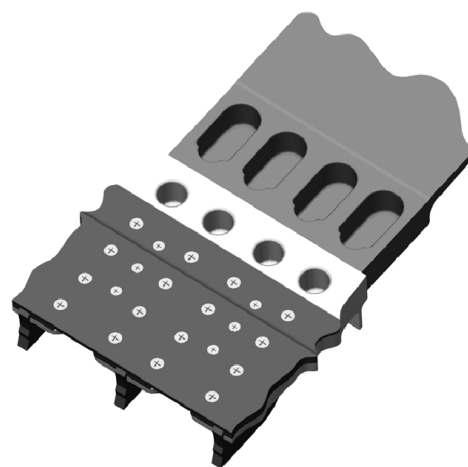


Рис. 2.7, а. Елемент стикувального вузла

Модель №4. Модель геометрії всього виробу

Розроблення моделі №4 охоплює такі етапи:

1. Моделювання за зонами:
 - точних за розмірами компонентів конструкції з усіма зв'язками і сполученнями;
 - системи з конструктивними елементами кріплення;

– контурів агрегатів і приладів з точною прив'язкою елементів кріплення, а також перевірку елементів конструкції щодо взаємопроникнення і зазорів, можливості складання.

2. Моделювання за секціями:

– аналітичних еталонів усіх елементів конструкції;

– бази даних креслень;

– наповнення атрибутивною інформацією.

3. Моделювання за агрегатами:

– систем, що проходять через агрегати без технологічного розчленовування;

– збирання і контроль усієї інформації за проектом.

На рис. 2.7, б показано фрагмент моделі № 4 фюзеляжу літака.

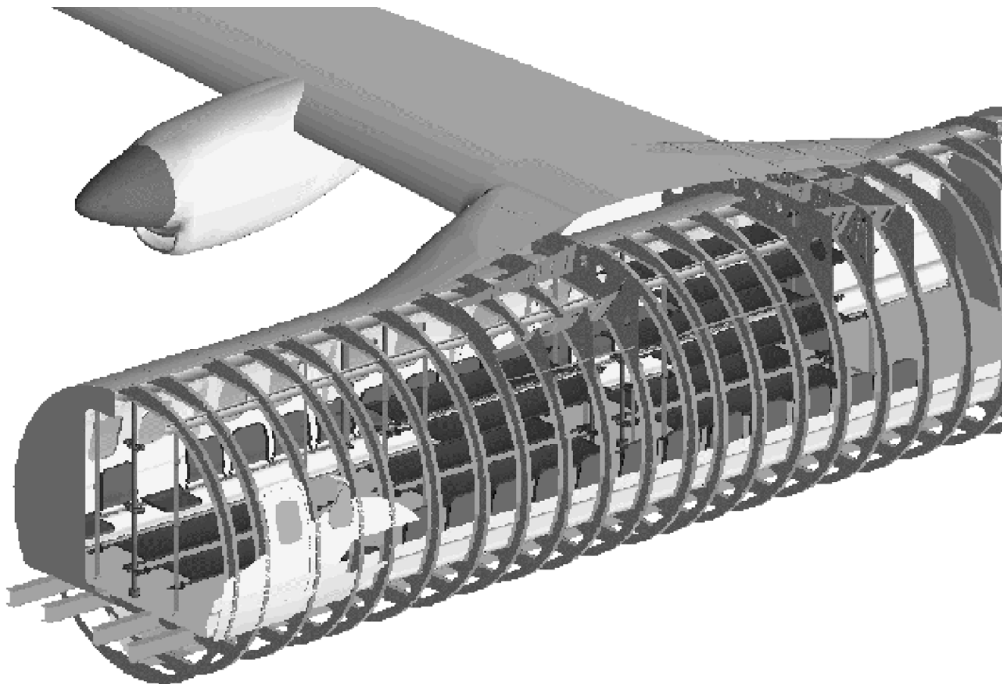


Рис. 2.7, б. Фрагмент моделі № 4

Нижче подано методи інтегрованого проектування і моделювання агрегатів літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем: крила (рис. 2.8), фюзеляжу (рис. 2.9), горизонтального оперення (рис. 2.10).

Як приклад розглянемо метод створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій у процесі проектування горизонтального оперення (ГО) як агрегата планера літака за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS.

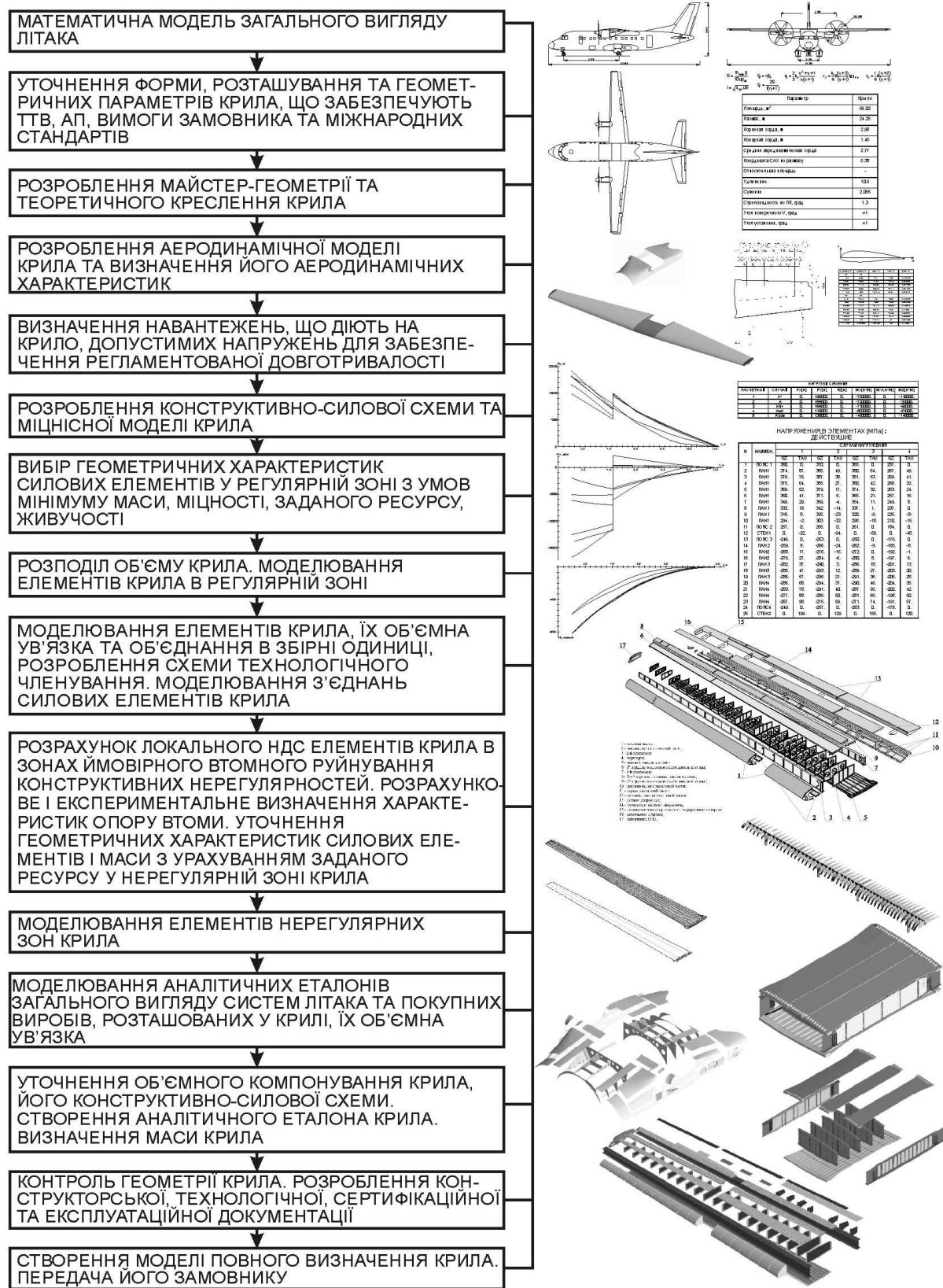


Рис. 2.8. Інтегрований метод проектування і комп'ютерного моделювання крила за допомогою систем CAD/CAM/CAE



Рис. 2.9. Інтегрований метод проектування і комп'ютерного моделювання фюзеляжу за допомогою систем CAD/CAM/CAE

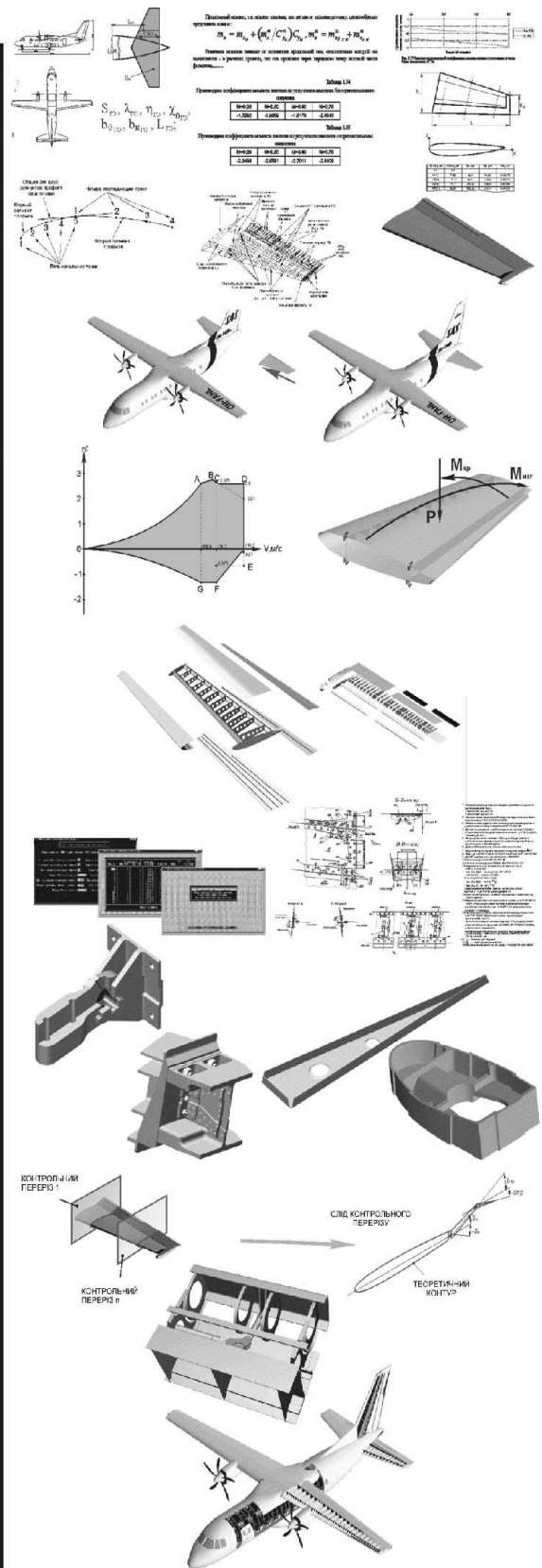
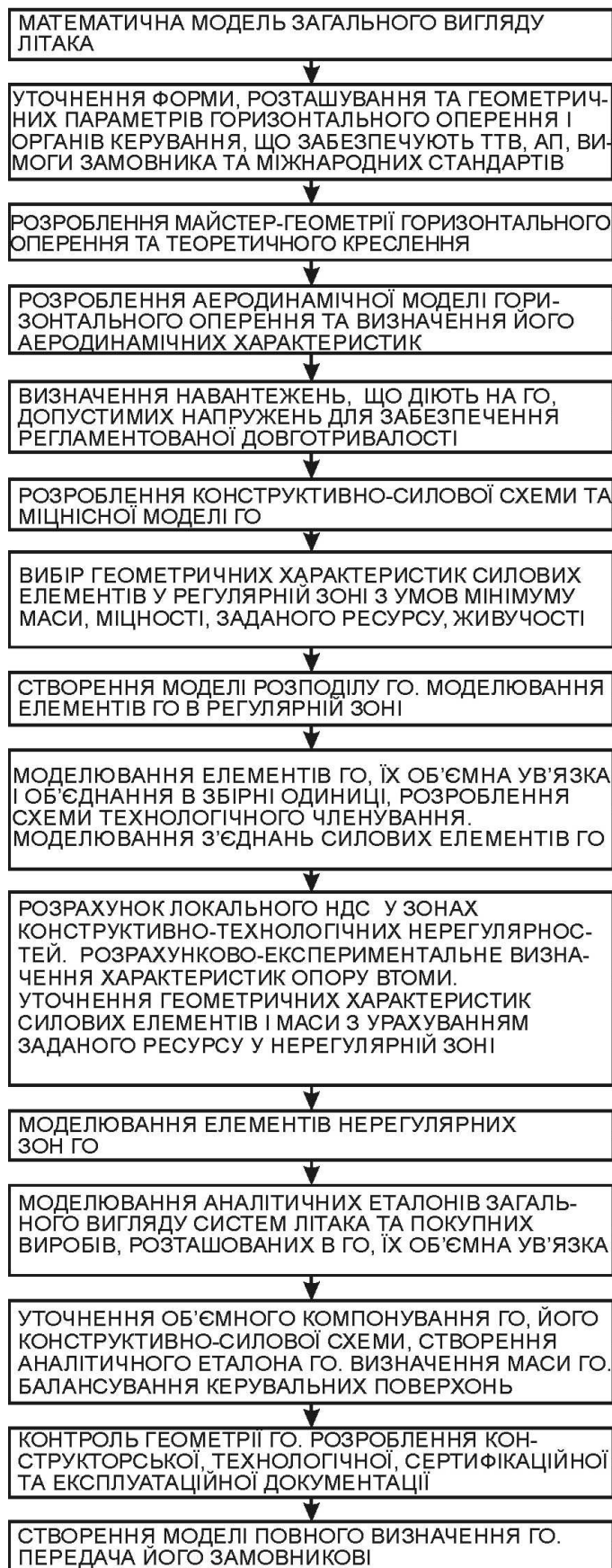


Рис. 2.10. Інтегрований метод проектування і комп'ютерного моделювання горизонтального оперення за допомогою систем CAD\CAM\CAE

Початкові дані для проектування ГО розробляють на стадії ескізного проектування літака. Проектування оперення має забезпечити наявність необхідних характеристик стійкості й керованості літака на всіх можливих режимах польоту, а також достатню ефективність органів керування для виведення літака в нормальний режим польоту після мимовільного перевищення критичних значень кутів атаки і потрапляння літака в режим штопора. До задачі проектування оперення належать визначення його відносних параметрів і геометричних розмірів, вибір оптимальної форми, вибір конструктивно-силової схеми, визначення діючих навантажень, розрахунок маси оперення й урахування впливу оперення на центрування літака. Використовуючи наявні методики [327] і створені програмні продукти, визначають такі параметри: площа, подовження, звуження, стрілоподібність, кінцеві і кореневі профілі, характеристики рульових поверхонь. Крім того, на стадії ескізного проектування необхідно задати умови стикування агрегатів між собою. Для ГО такими умовами стануть координати точок стику стабілізатора і фюзеляжу, стабілізатора і руля висоти (у процесі подальшого проектування їх положення можна змінити, проте це зумовить необхідність ланцюгової зміни в узгоджуваних агрегатах).

Використовуючи систему CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS, геометричну модель ГО будують таким чином:

- створюють каркас кривих, що описують теоретичні обводи ГО і положення елементів конструктивно-силової схеми;
- за наявним каркасом кривих будують модель поверхні теоретичного обводу;
- створюють тривимірні моделі деталей силового набору, обшивок і вузлів навішування;
- виконують взаємну ув'язку між собою силового набору, обшивок і вузлів навішування, здійснюють аналіз точнісних характеристик та їх взаємного положення.

Для опису плоских обводів в авіації найширше використовують криві другого порядку через те, що вони мають кривизну одного знака, тобто не мають

точок перегину, що є дуже важливою умовою при побудові аеродинамічних профілів. Рівняння, що описує в загальному випадку такі криві, має вигляд

$$Ax^2+Bxy+Cy^2+Dx+Ey+F=0.$$

Для визначення коефіцієнтів цього рівняння необхідно вирішити систему з п'яти рівнянь з п'ятьма невідомими. Для її вирішення достатньо п'яти умов, наприклад проходження кривої через п'ять точок. У системі UNIGRAPHICS вбудований математичний апарат дозволяє побудувати криву другого порядку таким чином:

- через 5 точок;
- за 4 точками і напрямом дотичної в одній крайній точці;
- за 3 точками і 2 напрямками дотичних у крайніх точках;
- методом інженерного трикутника;
- за 2 точками, 2 напрямками дотичних у крайніх точках і дискримінантом;
- методом завдання коефіцієнтів рівняння кривої другого порядку.

Через те, що найчастіше аеродинамічні профілі задають у вигляді теоретичних таблиць координат вузлових точок, при побудові було прийнято такий спосіб (рис. 2.11): через п'ять прийнятих початкових точок будують перший сегмент профілю, подальші сегменти будують через чотири точки (перша з яких збігається з останньою точкою попередньої кривої) і напрям дотичної задають як дотичну до попередньої кривої (у системі UNIGRAPHICS для завдання дотичної до кривої при побудові кривих другого порядку досить вказати на ту криву, до якої будують дотичну в районі її кінцевої точки). Такий спосіб дозволяє отримати набір кривих, гладко стикованих по дотичній. На основі використання функцій інформації про об'єкт надалі система дає можливість описати побудовані криві у вигляді рішення інженерного трикутника (точність видачі координат вузлових точок і дискримінанта досягає чотирнадцяти знаків після коми). Для зручності подальшого створення моделі поверхні після побудови всіх сегментів профілю необхідно провести апроксимацію всіх сегментів, що входять у єдиний аеродинамічний профіль, в одну криву.

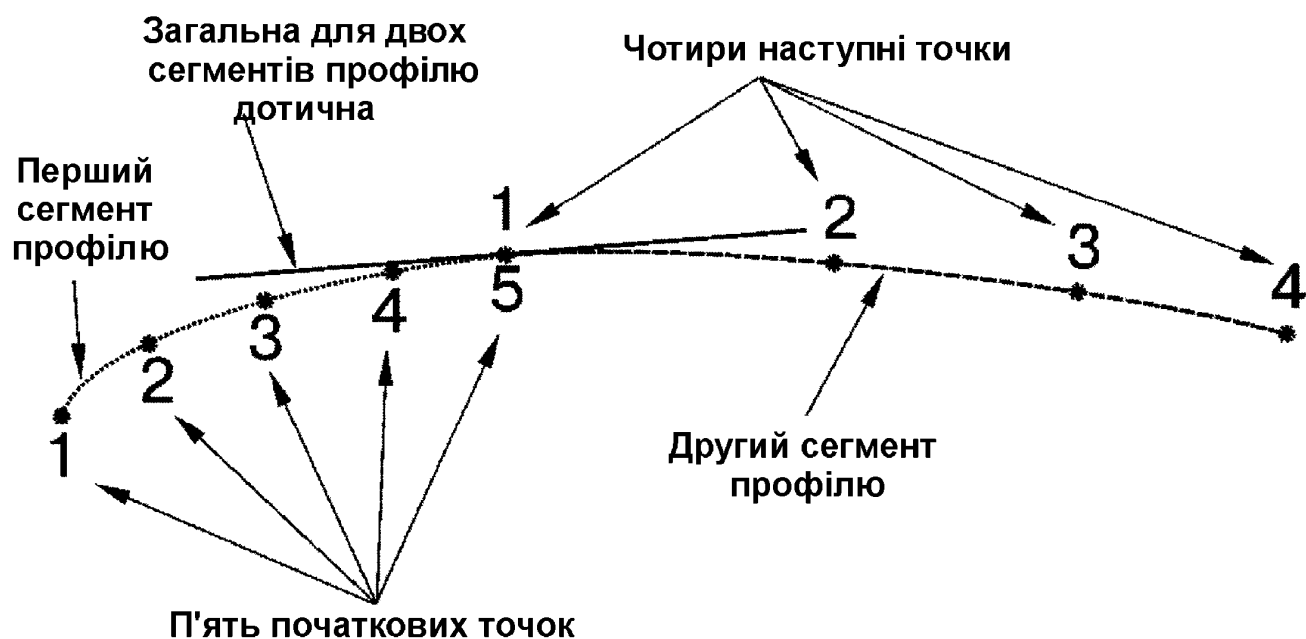


Рис. 2.11. Прийнята схема побудови кривих другого порядку

Після побудови одного аеродинамічного профілю так само будуємо решту профілів характерних перетинів і формуємо каркас кривих, необхідних для створення моделі поверхні (сліди переднього і заднього лонжеронів, каркаси руля висоти, тримера, сервокомпенсатора тощо) (рис. 2.12).

Каркас кривих формується шляхом плоскопаралельного перенесення побудованого перетину з робочої площини в точку його прив'язки (визначається геометричною побудовою лінії передньої крайки і лінії сліду характерного перетину).

Описані вище побудови надалі використовують для створення теоретичних і складальних креслень ГО. Таким чином, отримано можливість використовувати одні й ті самі геометричні побудови для створення як моделі поверхні агрегата (комп'ютерного еталона), так і креслярської документації, що виключає похибку при перенесенні розмірів із креслень на модель і з моделі на креслення. Крім того, дані побудови цілком реально використовувати і при створенні експлуатаційної та ремонтної документації.

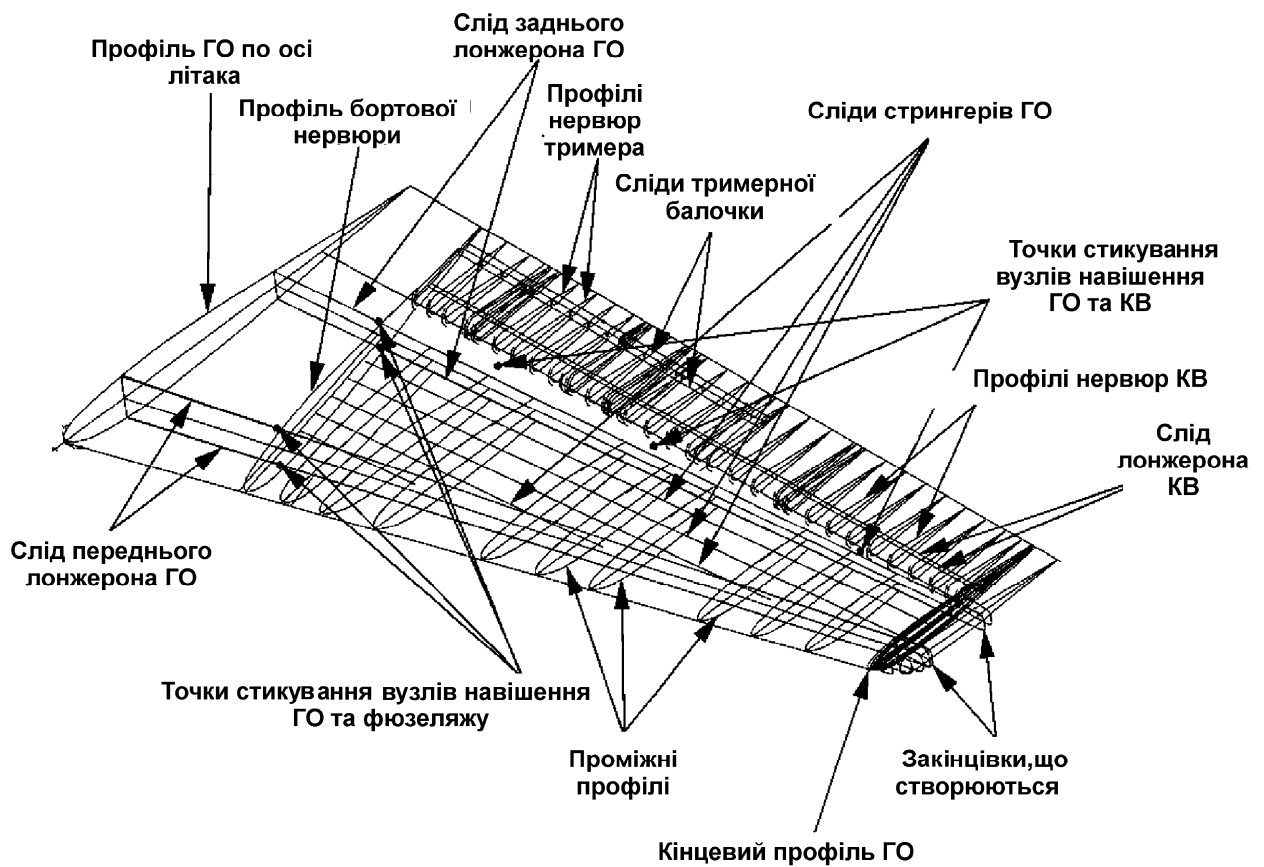


Рис. 2.12. Каркас кривих, необхідних для побудови моделі ГО

Наступним кроком є створення моделі поверхні теоретичного обводу оперення.

Для формування подібної моделі використовують модуль побудови поверхонь у системі UNIGRAPHICS. При цьому модулі системи пропонується чимало різних способів (чотирнадцять основних) побудови поверхонь, проте для побудови теоретичних моделей стабілізатора і руля висоти, а також тримера і сервокомпенсатора найдоцільніше застосовувати лінійчаті поверхні. Суть побудови даного типу поверхонь полягає в завданні двох граничних кривих, між якими по лінійних твірних створюється поверхня (рис. 2.13). Таким чином, поверхня є результатом руху лінії між двома кривими з еквівалентним їх розбиттям на однакове нескінченне велике число відрізків.

Найскладнішим елементом оперення для побудови є його закінцівка, тому розглянемо процес її побудови детальніше. Для проектного літака вона виконує одночасно функції рогової компенсації руля висоти.

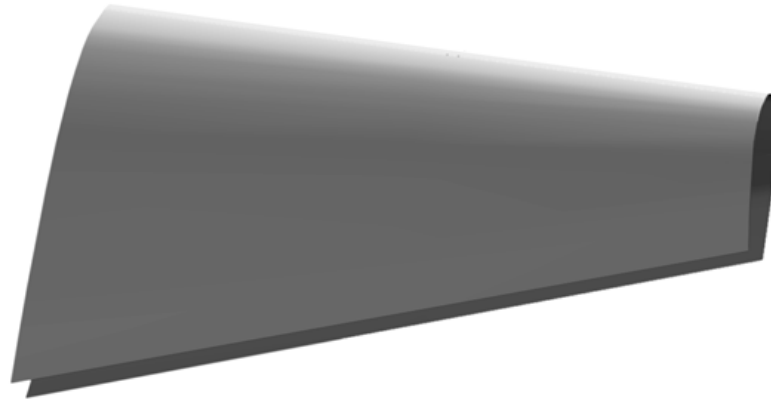


Рис. 2.13. Модель поверхні теоретичного обводу стабілізатора

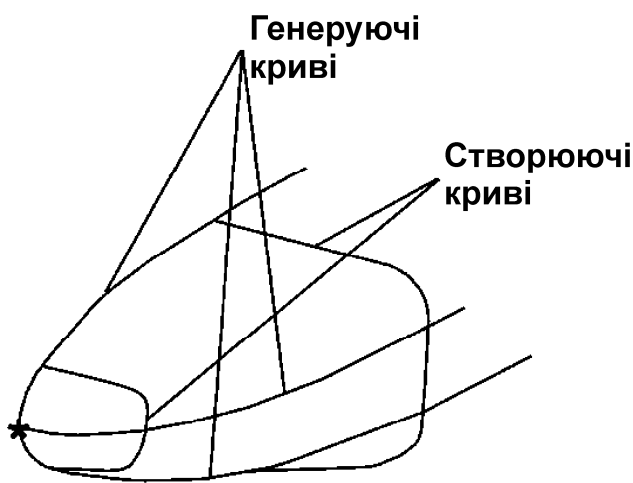


Рис. 2.14. Схема завдання кривих для побудови біповерхонь

Як спосіб побудови для формування закінцівки найдоцільніше використовувати метод створення біповерхонь. Суть методу полягає в русі твірної по кількох генеруючих кривих (рис. 2.14), при цьому число твірних може варіюватися (але не менше двох) і перша з них – перетворюватися в точку.

Форму твірних визначають з аеродинамічних міркувань (зменшення індуктивного опору), а генеруючими кривими є дуги кінцевого профілю (верхня і нижня) та форма закінцівки стабілізатора на вигляді в плані. Необхідно стежити за тим, щоб дотичною до початкової і кінцевої точок твірної були відповідні їм процентні лінії на основній поверхні стабілізатора. Таким чином, поверхня є результатом руху видозмінюваної кривої твірної по генеруючих кривих із біквадратичною апроксимацією її видозміни (рис. 2.15).

Наступним кроком у процесі подальшої роботи над стабілізатором є розчленовування моделі поверхні його теоретичного обводу. Для цього ухвалюють рішення про розділення обшивки стабілізатора на ряд сегментів

(носок, міжлонжеронні частини, хвостовик тощо) відповідно до передбачуваної схеми технологічного розчленовування агрегату методом складання і вибраною конструктивно-силовою схемою. Для конструктивно-силової схеми здійснюють проектувальний розрахунок, після виконання якого

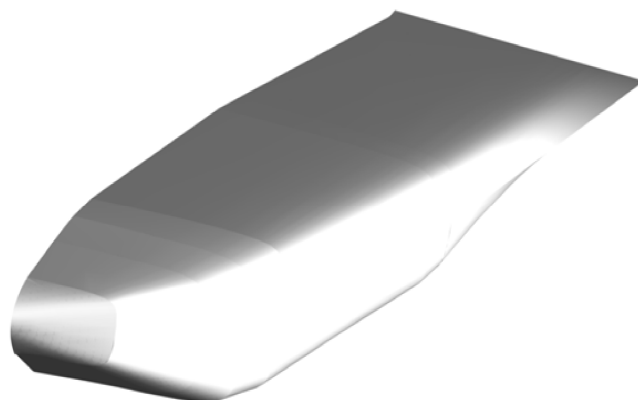


Рис. 2.15. Закінцівка ГО

визначають основні геометричні розміри силових елементів. Розрахунок здійснюють із використанням або модуля САЕ системи UNIGRAPHICS, або інших прикладних програмних пакетів, наприклад RITMOK. До виділених елементів обшивки згідно з проведеними розрахунками додається товщина. Таким чином, результатом виконання даного кроку є набір обшивок стабілізатора з точним дотриманням теоретичного контуру і геометричні параметри основних силових елементів.

Надалі необхідно розпочати формування безпосередньо силового набору стабілізатора (руля висоти). Його побудова здійснюється в модулі твердотілого моделювання системи UNIGRAPHICS. Для побудови різних типів елементів використовують різні методи побудов (яких також надається чимало). Так, для полиць лонжерона найбільш прийнятним є спосіб протяжки контуру перетину вздовж генеруючої кривої, для формування нервюр більш відповідним можна визнати спосіб «витискування» заданої геометрії з площини, для створення моделей кріпильних елементів або елементів типу тяга – обертання кривої твірної навколо осі. Для формування деталей складної форми використовують кілька різних способів із подальшим об'єднанням елементів у єдине тверде тіло.

Найскладнішим у побудові елементом є вузол навішування стабілізатора на фюзеляж. Це пов'язано з такими причинами:

- багатодетальність (у наведеному нижче прикладі кількість деталей досягла дев'яноста п'яти);
- складні зовнішні форми;
- необхідність ув'язки великої кількості елементів.

Модель вузла навішування створюється як складальна одиниця, що має певну кількість деталей. При цьому всі деталі формуються в окремих файлах, що дозволяє істотно зменшити завантаження комп'ютера на даному етапі роботи, а отже, прискорити процес створення моделі. Для створення деталей використовують також модуль твердотілого моделювання системи UNIGRAPHICS і всі прийоми, зазначені вище. Даний модуль має крізну параметризацію (у ролі параметрів виступають як розміри деталі, так і графічні примітиви, на основі яких відбувалася побудова), що надалі дозволяє змінювати

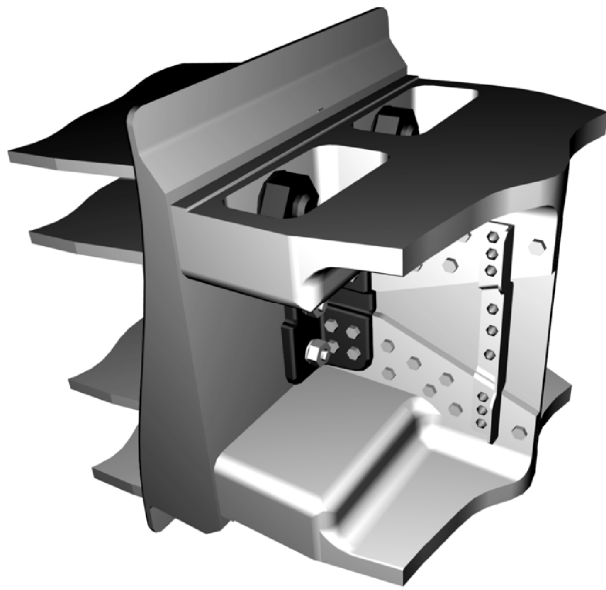


Рис. 2.16. Аналітичний еталон переднього вузла навішування ГО

геометрію вхідних деталей та складань.

Складання конструкції вузла здійснюється методом приєднання до основного файла файлів, що входять у складальну одиницю деталей, орієнтування деталі здійснюється за робочими системами координат із подальшою перевіркою з'єднання деталей. Зовнішній вигляд аналітичного еталона переднього вузла навішування стабілізатора показано на рис. 2.16.

Сформувавши геометрію силового набору, «складаємо» ГО. Ця операція здійснюється за допомогою спеціальних опцій системи UNIGRAPHICS, що здійснюють контроль за постановкою елемента в строго задане проектувальником місце в строго заданій просторовій орієнтації (опція INFO видає дані про взаємне

просторове положення деталей як у числовому форматі, так і в графічному вигляді на дисплеї).

Останнім кроком у формуванні моделей стабілізатора і КВ служить створення аналітичних еталонів вузлів навішування КВ. Ураховуючи, що умови стикування вузлів задані ще на стадії ескізного проектування, а геометрія силового набору визначена на подальших етапах, можна приступити до створення аналітичних еталонів стикових вузлів.

Їх побудова також виконується в модулі твердотільного моделювання з використанням тих самих принципів, що були зазначені вище при розгляді питань формування основних силових елементів і вузла навішування стабілізатора. Отриманий аналітичний еталон вузла навішування (рис. 2.17) проходить ті самі стадії розрахунку, що й основна конструкція стабілізатора і КВ.

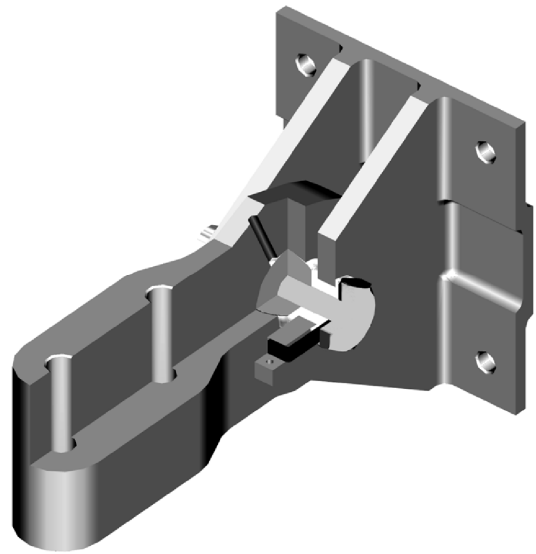


Рис. 2.17. Аналітичний еталон вузла навішування КВ

Остаточним кроком є створення складання стабілізатора і КВ і схем їх технологічного розчленовування (рис. 2.18 і 2.19). Воно призначено для формування повної складально-компонувальної моделі літака. Всі проведені побудови є параметричними, а отже, не становить великої проблеми внести зміни в геометрію елементів (при внесенні змін до геометрії необхідно повторити етапи розрахунку на міцність).

Геометрія отриманих елементів є першоджерелом інформації для модуля САМ системи UNIGRAPHICS. У цьому модулі здійснюється написання програм для верстатів із ЧПК і проектування інших технологічних процесів, причому складність геометрії і вимоги точності не є в цьому випадку серйозним перешкодженням.

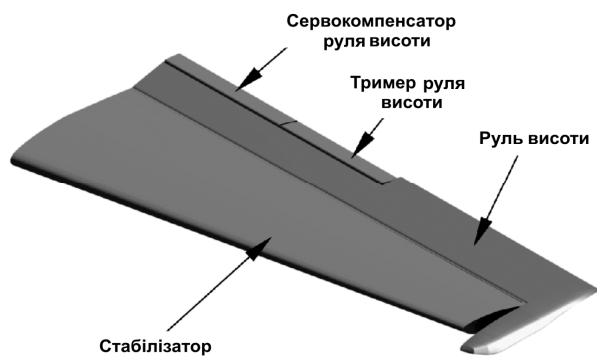


Рис. 2.18. Збірна модель стабілізатора і КВ

Крім програм, модуль дозволяє організувати проектування в автоматичному режимі процесів штампування, різання, лиття тощо. Спроектвані деталі поділяють на групи відповідно до типу передбачуваного оброблення (фрезерування, точіння, лиття, штампування тощо) і опрацьовують технологію їх виготовлення.

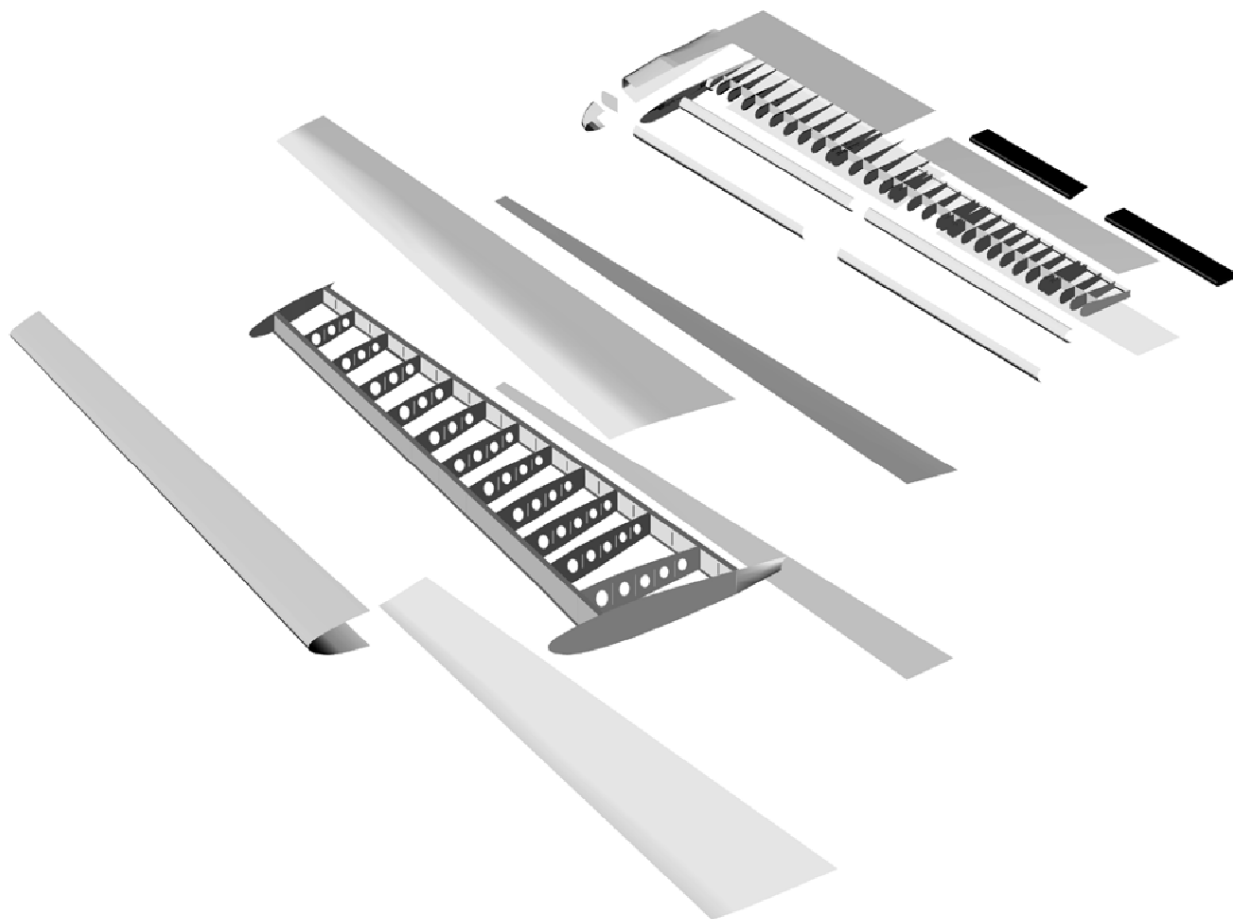


Рис. 2.19. Схема технологічного розчленовування стабілізатора і КВ

Крім цього, отримані моделі використовують для формування технологічного оснащення і створення конструкторської і технологічної документації. Даний процес у комп'ютерних системах значно спрощений. Це

пов'язано з тим, що побудова об'ємної моделі в трьох основних проекціях здійснюється автоматично, а побудова геометричних перетинів — процес побудови кривих перетину тіла моделі та січної площини (також автоматизований). Отже, при створенні креслярської документації практично виключені помилки побудови, оскільки всі побудови виконуються з використанням одного першоджерела (моделі деталі, вузла тощо). Для створення експлуатаційної і ремонтної документації необхідно здійснити процес «розбирання» отриманих агрегатів на збиральні деталі. Процес істотно спростить той факт, що одночасно з формуванням моделей ведеться і процес створення специфікацій і необхідної конструкторської документації. Розгруповані вузли розміщують на полі пояснюючих рисунків відповідно до правил оформлення експлуатаційної і ремонтної документації, а текстова частина створюється на базі наявної конструкторської документації.

Отже, використання CAD/CAM/CAE систем дозволяє здійснювати проектування агрегатів планера літака з істотно більшою ефективністю завдяки таким перевагам:

- створені моделі є першоджерелом інформації для інших вживаних модулів і систем або зовнішніх програмних продуктів;
- всі побудови можуть використовуватися надалі для створення конструкторської, технологічної, експлуатаційної і ремонтної документації;
- процеси роботи над конструкцією і технологією агрегату можуть вестися практично паралельно;
- за допомогою використання інформаційного менеджменту спрощується робота зі всією номенклатурою документації;
- істотно вище показники точності спроектованих вузлів;
- технологічні проблеми виявляються на ранніх стадіях проектування агрегата, а не в процесі виробництва й оперативно усуваються;
- з'являється можливість проектувати рівномічні конструкції із безперервною зміною геометричних параметрів;

- істотно знижується трудомісткість проектування, виготовлення деталей і вузлів агрегата.

Подана методика створення аналітичних еталонів літакових конструкцій є типовою для створення аналітичних еталонів крила, фюзеляжу, вертикального оперення. Окремі особливості її реалізації викладені в наукових збірках і навчальних посібниках [13, 46, 109, 112, 127, 150 – 152, 170, 172, 237, 240 – 244, 278, 285, 286, 326, 333, 429, 462].

2.3. МЕТОД АНАЛІЗУ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБ'ЄМНОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МОДЕЛЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ РЕГУЛЯРНИХ ЗОН ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ CAD\CAE ANSYS

У конструкції планера літака є велика кількість концентраторів напруження і конструктивних нерегулярностей у вигляді отворів для установаження кріпильних елементів [141, 142, 147].

У процесі експлуатації і ресурсних випробувань конструкцій сучасних літаків установлено, що втомне руйнування силових елементів конструкції відбувається як у зоні концентрації напруження, так і в зоні інтенсивного розвитку фретинг-корозії [35, 41, 73, 98, 214, 221, 253, 312, 413, 443, 456, 466].

Ресурс планера літака має відповідати ресурсу регулярної зони збірних конструкцій. Довговічність нерегулярних зон має перевищувати довговічність регулярних зон або дорівнювати їй. Типовими концентраторами регулярних зон збірних конструкцій є отвори, заповнені кріпильними елементами. Довговічність конструктивних елементів з такими концентраторами визначається характеристиками локального НДС, що створюється в процесі додатка до елементів змінних навантажень [96].

Розглянемо вплив конструктивно-технологічних параметрів на характеристики НДС моделей елементів регулярних зон збірних конструкцій.

*2.3.1. Вплив рівня навантаження і типу посадки на зміну
напружено-деформованого стану пластини з циліндричним отвором,
заповненим болтом із натягом і зтяжкою*

Для прогнозування довговічності та її зміни при заданому рівні навантажень необхідно розрахувати локальний напружено-деформований стан, а також досягти зменшення амплітуди локального напруження і деформацій в зоні установлення кріплення.

Для аналізу НДС в елементах з'єднання з використанням пружних моделей застосовували принцип суперпозиції [456]. При цьому отримували завищені значення напруження, що спричиняло похибку у визначенні довговічності елементів з'єднань.

При установленні болта з радіальним і осьовим натягом у пластині виникають деформації пружної пластичності.

Застосування розрахункових комплексів програмної реалізації методу скінченних елементів, одним з яких є ANSYS [474], дозволяє врахувати й оцінити локальне НДС з урахуванням поведінки пружної пластичності матеріалу.

Як наголошувалося в роботі [437], пластичність є неконсервативний процес з розсіюванням енергії, залежний від історії навантаження моделі. Тому при розгляді даного явища важливим є питання про послідовність моделювання процесу установлення кріпильного елемента і додатка навантажень.

За об'єкт дослідження вибрано розтягувальну пластину з отвором, заповненим болтом. При цьому розглядали різні варіанти установлення болта: з радіальним натягом 1 %; з осьовим зтягуванням $P_s = 12072, 17140$ і 24000 Н; з радіальним натягом і осьовим зтягуванням (рис. 2.20).

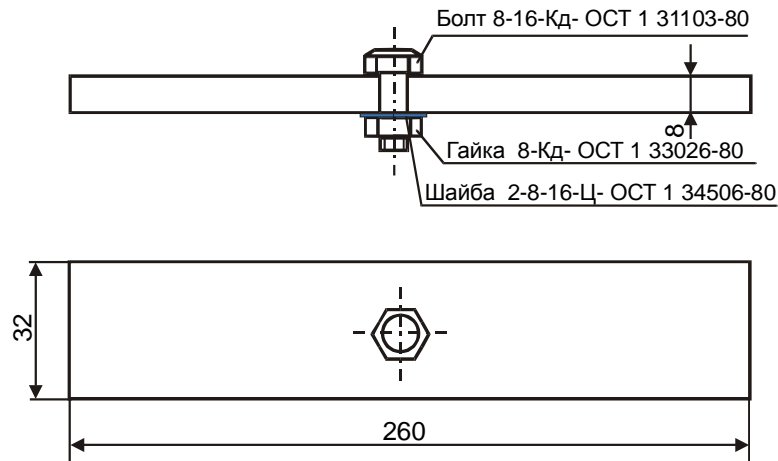


Рис. 2.20. Геометрична модель пластини з отвором, заповненим болтом

При визначенні локального ПДВ у пластині з отвором, заповненим кріпильним елементом, мають місце три типи нелінійності:

1. Геометрична.
2. Фізична – нелінійна залежність між напруженням і деформаціями. Матеріал пластини – алюмінієвий сплав Д16АТ з модулем пружності $E = 70000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$ [11, 12]. Для матеріалу пластини було застосовано полілінійну модель пружнопластичності з урахуванням кінематичного зміцнення. Матеріал болта – сталь 30ХГСА з модулем пружності $E = 210000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$. Для болта було використано модель лінійної пружності, що є числовою реалізацією закону Гука.
3. Контактна – зміна стану контактних поверхонь у процесі деформації.

Враховуючи геометричну симетрію і характер навантаження пластини, розглядаємо 1/4 пластини з відповідними граничними умовами (рис. 2.21).

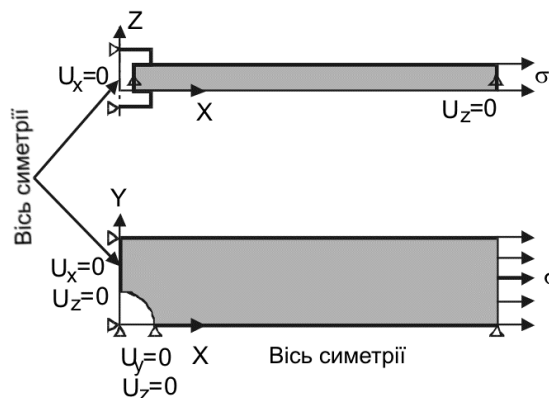


Рис. 2.21. Розрахункова схема пластини з отвором, заповненим болтом

По осях симетрії (площини ZX і ZY) задавали умови симетрії. Для обмеження переміщень уздовж осі Z задавали обмеження по Z-й компоненті вектора переміщень для серединних вузлів, розташованих по осях симетрії пластини.

Розрахунок локального НДС проводили за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS.

Скінченноелементна модель (рис. 2.22) складається з об'ємних двадцяти вузлових елементів SOLID95, а також контактних елементів другого порядку TARGE170 і CONTA174.

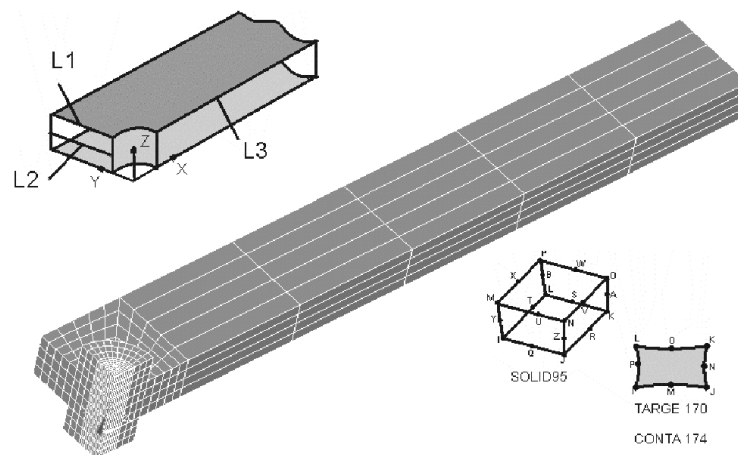
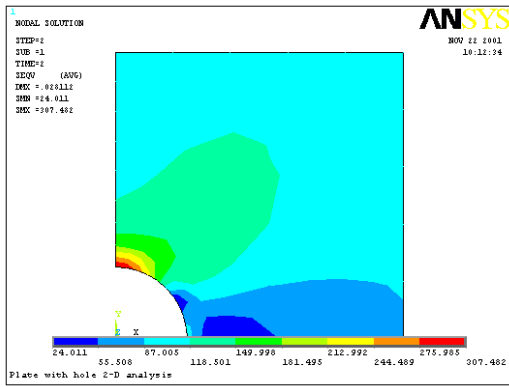


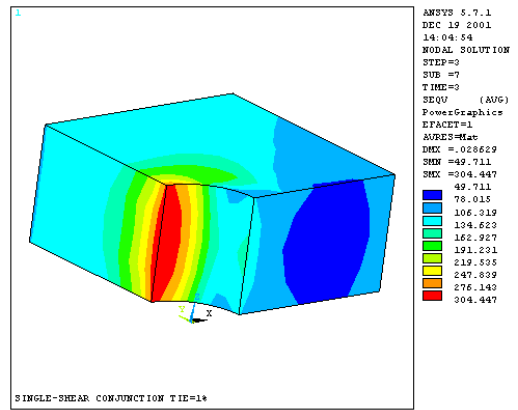
Рис. 2.22. Скінченноелементна модель пластини з отвором, заповненим болтом

Проведено розрахунок локального НДС у пластині з вільним отвором і отвором, заповненим болтом. Характер розподілу еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом при напруженні в перетині бруто $\sigma^{bp} = 100$ МПа, показано на рис. 2.23, 2.24.

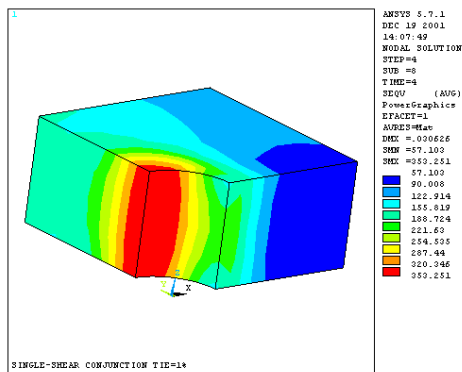
Досліджено вплив рівня навантаження σ^{bp} на локальний НДС у пластині, а також проведено розрахунок амплітуди і середніх значень локального еквівалентного напруження і деформацій. Результати розрахунку показано на рис. 2.25 – 2.28, де 1 – без затягування і натягу; 2 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$; 3 – із затягуванням $P_3 = 17140$ Н; 4 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 17140$ Н; 5 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 17140$ Н (принцип суперпозиції).



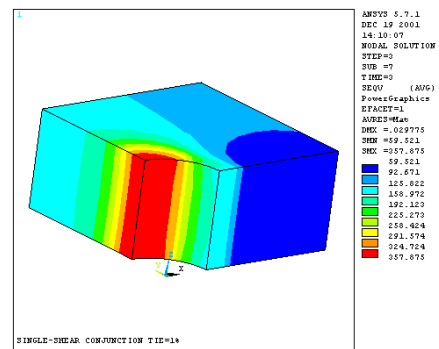
1



2



3



4

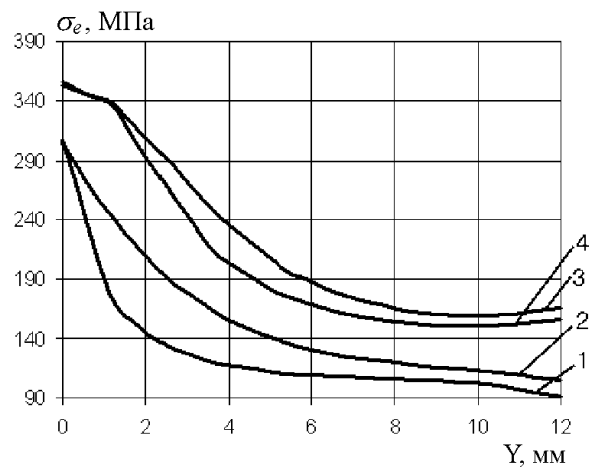


Рис. 2.23. Розподіл еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом: 1 – вільний отвір (без натягу і зтягування); 2 – із зтягуванням $P_3 = 17140 \text{ Н}$ і без натягу; 3 – з радіальним натягом $1 \% d_0$ і осьовим зтягуванням $P_3 = 17140 \text{ Н}$; 4 – з радіальним натягом $1 \% d_0$

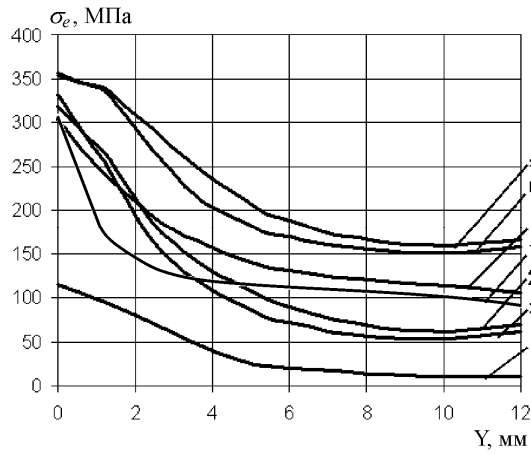


Рис. 2.24. Розподіл еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом: 1 – із затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($\sigma^{\text{бp}} = 0$ МПа); 2 – з радіальним натягом $1\% d_{\text{б}}$ і затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($P_3 = 0$ МПа); 3 – з радіальним натягом $1\% d_{\text{б}}$ ($P_3 = 0$ МПа); 4 – із затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($\sigma^{\text{бp}} = 100$ МПа); 5 – з радіальним натягом $1\% d_{\text{б}}$ і затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($\sigma^{\text{бp}} = 100$ МПа); 6 – з радіальним натягом $1\% d_{\text{б}}$ ($\sigma^{\text{бp}} = 100$ МПа); 7 – пластина з отвором ($\sigma^{\text{бp}} = 100$ МПа)

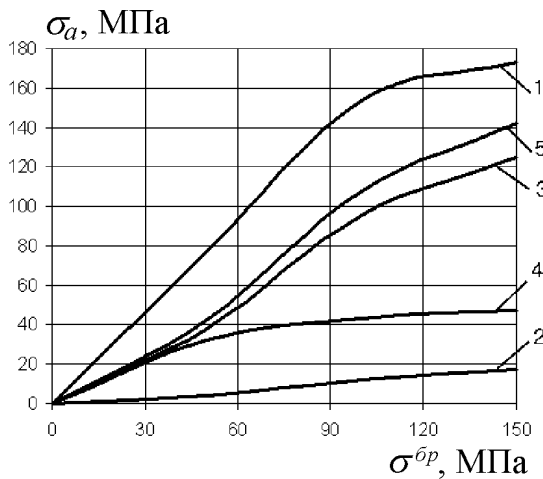


Рис. 2.25. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бp}}$ на величину амплітуди локального напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

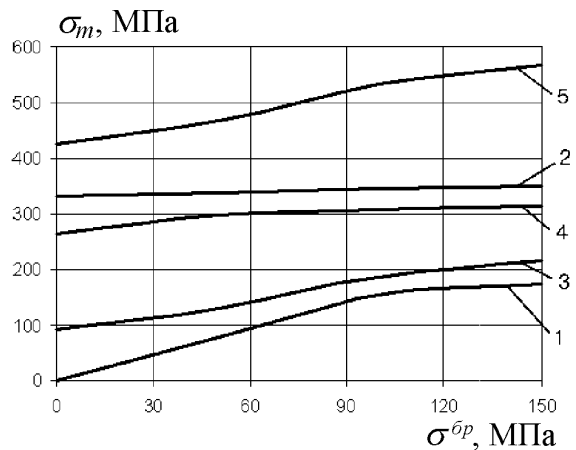


Рис. 2.26. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бp}}$ на величину середнього локального напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

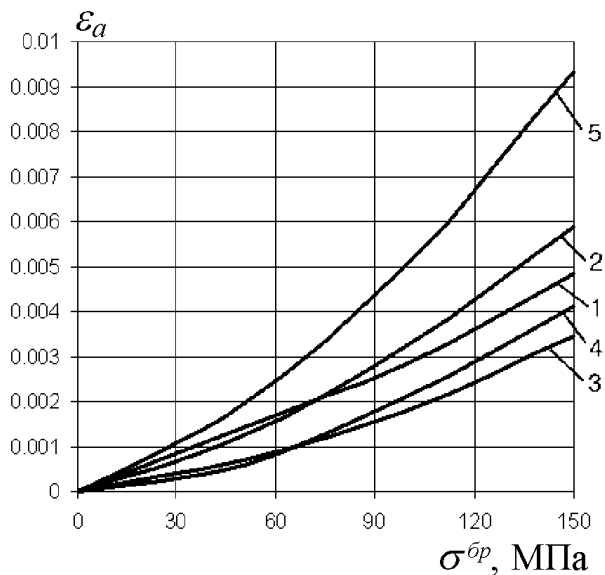


Рис. 2.27. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину амплітуди локальних деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом

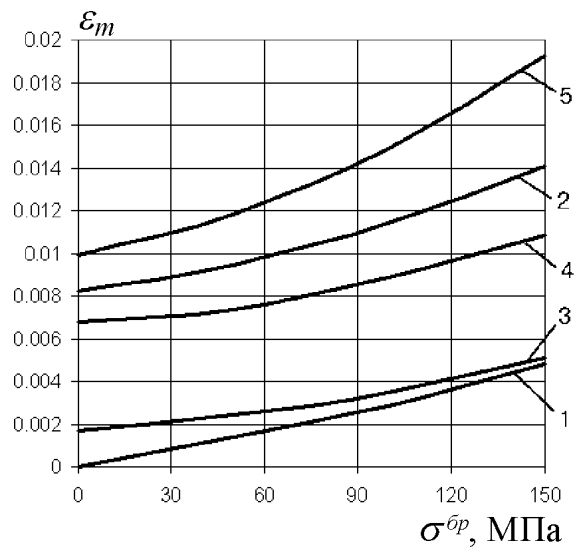


Рис. 2.28. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину середніх локальних деформацій в пластині з отвором, заповненим болтом

Встановлено таке:

1. Установлення в отвір пластини болта з радіальним натягом $1\% d_b$ приводить до зменшення амплітуди локального напруження в досліджуваному діапазоні експлуатаційних навантажень в 9–14 разів і до збільшення середнього напруження в 1,7–1,8 раза порівняно з пластиною з отвором, не заповненим кріпильним елементом, а це, у свою чергу, викликає підвищення рівня прогнозованої довговічності в 45–110 разів.

2. У діапазоні експлуатаційного навантаження ($\sigma^{br} = 90 \dots 150$ МПа) величина амплітуди локального напруження для моделі, що застосовує принцип суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, що не використовує принцип суперпозиції, в 1,3–3 рази.

3. Величина середнього локального напруження для моделі, в якій застосовується принцип суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, в якій не використовується принцип суперпозиції, в 1,75–1,8 раза.

4. Величина амплітуди локальних деформацій для моделі, основаної на принципі суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, в якій не використовується принцип суперпозиції, в 2,3–3,25 раза.

5. Величина середніх локальних деформацій для моделі, в якій

застосовується принцип суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, в якій не використовується принцип суперпозиції, в 1,6–1,8 раза.

Локальний НДС у пластині з отвором, заповненим болтом, також оцінювали за величинами максимальної нормальної розтяжної сили, еквівалентної і максимальної дотичної напружень. Проаналізовано вплив зусилля затягування на амплітуду і середнє локальне напруження в діапазоні експлуатаційних навантажень, відповідних напруженню в перетині бруто пластини від 0 до 150 МПа.

Результат розрахунку показано на графіках (рис. 2.29–2.33).

На них характер заповнення отвору болтом позначено цифрами: 1 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і зусиллям затягування болта $P_3 = 12072$ Н; 2 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і зусиллям затягування болта $P_3 = 17140$ Н; 3 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і зусиллям затягування болта $P_3 = 24000$ Н; а буквами відповідно: а – розподіл уздовж лінії L2; б – розподіл уздовж лінії L3.

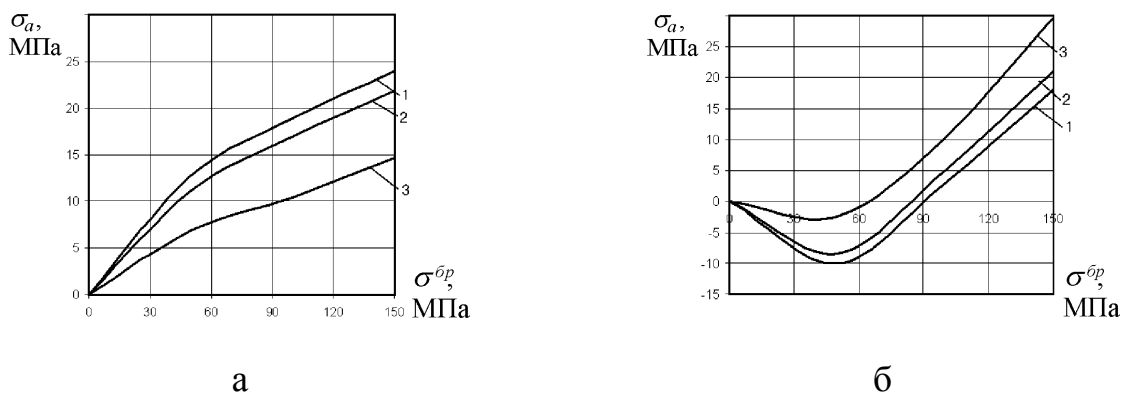


Рис. 2.29. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину амплітуди локального еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

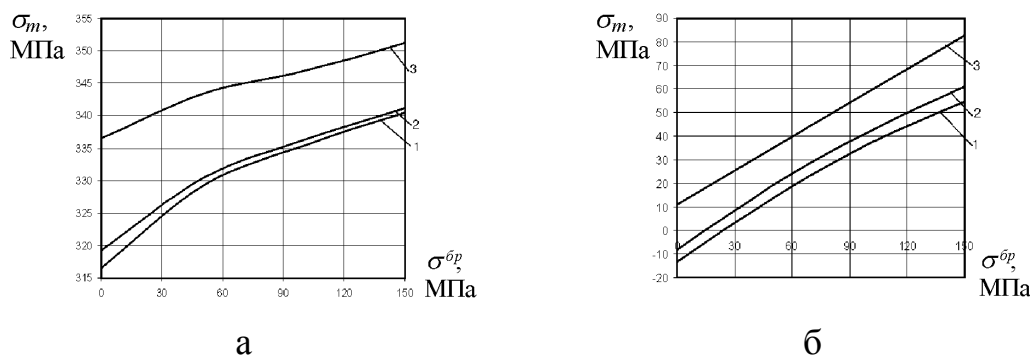


Рис. 2.30. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину середнього локального еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

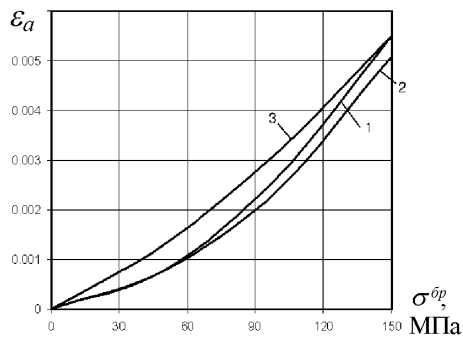


Рис. 2.31. Вплив рівня навантаження на амплітуду еквівалентних деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом (розподіл уздовж лінії L2)

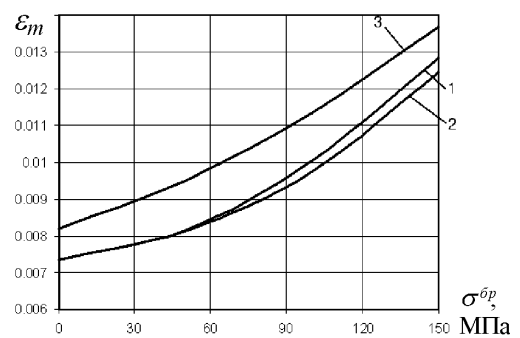


Рис. 2.32. Вплив рівня навантаження на величину середніх еквівалентних деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом (розподіл уздовж лінії L2)

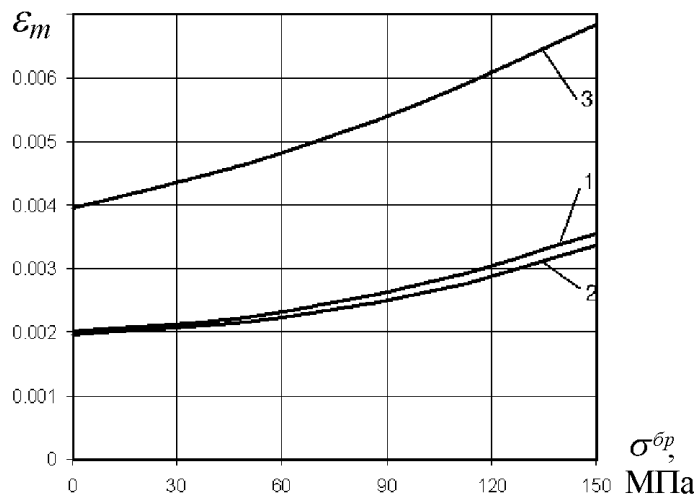


Рис. 2.33. Вплив рівня навантаження на величину середніх деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом (розподіл уздовж лінії L2)

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити такі висновки:

1. Збільшення осьового зтягування в досліджуваному діапазоні з $P_z = 12072$ Н до $P_z = 24000$ Н приводить до зменшення амплітуди напруження на 10...80% у діапазоні напруження $\sigma^{\bar{p}} = 80...150$ МПа.
2. Збільшення осьового зтягування викликає збільшення середнього напруження на 3...10% у діапазоні напруження $\sigma^{\bar{p}} = 80...150$ МПа.
3. Збільшення осьового зтягування викликає зменшення амплітуди деформацій на 2...11 % у діапазоні напруження $\sigma^{\bar{p}} = 50...150$ МПа.

4. Збільшення осевого затягування приводить до зменшення середніх деформацій на 2,3...9,8 % у діапазоні напруження $\sigma^{bp} = 50...150$ МПа.

Як зазначалося вище, однією з причин утомного руйнування є фретинг-корозія, що виникає за наявності мікросувів між поверхнями деталей, що контактують. У зоні контакту має місце нерівномірність розподілу контактного тиску (рис. 2.34).

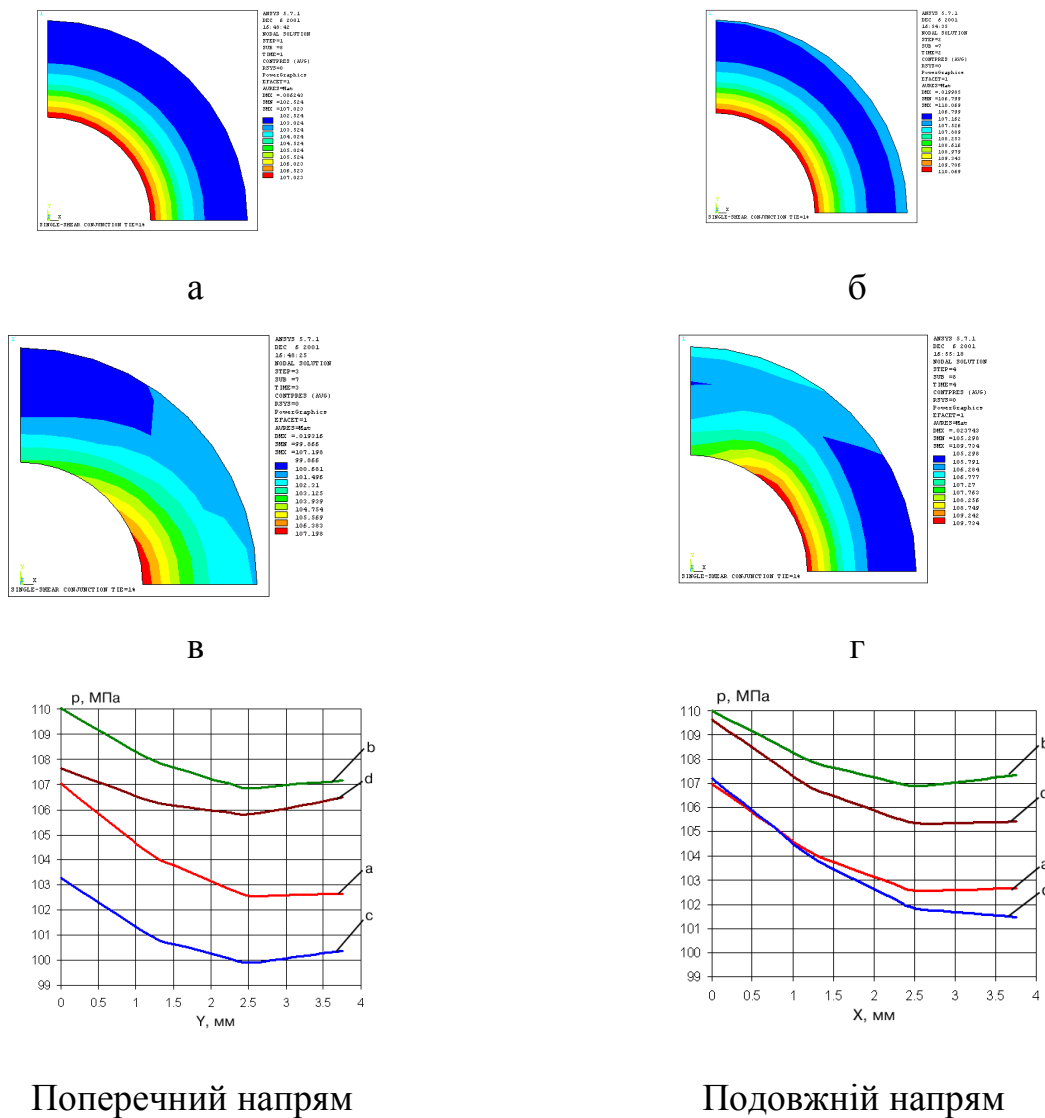


Рис. 2.34. Поле розподілу контактної тиску під головкою болта в пластині з отвором, заповненим болтом: а – з осевим затягуванням $P_3 = 17140$ Н; б – з радіальним натягом $1\% d_0$ і зусиллям осевого затягування $P_3 = 17140$ Н; в – сумісна дія осевого затягування $P_3 = 17140$ Н і розтягального напруження $\sigma^{bp} = 100$ МПа; г – сумісна дія радіального натягу $1\% d_0$ осевого затягування $P_3 = 17140$ Н і розтягального напруження $\sigma^{bp} = 100$ МПа

Аналізуючи результати, слід зазначити, що додаток зовнішнього розтягального навантаження приводить до перерозподілу контактного тиску, при цьому їх середня величина зменшується на 2,8...4 % порівняно з контактним тиском у незавантаженому з'єднанні.

З рис. 2.34 видно, що максимальна величина контактної тиску діє по контуру отвору, причому при додатку зовнішнього розтягального напруження максимум зміщується в точку, що лежить на подовжній осі отвору, таким чином даний напрям стає потенційно небезпечним.

Зміна амплітуди локального напруження уздовж ліній L3 в досліджуваному діапазоні навантажень перевищує відповідне значення уздовж лінії L2 в 1,3 раза, що дає підставу зробити висновок: вірогідною зоною втомного руйнування в пластині з отвором, заповненим болтом, установленим з радіальним натягом і осьовим затягуванням, в умовах дії змінного розтягального напруження і розвитку фретинг-корозії є область під головкою болта уздовж напрямку L3.

2.3.2. Аналіз локального НДС пластини з циліндроконічним отвором, заповненим болтом із потайною головкою

Для потайних зрізних з'єднань базовою моделлю для прогнозування їх витривалості є модель пластини з циліндроконічним отвором, заповненим потайним болтом. У процесі моделювання розглядали різні випадки установлення болта: без натягу і затягування; з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$; з осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН; з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН.

Модель є пластиною, виготовленою з листа Д16АТл5 з розмірами $200 \times 48 \times 5$, в якій виконано циліндроконічний отвір $\varnothing 8$ мм і кутом зенкування 90° , і накладку $32 \times 48 \times 5$, також виконану з листа Д16АТл5, з'єднані сталевим болтом 8-22-Кд-ОСТ1-31191-80.

Геометричні розміри деталі показано на рис. 2.35. У разі установлення болта з натягом різниця між діаметром болта і отвору становить 0,08 мм.

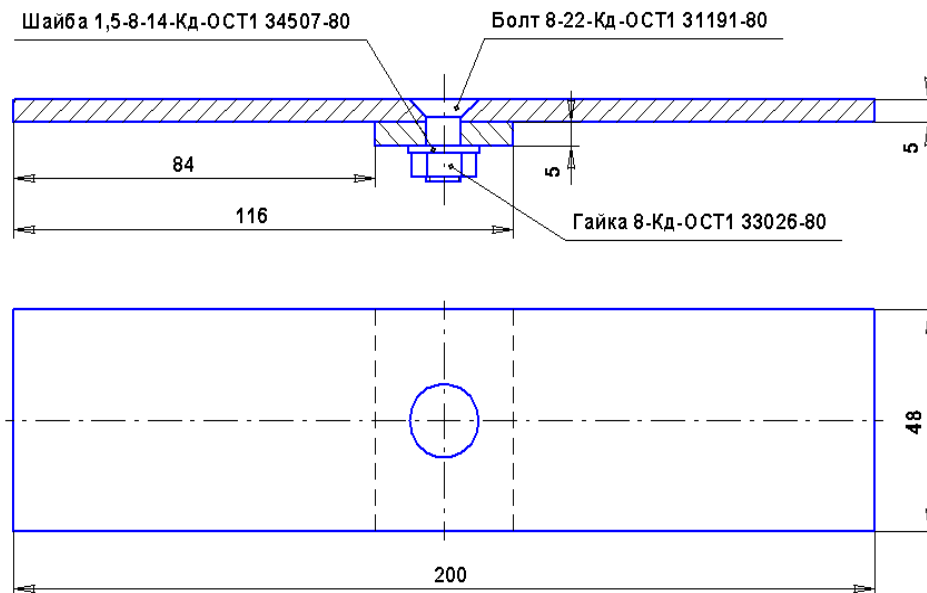


Рис. 2.35. Геометрична модель пластини з циліндроконічним отвором, заповненим потайним болтом

Матеріал болта – сталь 30ХГСА, модуль пружності $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. У розрахунках було прийнято лінійно-пружну поведінку матеріалу болта, що описується законом Гука.

Матеріал пластини і накладки – алюмінієвий сплав Д16Т, модуль пружності $E = 70000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. Для опису поведінки матеріалу пластини і накладки вибрано полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення.

Розрахунок локального ПДВ проводили в елементах з'єднання при навантаженні його розтягальними зусиллями за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS для таких варіантів:

- 1) пластина з циліндроконічним отвором;
- 2) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір без радіального натягу і осьового затягування;
- 3) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$;
- 4) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН;

5) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір із радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН.

Ураховуючи геометричну симетрію і характер додатка зовнішнього навантаження, розглядали 1/4 моделі з відповідними граничними умовами (рис. 2.36).

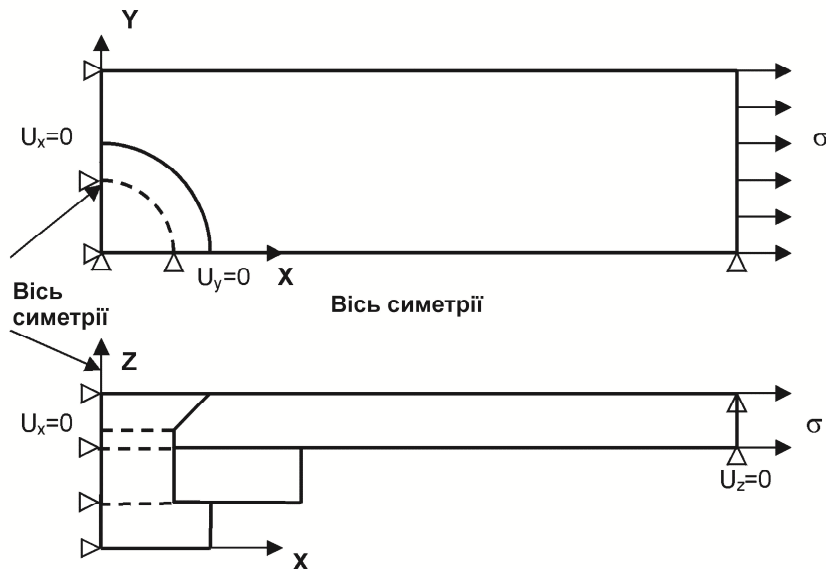


Рис. 2.36. Розрахункова схема моделі пластини з циліндроконічним отвором, накладкою і болтом

По осях симетрії (площини ZX і ZY) задавали умови симетрії. Для обмеження переміщень моделі уздовж осі Z задавали обмеження по Z-й компоненті вектора переміщень для всіх вузлів, розташованих на торцевій поверхні, в місці прикладення зовнішнього розтягального навантаження.

Скінченноелементна модель (рис. 2.37, 2.38) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, а також контактних елементів CONTA173 і елементів затягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

Радіальний натяг моделювали за допомогою реалізації в контактному алгоритмі ефекту «початкового проникнення» тіла болта в стінку отвору. При моделюванні контактної взаємодії було вибрано модель контакту «поверхня в поверхню» і використано пружну кулонівську модель тертя з коефіцієнтом тертя 0,15. Осьове затягування болта і переднапружений стан в елементах з'єднання, що

виникає в результаті додатка осьового затягування, моделювали із застосуванням спеціального елемента затягування PRETS179. Заздалегідь мешірований болт був «розрізаний» на дві частини, і по вузлах скінченних елементів, що лежать у перетині, що розрізається, шляхом вставлення згенерували спеціальні елементи затягування PRETS179.

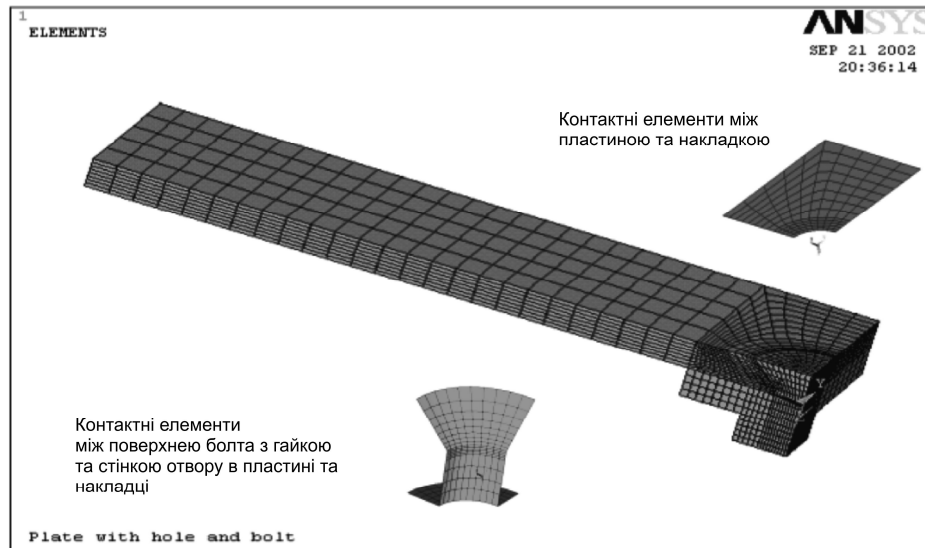


Рис. 2.37. Скінченноелементна модель пластини з циліндроконічним отвором, заповненим болтом

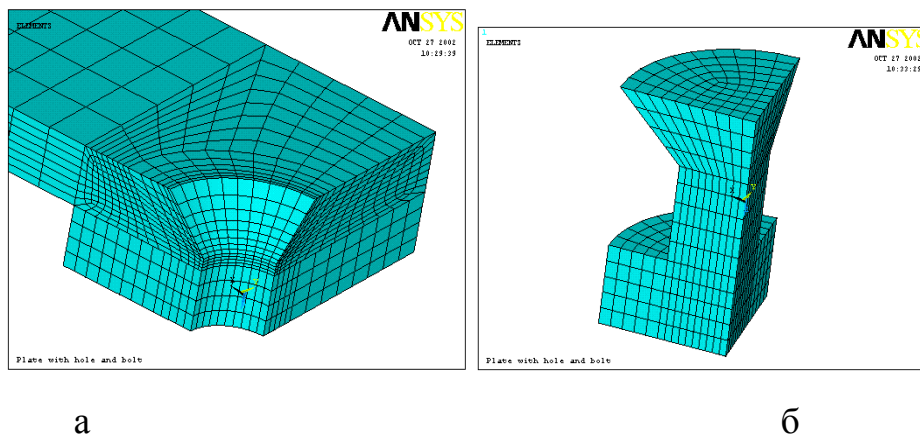
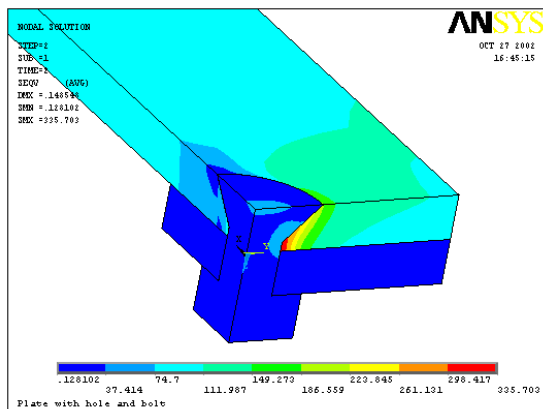


Рис. 2.38. Фрагменти скінченноелементної моделі:

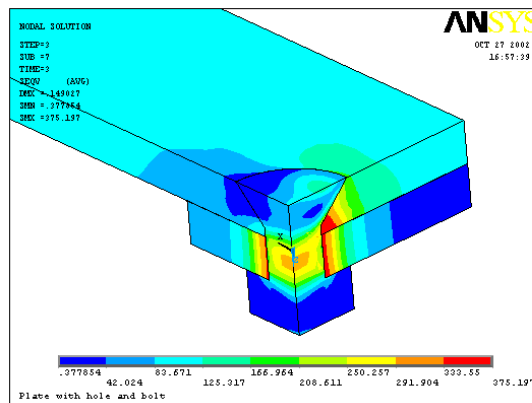
а – пластина і накладка; б – болт із гайкою

Були задані такі опції до аналізу: включені урахування ефектів великих деформацій, повний метод рішення Ньютона – Рафсона без адаптивного спуску, тип розв’язувальної програми PCG з точністю 1E-5.

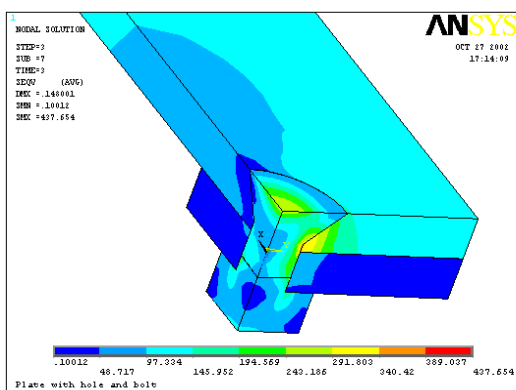
У результаті рішення скінченноелементної задачі було розраховано локальне НДС у пластині, накладці і болті від дії радіального натягу, осьового зтягування і їх сумісної дії в умовах одновісного розтягування пластини. На рис. 2.39 показано поле розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} в елементах з'єднання при рівні навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта.



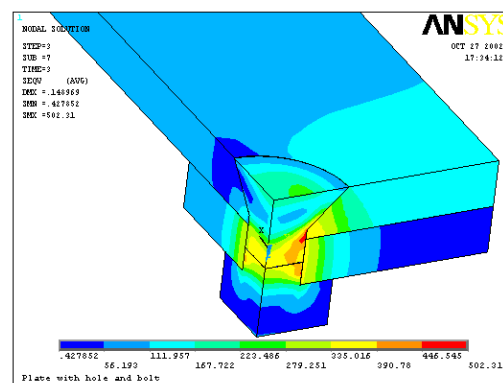
2



3



4



5

Рис. 2.39. Поле розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у елементах з'єднання при рівні навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта

Локальне НДС у пластині з циліндроконічним отвором, заповненим і незаповненим болтом, оцінювали також за величинами максимального нормального розтягального напруження і деформацій (рис. 2.40, 2.41). Проаналізовано вплив радіального натягу й осьового зтягування на локальний НДС пластини.

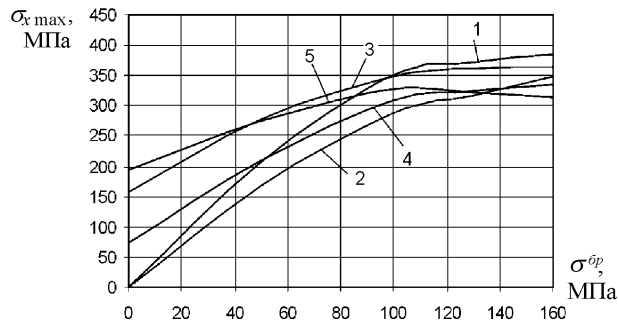


Рис. 2.40. Вплив рівня навантаження σ^{bp} на величину максимального розтягального напруження $\sigma_{x\text{max}}$ у пластині з циліндроконічним отвором

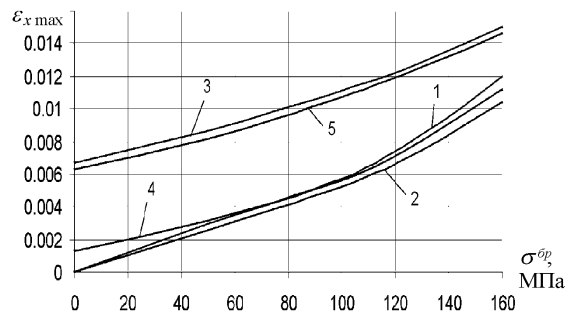


Рис. 2.41. Вплив рівня навантаження σ^{bp} на величину максимальних розтягальних деформацій $\epsilon_{x\text{max}}$ у пластині з циліндроконічним отвором

Слід зазначити, що максимальне розтягальне напруження $\sigma_{x\text{max}}$ при різних варіантах установлення болта і додатка зовнішнього навантаження діють у різних точках пластини.

При встановленні в отвір пластини болта з радіальним натягом $1\%d_0$ і збільшенні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{bp}} = 0.160$ МПа зона, в якій виникають максимальні значення розтягального напруження, плавно зміщується від циліндричної частини отвору в пластині до конічної в поперечному напрямі від осі отвору. При установленні болта в отвір пластини з осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН зона виникнення максимального розтягального напруження знаходиться в нижній області циліндрової частини отвору в пластині в поперечному напрямі від осі отвору. При зростанні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{bp}} = 0.160$ МПа ця зона трохи зміщується в поперечному напрямі углиб пластини. При установленні болта з радіальним натягом $1\%d_0$ і осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН зона виникнення максимального розтягального

напруження не зміщується і розташовується в нижній області конічної частини отвору в пластині. Проте при підвищенні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} > 110$ МПа помітне зниження максимальних значень розтягального напруження з 327 МПа (при $\sigma^{bp} = 100$ МПа) до 315 МПа (при $\sigma^{bp} = 160$ МПа).

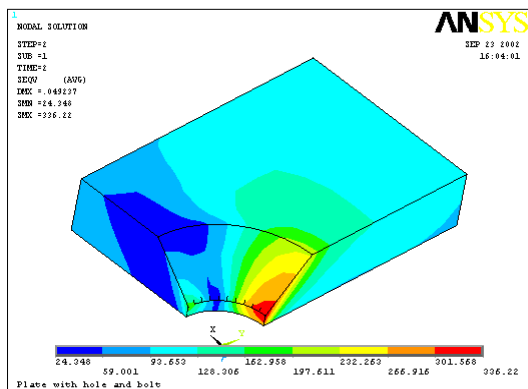
Зона максимальних розтягальних деформацій при установленні болта з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН локалізовано в циліндричній частині отвору в пластині і не зміщується у всьому діапазоні $\sigma^{bp} = 0 \dots 160$ МПа. При радіальному натягу $1\%d_6$ зона виникнення максимальних розтягальних деформацій знаходиться в нижній циліндричній частині отвору в пластині та із зростанням σ^{bp} зміщується у напрямі осі Z. У разі установлення болта з радіальним натягом $1\%d_6$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН зона максимальних розтягальних деформацій розташована в нижній області циліндричної частини отвору в пластині і не зміщується при зміні рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} .

Позитивний ефект від застосування радіального натягу $1\%d_6$, а також його сумісного використання з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН полягає в тому, що в зоні отвору (концентратора напруження) виникає початкове розтягальне напруження, яке, складаючись з напруженням від дії зовнішнього навантаження σ^{bp} , знижують ступінь нерівномірності і амплітуду напруження у всьому діапазоні σ^{bp} порівняно з пластиною, що має отвір.

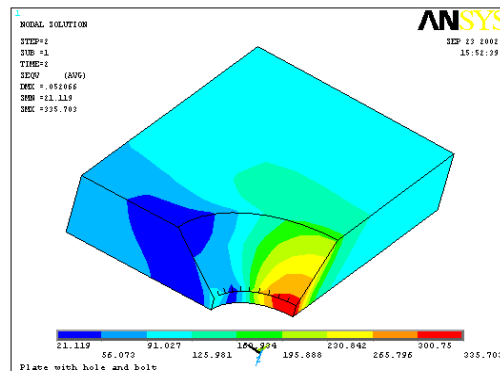
Максимальні розтягальні деформації (див. рис. 2.41) у разі установлення болта з радіальним натягом в 2,13 раза перевищують максимальні розтягальні деформації, відповідні установленню болта без радіального і осьового натягу при однаковому рівні навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа. Додавання до радіального натягу осьового затягування в 1,02 – 1,07 раза зменшує максимальні значення середніх деформацій. При підвищенні рівня зовнішнього навантаження різниця зменшується.

Показано вплив характеру установлення болта і рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} на поле розподілу еквівалентного напруження $\sigma_{eqv \max}$ у пластині (рис. 2.42) і максимальні значення еквівалентного напруження в пластині (рис. 2.43). Порівнюючи величини $\sigma_{eqv \max}$ за варіантами установлення болта, слід зазначити, що максимальні значення еквівалентного напруження в пластині на

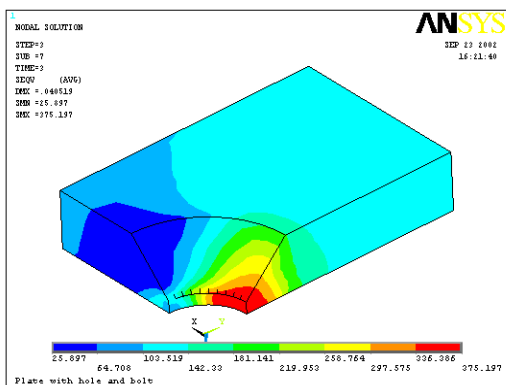
всьому діапазоні зміни зовнішнього навантаження σ^{br} відповідають цим значенням при варіанті установаження болта з радіальним натягом $1\%d_6$ (крива 3). Сумісне застосування радіального натягу $1\%d_6$ і осевого затягування $P_3 = 10$ кН приводить до декілька менших значень $\sigma_{eqv \max}$.



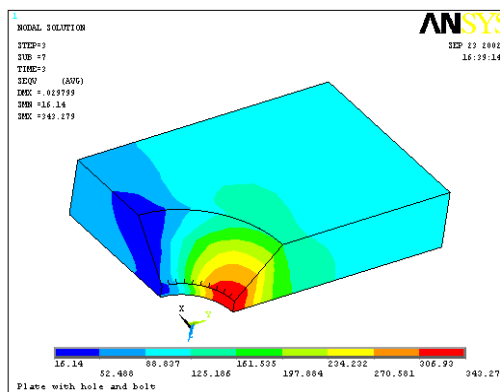
1



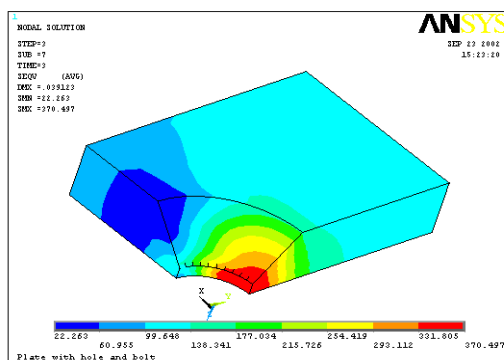
2



3



4



5

Рис. 2.42. Поле розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластині при рівні навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установаження болта

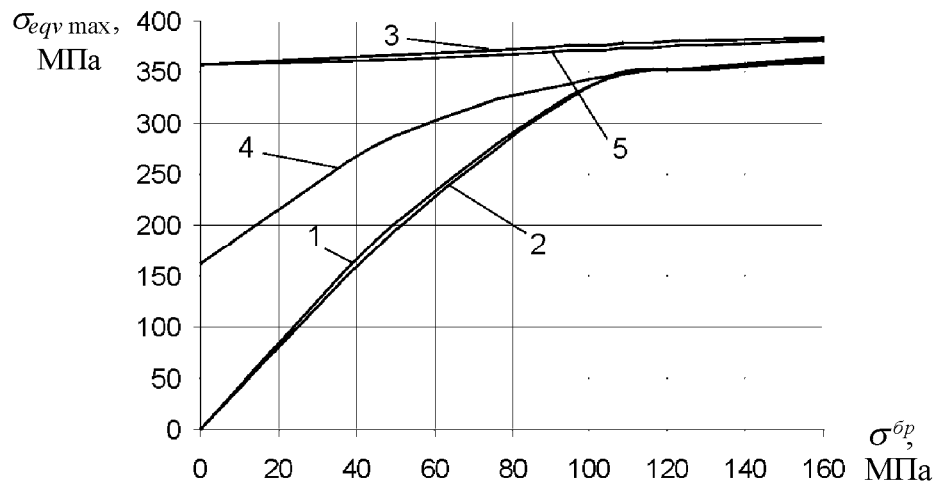


Рис. 2.43. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ і характеру установалення болта на величину максимального еквівалентного напруження $\sigma_{eqv\ max}$ у пластині

Оцінити ступінь нерівномірності розподілу напруження в поперечному перетині можна, розрахувавши величини коефіцієнтів концентрації розтягального локального напруження $K_{\sigma} = \sigma_{max} / \sigma^{\bar{b}p}$ і деформацій $K_{\epsilon} = \epsilon_{max} / \epsilon^{\bar{b}p}$ при різних варіантах установалення болта і рівні прикладеного зовнішнього навантаження (рис. 2.44, а, б).

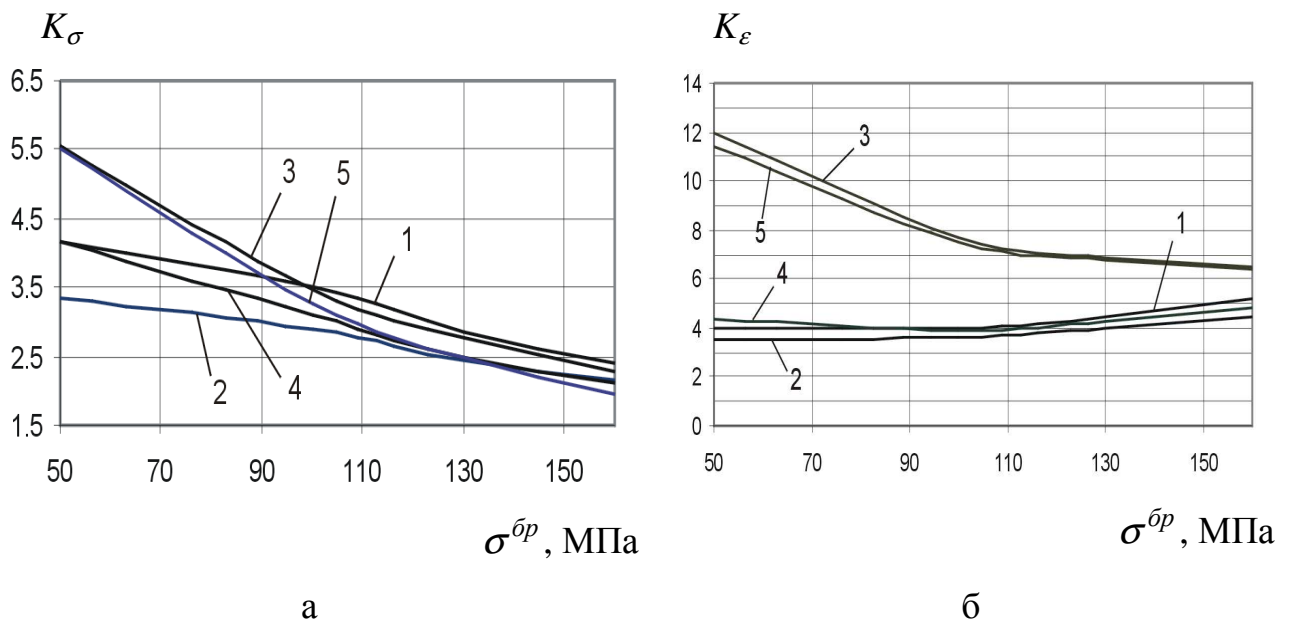


Рис. 2.44. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на величину коефіцієнтів концентрації розтягального напруження (а) і деформацій (б)

З графіка (рис. 2.44, а) видно, що застосування тільки радіального натягу

1 %d₆ зниження коефіцієнта концентрації напруження порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором при $\sigma^{bp} < 100$ МПа не дає. При цьому коефіцієнт концентрації напруження при установленні болта з радіальним натягом порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження при постановці болта без радіального натягу і осьового затягування зростає в 1,05–1,65 раза і набуває максимальних значень порівняно з іншими варіантами установлення болта при $\sigma^{bp} < 100$ МПа. Проте радіальний натяг у поєднанні з осьовим затягуванням при $\sigma^{bp} > 135$ МПа дає найнижчий коефіцієнт концентрації напруження (до 1,1 раза при $\sigma^{bp} = 160$ МПа порівняно з установленням болта без радіального і осьового натягу).

Розрахунок коефіцієнта концентрації деформацій (рис. 2.44, б) показав, що застосування радіального натягу 1 %d₆ підвищує K_ϵ в 1,44–3,35 раза. Із зростанням рівня зовнішнього навантаження ця різниця зменшується. Сумісне застосування радіального натягу 1 %d₆ з осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН також дає порівняно високий коефіцієнт концентрації деформацій, хоча декілька менший, ніж при натягу 1 %d₆. При $\sigma^{bp} > 110$ МПа ця різниця стає неістотною.

Оскільки коефіцієнти концентрацій напруження і деформацій не дозволяють однозначно оцінити позитивний ефект від застосування радіального натягу 1 %d₆ і осьового затягування $P_z = 10$ кН, то за додаткові критерії було вибрано максимальні значення амплітуди і середнього локального напруження і деформацій в пластині. Результати розрахунку амплітуди і середніх значень локального напруження і деформацій показано на рис. 2.45.

Встановлено, що застосування радіального натягу знижує максимальне амплітудне локальне напруження значно ефективніше, ніж осьове затягування. Сумісне використання радіального натягу з осьовим затягуванням знижує амплітуду локального напруження в 2,17 раза при $\sigma^{bp} = 100$ МПа порівняно з установленням болта без осьового і радіального натягу.

Максимальні амплітудні локальні деформації після застосування радіального натягу також зменшуються (у 1,17 раза порівняно з випадком установлення болта

без радіального і осьового натягу). Відмітною особливістю є те, що осьове зтягування болта у поєднанні з радіальним натягом практично не впливає на картину розподілу максимального амплітудного локального напруження в пластині після радіального натягу при різному рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$.

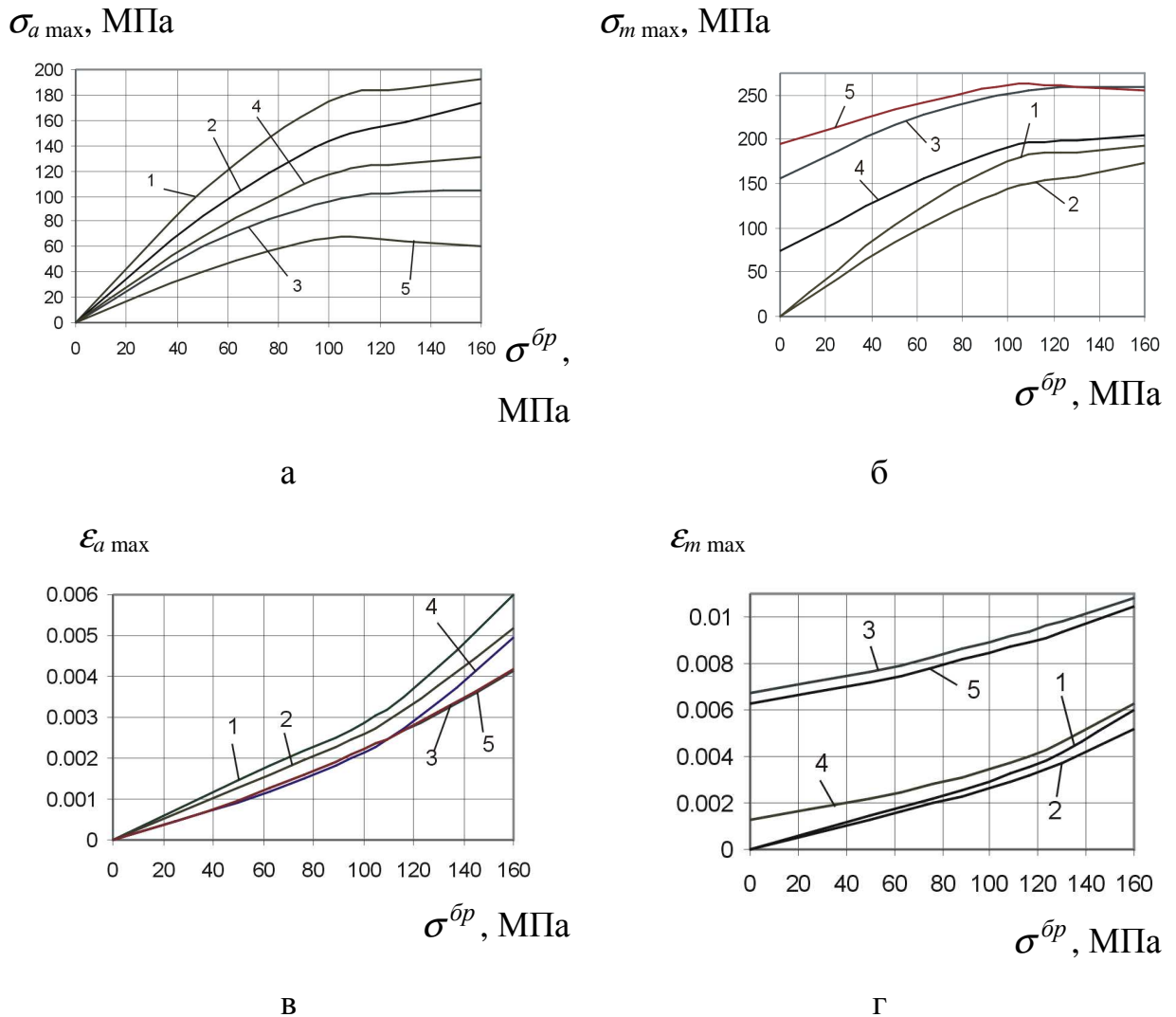


Рис. 2.45. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$: а – на амплітуду максимального локального напруження в пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом; б – середнє максимальнє локальне напруження в пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом; в – амплітуда максимальних локальних деформацій у пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом; г – середні максимальні локальні деформації в пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом

Максимальне середнє напруження при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{p}} < 130$ МПа відповідають варіанту установлення болта з радіальним натягом і осьовим затягуванням (у 1,82 раза більше порівняно з варіантом без осьового та радіального натягу при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{p}} = 100$ МПа). При рівні $\sigma^{\bar{p}} > 130$ МПа максимум відповідає варіанту з радіальним натягом.

Максимальні середні деформації значно зростають після застосування радіального натягу (у 3,41 раза порівняно з варіантом без радіального і осьового натягу при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{p}} = 100$ МПа). Застосування радіального натягу 1% d_6 з осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН в 1,05 раза зменшує максимальні середні деформації при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{p}} = 100$ МПа.

Одним з істотних критеріїв прогнозування й аналізу руйнування елементів з'єднання конструкції потайним болтом є локальний розрахунок контактної тиску між поверхнями елементів конструктивного з'єднання. На рис. 2.46 – 2.49 показано поле розподілу контактної тиску між поверхнями тіла болта, гайки, пластини і накладки.

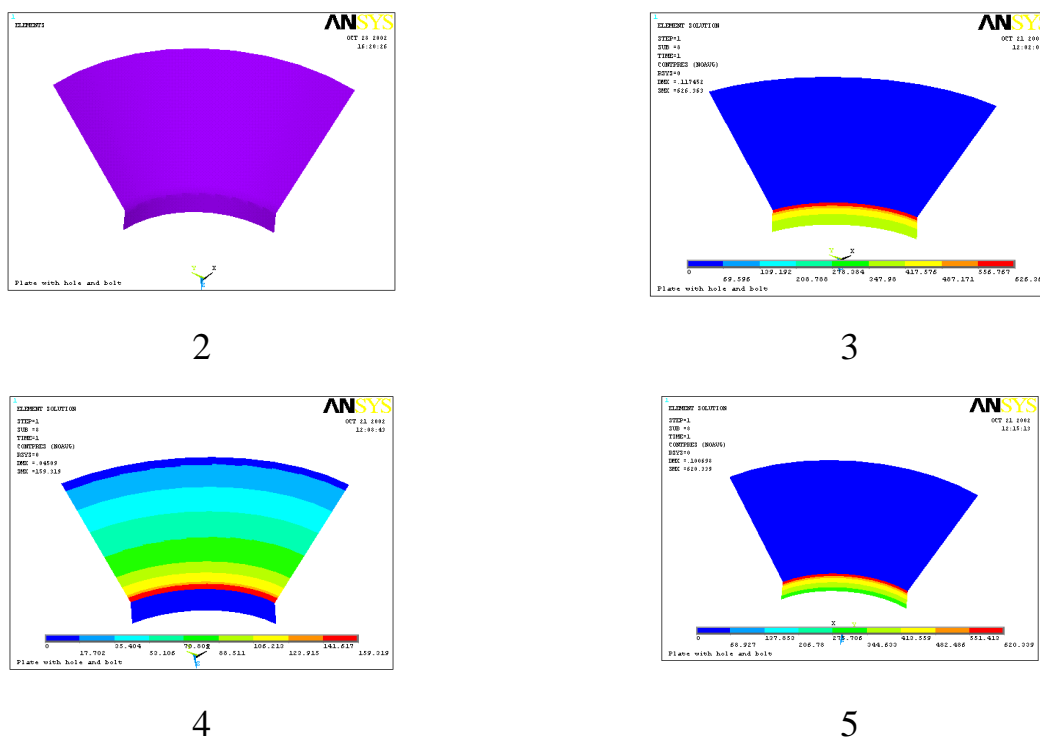
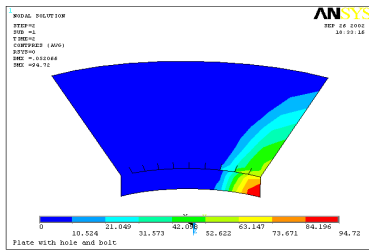
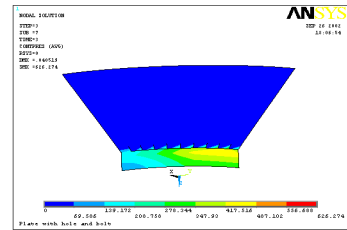


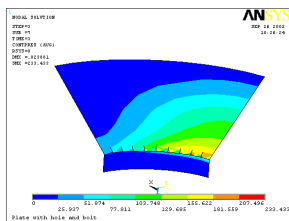
Рис. 2.46. Поле розподілу контактної тиску по циліндроконічній поверхні в зоні контакту тіла болта із стінкою отвору при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{p}} = 0$ МПа і різних варіантах установлення болта



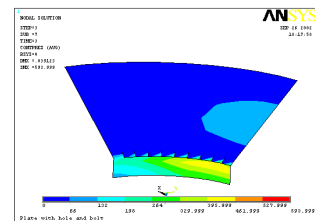
2



3

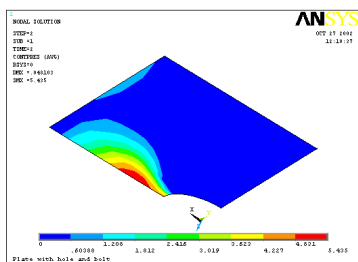


4

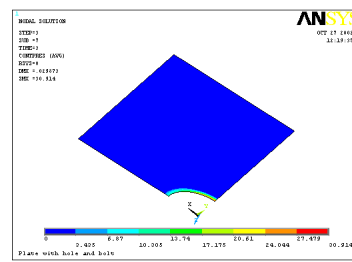


5

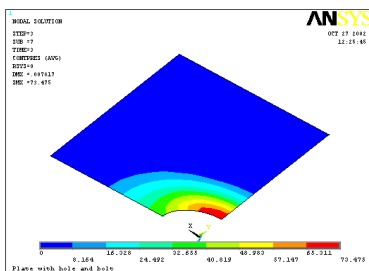
Рис. 2.47. Поле розподілу контактної тиску по циліндроконічній поверхні в зоні контакту тіла болта зі стінкою отвору при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта



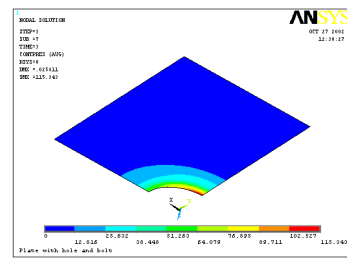
2



3

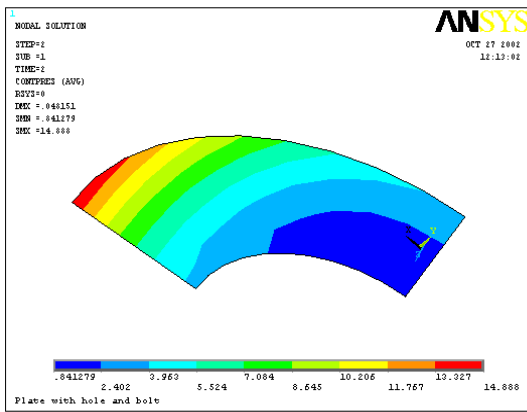


4

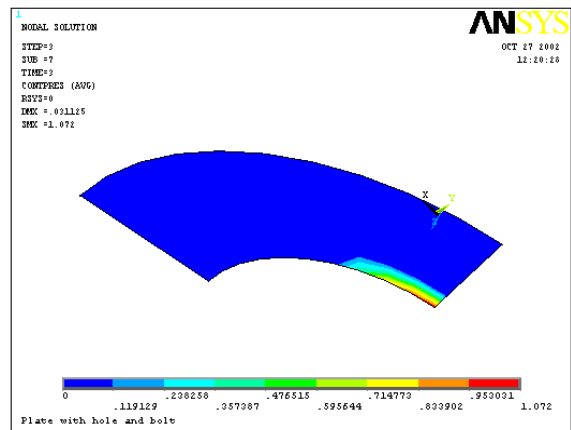


5

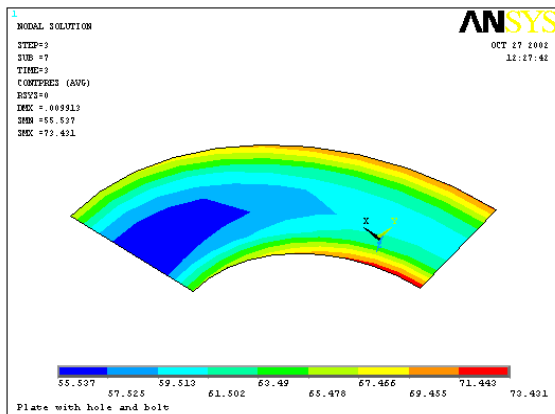
Рис. 2.48. Поле розподілу контактної тиску по поверхні зіткнення пластини з накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта



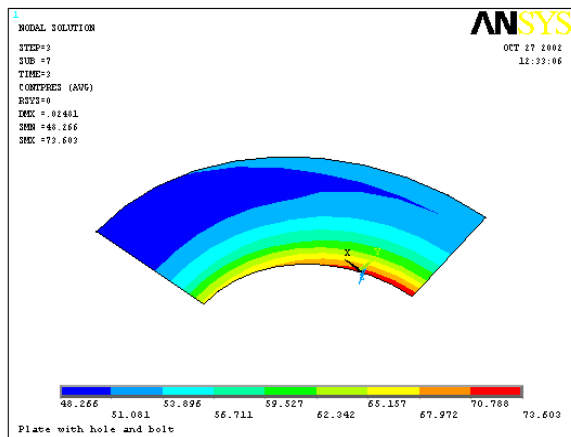
2



3



4



5

Рис. 2.49. Поле розподілу контактної тиску по поверхні контакту тіла гайки з накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установа болта

Аналізуючи поле розподілу контактної тиску між тілом болта і стінкою отвору в пластині (рис. 2.46, 2.47), можна відзначити, що найбільший контактний тиск у пластині з циліндроконічним отвором виникає в таких зонах:

- для варіантів 2, 3 і 5 – у поперечному напрямі в циліндричній частині отвору;
- для варіанта 4 – у поперечному напрямі в конічній частині отвору.

Було також проаналізовано розподіл контактної тиску між пластиною і накладкою і між гайкою болта і накладкою. На рис. 2.48, 2.49 показано поле розподілу контактної тиску по поверхнях зіткнення пластини з накладкою і тіла

гайки з накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта. З урахуванням цього було вибрано різні шляхи для відображення контактної тиску і величин зазорів: L1, L2, L3, L4, L5, L6, L7 (рис. 2.50).

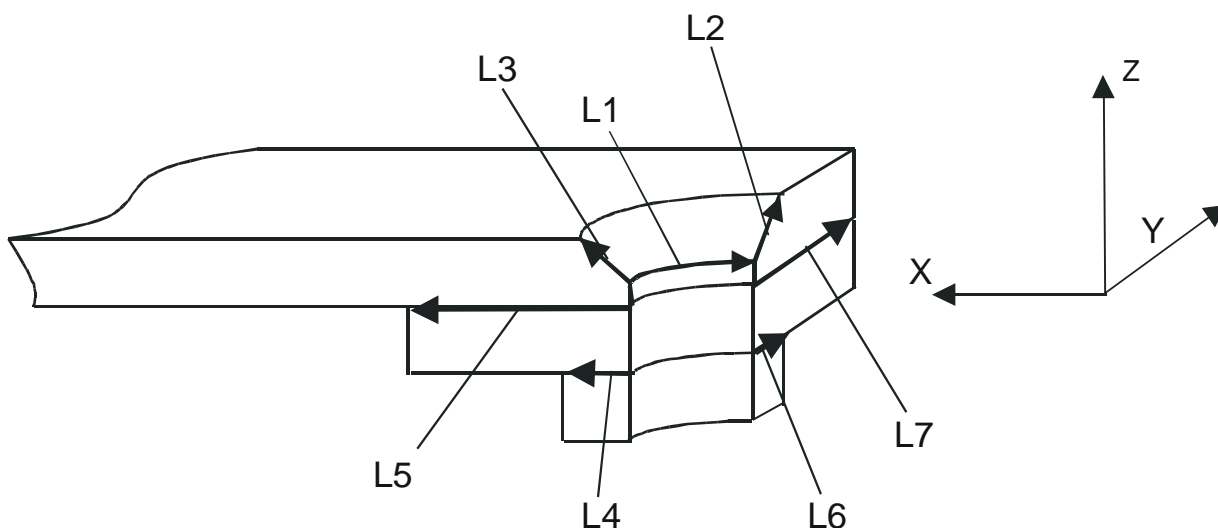
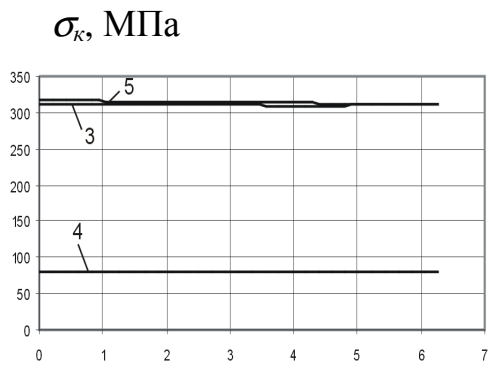


Рис. 2.50. Розташування шляхів L1, L2, L3, L4, L5, L6, L7 для відображення контактної тиску і зазорів між поверхнями елементів з'єднання

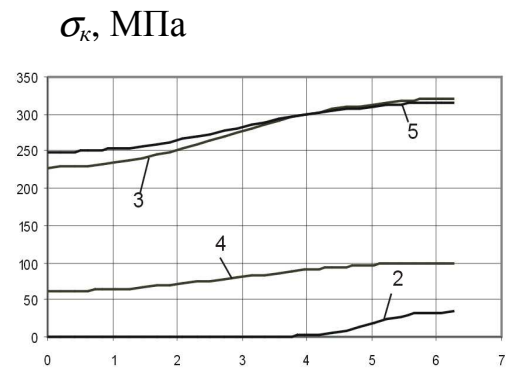
При нульовому рівні зовнішнього навантаження пластини контактні тиски на шляху L1 (рис. 2.51) знаходяться практично на одному рівні. Із зростанням σ^{bp} починає виявлятися нерівномірність розподілу контактної тиску шляху L1: ближче до кінця відліку шляху контактний тиск зростає, а до початку – знижується практично до нуля при найбільшому рівні зовнішнього навантаження. Така поведінка моделі пояснюється її деформацією в зоні знаходження отвору: у поперечному напрямі пластинка стискається, а в подовжньому – розтягується. Зрештою контактний тиск у подовжньому напрямі падає до нуля і між стінкою отвору і тілом болта можливе виникнення зазору.

Аналізуючи графіки на рис. 2.52, 2.53, слід зазначити, що застосування радіального натягу призводить до пікового зростання значень контактної тиску на шляху L2 в циліндричній частині отвору в пластині.



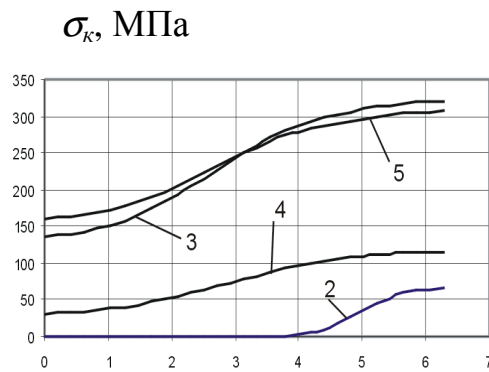
L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 0 \text{ МПа}$$



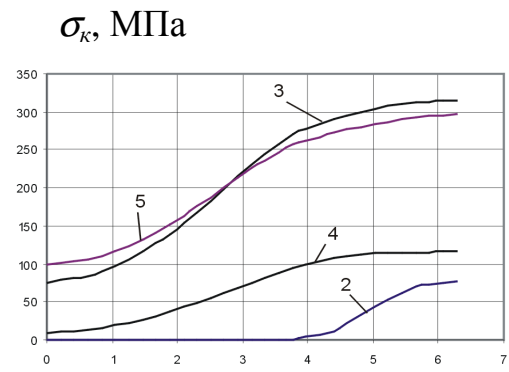
L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 50 \text{ МПа}$$



L1, мм

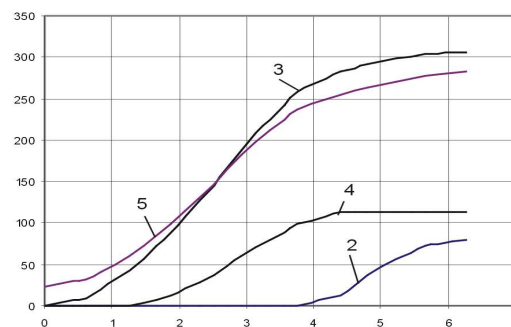
$$\sigma^{\delta p} = 100 \text{ МПа}$$



L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 130 \text{ МПа}$$

σ_k , МПа

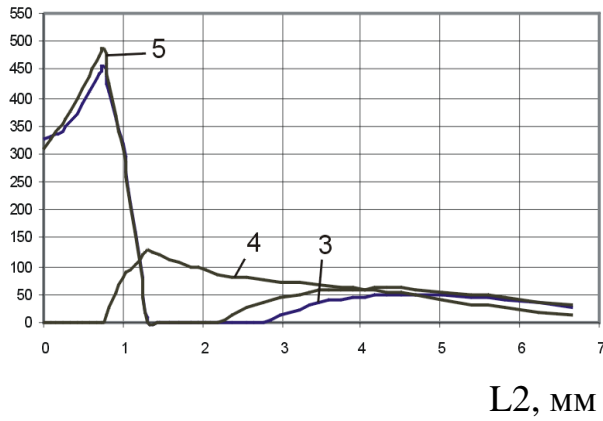


L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 160 \text{ МПа}$$

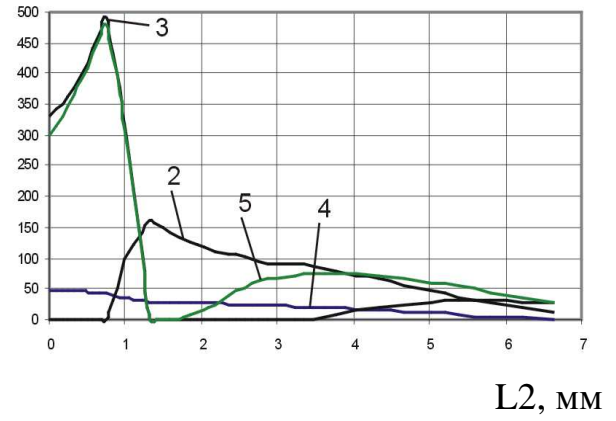
Рис. 2.51. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L1

σ_k , МПа



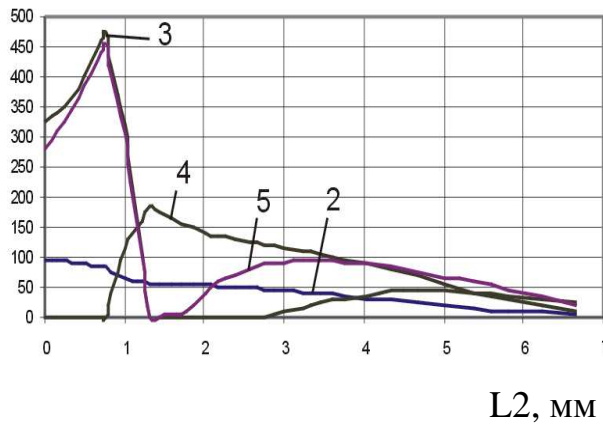
$\sigma^{\sigma_p} = 0$ МПа

σ_k , МПа



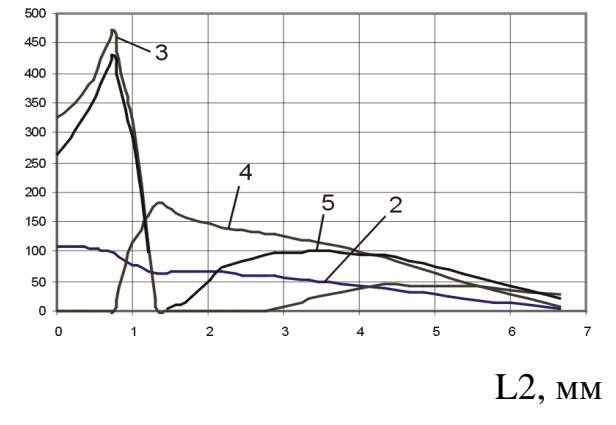
$\sigma^{\sigma_p} = 50$ МПа

σ_k , МПа



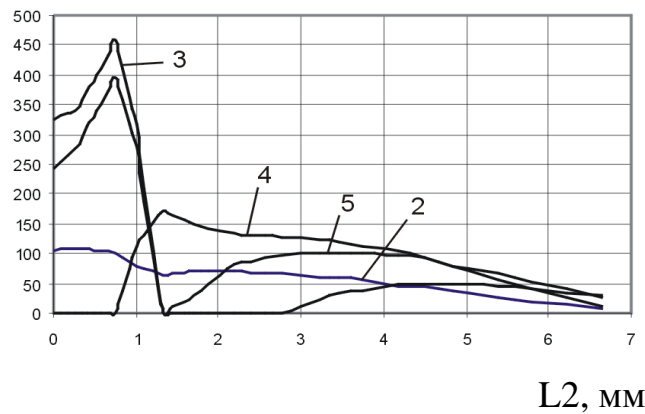
$\sigma^{\sigma_p} = 100$ МПа

σ_k , МПа



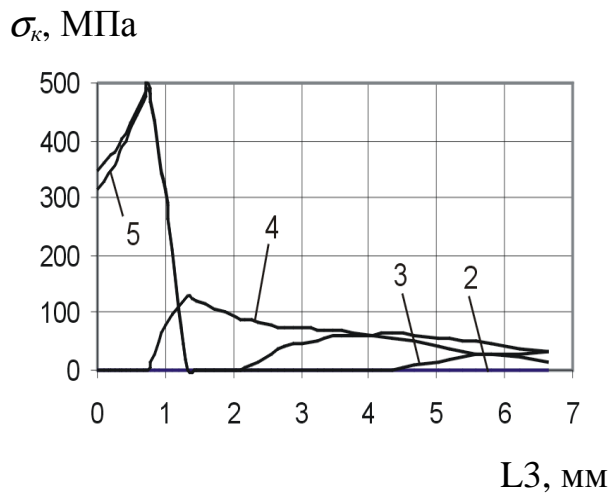
$\sigma^{\sigma_p} = 130$ МПа

σ_k , МПа

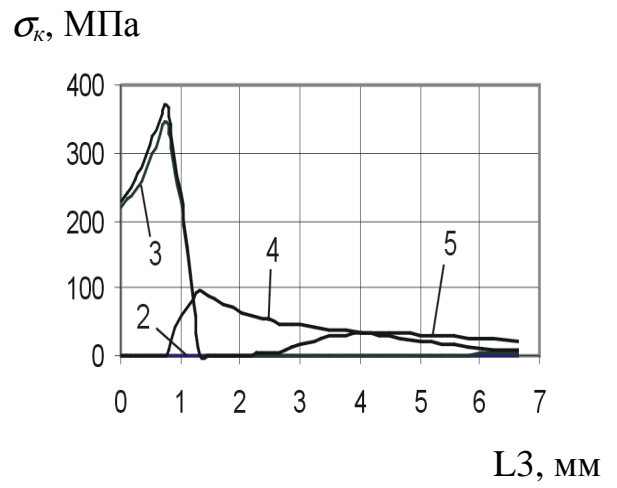


$\sigma^{\sigma_p} = 160$ МПа

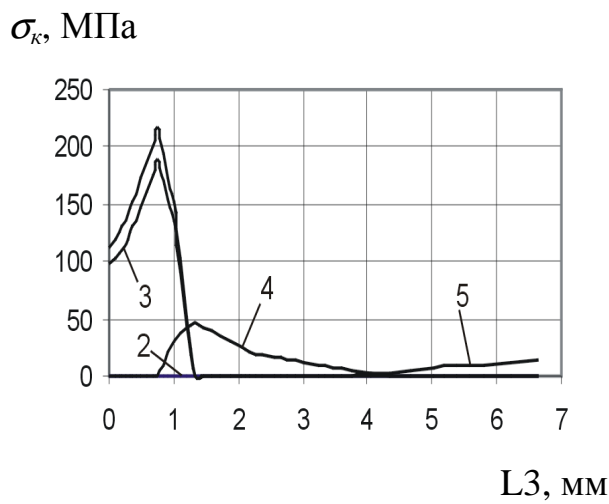
Рис. 2.52. Вплив рівня навантаження σ^{σ_p} на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху $L2$



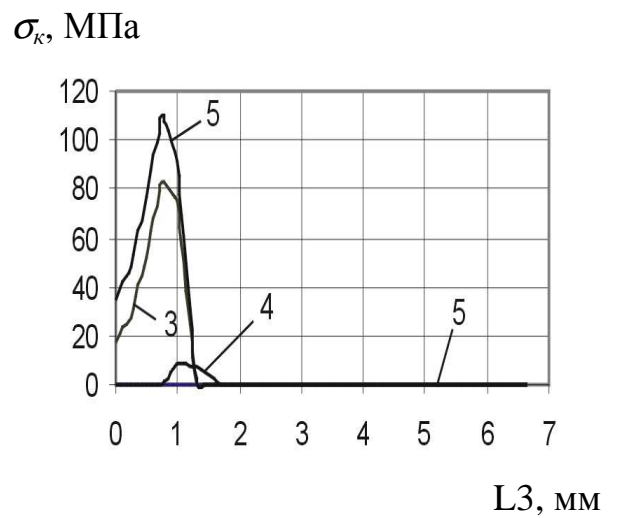
$$\sigma^{\bar{b}p} = 0 \text{ МПа}$$



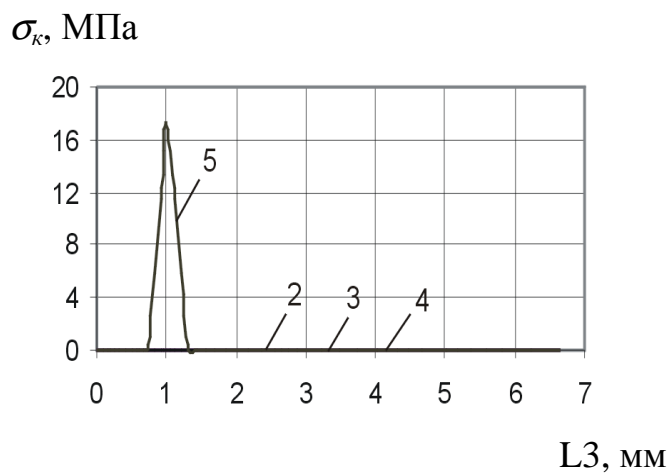
$$\sigma^{\bar{b}p} = 50 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\bar{b}p} = 100 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\bar{b}p} = 130 \text{ МПа}$$

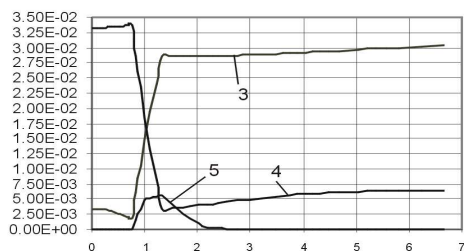


$$\sigma^{\bar{b}p} = 160 \text{ МПа}$$

Рис. 2.53. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L3

Про характер розподілу зазорів і контактного тиску між стінкою отвору пластини і тілом болта свідчать графіки (рис. 2.54 – 2.58), де показано вплив рівня навантаження і характеру установки болта на розподіл зазорів Δ по шляху їх найбільш вірогідної появи L3.

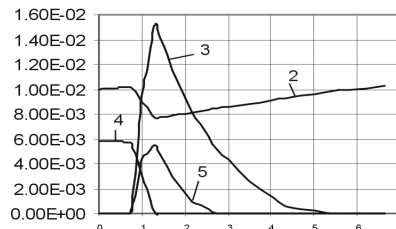
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 0 \text{ МПа}$$

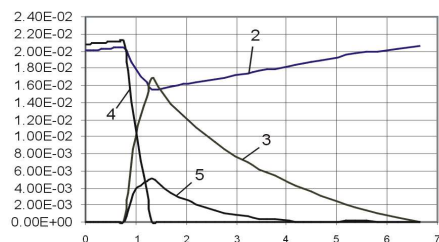
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 50 \text{ МПа}$$

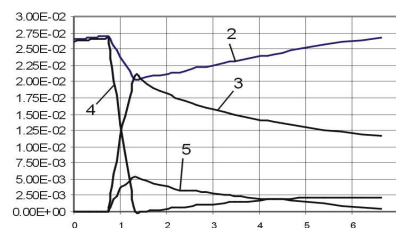
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 100 \text{ МПа}$$

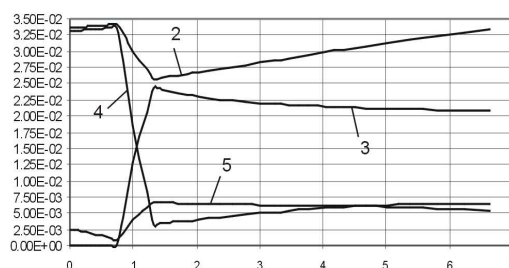
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 130 \text{ МПа}$$

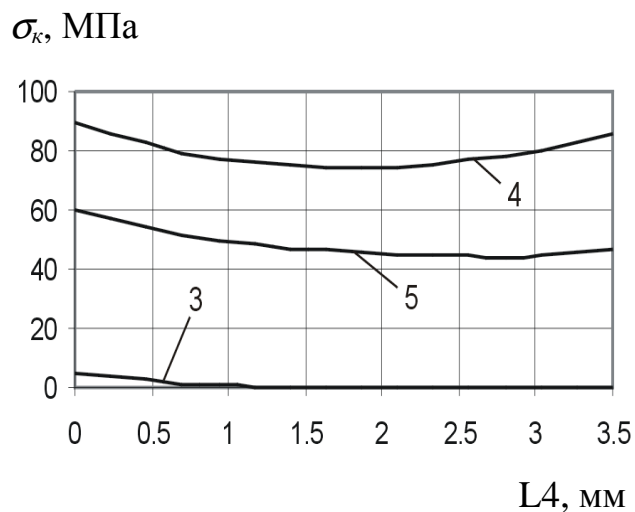
Δ , мм



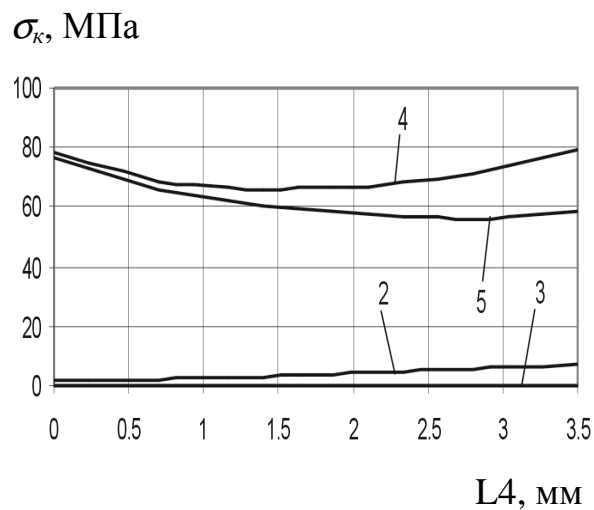
L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 160 \text{ МПа}$$

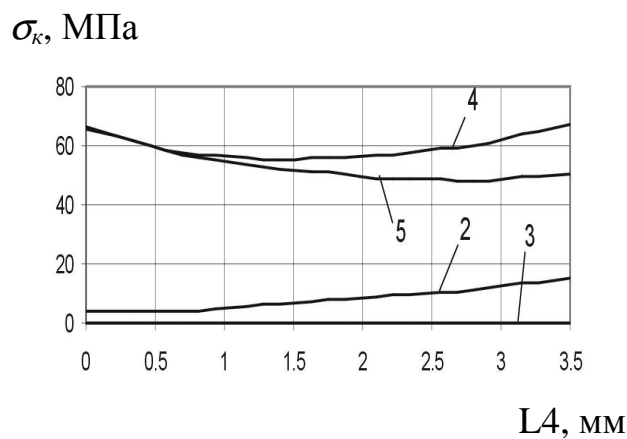
Рис. 2.54. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу зазорів Δ між тілом болта і стінкою



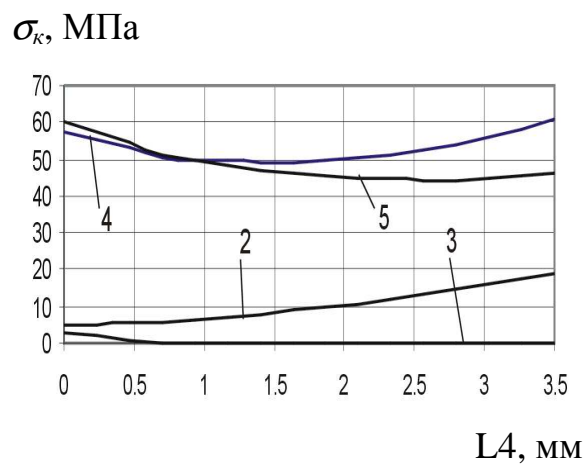
$$\sigma^{\delta p} = 0 \text{ МПа}$$



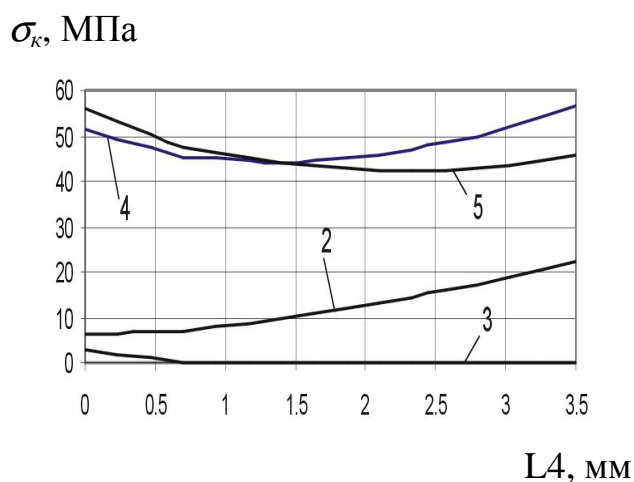
$$\sigma^{\delta p} = 50 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\delta p} = 100 \text{ МПа}$$

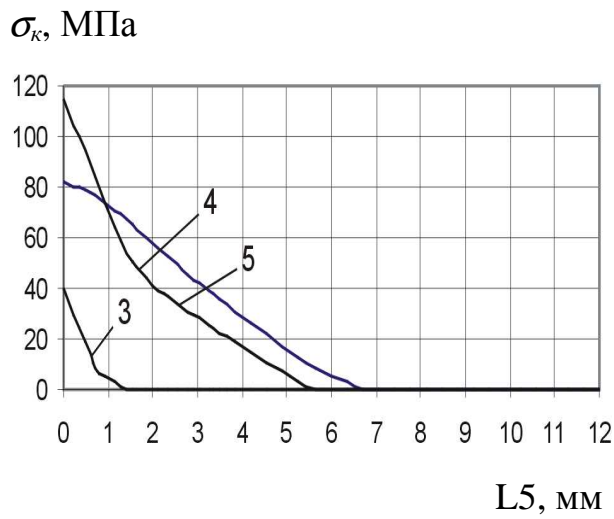


$$\sigma^{\delta p} = 130 \text{ МПа}$$

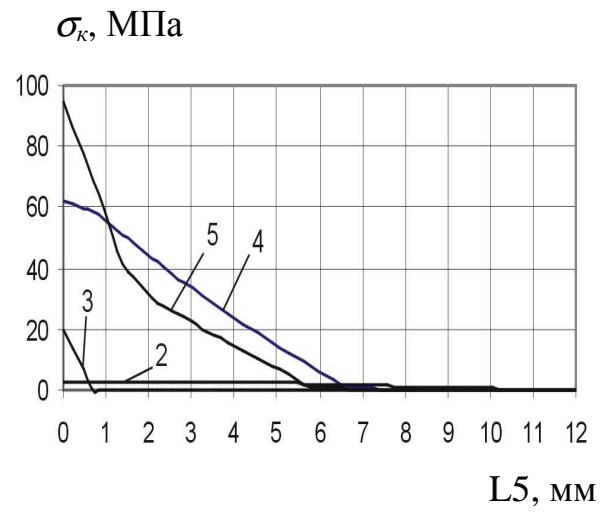


$$\sigma^{\delta p} = 160 \text{ МПа}$$

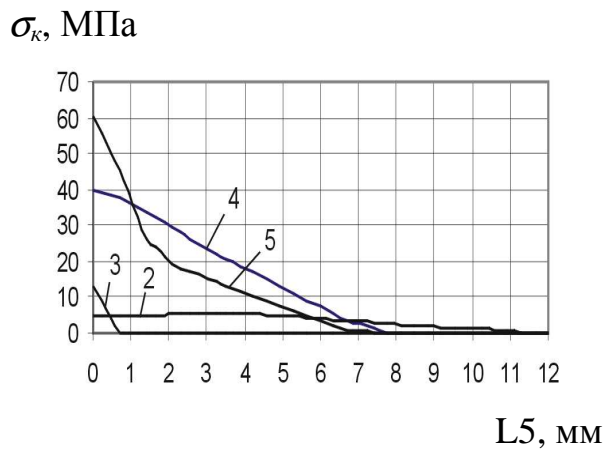
Рис. 2.55. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L4



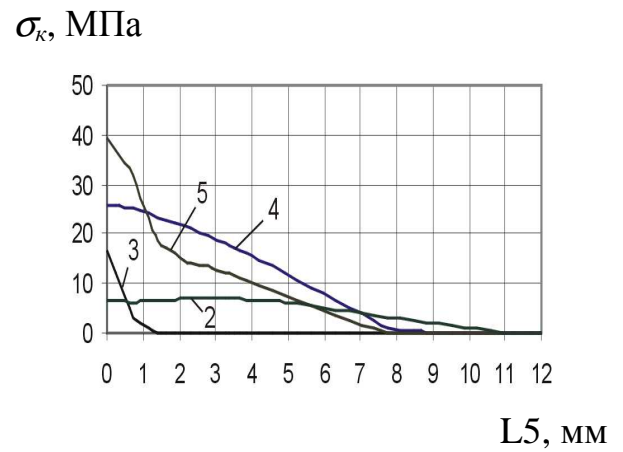
$$\sigma^{\sigma_p} = 0 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\sigma_p} = 50 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\sigma_p} = 100 \text{ МПа}$$

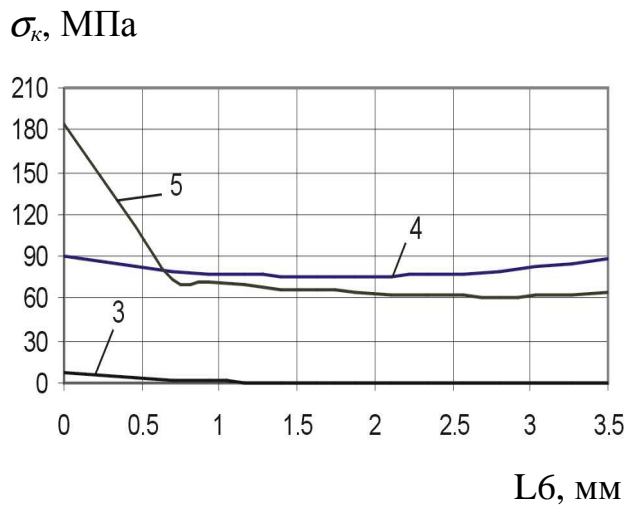


$$\sigma^{\sigma_p} = 130 \text{ МПа}$$

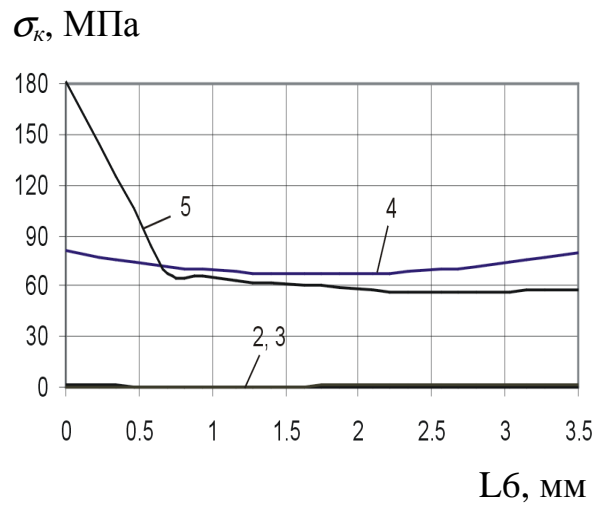


$$\sigma^{\sigma_p} = 160 \text{ МПа}$$

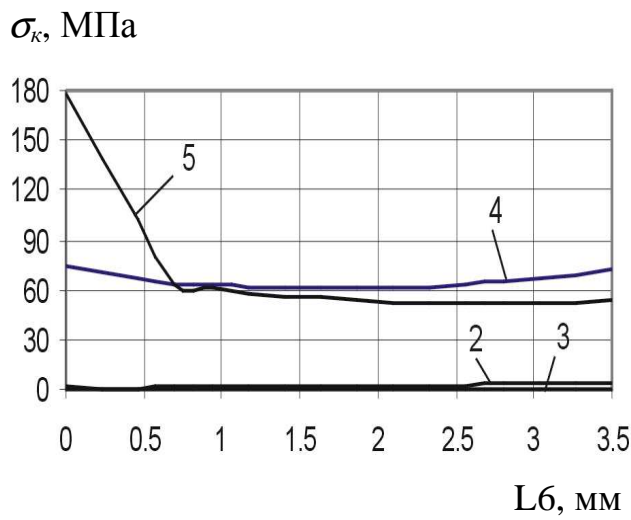
Рис. 2.56. Вплив рівня навантаження σ^{σ_p} на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L5



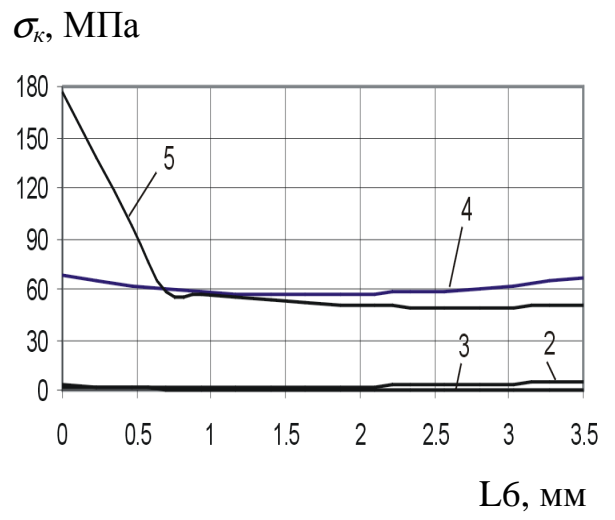
$$\sigma^{\sigma_p} = 0 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\sigma_p} = 50 \text{ МПа}$$

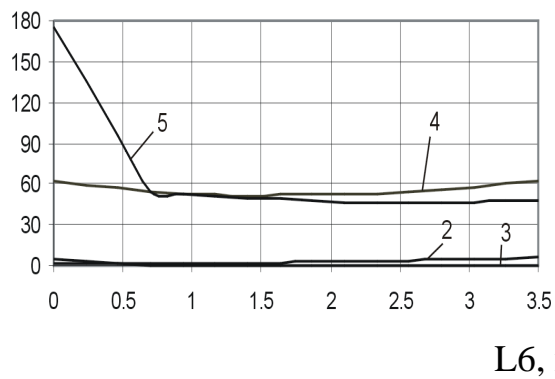


$$\sigma^{\sigma_p} = 100 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\sigma_p} = 130 \text{ МПа}$$

$$\sigma_k, \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\sigma_p} = 160 \text{ МПа}$$

Рис. 2.57. Вплив рівня навантаження σ^{σ_p} на характер розподілу контактної тиску σ_k на шляху L6

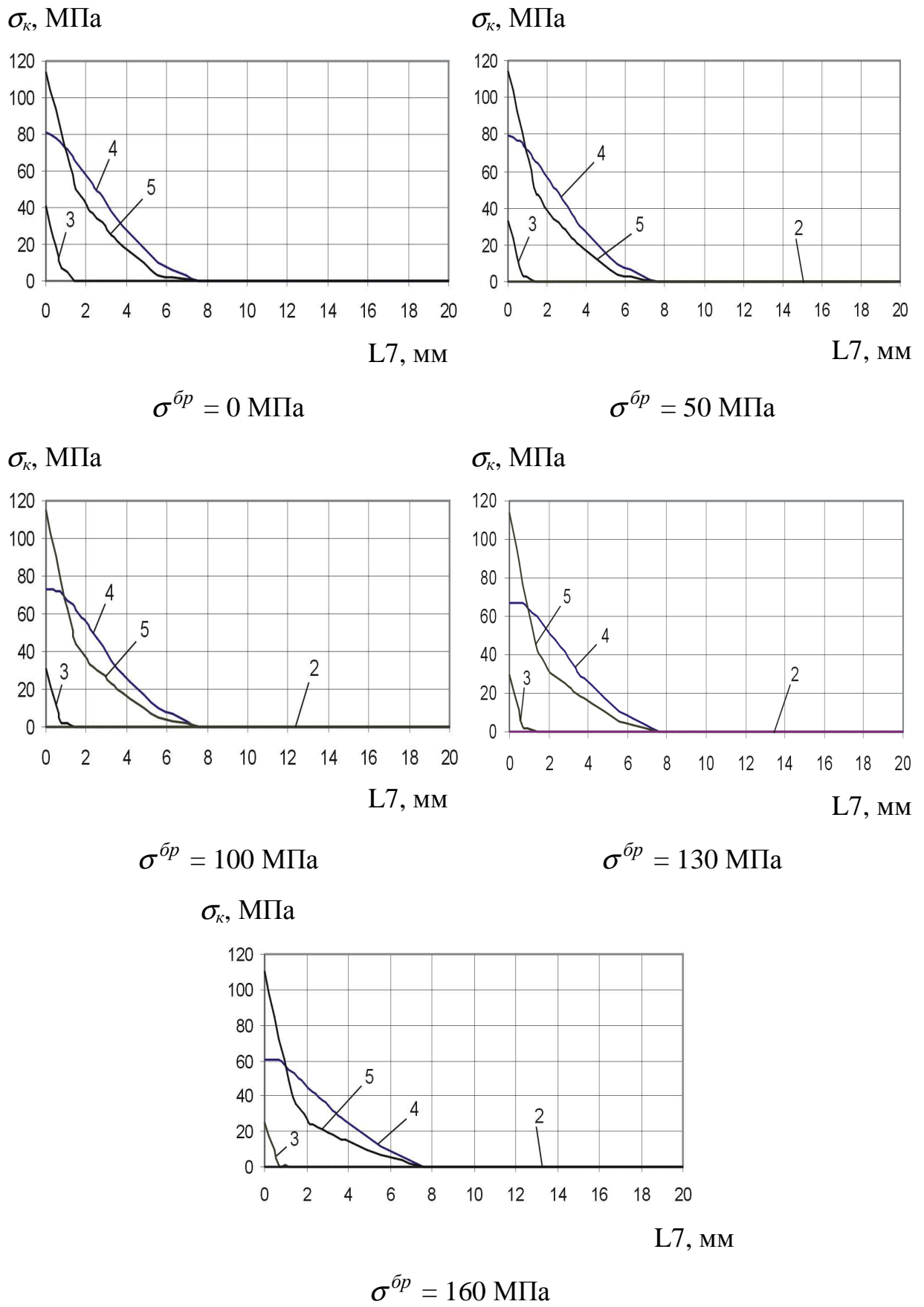


Рис. 2.58. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{0}p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L7

Використання радіального натягу $1\%d_6$ призводить до виникнення зазору в межах $2...3 \times 10^{-2}$ мм у конічній частині отвору в пластині на шляху L3. Після сумісного застосування радіального натягу з осьовим затягуванням зазор на шляху L3 практично відсутній як по циліндричній, так і по конічній частині отвору (за винятком перехідної частини конічного отвору в циліндричній) при нульовому рівні зовнішнього навантаження ($\sigma^{bp} = 0$ МПа). Додаток зовнішнього розтягального навантаження σ^{bp} призводить до виникнення зони зазору між стінкою отвору і тілом болта, яка із зростанням σ^{bp} розширюється і при рівні навантаження $\sigma^{bp} = 130$ МПа охоплює всю конічну частину отвору в пластині. Слід зазначити, що в з'єднанні з болтом, встановленим без радіального і осьового натягу, зазор виникає практично відразу після додатка зовнішнього навантаження. Зазор виникає в з'єднанні з осьовим затягуванням при σ^{bp} , що дорівнює $\sim 135...140$ МПа. У разі установа болта з радіальним натягом $1\%d_6$ зазору між стінкою отвору і тілом болта виникає при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 160$ МПа.

За наслідками проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Установа в отвір болта з натягом $1\%d_6$ призводить до зростання коефіцієнта концентрації напруження в 1–1,33 раза порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором при $\sigma^{bp} = 50$ МПа; при підвищенні рівня навантаження до 100 МПа коефіцієнти концентрації напруження для варіантів 1 і 3 стають однаковими; на експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження ($\sigma^{bp} = 100...160$ МПа) коефіцієнт концентрації напруження в пластині з отвором, заповненим кріпильним елементом з радіальним натягом $1\%d_6$, стає менше (у 1–1,05 раза) порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором. Застосування затягування $P_3 = 10$ кН знижує коефіцієнт концентрації напруження в пластині порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором в 1–1,14 раза.

2. Установлення в отвір болта з натягом $1\%d_6$ знижує амплітуду максимального локального напруження в 1,82–1,84 раза порівняно з варіантом з незаповненим отвором при експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження σ^{br} . Затягування $P_3 = 10$ кН знижує амплітуду максимального локального напруження в 1,46–1,49 раза на експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження σ^{br} . Сумісне застосування радіального натягу 1% і осьового затягування $P_3 = 10$ кН знижує амплітуду максимального локального напруження в 2,58–3,19 раза.

3. Натяг $1\%d_6$ знижує амплітуду максимальних локальних амплітудних деформацій в 1,28–1,44 раза порівняно з амплітудою максимальних локальних амплітудних деформацій в пластині з незаповненим отвором. Затягування $P_3 = 10$ кН зменшує амплітуду максимальних локальних деформацій в 1,21–1,34 раза. Сумісна дія від радіального натягу $1\%d_6$ і осьового затягування $P_3 = 10$ кН дозволяє знизити амплітуду максимальних локальних деформацій у пластині в 1,27–1,43 раза.

4. При порівнянні максимальних значень контактного тиску для різних варіантів установлення болта зроблено висновок, що застосування радіального натягу $1\%d_6$ призводить до зростання максимального контактного тиску у всьому діапазоні зміни рівня зовнішнього навантаження (у 6,61 раза при $\sigma^{br} = 100$ МПа) порівняно з варіантом без радіального і осьового натягу. Сумісне застосування радіального натягу з осьовим затягуванням дещо знижує максимальний контактний тиск (у 1,01 – 1,1 раза), причому із зростанням рівня зовнішнього навантаження ця різниця збільшується. Проте видно, що для варіантів із використанням установлення болта з радіальним натягом (просто радіальний натяг $1\%d_6$ або радіальний натяг $1\%d_6$ + осьове затягування $P_3 = 10$ кН) з підвищенням рівня зовнішнього навантаження максимальний контактний тиск починає знижуватися. Для варіантів же з осьовим затягуванням і без осьового затягування і радіального натягу із зростанням зовнішнього навантаження σ^{br} максимальний контактний тиск теж збільшується. Аналізуючи вплив рівня навантаження σ^{br} на величину максимального контактного напруження, слід

зазначити, що застосування радіального натягу 1 % істотно підвищує небезпеку виникнення і розвитку фретинг-корозії по поверхнях, що з'єднуються.

5. Однією з вимог ефективної експлуатації сучасних авіаційних конструкцій є забезпечення герметичності в експлуатації, що характеризується появою зазорів у з'єднанні. У результаті аналізу зазорів встановлено, що застосуванню радіального натягу $1\%d_6$ запобігає утворення зазору між тілом болта і стінкою отвору в циліндричній частині отвору в пластині. Одночасне використання радіального натягу $1\%d_6$ і осьового затягування $P_3 = 10$ кН дозволяє зменшити величину зазору в конічній частині отвору в пластині в подовжньому напрямі в 4–6,1 раза порівняно з варіантом установа болта без радіального і осьового натягу при максимальному рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 160$ МПа.

2.3.3. Аналіз характеристик загального і локального НДС у пластинах з необтяженим отвором, заповненим заклепкою згідно з ОСТ1 34055-92 (АНУ0309)

Геометричні параметри досліджуваного заклепочного зрізного з'єднання і зразка із заповненим необтяженим отвором показані на рис. 2.59, 2.60. Форма і розміри гнізда під заставну головку відповідають геометрії потайної головки.

Матеріал заклепки – алюмінієвий сплав В65 з модулем пружності $E = 71000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$. Для опису поведінки матеріалу заклепки вибрано полілінійну модель з ізотропним законом зміцнення [11,12].

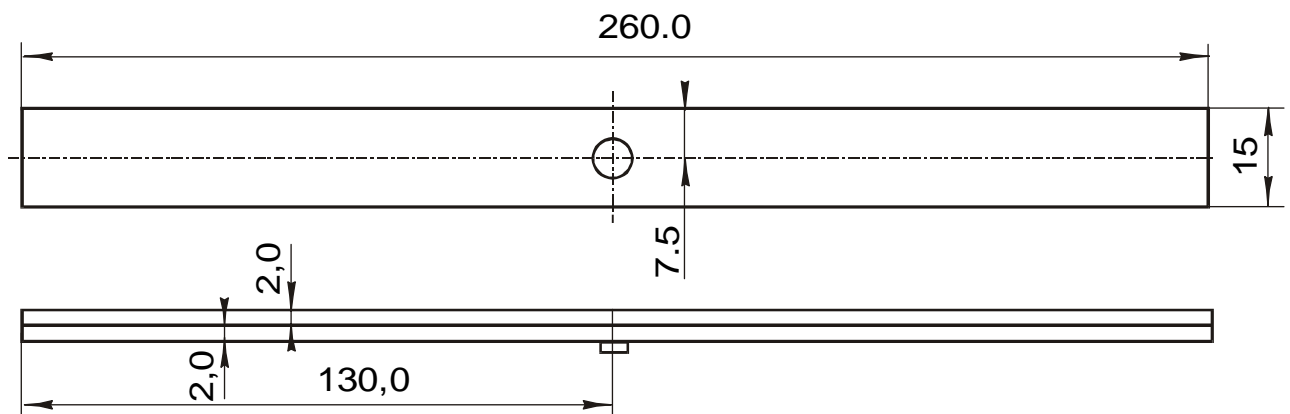


Рис. 2.59. Зразок із заповненим заклепкою необтяженим отвором

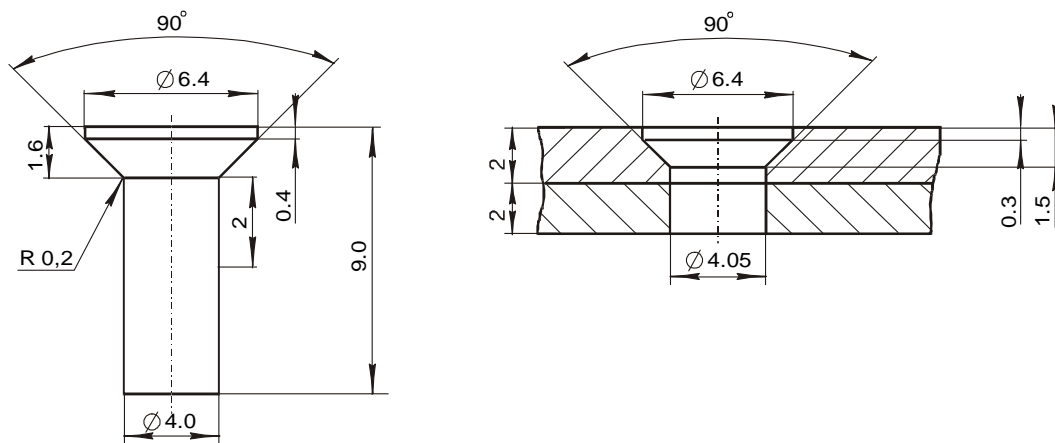


Рис. 2.60. Геометричні параметри досліджуваної заклепки АНУ 0309 (ліворуч) і зенкованого отвору під заклепку згідно з АНУ 0309 (праворуч)

Матеріал пластини, в яку встановлено заклепку, – алюмінієвий сплав Д16Тл2 з модулем пружності $E = 72000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$. У розрахунках було прийнято полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення [11].

При створенні скінченноелементної моделі в контактному алгоритмі було враховано тертя шляхом завдання коефіцієнта тертя $\nu = 0,02$ між заклепкою пластинами і $\nu = 0,15$ – між самими пластинами, штампами і заклепкою. Осідання замикаючої головки проводили до висоти, яка дорівнює $0,4d_3$, при цьому діаметр замикаючої головки $D_{3z} = 1,69d_3 = 5,91$ мм, що відповідає вимогам ТІ 36-21-86.

Ураховуючи симетрію зразка і характер додатка зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядали 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення. Для обмеження переміщень моделі по осі Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці додатка зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення по Z -й компоненті. Обмеження по X - й і Y -й компонентах вектора переміщень задавали по площинах симетрії моделі (рис. 2.61).

Скінченноелементна модель (рис. 2.62) складається з об'ємних восьми вузлових елементів SOLID45, контактних елементів другого порядку TARGE170 і CONTA173, поданих у системі ANSYS [474].

Характер деформації заклепки і розподіл еквівалентного напруження в пластинах з отвором показані на рис. 2.63.

У ході розрахунку локального НДС були визначені максимальні еквівалентні $\sigma_{eqv\ max}$ і максимальне розтягальне напруження $\sigma_{x\ max}$ у пластині. Характер розподілу цього напруження у фрагменті пластини з боку заставної головки заклепки показані на рис. 2.64, 2.65. Пластина зображена з боку замикаючої головки заклепки, оскільки тут спостерігається найбільше напруження.

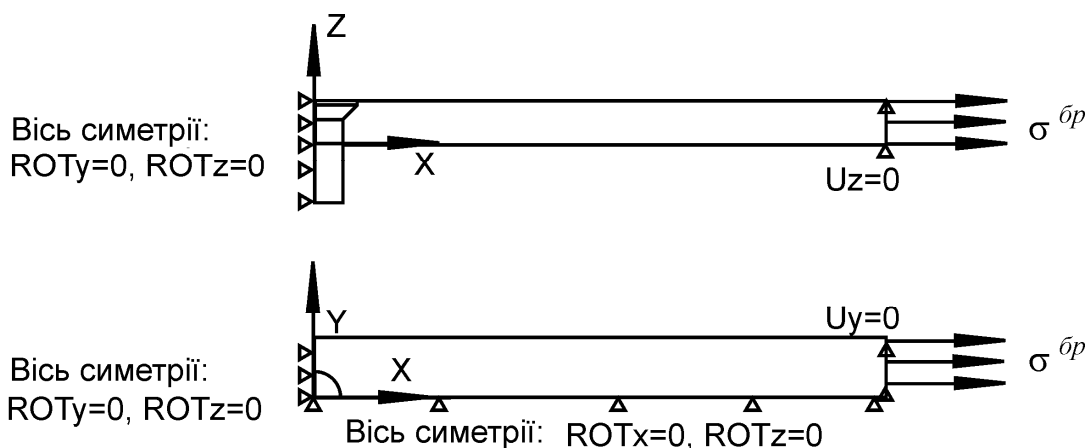


Рис. 2.61. Розрахункова схема не обтяженого на зріз заклепочного з'єднання



Рис. 2.62. Скінченноелементна модель заклепочного з'єднання

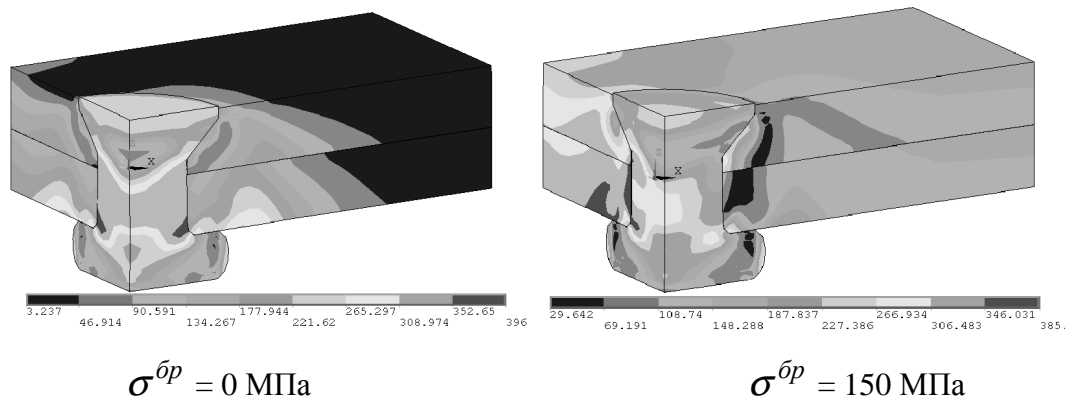


Рис. 2.63. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластинах з отвором, заповненим розклепаною заклепкою АНУ0309, для різних варіантів навантаження σ^{br}

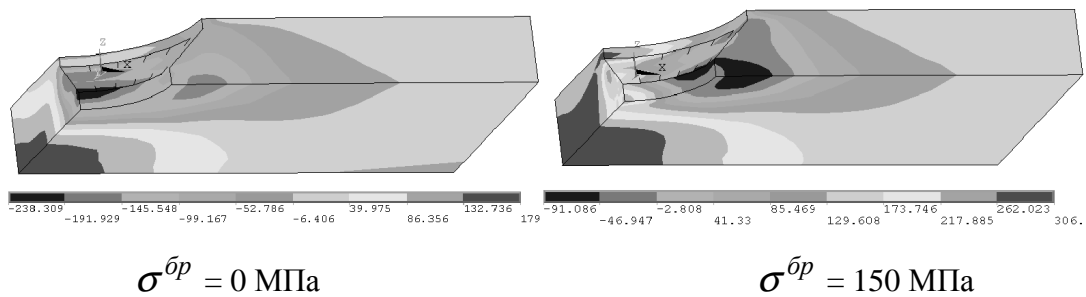


Рис. 2.64. Характер розподілу напруження σ_x у пластинах для різних варіантів навантаження σ^{br}

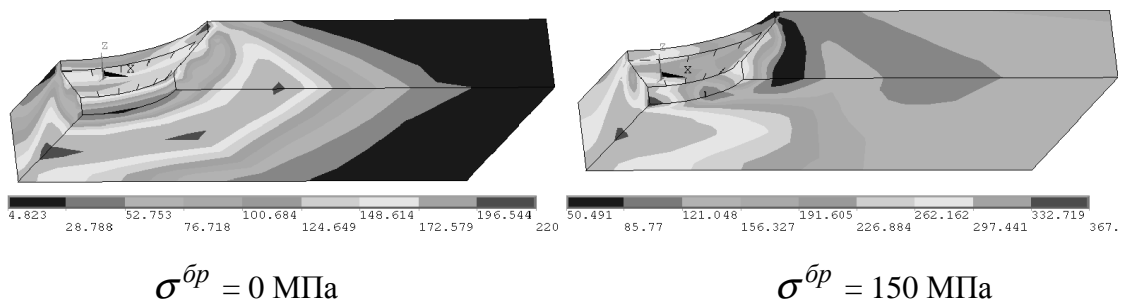


Рис. 2.65. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластинах для різних варіантів навантаження σ^{br}

Залежності σ_{\max} , $\sigma_a \max$, $\sigma_m \max$, $\sigma_0 \max$, а також ϵ_{\max} , $\epsilon_a \max$, $\epsilon_m \max$ і $\epsilon_0 \max$ для еквівалентного і осьового напруження від рівня прикладення зовнішнього навантаження σ^{br} показані на рис. 2.66 – 2.69. Віднульові напруження визначали за формулою Одінга для асиметричного циклу навантаження.

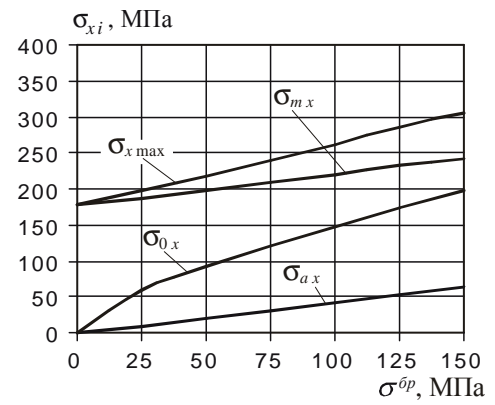
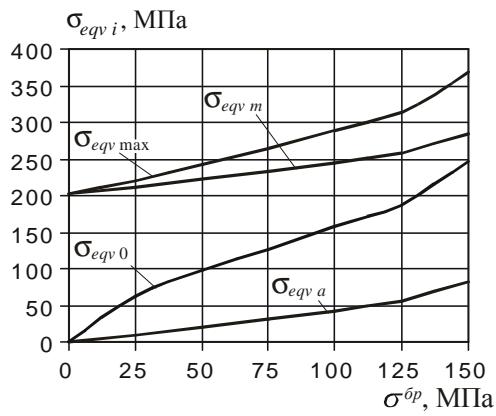


Рис. 2.66. Залежності σ_{\max} , σ_a , σ_m і σ_0 від рівня прикладення зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

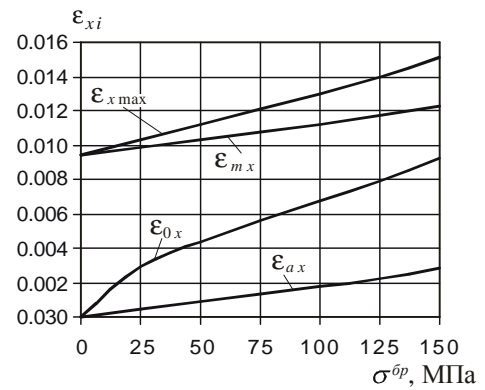
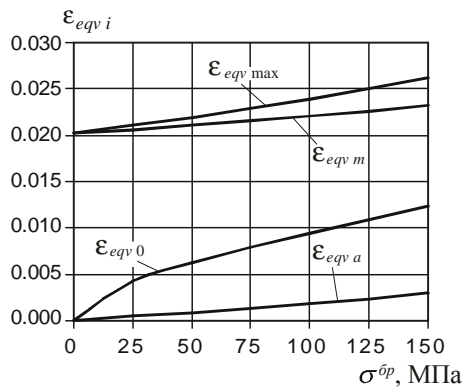


Рис. 2.67. Залежності ϵ_{\max} , ϵ_a , ϵ_m і ϵ_0 від рівня прикладення зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

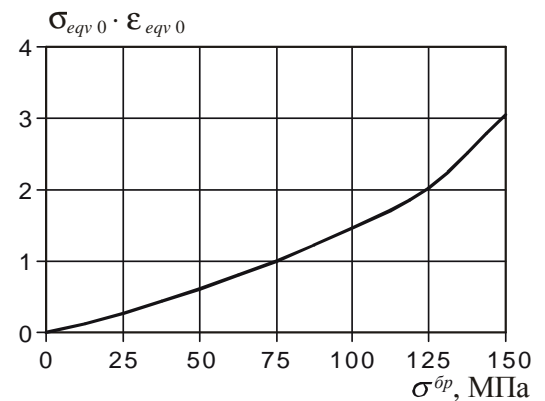
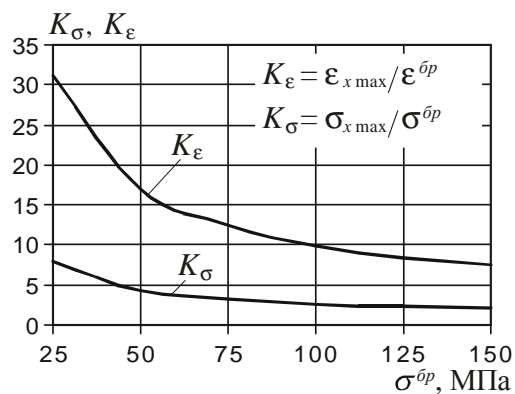


Рис. 2.68. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на зміну коефіцієнта концентрації розтягального напруження σ_x і розтяжних деформацій ϵ_x

Рис. 2.69. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на добуток $\sigma_{\text{eqv}0} \cdot \epsilon_{\text{eqv}0}$

Слід зазначити, що амплітудні значення еквівалентного і осевого напруження не перевищують 83 МПа, що пов'язано з великим залишковим напруженням у пластині після процесу клепання.

На рис. 2.70 показано поле розподілу контактної тиску між заклепкою і пакетом. Очевидною є його нерівномірність уздовж напрямків L1 і L2, залежна від рівня навантаження (рис. 2.71).

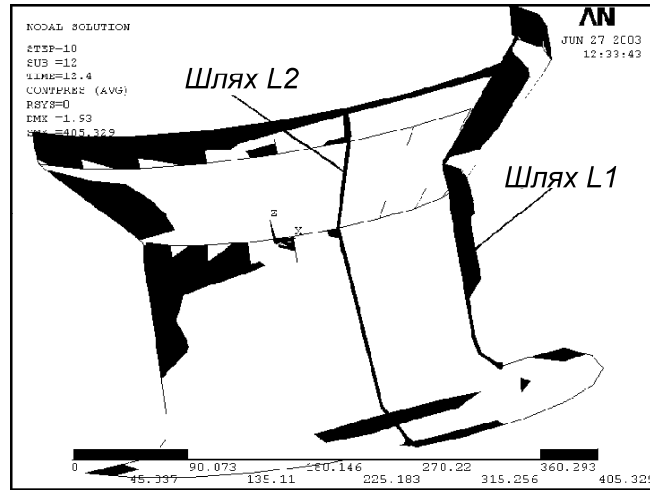


Рис. 2.70. Поле розподілу контактної тиску між заклепкою і пакетом

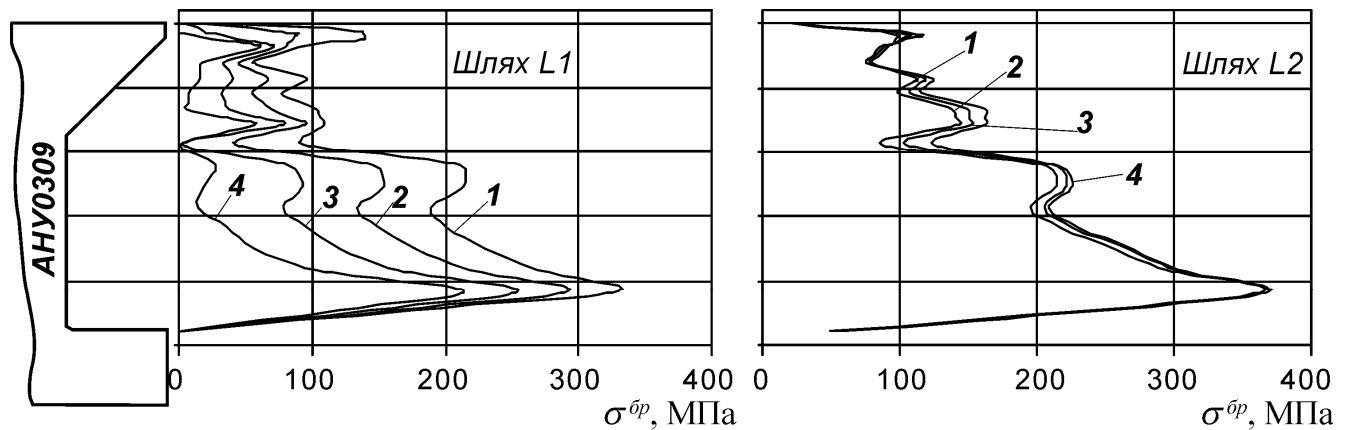


Рис. 2.71. Вплив рівня прикладення зовнішнього навантаження на розподіл контактної тиску між тілом заклепки і пакетом по напрямку L1:

1 – $\sigma^{бр} = 0$ МПа, 2 – $\sigma^{бр} = 50$ МПа, 3 – $\sigma^{бр} = 100$ МПа, 4 – $\sigma^{бр} = 150$ МПа

Встановлено, що розподіл контактної тиску між заклепкою і пакетом має надзвичайно нерівномірний характер. Найбільше контактне напруження виникає

в області замикаючої головки заклепки. У цій зоні їх величина досягає 365 МПа. У пластині найбільший контактний тиск спостерігається в кінчній частині отвору під потайною головкою заклепки. Числові значення контактної тиску в цій області лежать у діапазоні 100...150 МПа. В області циліндрового компенсатора і зоні переходу кінчної частини в циліндричну контактний тиск зменшується до нульового значення при досягненні $\sigma^{bp} = 150$ МПа. Оскільки ці зони мають локальний характер і виявляються лише при рівнях навантаження, відповідних $\sigma^{bp} = 150$ МПа, можна стверджувати, що з'єднання є герметичним у всьому діапазоні аналізованих навантажень.

На рис. 2.72 показано характер розподілу натягу по товщині пакета після процесу клепаання.



Рис. 2.72. Характер розподілу радіального натягу по товщині пакета

Під замикаючою головкою величина натягу досягає 3,51%, в середині пакета його значення лежать у діапазоні від 1 до 2% d_3 . Найменше значення радіального натягу спостерігається по циліндричному компенсатору, у цій області його величина не перевищує 0,25% d_k .

Для порівняння ефективності зменшення висоти замикаючої головки потайних заклепок проведено аналіз застосування заклепок АНУ 0314 при установленні їх в пластини Д16Тл2 з отвором. У ході розрахунку локального НДС

були визначені максимальні еквівалентні $\sigma_{eqv\ max}$ і максимальні розтяжні напруження $\sigma_{x\ max}$ у пластині. Характер розподілу цього напруження у фрагменті пластини з боку заставної головки заклепки показано на рис. 2.73, 2.74. Пластина зображена з боку замикаючої головки заклепки, оскільки тут спостерігається найбільше напруження.

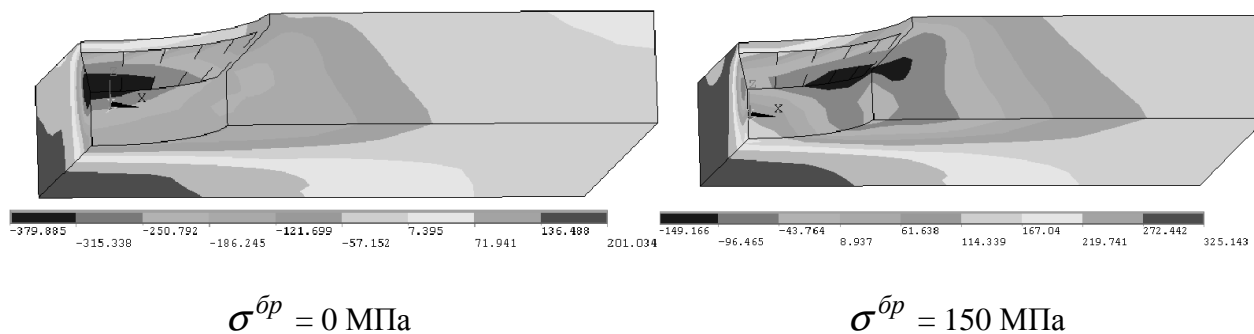


Рис. 2.73. Характер розподілу напруження σ_x у пластині для різних варіантів навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ (АНУ0314)

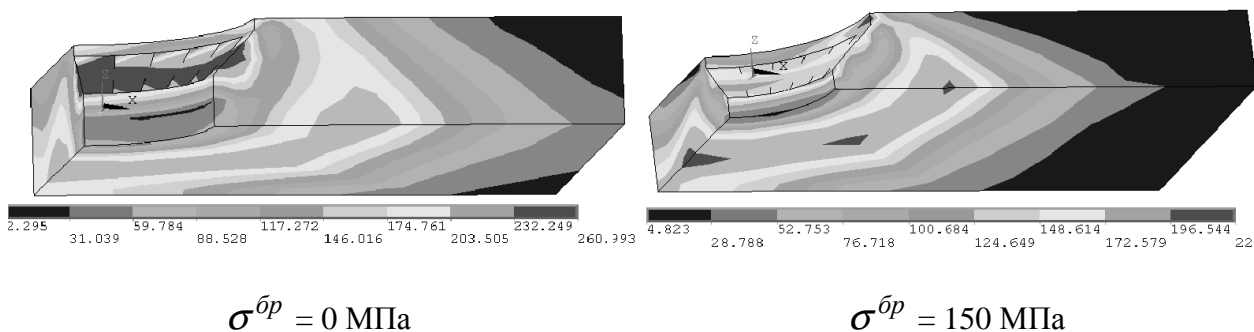


Рис. 2.74. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластині для різних варіантів навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ (АНУ0314)

Максимальне залишкове еквівалентне напруження після процесу клепаання при застосуванні заклепки АНУ0314 із зменшеною потайною головкою спостерігається в кінчній області. У числовому виразі це напруження збільшилось у середньому на 15% і охопило практично всю область циліндричного компенсатора. Найбільше залишкове напруження $\sigma_{x\ max}$ у пластині для обох варіантів заклепок виникає в зоні переходу циліндричної частини в кінчну. Вони є стискальним напруженням. Проте у разі застосування заклепки

АНУ0314 напруження $\sigma_{x \max}$ охоплюють більший об'єм пластини і перевищують аналогічне напруження, що виникає при постановці заклепки АНУ0309, у середньому на 38 %.

Залежності σ_{\max} , σ_a , σ_m , σ_0 , а також ϵ_{\max} , ϵ_a , ϵ_m і ϵ_0 для еквівалентного і осьового напруження від рівня прикладання зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ показані на рис. 2.75, 2.76, де суцільною лінією вказані характеристики локального НДС пластин з отвором, заповненим заклепкою АНУ0309, пунктирною лінією – АНУ0314.

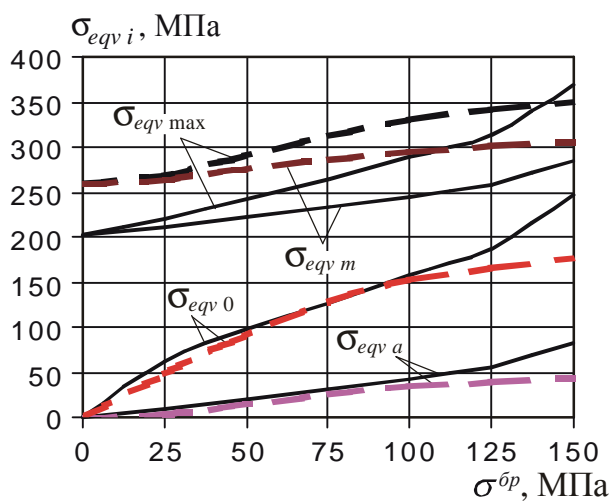


Рис. 2.75. Залежності σ_{\max} , σ_a , σ_m і σ_0 від рівня прикладання зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

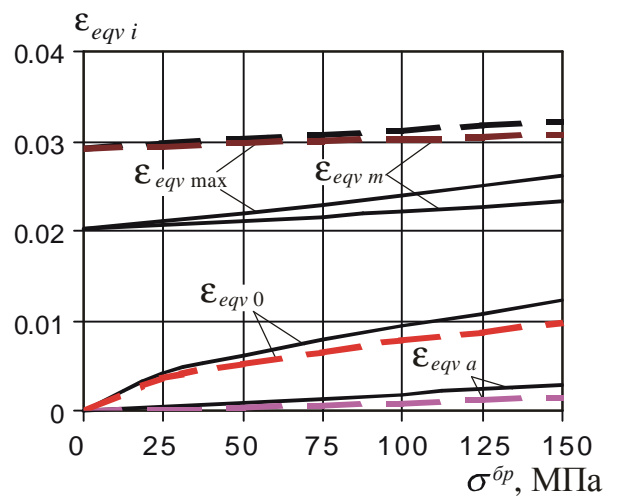


Рис. 2.76. Залежності ϵ_{\max} , ϵ_a , ϵ_m і ϵ_0 від рівня прикладання зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

Незважаючи на те, що максимальне напруження і деформації в пластині при постановці заклепки АНУ0314 більше на 25...33%, чим у разі постановки заклепки АНУ0309, амплітудні і віднульові напруження і деформації мають числові значення нижче в середньому на 3.6 %. Аналіз енергетичного критерію $\sigma_{eqv0} \cdot \epsilon_{eqv0}$ (рис. 2.77) як такого, що якнайповніше відображає ефективність працездатності з'єднання, показав, що найбільш ефективною є заклепка АНУ0314. Для неї крива числових значень цього критерію у всьому діапазоні робочих навантажень розташовується нижче за криву, що описує характер енергетичного критерію пластини із заклепкою АНУ0309. Так, для розтягальних навантажень,

відповідних до напружень $\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа, різниця між питомими роботами деформації дорівнює 0,3, а при $\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа – 1.34, що має сприяти підвищенню довговічності з'єднань, виконаних із застосуванням заклепок АНУ0314.

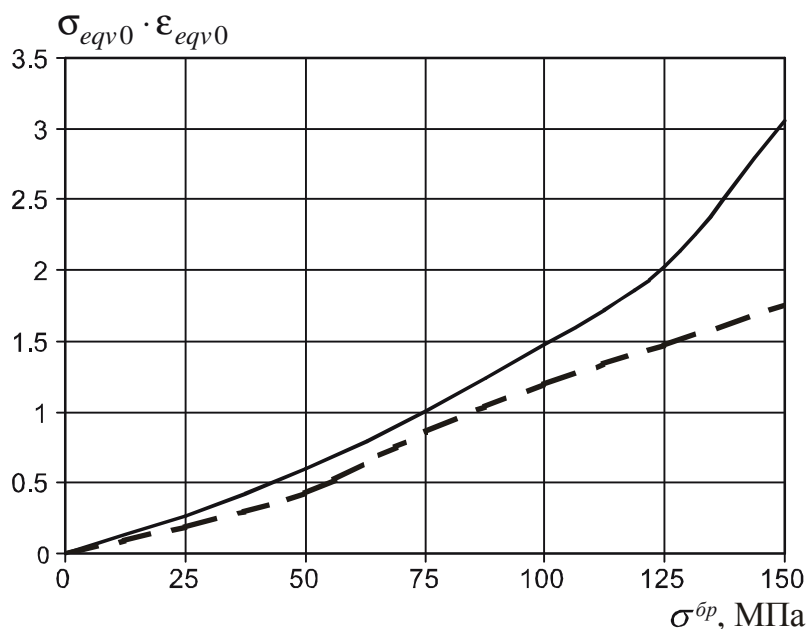


Рис. 2.77. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на добуток $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$

2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПОРУ ВТОМІ ТИПОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ РЕГУЛЯРНИХ ЗОН ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

2.4.1. Експериментальне дослідження довговічності пластин з отвором

Для дослідження характеристик опору втомі були виготовлені спеціальні зразки плоских пластин з матеріалу Д16АТл5: пластини в стані постачання з циліндричним отвором; пластини в стані постачання із зенкованими отворами; пластини, анодовані «НХ», із зенкованими отворами. Зенкування виконували на глибину 4 мм під кутом 90°. Пластини мали такі параметри: ширина – 50 мм, товщина – 5 мм, діаметр отвору – 8 мм (рис. 2.78).

Втомні випробування проведені на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ із максимальними циклічними навантаженнями P_{\max} , що дорівнюють

40, 30 і 25 кН ($\sigma_{p0}^{br} = 158, 119$ і 99 МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і частотою 13 Гц.

На кожному рівні циклічних навантажень було випробувано по шість зразків. Втомне руйнування пластин з отвором відбувалося в перерізі по осі отвору.

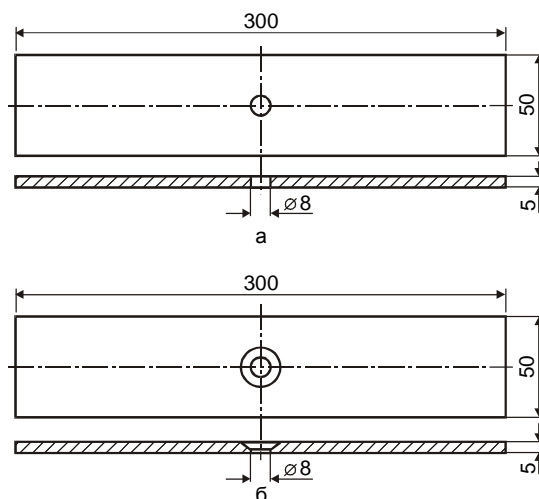


Рис. 2.78. Варіант виконання зразків пластин з отвором: а – пластина з циліндричним отвором; б – пластина із зенкованим отвором

Результати втомних випробувань показані на рис. 2.79. Точки кривих розраховані за середніми значеннями N на кожному рівні навантажень, на рисунку також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

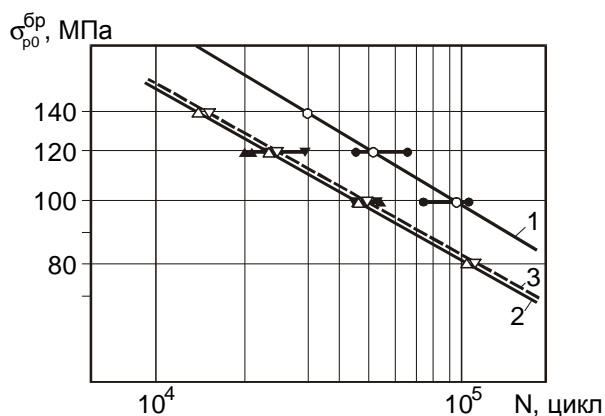


Рис. 2.79. Криві втоми пластин з отвором:

- 1 – пластина в стані постачання з циліндричним отвором;
- 2 – пластина в стані постачання із зенкованим отвором;
- 3 – пластина, анодована «НХ», із зенкованим отвором

За наслідками втомних випробувань отримані вирази для кривих втоми:

– пластини із циліндричним отвором (рис. 2.79, крива 1):

$$N \cdot \sigma^{3,42484} = 6,59712 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 2,82534 \cdot 10^3 N^{-0,291985};$$

– пластини із зенкованим отвором (пластини в стані постачання, рис. 2.79, крива 2):

$$N \cdot \sigma^{3,64667} = 8,68077 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 1,87854 \cdot 10^3 N^{-0,474222};$$

– пластини із зенкованим отвором (пластини анодовані, рис. 2.79, крива 3):

$$N \cdot \sigma^{3,58377} = 6,97894 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 2,01763 \cdot 10^3 N^{-0,279036}.$$

За наслідками досліджень встановлено таке:

- 1) витривалість пластини із циліндричним отвором у два рази вище за витривалість пластини із зенкованим отвором при глибині зенкування 80% від товщини пластини;
- 2) витривалість пластини із зенкованим отвором при її анодуванні підвищується приблизно на 7 %.

2.4.2. Експериментальне дослідження довговічності смуги з отворами, заповненими болтами

Довговічність смуги з отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, при постановці болтів по ковзній посадці

Експериментальне визначення витривалості смуги з отвором, заповненим незавантаженим болтом з шестигранною головкою, встановленим по ковзній посадці, проведено на випробувальній машині ЦДМ-10ПУ. Циклічне розтягальне навантаження прикладалося з частотою 800 циклів у хвилину з коефіцієнтом асиметрії циклу, який дорівнює 0,1. Максимальне навантаження P_{\max} становило 50, 40 і 30 кН, що відповідає $\sigma_{p0}^{\text{бп}} = 158,1; 126,5; 94,9$ МПа.

Для отримання характеристик витривалості пластин із циліндричним

отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим по ковзній посадці без затягування ($M_{кр.г} = 0$ Н·м), було випробувано на п'ятьох зразках на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на всіх рівнях навантаження відбувалося в перерізі по осі отвору.

Для отримання характеристик витривалості пластин з циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим по ковзній посадці із затягуванням ($M_{кр.г} = 30$ Н·м), було випробувано на п'ятьох зразках на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на рівнях навантажень $P_{max} = 40$ і 30 кН, що відповідає $\sigma_{p0}^{бp} = 126,5; 94,9$ МПа, відбувалося в зоні інтенсивної фретинг-корозії на зовнішній межі контакту шайби і поверхні пластини, при $P_{max} = 50$ кН ($\sigma_{p0}^{бp} = 158,1$ МПа) – в перерізі по осі отвору.

Витривалість смуги з циліндричним отвором, заповненим болтом без затягування і без натягу, подана кривою 1 (рис. 2.80), витривалість смуги з отвором, заповненим болтом із затягуванням, але без натягу, – кривою 2. Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також показані інтервали розсіювання значень N .

За наслідками втомних випробувань отримані розрахунково-експериментальні залежності для визначення числа циклів N до руйнування пластини з циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою без затягування ($M_{кр.г} = 0$ Н·м) і натягу (2.1) і болтом із шестигранною головкою із затягуванням ($M_{кр.г} = 30$ Н·м) без натягу (2.2):

$$N \cdot \sigma^{4,27519} = 4,92978 \cdot 10^{13} \quad \text{або} \quad \sigma = 1,59537 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,233908}; \quad (2.1)$$

$$N \cdot \sigma^{3,04806} = 7,91196 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 8,00872 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,328078}. \quad (2.2)$$

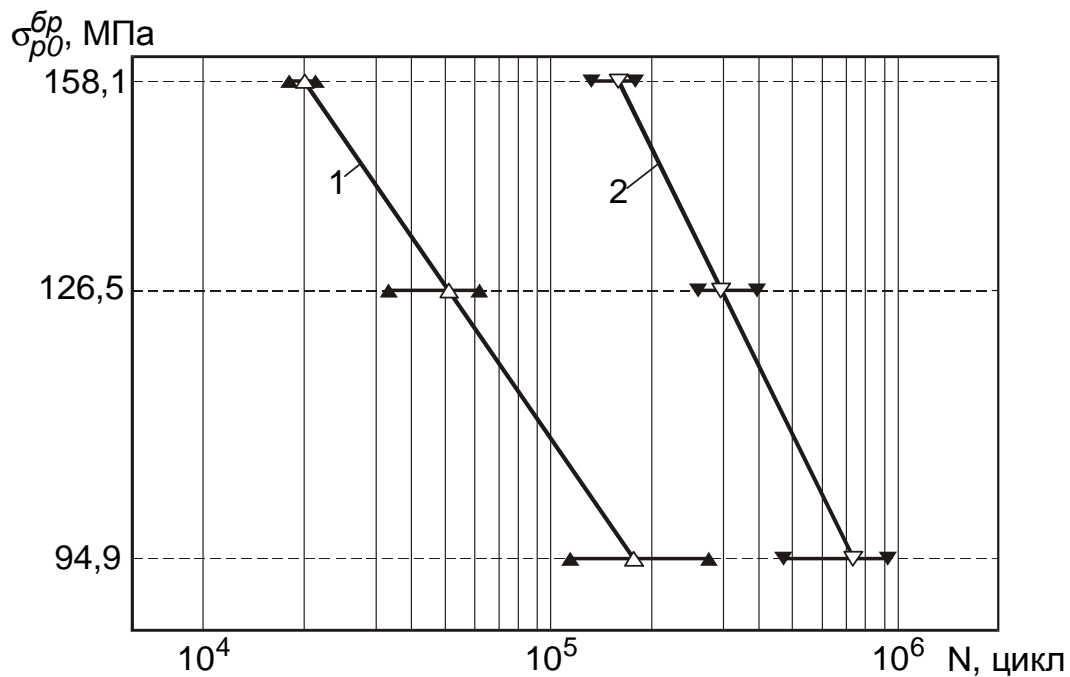


Рис. 2.80. Криві втоми смуги з отвором, заповненим болтом із шестигранною головою по ковзаючій посадці:

$$1 - M_{кр.г} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}; 2 - M_{кр.г} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Аналіз результатів випробувань показує, що затягування гайок до $M_{кр.г} = 30$ Н·м при ковзаючій посадці болта підвищила довговічність при $P_{\max} = 30$ кН у 4,3 раза, при $P_{\max} = 40$ кН – у 6,1 раза і при $P_{\max} = 50$ кН у 8 разів.

Довговічність смуги з отвором, заповненим болтом з шестигранною головою із затягуванням і натягом

Болти, що встановлюють з натягом, виготовляли шляхом доопрацювання болтів 3003А-10-46 на токарному верстаті. Доопрацювання полягало в знятті фаски на західній частині болта під кутом 10° і округленні переходу конічної ділянки в циліндричну радіусом $R = 2$ мм.

Запресовування болтів, що встановлюють з натягом, проводили на гідравлічному пресі без мастила. Під головки болтів і під гайки встановлювали шайби 3401А-1-10-20. З метою більш рівномірного розподілу контактного тиску

від зусилля затягування гайки на смугу між шайбою і гайкою (головкою болта) встановлені сталеві циліндричні втулки висотою 12 мм із зовнішнім діаметром 20 мм і внутрішнім – 10 мм. Затягування гайок здійснювалося тарованим ключем і відповідало моменту $M_{кр.з} = 30$ Н·м. Таке затягування викликає контактний тиск під шайбою, що дорівнює 91 МПа.

Експериментальне визначення втомної довговічності смуги із заповненим незавантаженим отвором при постановці болтів з шестигранною головкою з натягом, який дорівнює $1,5\% d_\sigma$ проведено на машині ЦДМ-10ПУ. Змінне розтягальне навантаження прикладалося з частотою 800 циклів у хвилину з коефіцієнтом асиметрії циклу, який дорівнює 0,1. Максимальне навантаження $P_{max} = 50, 40$ і 30 кН, що відповідає $\sigma_{p0}^{bp} = 158,1; 126,5; 94,9$ МПа.

Для отримання характеристик витривалості пластин із циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим із натягом без затягування ($M_{кр.з} = 0$ Н·м), було випробувано по три зразки на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на рівнях навантаження $P_{max} = 50$ і 40 кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 158,1; 126,5$ МПа) відбувалося в зонах забоїн стружкою, отриманих при обробленні зразків, і один зразок руйнувався по переходу радіуса. При навантаженні $P_{max} = 30$ кН зразки навантажувалися до 1.4 мільйона циклів, після чого знімалися з випробувань незруйнованими.

Для отримання характеристик витривалості пластин із циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим із натягом і затягуванням ($M_{кр.з} = 30$ Н·м), було випробувано по три зразки на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на всіх рівнях навантаження відбувалося в зоні інтенсивної фретинг-корозії на зовнішній межі контакту шайби і поверхні пластини.

Витривалість смуги з циліндричним отвором, заповненим болтом із натягом без зтягування, показана кривою 3 (рис. 2.81), витривалість смуги з отвором, заповненим болтом із зтягуванням і натягом, — кривою 4. Точки кривих розраховані за середніми значеннями N на кожному рівні навантажень, на рисунку також показані інтервали розсіювання значень N .

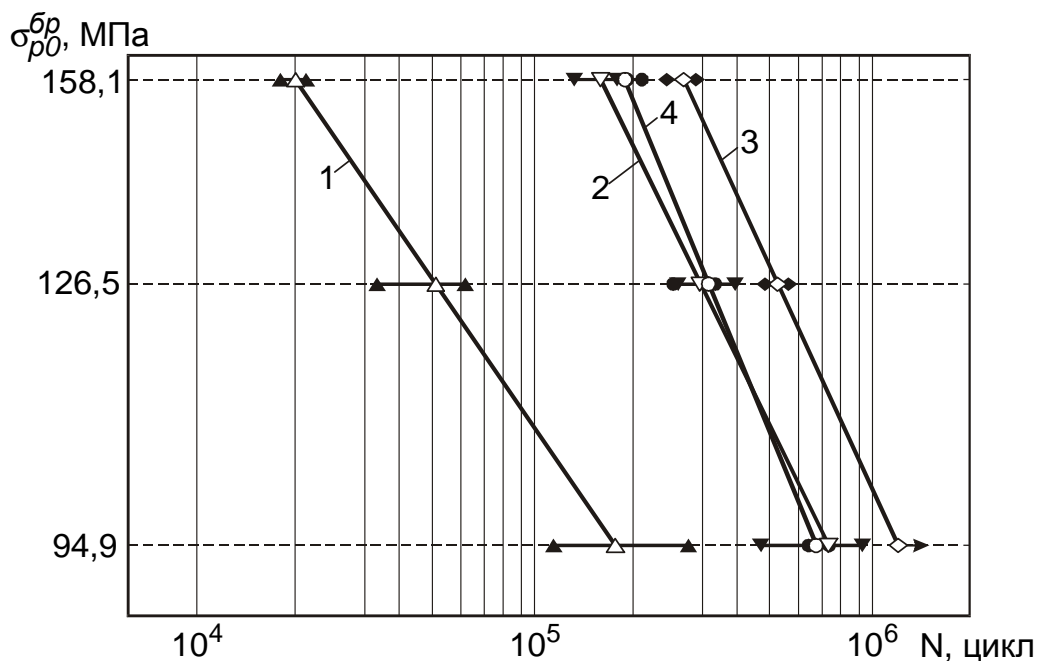


Рис. 2.81. Криві втоми смуги з отвором, заповненим болтом:

- 1 – без зтягування і натягу; 2 – із зтягуванням без натягу;
- 3 – без зтягування з натягом; 4 – із зтягуванням і натягом

За наслідками втомних випробувань отримані розрахунково-експериментальні залежності для визначення числа циклів N до руйнування пластини з циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою з натягом без зтягування ($M_{кр.г} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$) (2.3) і болтом із шестигранною головкою з натягом і зтягуванням ($M_{кр.г} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$) (2.4):

$$N \cdot \sigma^{2,86761} = 5,59214 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 1,24925 \cdot 10^4 \cdot N^{-0,348723}; \quad (2.3)$$

$$N \cdot \sigma^{2,56359} = 8,02379 \cdot 10^{10} \text{ або } \sigma = 1,79292 \cdot 10^4 \cdot N^{-0,390078}. \quad (2.4)$$

При посадці болтів з натягом, який дорівнює $1,5\% d_6$, і затягуванням довговічність смуги практично не змінилася порівняно з довговічністю смуги, де болт встановлювали тільки із затягуванням (див. рис. 2.81, крива 4). Це пояснюється тим, що на всіх рівнях навантаження втомні тріщини в цьому випадку беруть початок на межі контакту смуги і шайби (рис. 2.82), тобто довговічність смуги визначається інтенсивністю фретинг-корозії, а не геометричною концентрацією напруження в перетині по осі отвору.

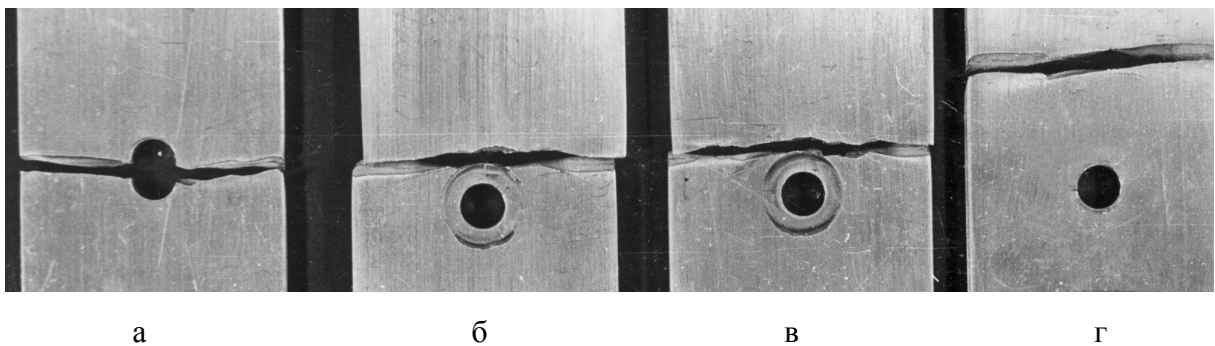


Рис. 2.82. Зони руйнування пластин з отворами, заповненими болтом із шестигранною головкою: а – без натягу і затягування; б – із затягуванням; в – з натягом і затягуванням; г – з натягом

У разі установлення болтів з натягом $1,5\% d_6$ без затягування при навантаженні $P_{\max} = 40$ і 50 кН втомні тріщини брали початок на вм'ятинах і забоїнах, отриманих при виготовленні зразків і можливих у процесі виробництва реальних конструкцій в результаті механічних пошкоджень, що наносяться стружкою і інструментом.

Отже, початкові механічні пошкодження плакувального шару матеріалу Д16АТ, які можуть виникнути при обробленні та збиранні, призводять до зниження витривалості елементів з'єднання, виконаного з пружнопластичним натягом болтів.

Зрозуміло, що довговічність зразків із натягом без затягування є найбільш високою, оскільки в даному випадку немає контактного тиску і фретинг-корозії під шайбами.

Дослідження характеристик опору втомі пластин з отворами, заповненими потайними незавантаженими болтами

Для дослідження характеристик опору втомі пластин з отворами, заповненими потайними незавантаженими болтами, були виготовлені спеціальні зразки плоских пластин (рис. 2.83).

Пластини і накладки для зразків виготовляли з листа Д16АТл5, анодованого «НХ» фрезеруванням по контуру.

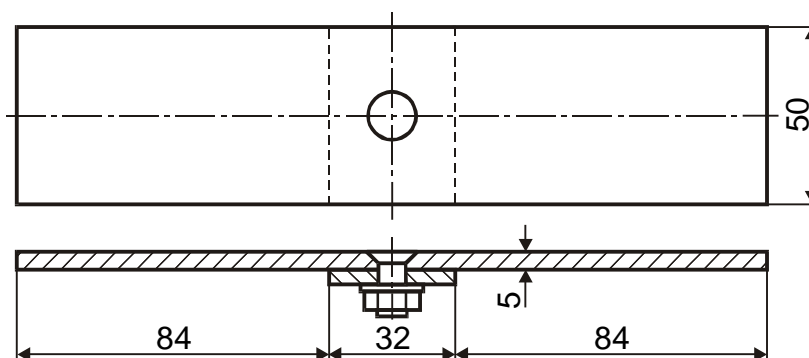


Рис. 2.83. Варіант виконання зразків пластин із заповненим незавантаженим отвором

У циліндроконічні отвори встановлювали сталеві болти 5015А з радіальним натягом $0,8...1,2\% d_b$ (де d_b — діаметр стрижня болта). Затягування гайок проводили тарувальним ключем: спочатку – крутильним моментом $M_{кр.г} = 25$ Н·м, потім слідували розвантаження до $M_{кр.г} = 0$ Н·м і остаточне затягування до $M_{кр.г} = 20$ Н·м.

Втомні випробування здійснювали на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ з максимальними циклічними навантаженнями P_{max} , що дорівнювали 30 і 25 кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 119$ і 99 МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і частотою 13 Гц.

На рівні навантажень $P_{max} = 30$ кН випробувано вісім зразків; $P_{max} = 25$ кН – чотири зразки.

Втомні руйнування пластини із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом із радіальним натягом і затягуванням, відбувалися головним чином у

пластині як наслідок інтенсивного розвитку фретинг-корозії по контактних поверхнях між пластиною і накладкою.

Результати втомних випробувань показані на рис. 2.84. Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

Результати втомних випробувань зразків пластин із циліндроконічним отвором, заповненим потайним незавантаженим болтом із радіальним і осьовим натягом, зруйнованим по пластині в зоні поверхонь, що сполучаються, внаслідок дії фретинг-корозії, показані на рис. 2.84 (крива 2).

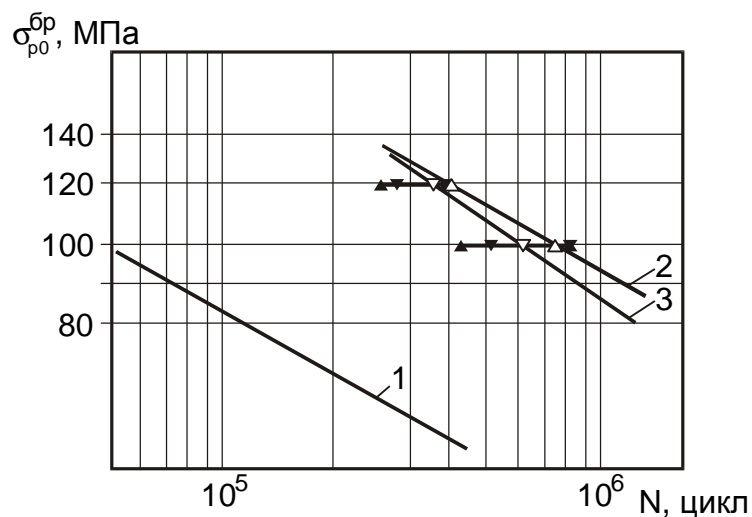


Рис. 2.84. Криві втоми пластин із циліндроконічними отворами, заповненими незавантаженими сталевими болтами 5015А:

- 1 – зразки з циліндроконічним отвором, анодовані;
- 2 – зразки з натягом і затягуванням болтів, зруйновані по пластині в зоні поверхонь, що сполучаються, внаслідок дії фретинг-корозії;
- 3 – зразки з натягом і затягуванням болтів, що руйнуються в зоні установлення накладки внаслідок дії фретинг-корозії, і що руйнуються в перерізі по осі отвору

Узагальнений вираз для кривої втоми пластин з отворами, заповненими незавантаженими болтами, встановленими з радіальним і осьовим натягом, при руйнуванні пластин у зоні постановки накладки внаслідок дії фретинг-корозії має вигляд

$$N_{\text{фр}} \cdot \sigma^{3,42313} = 5,14378 \cdot 10^{12} \text{ або } \sigma = 5,16829 \cdot 10^3 N^{-0,29213}.$$

Узагальнений вираз для кривої втоми пластин з отворами, заповненими незавантаженими болтами, встановленими з радіальним і осьовим натягом, при руйнуванні пластин у зоні установлення накладки внаслідок дії фретинг-корозії і по осі отвору має вигляд (див. рис. 2.84, крива 3)

$$N \cdot \sigma^{3,07512} = 8,66973 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 7,62293 \cdot 10^3 N^{-0,32519}.$$

За наслідками досліджень встановлено, що при прогнозуванні витривалості пластин із циліндроконічними отворами необхідно враховувати не тільки дію циклічного розтяжного напруження, але й інтенсивну дію фретинг-корозії. Застосування радіального натягу $\Delta = (1 \pm 0,2)\% d_{\sigma}$ і тарованого затягування, відповідного $M_{\text{кр.г}} = 20$ Н·м, забезпечує підвищення довговічності пластини з циліндроконічним отвором в 10–12 разів і зміщує зону руйнування з перерізу по осі отвору в зону фретинг-корозії між пластиною і накладкою.

2.4.3. Опір втомі пластин з отворами і типових заклепочних з'єднань

Аналіз результатів випробувань зразків натурних панелей крила із сплаву Д16чТ і їх стиків показує, що їх витривалість сумарна з витривалістю смуги з отвором із цього ж матеріалу.

В умовах експлуатації втомне руйнування силових елементів, з'єднаних за допомогою заклепок, відбувається як у зоні концентрації нормального напруження, так і в зоні концентрації контактного тиску й інтенсивного розвитку фретинг-корозії. Тому дослідження характеристик опору втомі конструктивних елементів з вільним отвором і отвором, заповненим прогресивними заклепками, необхідно проводити для прогнозування витривалості заклепочних з'єднань планера літака. Вони визначаються виразом [192]

$$\sigma_{\text{нр}}^*(N) = k_{\text{см}}(N) \cdot \sigma_{\text{см}} + \sigma_{\text{л}} + k_i(N) \cdot \sigma_i \quad (2.5)$$

або

$$\sigma_{np.фp}^*(N) = k_{см.фp}(N) \cdot \sigma_{см} + \sigma_l + k_i(N) \cdot \sigma_i \quad (2.6)$$

залежно від зони руйнування: (2.5) – по осі отвору, (2.6) – у зоні фретинг-корозії.

Довговічність пластин із вільним незавантаженим отвором

Для проведення втомних випробувань використано смугу з матеріалу Д16АТл2 шириною 30 мм з отвором (рис. 2.85). Отвір виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120.°

Випробування проведені на машині УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень, відповідних $\sigma_{p0}^{бp} = 221,4; 189,7$ і $158,1$ МПа (де $\sigma_{p0}^{бp}$ – величина максимального напруження еквівалентного віднульового циклу).

Зразок випробовували до руйнування в одній із контрольних зон, потім – до руйнування в іншій розрахунковій зоні. На кожному рівні навантажень випробувано по шість зразків.

Результати втомних випробувань показані на рис. 2.85.

Руйнування всіх зразків відбулося по пластині в перерізі по осі отвору.

Вираз для кривої втоми пластин із сплаву Д16АТл2 з вільним отвором має вигляд

$$N \cdot \sigma^{3,658109} = 6,758 \cdot 10^{12} \quad \text{або} \quad \sigma = 3,21534 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,273365}.$$

Довговічність пластин з отвором, заповненим заклепкою

Для дослідження характеристик опору втомі обшивки з отвором, заповненим навантаженою на зріз заклепкою ОСТ 1 34052-85, виготовляли спеціальні зразки (рис. 2.85, поз. 2). Обшивку і накладку виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ» за серійною технологією. По периметру пластин знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки 4-9 ОСТ 1 34052-85 виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом

120°. Зенкування проводили на глибину $1,55 \pm 0,55$ мм. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання утворювали замикальні головки заклепок висотою 1,9...2,0 мм.

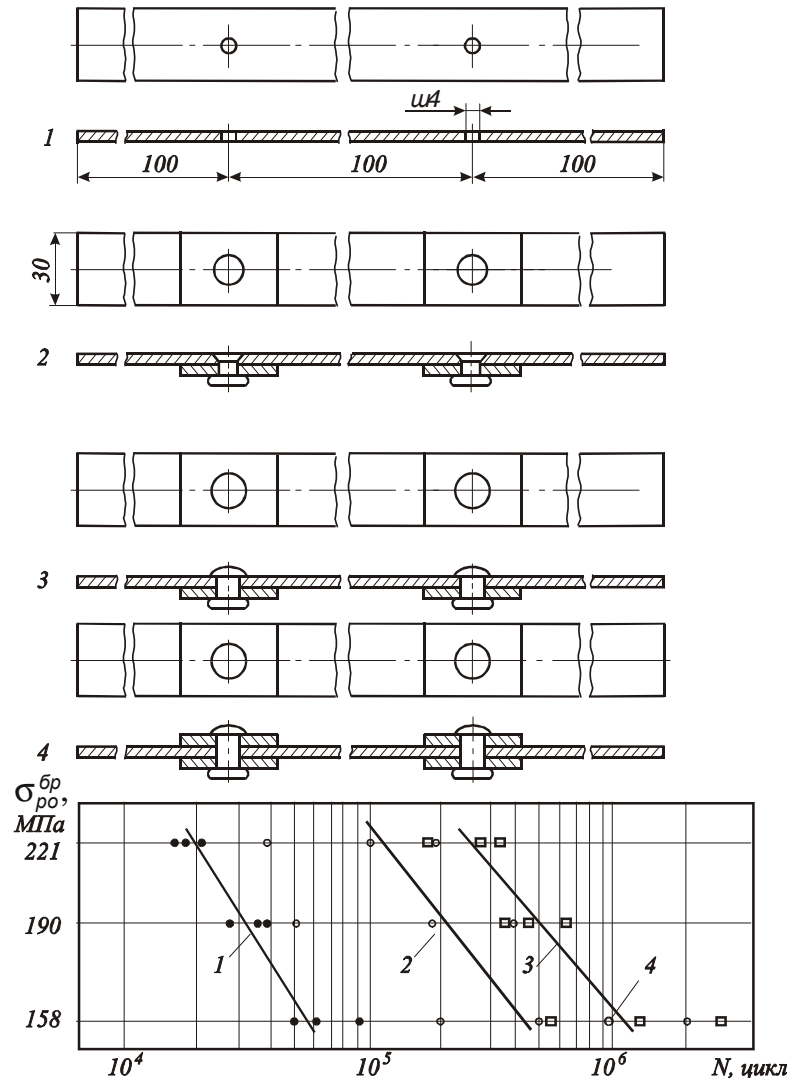


Рис. 2.85. Зразки для втомних випробувань і результати їх втомних випробувань:

- 1 – з вільним незавантаженим отвором;
- 2 – з отвором, заповненим заклепкою ОСТ 1 34052-85;
- 3, 4 – з отвором, заповненим заклепкою ОСТ 1 34040-79

Втомні випробування зразків проведені на машинах для випробувань на втому УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень, відповідних $\sigma_{po}^{br} = 221; 189,7$ і $158,1$ МПа по 15–35 зразків на кожному рівні.

Для дослідження характеристик опору втомі зразки, що мають дві залікові зони, встановлювали в захватах машин і проводили навантаження до моменту руйнування з'єднання в одній із контрольних зон.

Результати втомних випробувань зразків обшивки з отвором, заповненим потайною заклепкою, до руйнування зразків в одній з двох залікових зон показані на рис. 2.85 (поз. 2).

Аналіз результатів випробувань показує, що зразки, напрацьовані до руйнування при $\sigma_{p0}^{bp} = 158,1$ МПа 464900, 496200, 587500 і 662300 циклів навантаження, руйнувалися від втомних тріщин, що розвинулися по обшивці від фретинг-корозії в зоні накладки. Решта зразків руйнувалася по обшивці в перерізі по осі заклепок.

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заклепкою ОСТ 1 34052-85 має вигляд

$$N \cdot \sigma^{4,833427} = 1,7947987 \cdot 10^{16} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,3058676 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,2068925}.$$

Для дослідження характеристик опору втомі обшивки з отвором, заповненим не навантаженою на зріз заклепкою 4-9 ОСТ 1 34040-79, виготовляли спеціальні зразки (див. рис. 2.85, поз. 3). Обшивку і накладку (див. рис. 2.85) виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ». По периметру пластини знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки ОСТ 1 34040-79 діаметром 4 мм виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120°. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання утворювали замикаючі головки висотою 1,9...2,0 мм.

Втомні випробування зразків проведені на машинах УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень по 21–25 зразків на кожному з них.

Для дослідження характеристик опору втомі зразки, що мають дві залікові зони, встановлювали в захоплювачах машин і проводили навантаження до

моменту руйнування з'єднання в одній із контрольних зон.

Результати втомних випробувань зразків обшивки показані на рис. 2.85 (поз. 3).

Вираз кривої втоми смуги з отвором, заповненим заклепкою ОСТ 1 34040-79, має вигляд

$$N \cdot \sigma^{4,415393} = 5,853562 \cdot 10^{15} \text{ або } \sigma = 3,72402 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,2264804}.$$

При руйнуванні поза зоною накладки вираз кривої втоми смуг має вигляд

$$N \cdot \sigma^{5,171066} = 2,6058212 \cdot 10^{17} \text{ або } \sigma = 2,33325 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,193384}.$$

Для дослідження характеристик опору втомі обшивки з отвором, заповненим не завантаженою на зріз заклепкою ОСТ 1 34040-79 діаметром 5 мм, виготовляли спеціальні зразки (рис. 2.86).

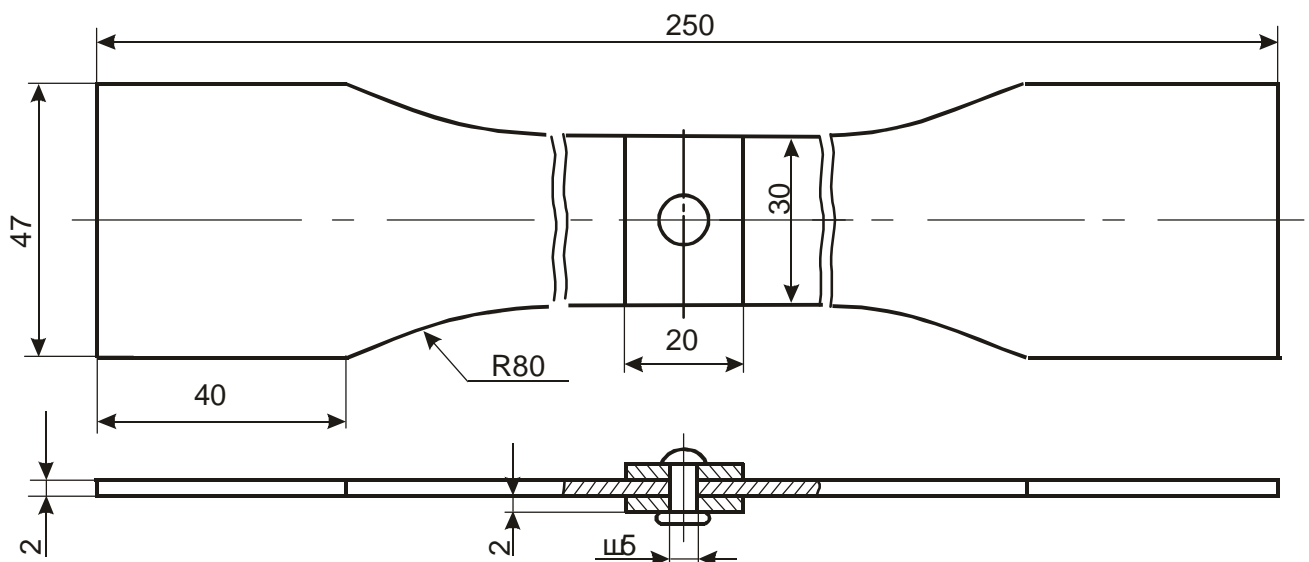


Рис. 2.86. Зразки пластин з листа Д16АТл2 із заповненим заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженим отвором

Обшивку і накладку виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ» за серійною технологією. По периметру пластин знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки 5-11 ОСТ 1 34040-79 виконували свердлом діаметром 5,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120°. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання

утворювалися замикаючі головки висотою $2,5 \pm 0,1$ мм.

Втомні випробування зразків проведені на машинах для випробувань на втому УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень, відповідних $\sigma_{p0}^{br} = 228, 196, 165$ МПа.

Результати втомних випробувань зразків обшивки з отвором, заповненим непотайною заклепкою, показані на рис. 2.87.

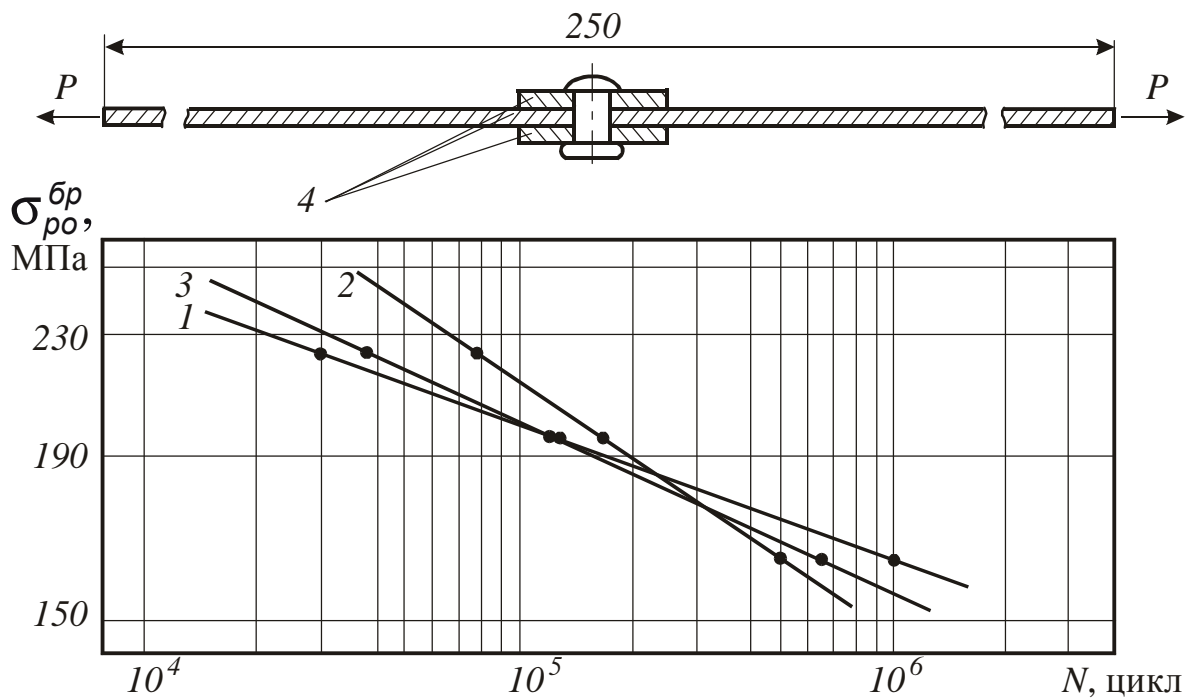


Рис. 2.87. Криві втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненим заклепками 5-11 ОСТ 2.34040-79 незавантаженим отвором:

1 – руйнування від стінки отвору; 2 – руйнування під накладкою;

3 – 1+2; 4 – пластина і накладка з листа Д16АТл2

У результаті аналізу втомних випробувань пластин з Д16АТл2 із заповненим заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 ненавантаженим отвором за характером руйнування зразки поділили на дві групи.

До першої групи віднесені зразки, що зруйнувались від сумісної дії геометричної концентрації напруження і фретинг-корозії в зоні контакту стрижня заклепки і стінки отвору. Тріщини розвивалися від стінки отвору із зсувом від осі заклепки, що становив $0,65 \dots 1,5$ мм.

До другої групи віднесені зразки, які руйнуються від фретинг-корозії по поверхнях, що сполучаються, в зоні контакту накладки і пластини. У 70% зразків тріщина розвивалася в пластині в площинах поперечних перерізів пластини в зоні отвору. Ділянки зародження тріщини знаходилися на відстані від 5 до 12,6 мм від подовжньої осі зразка. Решта зразків руйнувалася по пластині в місцях її контакту з накладками по площинах у поперечних перерізах пластини поза зоною отвору. Відстань від центру отвору до зони зародження тріщини по осі, паралельній осі додатка навантаження, становила 7,0...7,5 мм, а по осі, перпендикулярній напрямку навантаження, що прикладається, – 3...5 мм.

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами має вигляд

$$N \cdot \sigma^{8,3785} = 1,989085 \cdot 10^{24} \quad \text{або} \quad \sigma = 7,9439 \cdot 10^2 \cdot N^{-0,193}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні в перерізі по осі отвору має вигляд

$$N \cdot \sigma^{11,0436} = 2,40729 \cdot 10^{30} \quad \text{або} \quad \sigma = 5,637 \cdot 10^2 \cdot N^{-0,09055}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні по поверхнях, що сполучаються, від фретинг-корозії є таким:

$$N \cdot \sigma^{6,03083} = 1,20099 \cdot 10^{19} \quad \text{або} \quad \sigma = 1,4577 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,165815}.$$

Для дослідження характеристик опору втоми обшивки з отвором, заповненим не завантаженою на зріз заклепкою ОСТ 1 34040-79 діаметром 4 мм, були проведені додаткові дослідження. Для випробувань виготовляли спеціальні зразки (рис. 2.88).

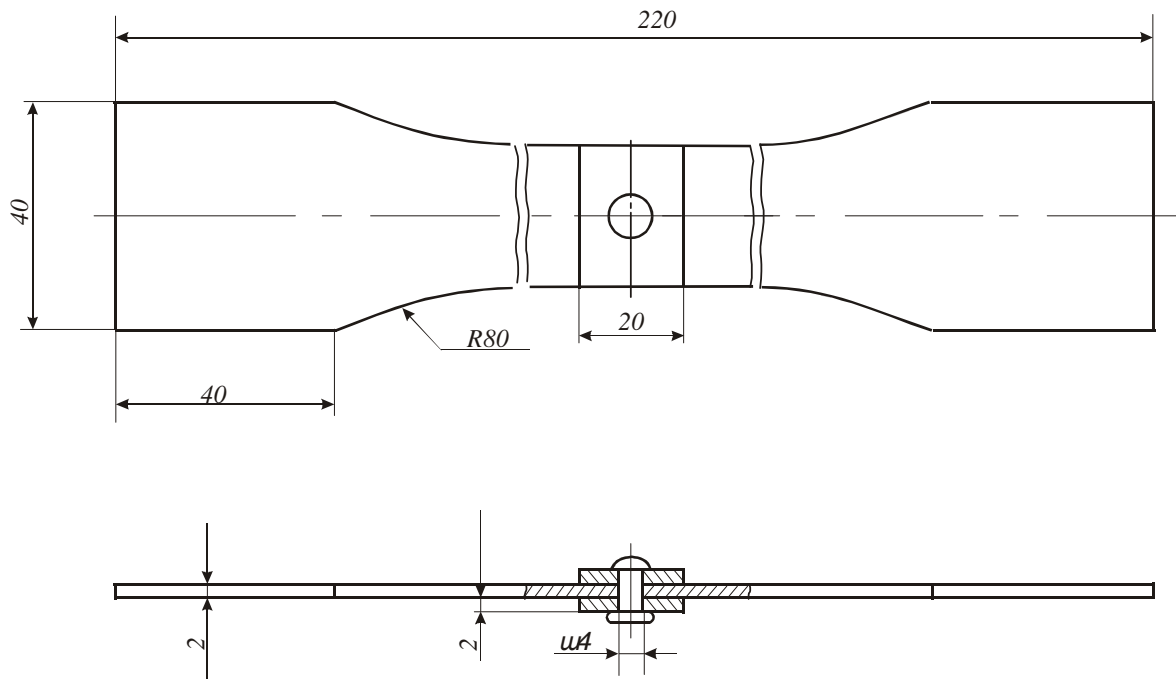


Рис. 2.88. Зразки пластин із листа Д16АТл2 із заповненим заклепкою 4-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженим отвором

Обшивку і накладки виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ» за серійною технологією. По периметру пластин знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки 4-11 ОСТ 1 34040-79 виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120°. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання утворювалися замикальні головки висотою $2,0 \pm 0,1$ мм.

Втомні випробування зразків проведені на машинах для випробувань на втому УРМ-2000 із частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$.

Результати втомних випробувань зразків обшивки з отвором, заповненим непотайною заклепкою, показані на рис. 2.89.

У результаті аналізу втомних випробувань пластин з Д16АТл2 із заповненим заклепкою 4-11 ОСТ 1 34040-79 ненавантаженим отвором за характером руйнування зразки розділили на дві групи.

До першої групи віднесені зразки, що руйнуються від сумісної дії

геометричної концентрації напруження і фретинг-корозії в зоні контакту стрижня заклепки і стінки отвору. Тріщини розвивалися від стінки отвору із зсувом від осі заклепки, що становив 0,5...1,2 мм.

До другої групи віднесені зразки, що руйнуються від фретинг-корозії по поверхнях, що сполучаються, в зоні контакту накладки і пластини. У 25 % зразків тріщина розвивалася в площинах поперечних перерізів пластини в зоні отвору. Ділянки зародження тріщини знаходилися на відстані 3...7 мм від подовжньої осі зразка. Решта зразків руйнувалася по пластині в місцях її контакту з накладками по площинах у поперечних перерізах пластини поза зоною отвору. Відстань від центру отвору до зони зародження тріщини по осі, паралельній осі додатка навантаження, становила 5,0...8,5 мм, а по осі, перпендикулярній напрямку навантаження, що прикладається, – 3...7 мм.

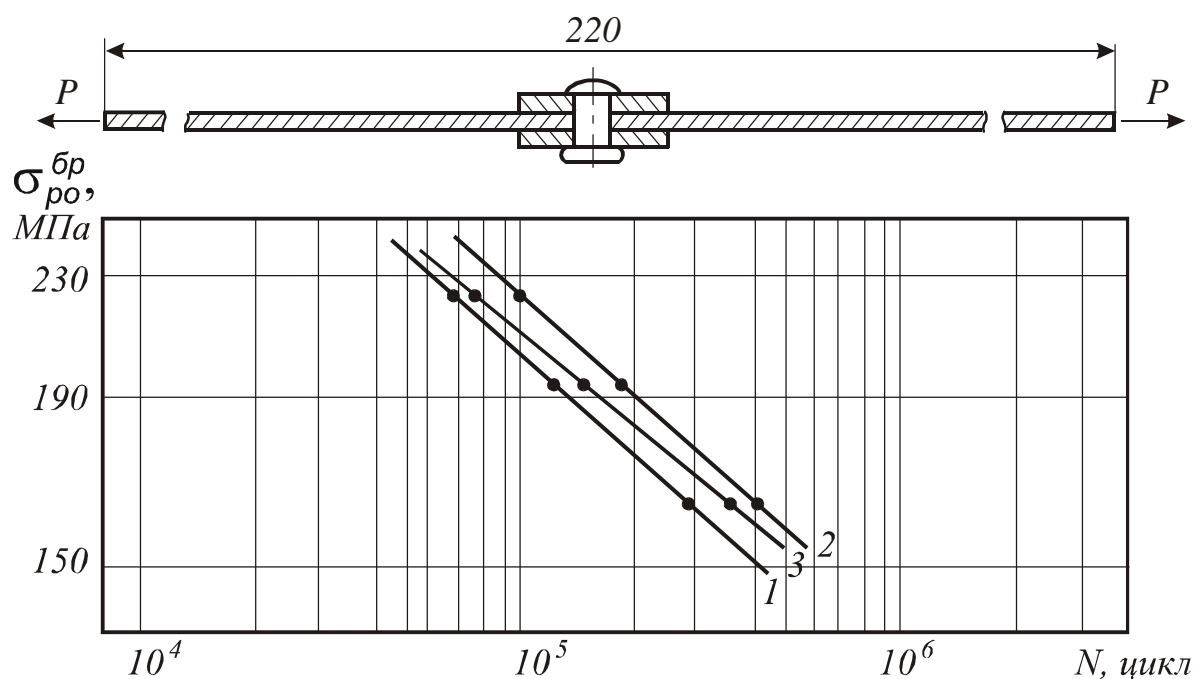


Рис. 2.89. Криві втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненим заклепками 4-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженим отвором

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 4-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами має вигляд

$$N \cdot \sigma^{5,0567} = 5,7748 \cdot 10^{16} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,064 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,1978}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою

5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні від сумісної дії геометричної концентрації напруження і фретинг-корозії в зоні контакту стрижня заклепки і стінки отвору є таким:

$$N \cdot \sigma^{4,6724} = 6,63 \cdot 10^{15} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,433 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,214}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні від фретинг-корозії по поверхнях, що сполучаються, в зоні контакту накладки і пластини має вигляд

$$N \cdot \sigma^{4,5772} = 5,84699 \cdot 10^{15} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,7836 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,2185}.$$

2.5. МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ПЛАСТИН З ОТВОРОМ

Ресурс крила літака визначається ресурсом подовжніх з'єднань панелей крила. Проектування інших конструктивних нерегулярностей виконується так, щоб їх ресурс дорівнював ресурсу подовжніх з'єднань панелей крила або перевищував його [196, 290].

Ресурсні випробування літаків показали, що втомна довговічність подовжніх з'єднань панелей крила з матеріалу Д16чТ збігається з втомою довговічності типових пластин із циліндричним отвором, яка описується виразом, що має вигляд

$$N \cdot \sigma_{\bar{p}.0}^m = C,$$

де $\sigma_{\bar{p}.0}$ – номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведені до віднульового циклу навантаження; m і C – експериментально визначувані константи, що враховують ресурсні властивості матеріалу і тип зони нерегулярності.

При цьому встановлено, що для зразків із сплаву Д16чТ залежність, що описує довговічність, має вигляд [3]

$$N = 3 \times 10^9 \sigma_{екв}^{-4}, \quad (2.7)$$

а для зразків із сплаву В95пчГ2 [2] –

$$N = 4.414 \times 10^8 \sigma_{екв}^{-3.5}. \quad (2.8)$$

У формулах (2.7), (2.8) еквівалентне напруження має розмірність кгс/мм².

Зміна параметрів і форми отвору в пластині приводить до зміни характеристик локального напружено-деформованого стану і, як наслідок, втомної довговічності до появи тріщини.

Розроблені методи розрахунку довговічності конструктивних елементів з отворами базуються на визначенні ефективних коефіцієнтів концентрації напруження. Слід зазначити, що вживані розрахунково-експериментальні залежності для прогнозування довговічності за номінальним напруженням конструктивних елементів, виконаних з одного матеріалу з різних товщин і напівфабрикатів, потребують великих обсягів експериментальних досліджень для визначення коефіцієнтів m і C . Ці методи використовують для прогнозування витривалості на стадії ескізного проектування.

Дослідження [437 – 441] показали, що для конструктивних елементів складної форми розрахунок довговічності доцільно проводити на основі характеристик локального напруженого стану. Метод розрахунку довговічності за локальними НДС розробляли для забезпечення підвищеної точності розрахунків. Оснований він на визначенні концентрації локального напруження і деформацій, а також на застосуванні втомних характеристик гладких зразків.

Запропоновано і далі наведено метод прогнозування втомної довговічності конструктивних елементів з геометричним концентратором у вигляді отвору на базі енергетичного критерію і характеристик локального пружнопластичного НДС, а також опору втомі типової пластини з отвором.

Даний метод містить:

1. Визначення локальних максимальних пружнопластичних напружень і деформацій на контурі геометричного концентратора пластини з отвором досліджуваної моделі з урахуванням історії навантаження методом скінченного елемента, реалізованим у системі інженерного аналізу ANSYS.

2. Розрахунок величини максимального віднульового напруження і деформацій циклу навантаження за формулою Одінга в базовому і досліджуваному зразках.

3. Розрахунок впливу рівня навантаження на зміну енергетичного критерію ($\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0}$) у зразках.

4. Визначення експериментальних характеристик опору втомі типових пластин з отвором з досліджуваного матеріалу.

5. Визначення параметрів розрахунково-експериментальної залежності прогнозування довговічності базових зразків пластин на основі енергетичного критерію.

6. Розрахунок прогнозованої довговічності досліджуваного зразка.

Розглянемо зону конструкції з вільним отвором. Для визначення втомних характеристик таких зон проведені розрахунки характеристик локального НДС за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474] зразків пластин із циліндричними і зенкованими отворами, показаних на рис. 2.90, 2,91.

Ураховуючи симетрію пластини і характер прикладання зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядали 1/4 частину моделі з відповідними умовами закріплення. Для обмеження переміщень моделі по осях Y і Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці прикладання зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення по Y-й і Z-й компонентах. Для вузлів скінченноелементної сітки, що лежать у площинах OX і OY, задані умови симетрії (рис. 2.92).

Скінченноелементна модель пластини з отвором складається з об'ємних

восьмивузлових елементів SOLID45, наведених у системі ANSYS [474]. Всього модель містить 1500 скінченних елементів.

Характер розподілу еквівалентних напружень у пластині із зенкованим отвором показано на рис. 2.93.

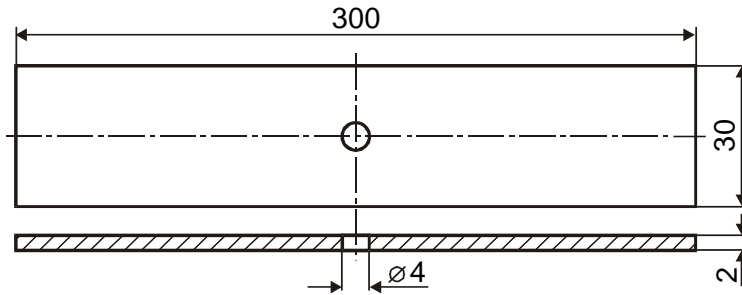


Рис. 2.90. Конструкція зразка пластини із циліндричним отвором

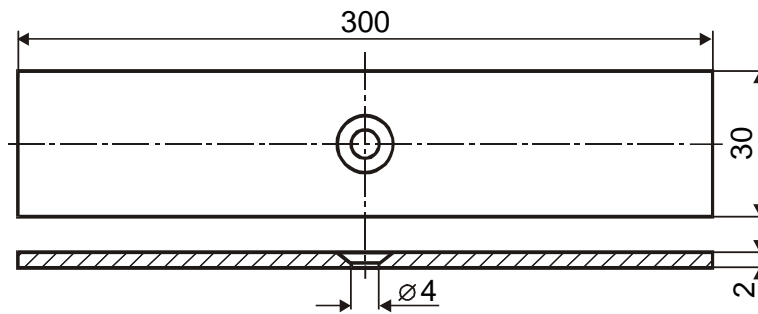


Рис. 2.91. Конструкція зразка пластини із зенкованим отвором

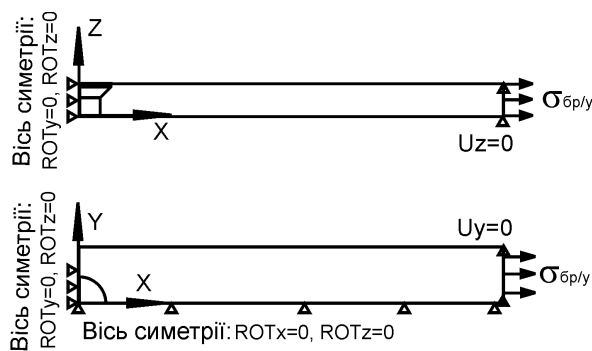


Рис. 2.92. Розрахункова схема пластини з отвором

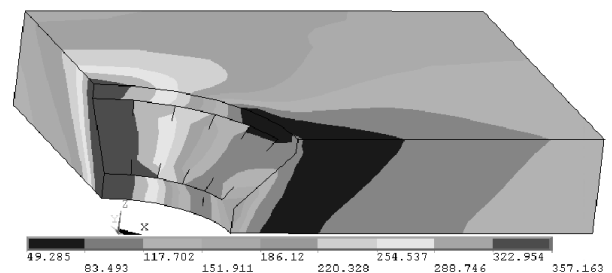


Рис. 2.93. Характер розподілу еквівалентного напруження в пластині із зенкованим отвором

Результати розрахунків локального НДС показані на рис. 2.94 у вигляді

залежності $\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0}$ від $\sigma_0^{\bar{b}p}$.

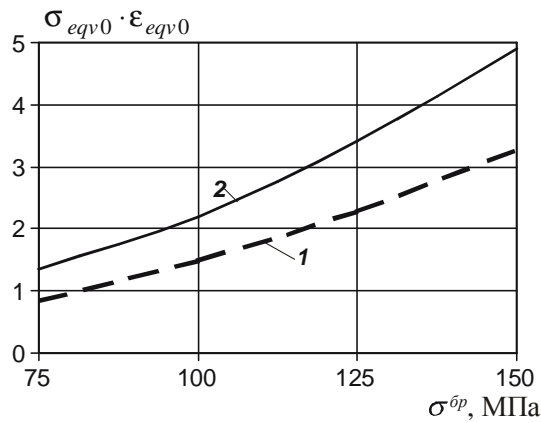


Рис. 2.94. Залежність добутка локального напруження і деформацій в найбільш навантаженій точці на контурі від номінального напруження $\sigma_0^{\bar{b}p}$ для пластини: 1 – з вільним циліндричним отвором; 2 – з вільним зенкованим отвором

На рис. 2.95 показані криві втоми пластини з циліндричними і зенкованими вільними отворами в координатах $\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0}$ від N . Втомна крива для пластини з циліндричним отвором була узята з праць ЦАГІ [414, 415]. Точки, що характеризують довговічність пластини із зенкованим отвором, визначені за умови, що витривалість пластини з циліндричним отвором в два рази вище за витривалість пластини із зенкованим отвором при глибині зенкування 80 % від товщини пластини [246].

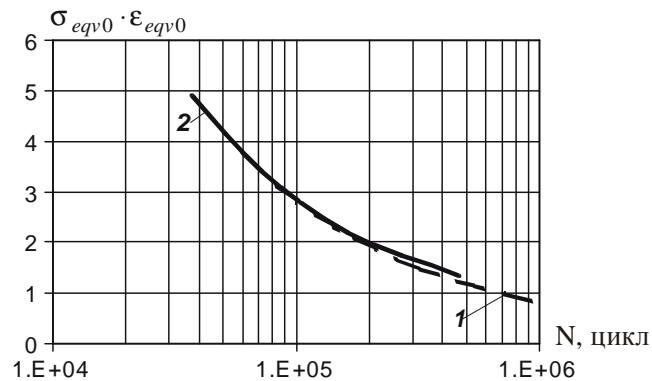


Рис. 2.95. Криві втоми пластини в координатах $N = f(\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0})$:

- 1 – з вільним циліндричним отвором;
- 2 – з вільним зенкованим отвором

Отримані експериментальні криві втоми пластини з циліндричним отвором апроксимуються виразом

$$(\sigma_{eqv.0} \times \varepsilon_{eqv.0})^{m_e} N = C_e, \quad (2.9)$$

де $m_e = 1,8528$; $C_e = 6,91619 \times 10^5$.

Збіг кривих втоми в цих координатах дозволяє припустити, що константа C_e у виразі (2.9) буде однаковою для смуг із даними формами отворів у них, якщо локальні НДС визначаються енергетичним критерієм, що дорівнює добутку максимального еквівалентного віднульового напруження і деформацій.

За наявною кривою довговічності пластини із циліндричним отвором і з урахуванням збігу констант c отримуємо вираз для прогнозування довговічності пластини із зенкованим отвором (рис. 2.96):

$$N_2 = N_1 \times \left(\frac{(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_{Ц}}{(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_K} \right)^{m_e}, \quad (2.10)$$

де N_2 – довговічність пластини із зенкованим отвором; N_1 – довговічність пластини з циліндричним отвором; $(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_{Ц}$ – утворення локального напруження і деформацій пластини з циліндричним отвором; $(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_K$ – утворення локального напруження і деформацій пластини із зенкованим отвором.

Результати втомних випробувань і розрахунків довговічності пластин з циліндроконічним і циліндричним отворами показані на рис. 2.96.

Аналіз довговічності пластин із циліндричними зенкованими отворами із сплаву Д15АТл5 показує, що витривалість пластини із циліндричним отвором у два рази вище за витривалість пластини із зенкованим отвором при глибині зенкування 80% від товщини пластини [246].

Отримана розрахунковим шляхом за залежністю (2.10) довговічність пластини із зенкованим отвором (див. рис. 2.96) також у два рази нижче за

довговічність пластини з циліндричним отвором, що дає можливість відзначити задовільну відповідність результатів розрахунку і експерименту.

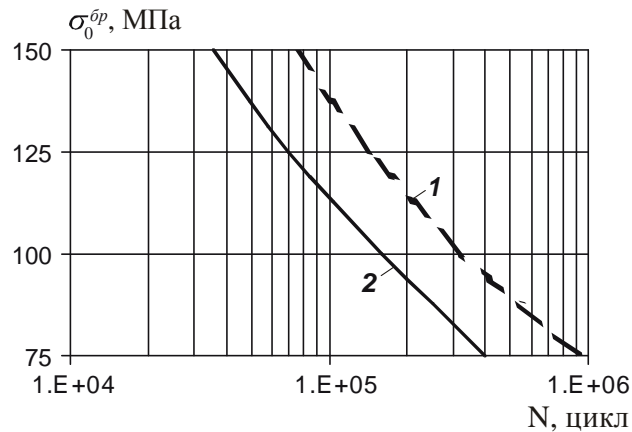


Рис. 2.96. Криві втоми пластини в координатах $N=f(\sigma_0^{\bar{p}})$:

- 1 – з вільним циліндричним отвором (експеримент);
- 2 – з вільним зенкованим отвором (розрахунок)

2.6. МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ З'ЄДНАНЬ, ВИКОНАНИХ З ОСЬОВИМ І РАДІАЛЬНИМ НАТЯГАМИ БОЛТІВ ІЗ ШЕСТИГРАННОЮ ГОЛОВКОЮ

Призначенням даного методу є прогнозування втомної довговічності зрізних болтових з'єднань, виконаних з пружнопластичним радіальним та осьовим натягом при їх циклічному навантаженні в зонах можливого руйнування як від геометричної концентрації напруження, так і від контактного тиску, що викликає розвиток фретинг-корозії.

Метод прогнозування довговічності до появи тріщини модифікованих моделей зрізних болтових з'єднань з осьовим і радіальним натягами базується на гіпотезі еквівалентності пошкоджувальної дії коефіцієнтів концентрації повної питомої енергії деформації в найбільш навантажених зонах елементів модифікованих з'єднань і в типовій смузі з отвором, заповненим болтом з осьовим і радіальним натягами за однаковою технологією і з однакових матеріалів, а також на основі розрахунку характеристик їх контактної взаємодії. При розрахунку

враховують зміну характеристик НДС в елементах з'єднань, виконаних із пружнопластичним натягом після прикладання зовнішнього навантаження.

Метод прогнозування довговічності зрізних болтових з'єднань, виконаних з натягом, містить такі етапи:

1. Аналіз конструктивно-технологічних параметрів зрізних болтових з'єднань, виконаних із пружнопластичними осьовим і радіальним натягами.

2. Вибір типових зразків зрізних болтових з'єднань і конструктивно-технологічних параметрів, вплив яких на довговічність з'єднань досліджуватиметься. Виготовлення типових зразків за відповідною технологією серійного виробництва.

3. Проведення втомних випробувань типових зразків і дослідження їх характеристик опору втомі. Апроксимація результатів випробувань аналітичними виразами і побудова кривих втоми за номінальним віднульовим напруженням.

4. Розрахунок характеристик локального НДС у зонах концентрації напруження і контактного тиску в елементах деталей типових зразків, що з'єднуються, за допомогою методу скінченних елементів. Визначення коефіцієнтів концентрації питомого енергетичного критерію і величин контактного тиску на поверхні деталей, що сполучаються, з урахуванням зміни НДС після першого циклу навантаження.

5. Прогнозування довговічності модифікованого з'єднання на основі прийнятого критерію з урахуванням змін конструктивних параметрів.

Для апробації запропонованого методу на основі аналізу (етап 1) існуючих конструктивно-технологічних параметрів болтових з'єднань авіаційних конструкцій [285] на етапі 2 вибрані типові зразки пластини із заповненим незавантаженим отвором, однорядних, дворядних і трирядних зрізних з'єднань болтами 8-24-Кд-ОСТ131103-80, встановленими з радіальним натягом $1\%d_6$ і осьовим зтягуванням $P_z = 10$ кН, позначені далі 1, 2, 3, 4 відповідно (рис. 2.97).

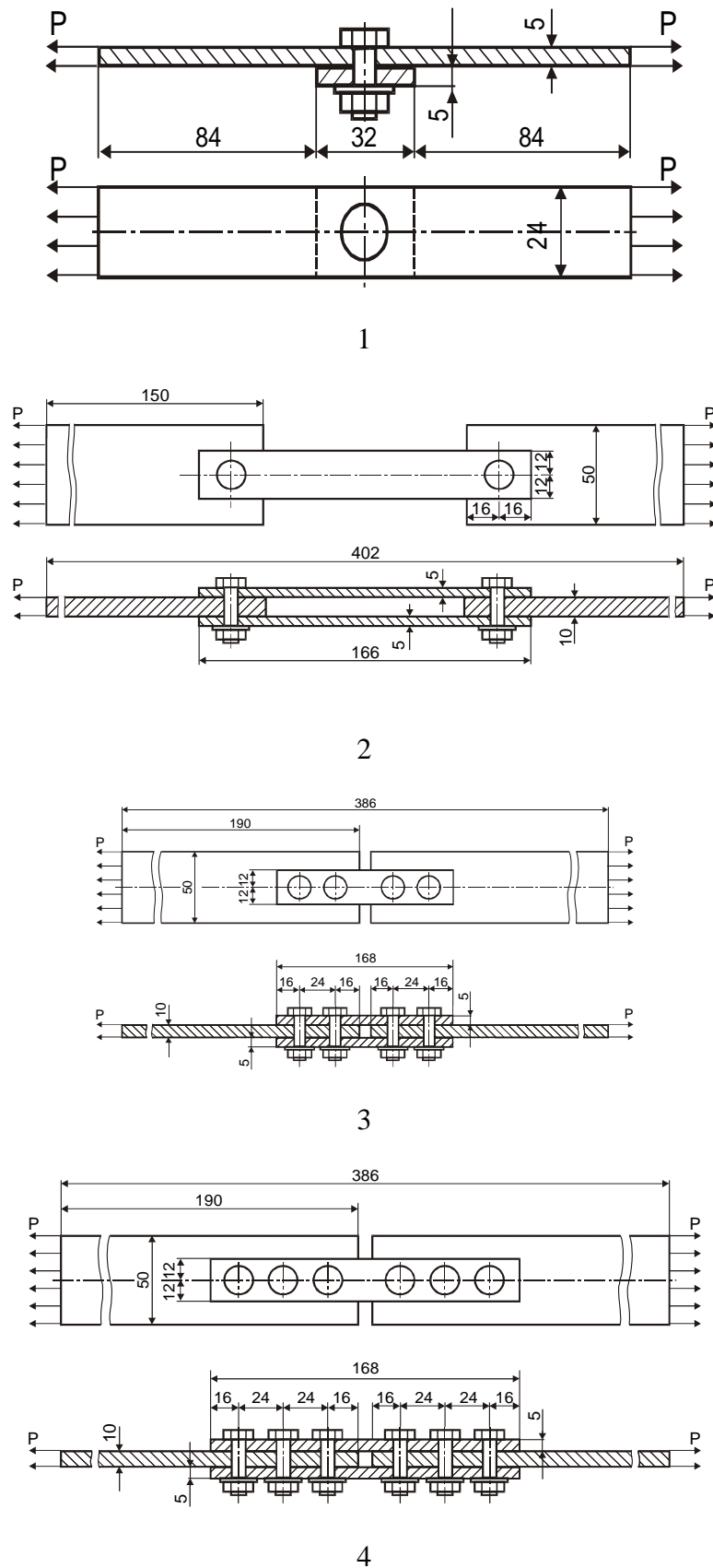


Рис. 2.97. Досліджувані зразки різних болтових з'єднань

На етапі 3 результати проведених втомних випробувань типових зразків пластини з незаповненим отвором (1о), з отвором, заповненим болтом із

затягуванням (1зат), натягом (1нат) і з натягом і затягуванням (1нат+зат), а також двозрізних з'єднань (2, 4), апроксимовані аналітичними виразами вигляду

$$N \cdot (\sigma_0^{\bar{p}})^m = C,$$

де $\sigma_0^{\bar{p}}$ – номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведене до віднульового циклу навантаження; m і C – константи, визначені за наслідками втомних випробувань даних конструктивних елементів (рис. 2.98).

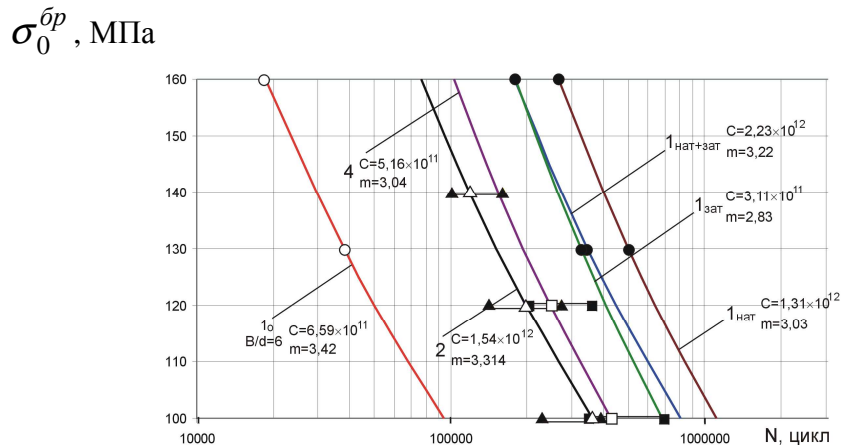


Рис. 2.98. Криві втоми типових зразків, побудовані шляхом апроксимації результатів випробувань

Встановлено, що руйнування типових зразків з'єднань, виконаних з радіальним натягом і осьовим затягуванням, при циклічному прикладенні розтягального навантаження від геометричної концентрації напруження відбувається лише на верхньому рівні навантаження. В основному ж зразки руйнувалися в зонах розвитку фретинг-корозії по сполучних поверхнях елементів з'єднань, що підтверджує необхідність оцінки втомної довговічності зрізних болтових з'єднань з натягом як у зонах концентрації напруження, так і в зонах можливого розвитку фретинг-корозії.

На етапі 4 для визначення характеристик НДС в елементах з'єднань за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474] створені скінченноелементні моделі досліджуваних зразків (рис. 2.99), що складаються з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45 і контактних елементів другого порядку CONTA173, TARGE170, наведених у базі даних ANSYS. Для зменшення часу розрахунку розглядали 1/4 частини моделей з відповідними умовами закріплення. Зовнішнє навантаження моделювалося прикладанням тиску до торцевих поверхонь моделей.

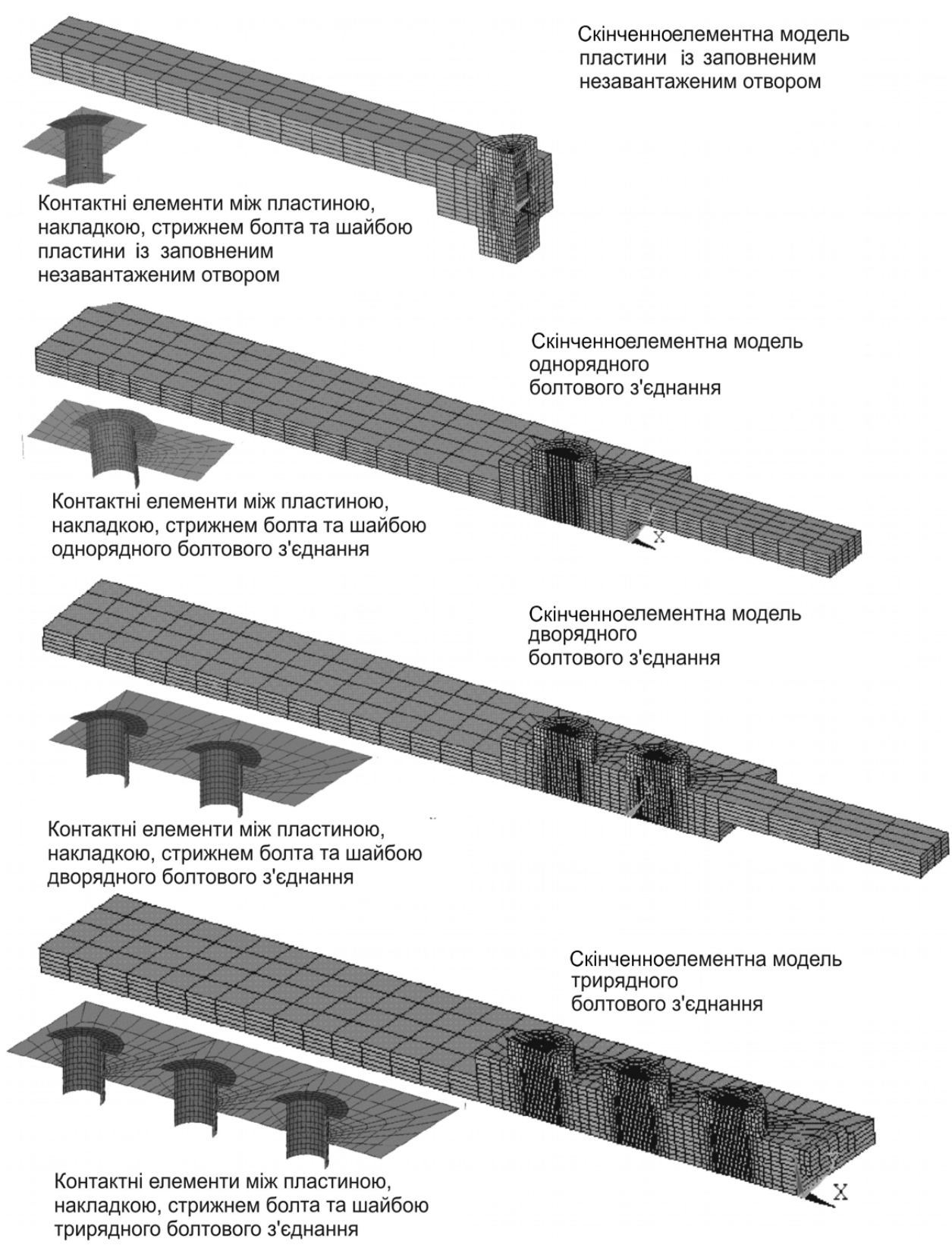


Рис. 2.99. Скінченноелементні моделі досліджуваних зразків зрізних болтових з'єднань

Аналіз характеристик НДС елементів даних зразків з'єднань проводили при моделюванні зовнішнього розтягального напруження величиною 100, 120 і 140 МПа.

Як зона вірогідного втомного руйнування від геометричної концентрації напруження розглянуто поперечний перетин сполучної накладки в зоні концентрації напруження крайнього ряду досліджуваних зразків (рис. 2.100).

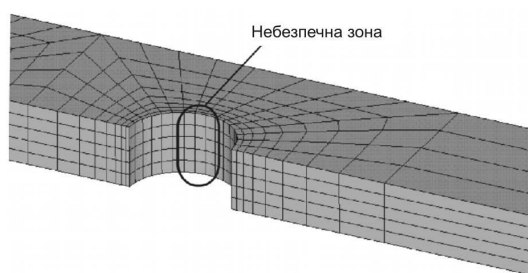


Рис. 2.100. Зона вірогідного втомного руйнування від геометричної концентрації напруження

Для виявлення характеру зміни НДС у небезпечній зоні після першого циклу визначено напруження і деформації після постановки болтів з натягом і затягуванням в отвори, потім – при прикладанні зовнішнього розтягального навантаження, а також після повного розвантаження (рис. 2.101).

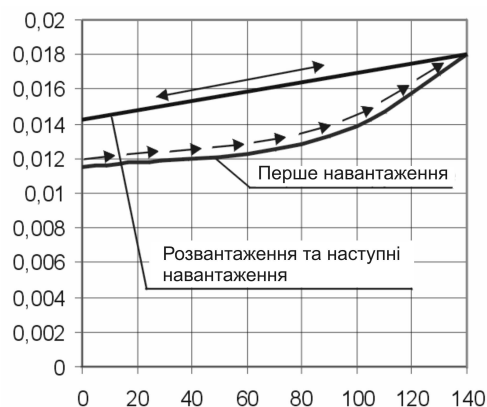
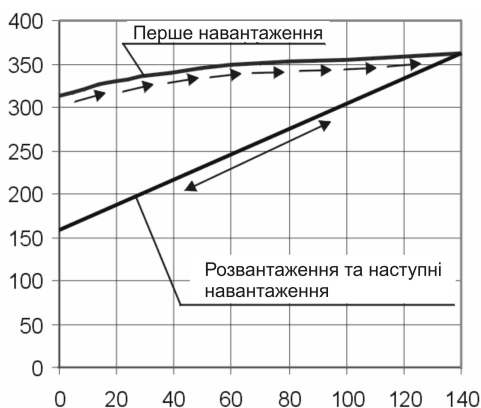


Рис. 2.101. Зміна залишкових еквівалентних: а – напруження; б – деформацій в даній зоні однрядного зрізного болтового з'єднання, після додавання зовнішнього розтягального напруження $\sigma^{bp} = 140$ МПа

Як видно з рис. 2.101, уже при другому циклічному навантаженні зразка

однорядного з'єднання розтягальним навантаженням, відповідним $\sigma^{\bar{b}p} = 140$ МПа, знижується ефект від пружнопластичного натягу за напруженням (при розвантаженні залишкового еквівалентного напруження зменшується в два рази). При цьому залишкові еквівалентні деформації зростають ~на 24 %. При подальшому циклічному навантаженні залежності еквівалентного напруження і деформацій від $\sigma^{\bar{b}p} < 140$ МПа матимуть лінійний характер (при поступовому накопиченні залишкових деформацій), тобто набудуть стабілізованих значень. Це дозволяє оперувати добутком віднульових напружень і деформацій як критерієм, пропорційним повній питомій енергії деформації в локальній зоні.

На рис. 2.102 показані залежності величин максимальних значень додатка $(\sigma_{eqv} \cdot \varepsilon_{eqv})_{max}$ в елементах досліджуваних зразків з'єднань при зміні зовнішнього розтягального навантаження.

Як видно з рис. 2.102, максимальні значення додатка $(\sigma_{e0} \times \varepsilon_{e0})_{max}$ у локальних зонах не завжди адекватно відбивають зміну втомних характеристик досліджуваних зразків з'єднань за циклічного навантаження при їх окремому розгляді.

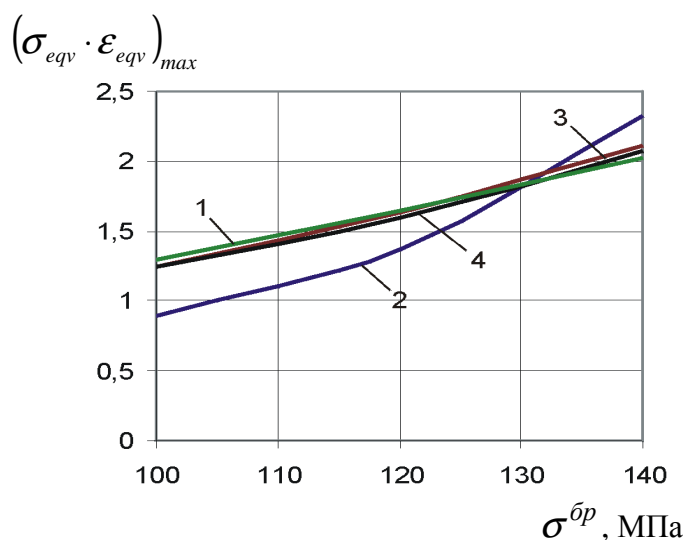


Рис. 2.102. Вплив зовнішнього розтягального навантаження на величину

максимальних значень додатка $(\sigma_{eqv} \cdot \varepsilon_{eqv})_{max}$ в елементах досліджуваних зразків з'єднань

Значний вплив на довговічність з'єднань при циклічному навантаженні надає характер зміни напруження за поперечним перерізом елементів. Наявні в літературі дані свідчать про те, що межа втоми металів при випробуваннях в умовах неоднорідного напруженого стану вище, ніж в умовах однорідного напруженого стану [187].

Досліджено розподіл еквівалентного напруження і деформацій за товщиною і шириною накладки в поперечному перерізі по осі отвору в накладці (шляхи L1 і L2, рис. 2.103) і їх величини приведені до віднульового еквівалентного напруження за формулою Одінга

$$\sigma_0 = \sqrt{2\sigma_a\sigma_{\max}} ; \varepsilon_0 = \sqrt{2\varepsilon_a\varepsilon_{\max}} ,$$

де σ_a – амплітуда напруження, що діє в елементах конструкції; σ_{\max} — максимальне за величиною напруження в елементах конструкції.

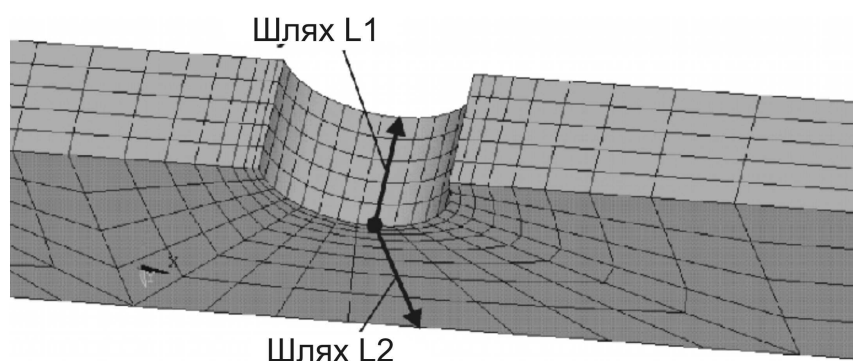


Рис. 2.103. Шляхи, по яких визначалися значення величин $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$

На рис. 2.104 показано характер розподілу величин $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною і шириною накладки в зоні концентрації напруження.

Як видно з рис. 2.104, унаслідок вигину болта в з'єднаннях спостерігається нерівномірність розподілу величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною накладок у зонах отворів під установлення болтів. При зовнішньому розтягальному напруженні $\sigma^{\text{бp}} = 140$ МПа максимальне значення $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ перевищує мінімальне в 1,8 раза в зразку однорядного з'єднання і в 1,4 раза – в зразках дворядного і трирядного з'єднань. У пластині із заповненим незавантаженим отвором

нерівномірність розподілу величини додатка $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ полягає в зменшенні значень на нижній і верхній поверхнях унаслідок дії затягування болта. Максимальне значення $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною пластини перевищує мінімальне в 1,12 раза при $\sigma^{\bar{\sigma}p} = 140$ МПа.

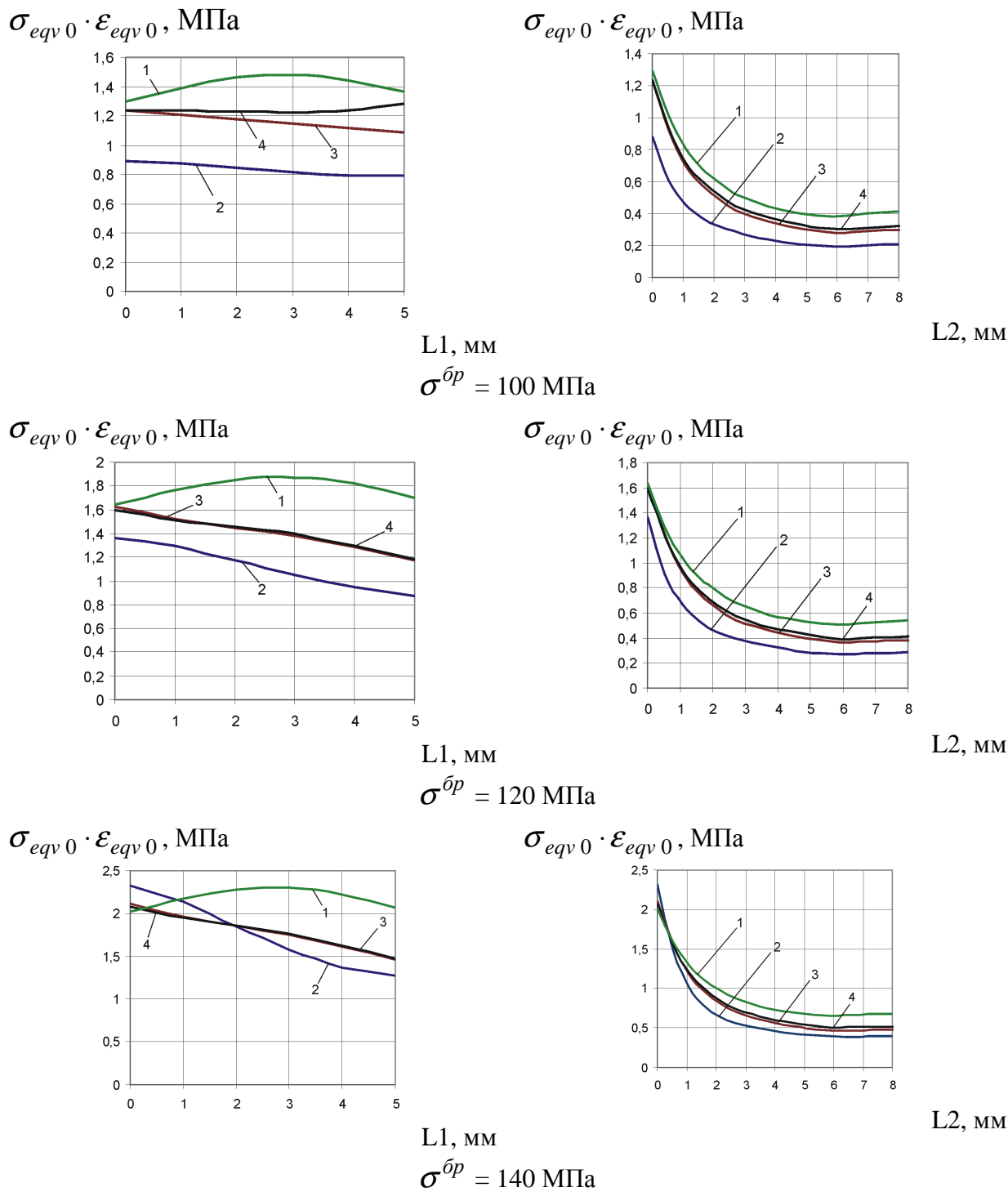


Рис. 2.104. Розподіл величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за шириною і товщиною з'єднувальної накладки

Для кількісного урахування ступеня неоднорідності напружено-деформованого стану в зоні вірогідного втомного руйнування введені коефіцієнти нерівномірності розподілу величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною L1 і коефіцієнт концентрації величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за шириною L2 з'єднувальної накладки в зоні крайнього ряду:

$$\theta = \left[\frac{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\max}}{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\text{сеп}}} \right]_{L1} ; k = \left[\frac{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\max}}{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\text{сеп}}} \right]_{L2} ,$$

де $(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\max}$ – максимальне значення величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$;

$$(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\text{сеп}} = \frac{\int_0^{L1(L2)} (\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}) dL_i}{L_i} \text{ – середньоінтегральне значення величини}$$

$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною (шириною) з'єднувальної накладки.

На рис. 2.105 показані залежності коефіцієнтів θ і k , а також величини їх добутку $\theta \cdot k$ у зоні вірогідного втомного руйнування від рівня зовнішнього розтягального напруження $\sigma^{\bar{b}p}$, МПа.

Для **однорядного з'єднання** при зміні $\sigma^{\bar{b}p}$ від 100 до 140 МПа коефіцієнт θ зростає з 1,06 до 1,33, а k – з 2,94 до 3,55. Величина додатка $\theta \cdot k$ при зміні $\sigma^{\bar{b}p}$ від 100 до 140 МПа збільшується з 3,13 до 4,74.

Для **дворядного і трирядного з'єднань** коефіцієнти θ і k із зростанням $\sigma^{\bar{b}p}$ змінюються не так інтенсивно, як для однорядного з'єднання, і величина їх додатка $\theta \cdot k$ лежить у межах 2,6...3.

Отримані коефіцієнти концентрації і нерівномірності величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ (див. рис. 2.105) необхідні для прогнозування втомної довговічності від геометричної концентрації напруження в елементах модифікованого зразка на основі результатів втомних випробувань базового зразка.

Для прогнозування довговічності елементів з'єднання в зоні фретинг-корозії (етап 5) розглянуто зону контактної взаємодії з'єднувальної накладки і головки болта і визначено характер розподілу контактного тиску по поверхні контакту (рис. 2.106).

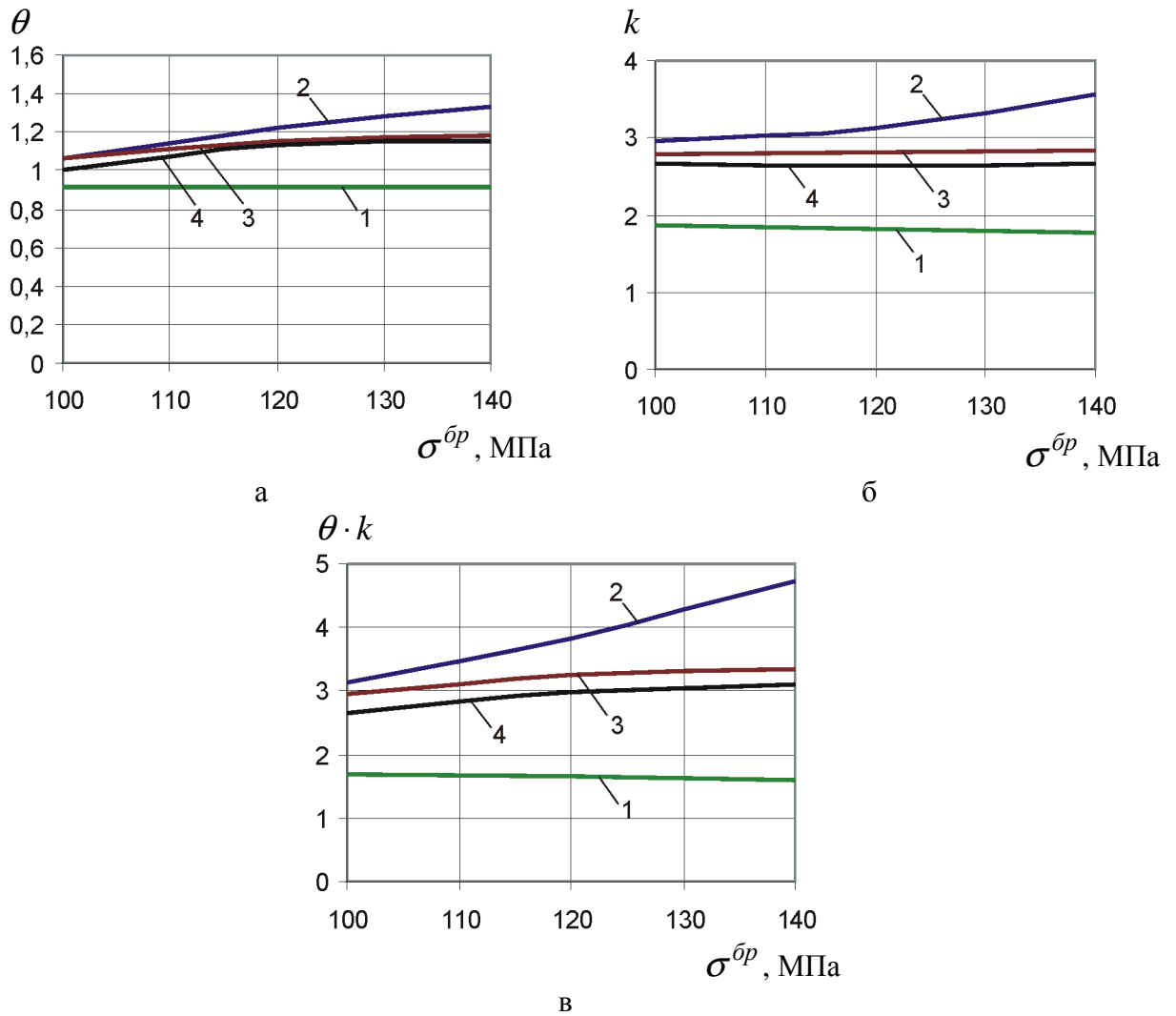


Рис. 2.105. Вплив зовнішнього розтягального напруження $\sigma^{\bar{p}}$ на коефіцієнти неоднорідності $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною (а); коефіцієнти концентрації $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за шириною (б); величину додатка $\theta \cdot k$ (в)



Рис. 2.106. Характер розподілу контактного тиску між накладкою і шайбою болта при дії розтягального навантаження в з'єднанні

Ступінь нерівномірності розподілу контактного тиску між шайбою і

накладкою внаслідок вигину болта (див. рис. 2.106) має подібний характер для всіх досліджених зразків зрізних болтових з'єднань. На рис. 2.107 показані залежності зміни величин максимального контактного тиску між головкою болта і накладкою при зміні $\sigma^{\bar{b}p}$ у зразках типових з'єднань.

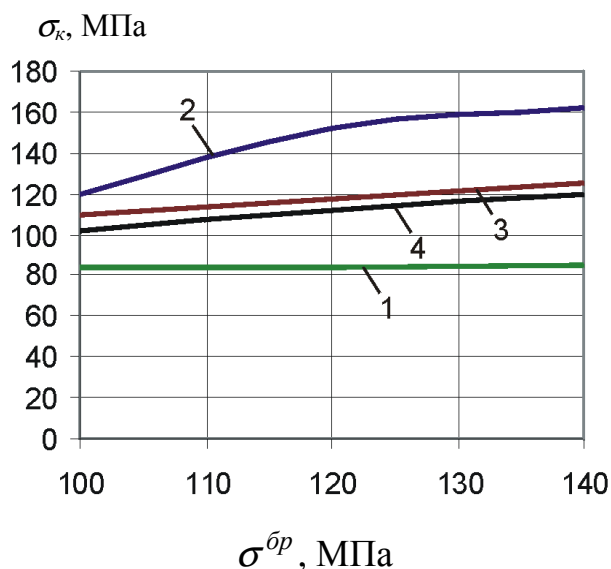


Рис. 2.107. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на величину максимального контактної тиску між накладкою і головкою болта

З рис. 2.107 видно, що збільшення числа рядів з одного до двох зменшує максимальне значення контактної тиску, що діє між шайбою і накладкою, приблизно на 23 %. При збільшенні числа рядів із двох до трьох максимальний контактний тиск трохи зменшується.

У пластині з отвором, заповненим болтом, максимальний контактний тиск між шайбою і пластиною із зростанням величини зовнішнього навантаження в даному діапазоні практично не змінюється за величиною, складаючи ~ 84 МПа.

Отримані характеристики локального НДС дозволяють перейти до прогнозування характеристик опору втомі досліджуваних зразків у зоні концентрації величини енергетичного критерію

$$N_{.m} = \frac{C_{\bar{\sigma}}}{\left(\sigma_0^{\bar{\sigma}p}\right)^m \left[\frac{(\theta \cdot k)_{.m}}{(\theta \cdot k)_{\bar{\sigma}}}\right]^t}, \quad (2.11)$$

де $\sigma_0^{\bar{\sigma}p}$ – номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведене до віднульового циклу навантаження; m і $C_{\bar{\sigma}}$ – константи для апроксимації кривої втоми базового зразка, визначувані за наслідками втомних випробувань; $t = 0,8$ – показник ступеня впливу нерівномірності напружено-деформованого стану при переході від базового зразка (індекс «б») до модифікованого (індекс «м»). Як базовий прийнято зразок пластини з отвором, заповненим болтом із натягом.

На рис. 2.108 побудовані криві втоми досліджуваних зразків на основі розрахунку за формулою (2.11) – для зон геометричної концентрації напруження і за формулою (1.1) – для зон виникнення фретинг-корозії.

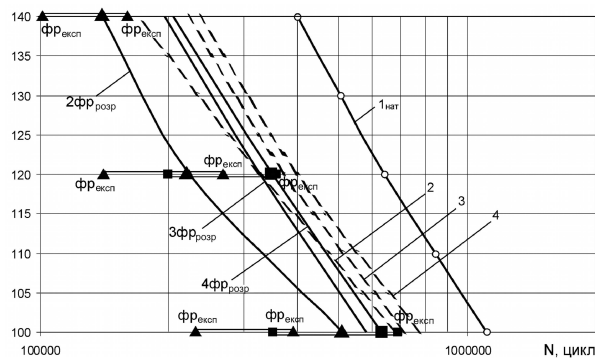


Рис. 2.108. Криві втоми для досліджуваних зразків:

- — базова крива втоми пластини з отвором, заповненим болтом із натягом;
- — — — криві втоми досліджуваних зразків зрізних болтових з'єднань, розраховані за (2.11); $\phi R_{розр}$ – криві, що обмежують довговічність при дії фретинг-корозії, визначені за (1.1); ■ $\phi R_{експ}$, ▲ $\phi R_{експ}$ – нанесені точки руйнування від фретинг-корозії при випробуваннях

Із цього рисунка видно, що на нижньому рівні навантаження руйнування елементів від фретинг-корозії відбувається значно раніше, ніж руйнування від геометричної концентрації напруження в зонах установлення болтів, тобто фретинг-корозію обмежує позитивний вплив пружнопластичного натягу на довговічність з'єднання.

Слід зазначити, що запропонований метод апробований при розрахунку довговічності модифікованого зразка на основі базового лише у разі модифікації, що полягає в зміні числа рядів. Автори проводять аналіз застосовності даного методу при широкому варіюванні параметрів з'єднань (величини пружнопластичного натягу при установленні болтів, товщини елементів, що сполучаються, діаметрів кріпильних елементів).

За наслідками проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено метод прогнозування характеристик довговічності зрізних болтових з'єднань із радіальним і осьовим натягом на базі характеристик опору втоми, локального НДС і контактної взаємодії елементів типових зрізних зразків болтових з'єднань.

2. При дослідженні характеристик НДС в елементах зрізних болтових з'єднань у зонах концентрації напруження встановлено, що після першого циклу зовнішнього навантаження залишкові деформації і напруження набувають значень, які не дорівнюють початковим від натягу і затягування, внаслідок чого змінюються величини амплітуд напруження і деформацій, що діють у локальних зонах.

3. Як критерій, що впливає на довговічність з'єднань, виконаних з натягом, прийнято коефіцієнт концентрації повної питомої роботи деформації $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, що враховує неоднорідність НДС у локальній зоні.

4. Встановлено характер зміни контактної тиску між елементами з'єднань у процесі навантаження і визначено залежності їх максимальних значень від величини зовнішнього розтягального навантаження і числа рядів.

5. Запропонований метод апробовано при розрахунку довговічності типових

зрізних болтових з'єднань, виконаних із радіальним та осьовим натягами при зміні числа рядів. Отримані розрахункові криві втомі зіставляли з результатами проведених експериментів. Встановлено задовільне узгодження результатів розрахунку і експерименту.

2.7. ВИСНОВКИ

1. Розроблено нову концепцію, принципи і методи інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання збірних літакових конструкцій за допомогою комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS і системи CAD\CAE ANSYS.

2. Розроблено метод створення майстер-геометрії, моделі розподілу простору і параметричних аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій. Метод апробовано і реалізовано при комп'ютерному моделюванні збірних конструкцій літаків Ан-140, Ан-74ТК-300, Ан-148.

3. Розроблено метод аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики локального НДС елементів регулярних зон збірних літакових конструкцій за допомогою системи ANSYS з урахуванням геометричної, фізичної нелінійностей і контактної взаємодії елементів конструкції.

4. Експериментальним шляхом отримано характеристики опору втомі типових моделей регулярної зони збірних літакових конструкцій. Розроблено критерії розрахунково-експериментальної залежності для прогнозування довговічності регулярних зон збірних конструкцій.

5. Розроблено метод прогнозування довговічності зон високоресурсних збірних літакових конструкцій на основі енергетичного критерію з урахуванням фретинг-корозії і технологій виконання з'єднань.

РОЗДІЛ 3

МЕТОД ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЯГНЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Розроблення методології інтегрованого проектування авіаційної техніки за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем CAD\CAM\CAE\PLM та інформаційної підтримки життєвого циклу літаків створює передумови до забезпечення їх конкурентоспроможності на світовому ринку авіаційних транспортних послуг завдяки досягненню заданих замовником тактико-технічних, екологічних і економічних характеристик, відповідних міжнародним стандартам.

Інтегроване проектування літака містить інтегроване проектування і моделювання з'єднань літакових конструкцій. Алгоритм інтегрованого проектування і моделювання зрізних болтових з'єднань конструкцій показано на рис. 3.1. Він містить початкові дані для створення з'єднань, проектування з'єднань заданого ресурсу мінімальної маси, технологію виконання з'єднань, випробування на довговічність і герметичність, комп'ютерне моделювання і інженерний аналіз НДС з'єднань, розроблення методів досягнення заданого ресурсу при лабораторних випробуваннях і в експлуатації, розроблення конструкторської, технологічної, експлуатаційної і ремонтної документації за допомогою комп'ютерних систем.

Метою інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання з'єднань збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD\CAM\ CAE\PLM є визначення конструктивних параметрів з'єднань, технології їх виконання, що забезпечують заданий рівень статичної міцності, довговічності, що регламентується, герметичності, якості зовнішньої поверхні при мінімумі маси з'єднань і втомній якості, що перевищує раніше досягнутий рівень.

Реалізація цієї мети досягається на основі розроблення нових концепцій: за рахунок застосування матеріалів, прогресивних кріпильних елементів, конструкції з'єднань, технології постановки кріпильних елементів, нових розрахунково-експериментальних методів аналізу характеристик об'ємного локального НДС і опору втомі елементів з'єднань, методів затримки зростання втомних тріщин, застосування інтегрованих систем проектування, моделювання й інженерного аналізу, інформаційної підтримки їх життєвого циклу.

Об'єднуючи нові конструктивно-технологічні рішення щодо кріпильних елементів, технологічних способів установа і конструктивних особливостей з'єднань з комп'ютерними методами тривимірного моделювання, отримуємо нову концепцію інтегрованого проектування з'єднань збірних літакових конструкцій, що полягає в розробленні аналітичного еталона з'єднання літакової конструкції на основі узгодженого застосування:

- параметричних аналітичних об'ємних еталонів елементів, що з'єднуються, і літакових конструкцій;
- методу аналізу впливу конструктивних і технологічних особливостей елементів з'єднання на характеристики його об'ємного локального НДС;
- методу дослідження впливу конструктивних і технологічних особливостей елементів з'єднання на характеристики його опору втомі;
- методу вибору конструктивно-технологічних параметрів з'єднання, що забезпечують задані характеристики статичної міцності, втомної довговічності, герметичності й якості зовнішньої поверхні при мінімумі маси з'єднання;
- методу затримки зростання втомних тріщин для продовження ресурсу і забезпечення безпеки польотів.

Забезпечення заданих характеристик з'єднань літакових конструкцій потребує розроблення методу інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних чинників на характеристики локального напружено-деформованого стану елементів з'єднань (рис. 3.2).

Аналіз характеру та причин втомного руйнування елементів зрізних з'єднань в експлуатації та при лабораторних випробуваннях

Аналіз конструктивно-технологічних параметрів і методів забезпечення заданого ресурсу з'єднань літакових конструкцій. Створення типових моделей з'єднань елементів планера літака

Виділення з конструкції планера літака зони з'єднання, визначення руйнівних навантажень, вибір параметрів з'єднань за умовами статичної міцності

Визначення експлуатаційних навантажень на з'єднання і приведення їх до еквівалентного віднульового циклу навантаження

Створення параметричної тривимірної моделі з'єднання. Вибір та обґрунтування розрахункової схеми з'єднання та діаграм деформування матеріалів

Створення скінченноелементної моделі з'єднання, додаток діючих навантажень і завдання граничних умов

Формування розрахункових випадків і розрахунок НДС в елементах з'єднання при різних навантаженнях і типах посадок кріпильних елементів

Розрахунок розподілу зусиль між рядами в багатоболтовому з'єднанні та піддатливості

Аналіз характеристик локального НДС ($\sigma_x, \epsilon_x, \sigma_y, \epsilon_y, \sigma_z, \epsilon_z, \sigma_{\theta}, \epsilon_{\theta}, \sigma_{e0}, \epsilon_{e0}, K_{\sigma}, K_{\epsilon}, \sigma_{a0}, \epsilon_{a0}, \sigma_{\theta 0}, \epsilon_{\theta 0}, \sigma_{\chi}, \epsilon_{\chi}$, зазор, ν (мікрозміщення) в зонах ймовірного втомного руйнування

Аналіз впливу конструктивних параметрів, величини осьового та радіального натягів кріпильних елементів на характеристики локального НДС елементів з'єднання

Визначення зон максимального значення енергетичного критерію та деформацій в елементах з'єднання

Розроблення рекомендацій щодо зниження значення енергетичного критерію та контактних напружень

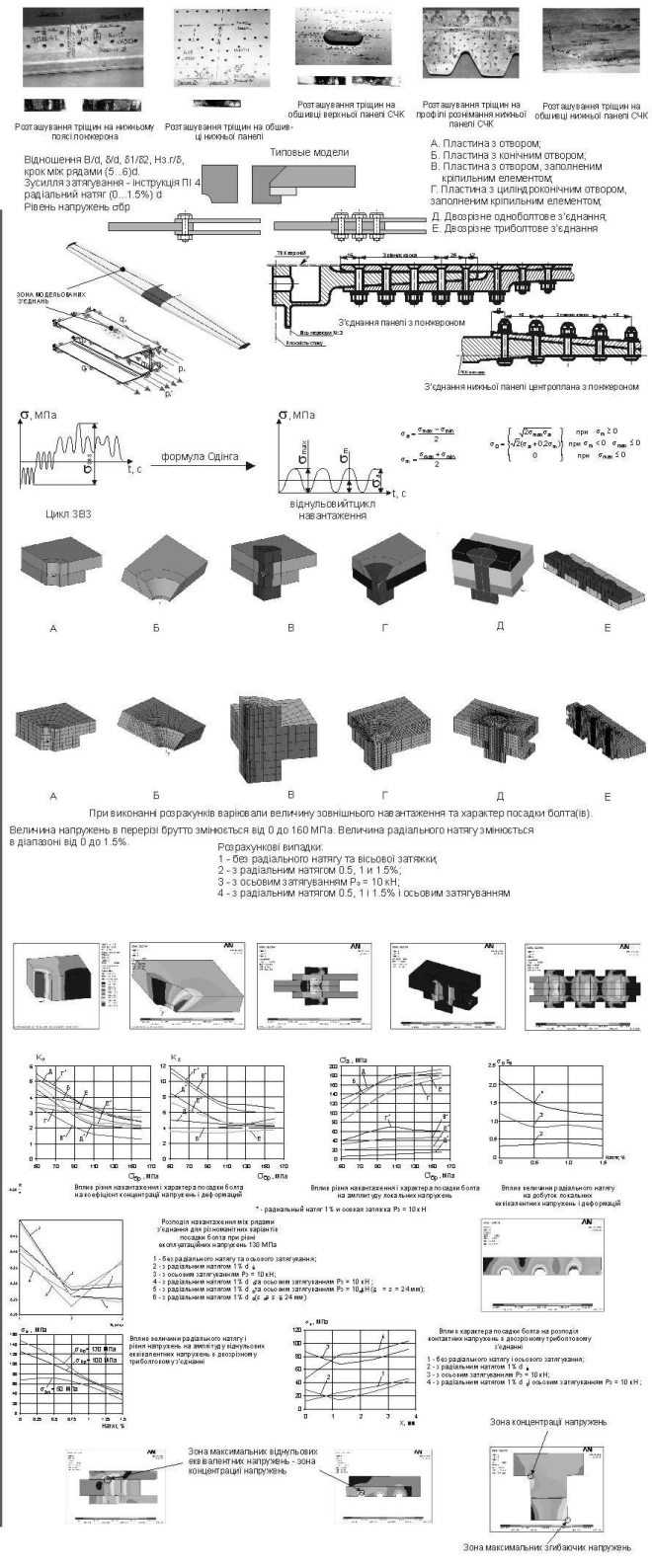


Рис. 3.2. Метод інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики локального НДС в елементах зрізних болтових з'єднань

Розглянемо особливості реалізації запропонованого методу при визначенні локального ПДВ у типових моделях з'єднань за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем інженерного аналізу.

3.1. ІНТЕГРОВАНІЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЇ УСТАНОВЛЕННЯ БОЛТА І РІВНЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКАЛЬНОГО НДС В ЕЛЕМЕНТАХ ДВОЗРІЗНОГО ОДНОРЯДНОГО ПОТАЙНОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ ІНЖЕНЕРНОГО АНАЛІЗУ ANSYS

Визначення характеристик опору втомі зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій розрахунково-експериментальним методом базується на встановленні характеристик локального напружено-деформованого стану в елементах з'єднання в зонах їх вірогідного втомного руйнування від концентрації нормального і контактного напруження, а також на основі кривих втомної довговічності типового болтового з'єднання пластини з отвором, заповненим болтом за заданою технологією, і характеристик локального НДС у зоні отвору [169].

На рис. 3.3 показано фрагмент панелі крила літака Ан-12 з пошкодженнями конструкції, що виникли від концентрації напруження в зонах установлення потайних болтів. Із цього рисунка видно, що утворення тріщин ініціюється зенкованими отворами під установлення потайних болтів і конструктивно-технологічними параметрами з'єднання.

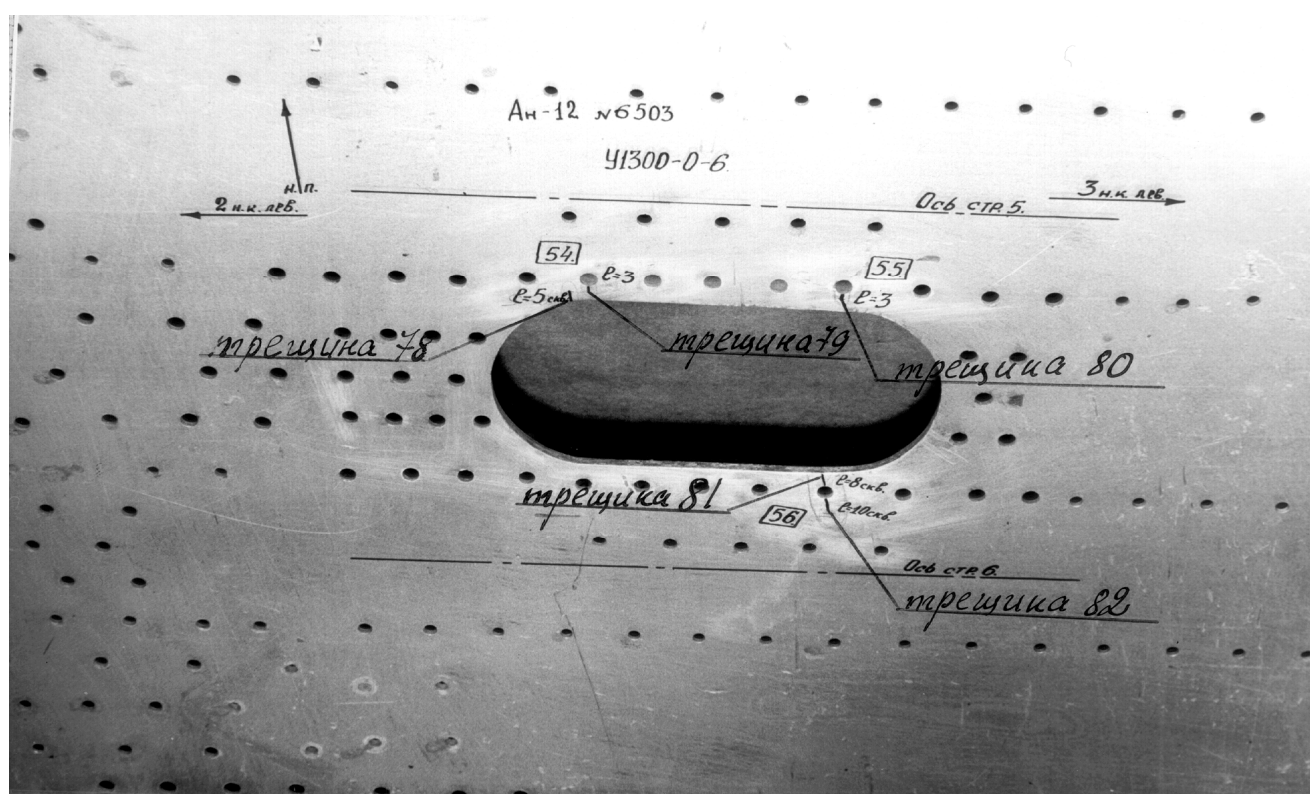
Для забезпечення заданих характеристик працездатності зрізних болтових з'єднань розроблено алгоритм аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики об'ємно-локального НДС елементів зрізних болтових з'єднань за допомогою системи CAD\CAE ANSYS (рис. 3.4). Його апробацію проведено на моделях зрізних болтових з'єднань.

Досліджувана модель однорядного двозрізного болтового потайного з'єднання є центральною пластиною розмірами 150×50×10 мм і дві накладки розмірами 166×24×5 мм, з'єднані болтом діаметром 8 мм з потайною головкою.

Геометричні розміри моделі з'єднання показані на рис. 3.5.

Матеріал пластини і накладок – алюмінієвий сплав Д16АТ з модулем пружності $E = 70000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона, що дорівнює 0,3. Для опису поведінки матеріалу пластини і накладки вибрано полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення.

Матеріал болта – сталь 30ХГСА, модуль пружності $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. У розрахунках було прийнято лінійно-пружну поведінку матеріалу болта, що описується законом Гука.



а



б



в

Рис. 3.3. Пошкодження конструкції панелі крила літака Ан-12 у зоні установлення потайних болтових з'єднань: а – зовнішній вигляд панелі крила; б, в – вигляд пошкодженої ділянки з'єднання

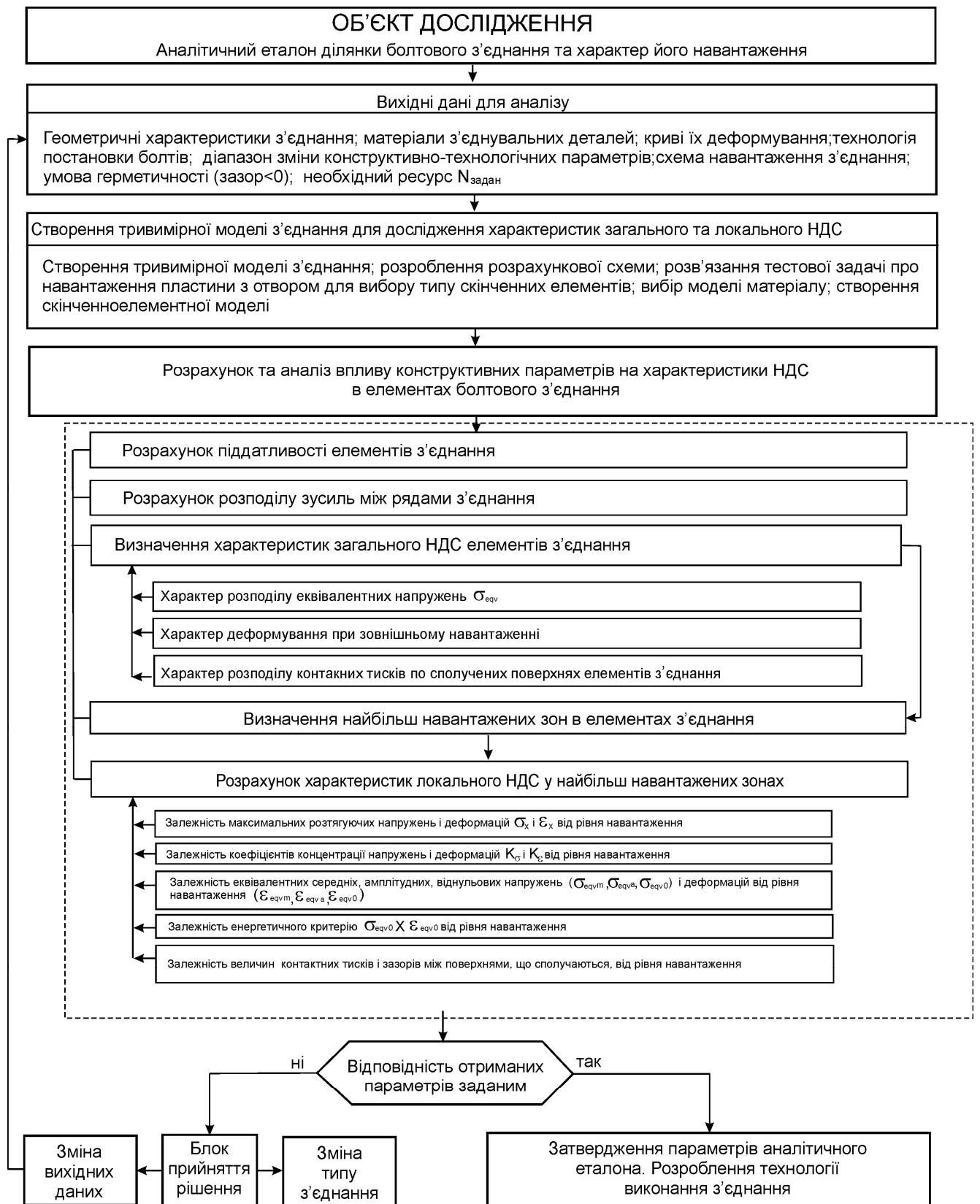


Рис. 3.4. Алгоритм аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів (КТР) на характеристики об'ємного локального НДС елементів зрізних болтових з'єднань

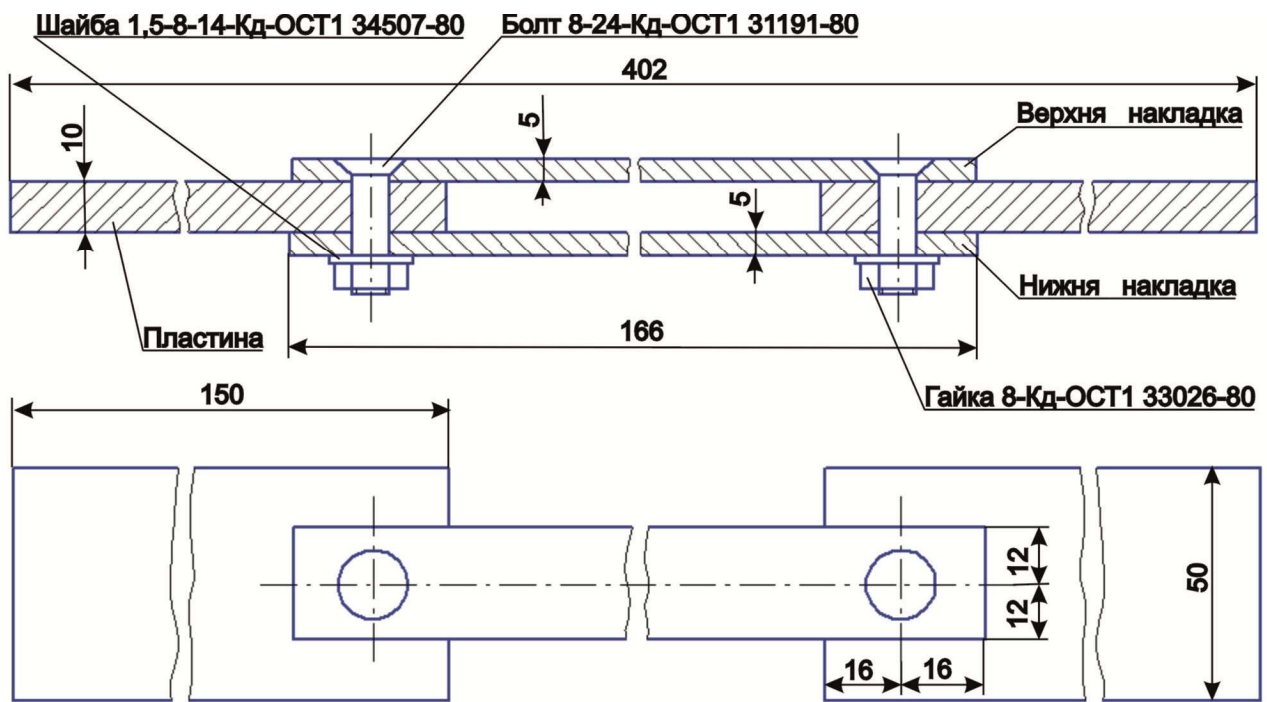


Рис. 3.5. Геометрична модель двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання

Розрахунок локального НДС в елементах з'єднання при зовнішньому розтягальному навантаженні проводили за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS для таких варіантів з'єднань верхньої і нижньої накладок з центральною пластиною болтом:

- 1) без осьового та радіального натягу;
- 2) з радіальним натягом $1\% d_b$;
- 3) з осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН;
- 4) з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН.

Зусилля розтягування прикладали до пластини. У розрахунках їх приймали такими, що дорівнюють: А) $P_{nl} = 0$ Н; Б) $P_{nl} = 12000$ Н; В) $P_{nl} = 24000$ Н; Г) $P_{nl} = 31200$ Н; Д) $P_{nl} = 38400$ Н. Цим зусиллям у перерізі бруто пластини відповідало номінальне напруження: А) $\sigma_{nl}^{br} = 0$ МПа; Б) $\sigma_{nl}^{br} = 24$ МПа;

- В) $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа; Г) $\sigma_{пл}^{бр} = 62,4$ МПа; Д) $\sigma_{пл}^{бр} = 76,8$ МПа. У перерізі брунто накладок номінальне розрахункове напруження відповідало: А) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 0$ Н;
- Б) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 50$ МПа; В) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа; Г) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа;
- Д) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 160$ МПа.

Враховуючи симетрію зразка і характер прикладання зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядали тільки 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення. Для обмеження переміщень моделі по осі Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці прикладання зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення за Z-ою компонентою. Обмеження X-ї і Y-ї компонент вектора переміщень задавали по площинах симетрії моделі (рис. 3.6).

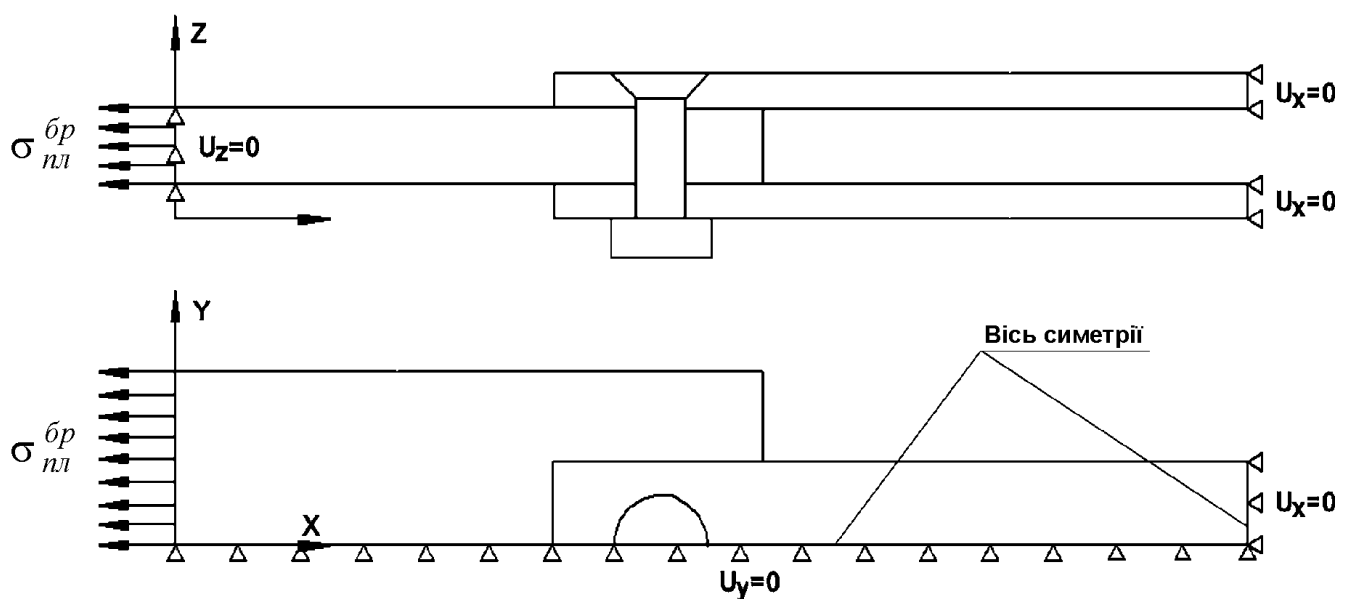


Рис. 3.6. Розрахункова схема двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання

Скінченноелементна модель (рис. 3.7, 3.8) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, а також контактних елементів CONTA173 і елементів затягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

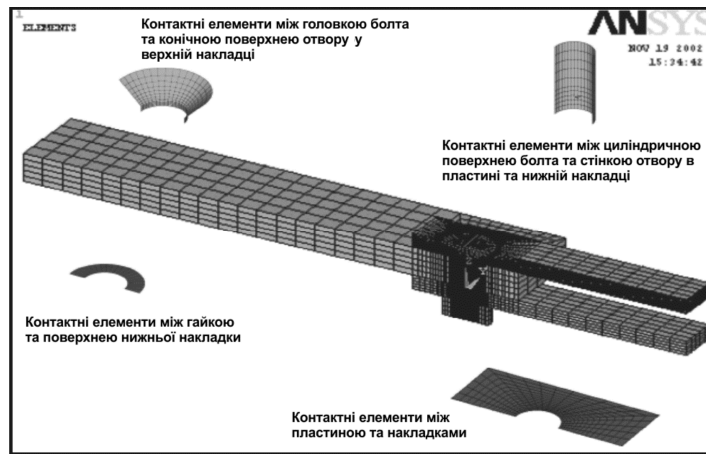


Рис. 3.7. Скінченноелементна модель двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання

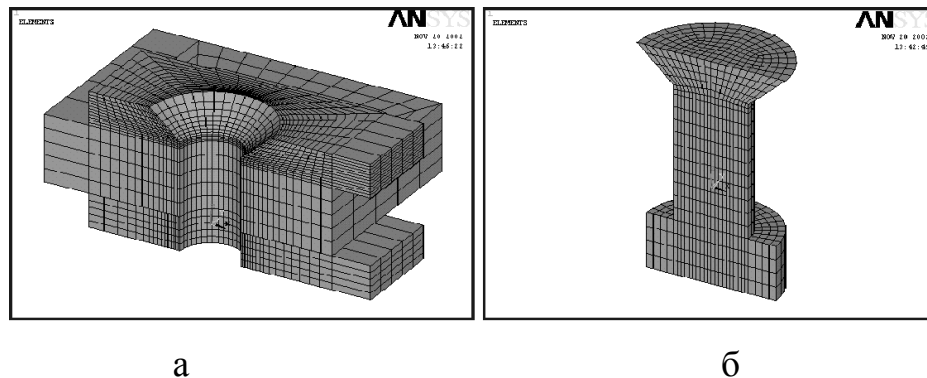


Рис. 3.8. Фрагменти скінченноелементної моделі:
а – пластина і накладки; б – болт із гайкою

Радіальний натяг моделювали за допомогою реалізації в контактному алгоритмі ефекту «початкового проникнення» тіла болта в стінку отвору. При моделюванні контактної взаємодії було вибрано модель контакту «поверхня в поверхню» і використано пружну кулонівську модель тертя з коефіцієнтом тертя 0,15. Осьове затягування болта і переднапружений стан в елементах з'єднання, що виникає в результаті додатка осьового затягування, моделювали з використанням спеціального елемента затягування PRETS179. Заздалегідь меширований болт був «розсічений» на дві частини, і по вузлах скінченних елементів, які лежать у перерізі, що розтинається, шляхом вставлення згенерували спеціальні елементи затягування PRETS179.

У результаті вирішення скінченноелементної задачі було розраховано локальне НДС у пластині, накладках і в болті від дії радіального натягу, осьового

затягування і їх сумісної дії в умовах одновісного розтягування з'єднання. На рис. 3.9, 3.10 показані характер деформації зразка і поле розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання при дії зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа).

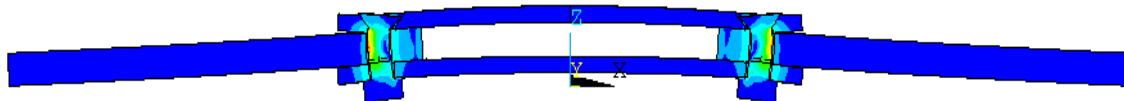
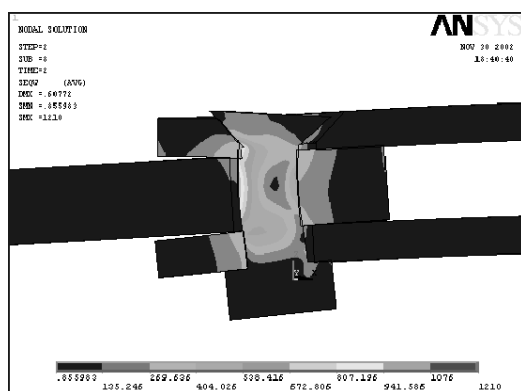
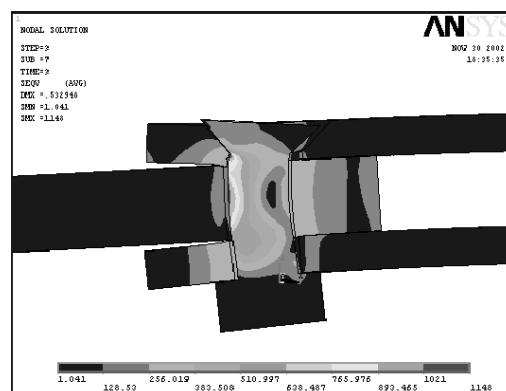


Рис. 3.9. Характер деформації зразка під впливом зовнішнього навантаження

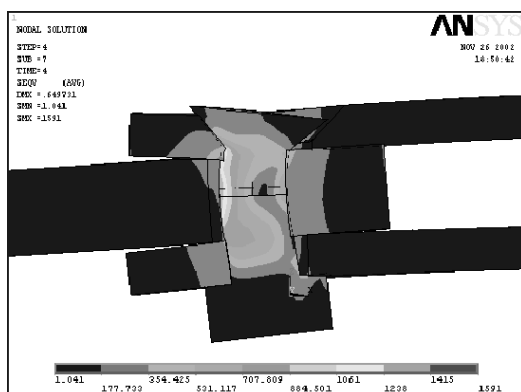
$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа} \quad (\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа}) \quad (\text{масштаб переміщень} - 20:1)$$



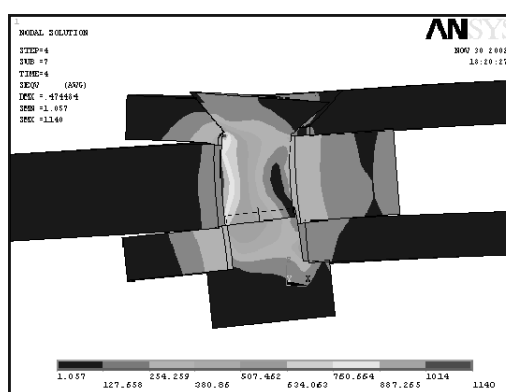
1



2



3



4

Рис. 3.10. Характер розподілу еквівалентних напружень σ_{eqv} в елементах

з'єднання при рівні навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа) і

характер деформації елементів з'єднання при різних варіантах
установлення болта (масштаб переміщень – 20:1)

Очевидно, що у разі прикладення зовнішнього розтягального навантаження до з'єднання болт працює на зріз і вигин. Для визначення зони дії максимального розтягального напруження в тілі болта на рис. 3.11 показано поле розподілу σ_z у болті при застосуванні до з'єднання розтягального навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа).

З рис. 3.11 видно, що найбільш навантаженими зонами в тілі болта є циліндрична частина і область переходу стрижня болта в потайну головку. Обидві зони знаходяться під впливом розтяжних зусиль. Для отримання точнішої інформації були виведені залежності розподілу розтяжних зусиль σ_z у найбільш навантажених зонах (шлях Н (рис. 3.12)) від характеру установлення болта і рівня зовнішнього напруження $\sigma_{пл}^{бр}$ (рис. 3.13).

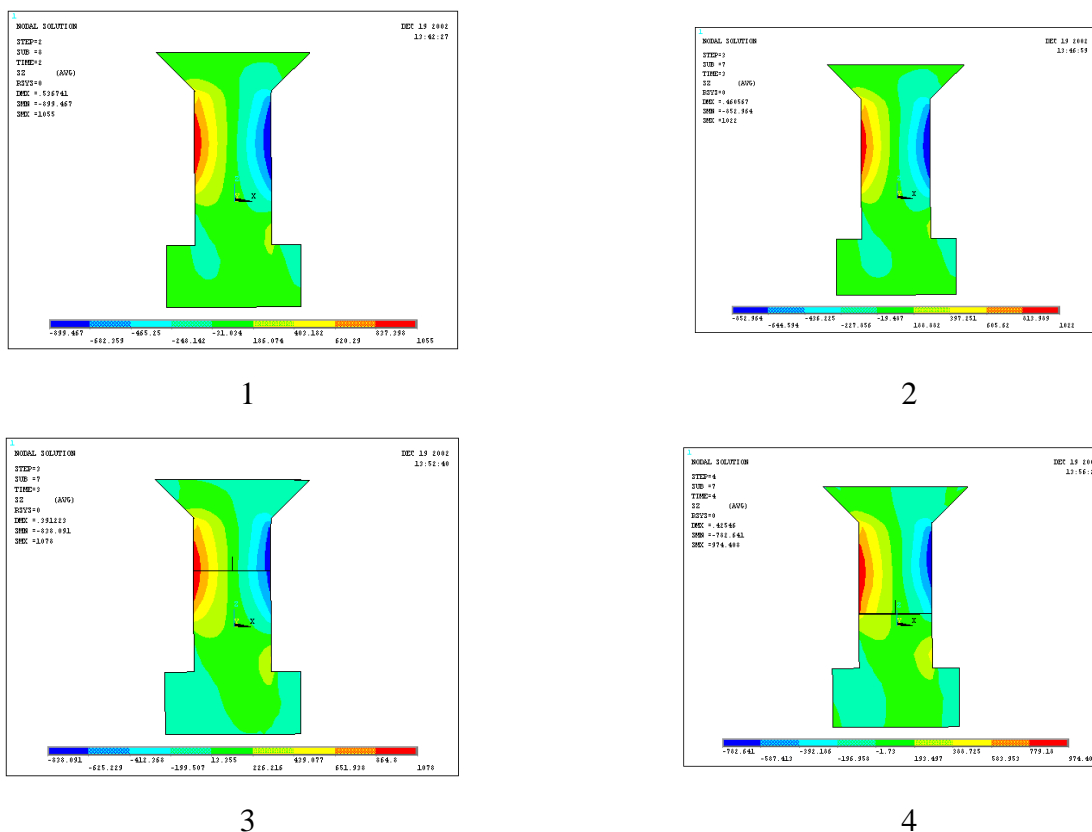


Рис. 3.11. Поле розподілу нормальних напружень σ_z у болті при різних варіантах установлення і рівні зовнішнього навантаження

$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа} \left(\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа} \right)$$

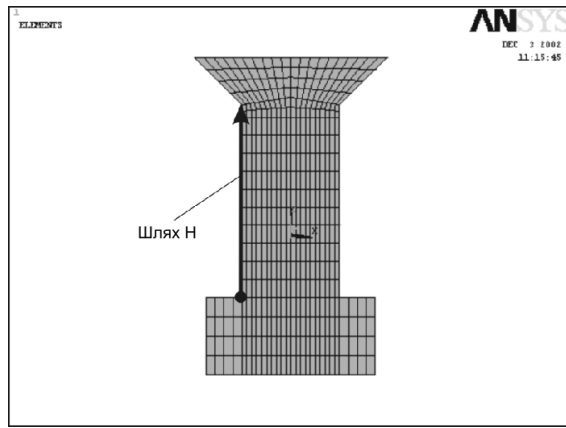


Рис. 3.12. Відображення шляху Н, яким здійснюється розподіл нормального напруження σ_z , МПа

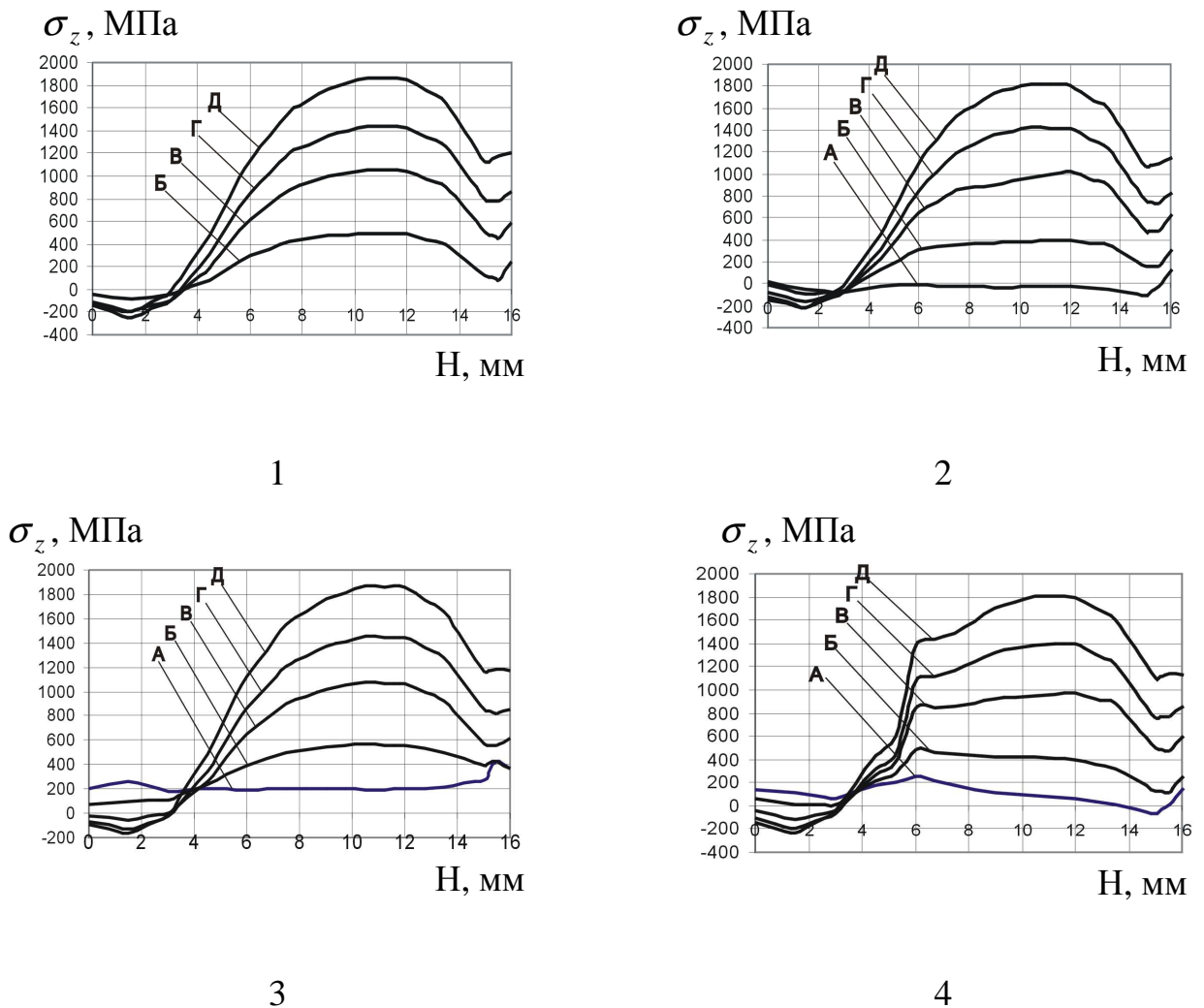
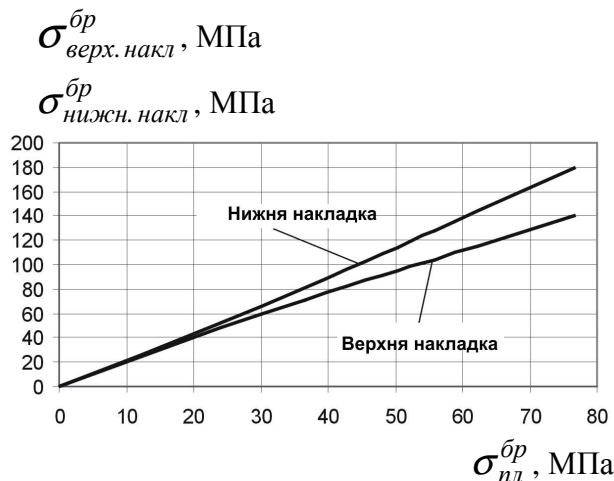
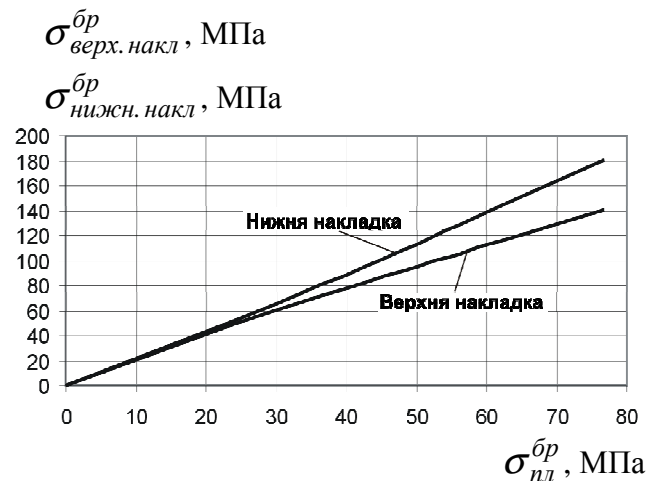


Рис. 3.13. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бp}$ і характеру установалення болта на розподіл нормального напруження σ_z за довжиною циліндричної частини болта (шлях Н)

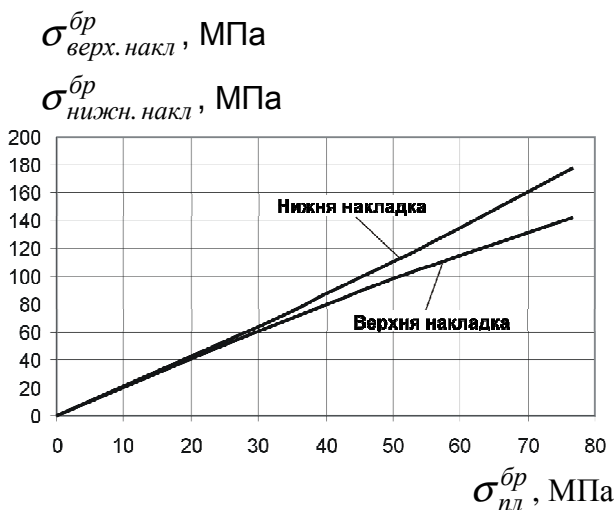
Відмінність у характері взаємодії верхньої і нижньої накладок з потайним болтом приводить до прояву їх неоднакової піддатливості, а отже, і до різної величини деформації при докладанні розтяжних зусиль до пластини (див. рис. 3.9, 3.10). У результаті цього відбувається перерозподіл напруження, тобто зусиль, передаваних через верхні і нижні накладки. На рис. 3.14 показано вплив рівня прикладеного до пластини зовнішнього розтягального навантаження на перерозподіл напружень у регулярній частині верхньої та нижньої накладок.



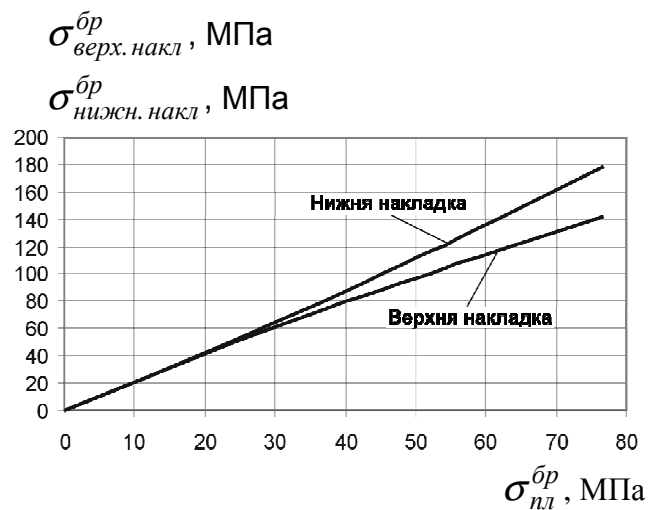
Болт установлено без осьового та радіального натягів



Болт установлено з радіальним натягом 1% d_0



Болт установлено з осьовою зтяжкою $P_3 = 10$ кН



Болт установлено з радіальним натягом 1% d_0 та осьовою зтяжкою $P_3 = 10$ кН

Рис. 3.14. Вплив рівня прикладеного до пластини зовнішнього розтяжного навантаження на перерозподіл напруження в регулярній частині верхньої і нижньої накладок

Аналіз розподілу нормального напруження σ_z у тілі болта показує, що найбільш розтягнутою є зона болта, розташована в подовжньому перерізі з'єднання. Величина максимальних значень σ_z визначається рівнем навантаження з'єднання і трохи знижується при радіальному натязі болта.

Різниця у величині переданого накладками навантаження може досягати 20 %. Встановлено, що характер посадки болта незначно впливає на перерозподіл зусиль між накладками з'єднання.

У ході розрахунку локального НДС були визначені максимальні еквівалентні $\sigma_{eqv \max}$ і максимальне розтягальне напруження $\sigma_{x \max}$ у пластині і накладках. Характер розподілу еквівалентного напруження у верхній накладці показано на рис. 3.15.

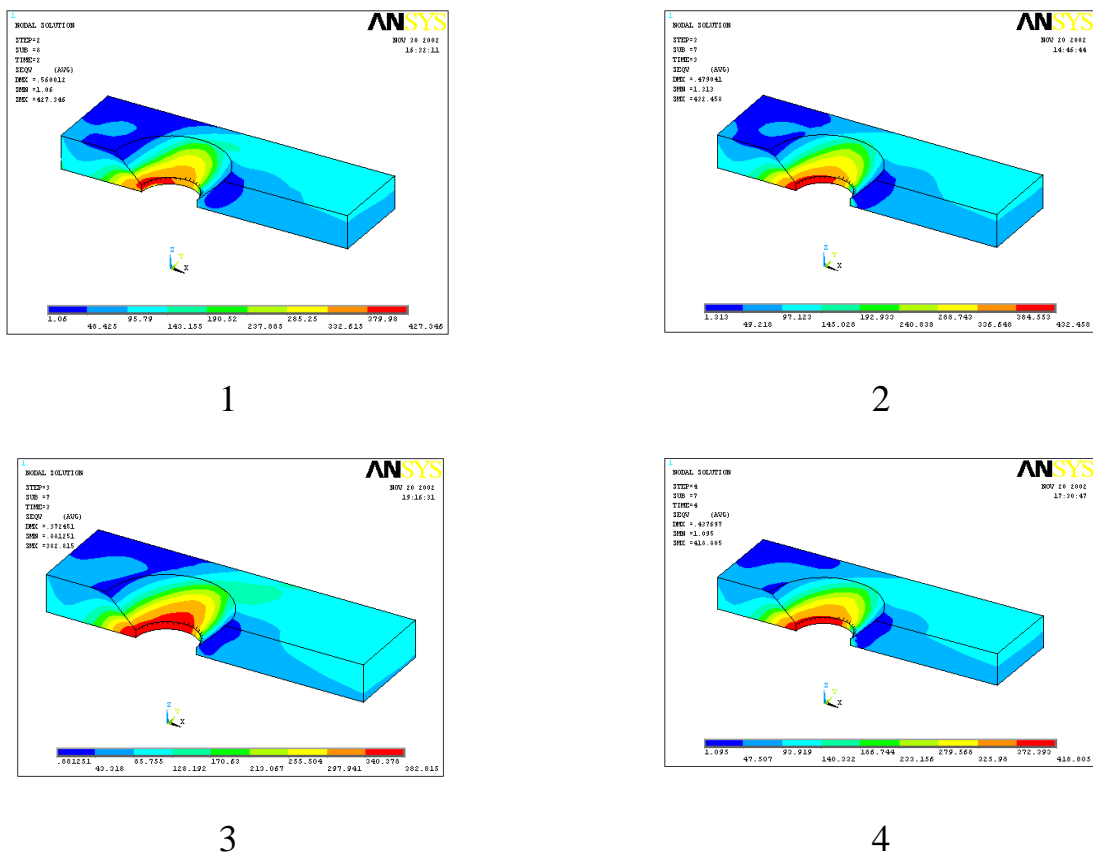


Рис. 3.15. Характер розподілу еквівалентних напружень σ_{eqv} у верхній накладці при різних варіантах установа болта і рівні зовнішнього

$$\text{навантаження } \sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа } (\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа})$$

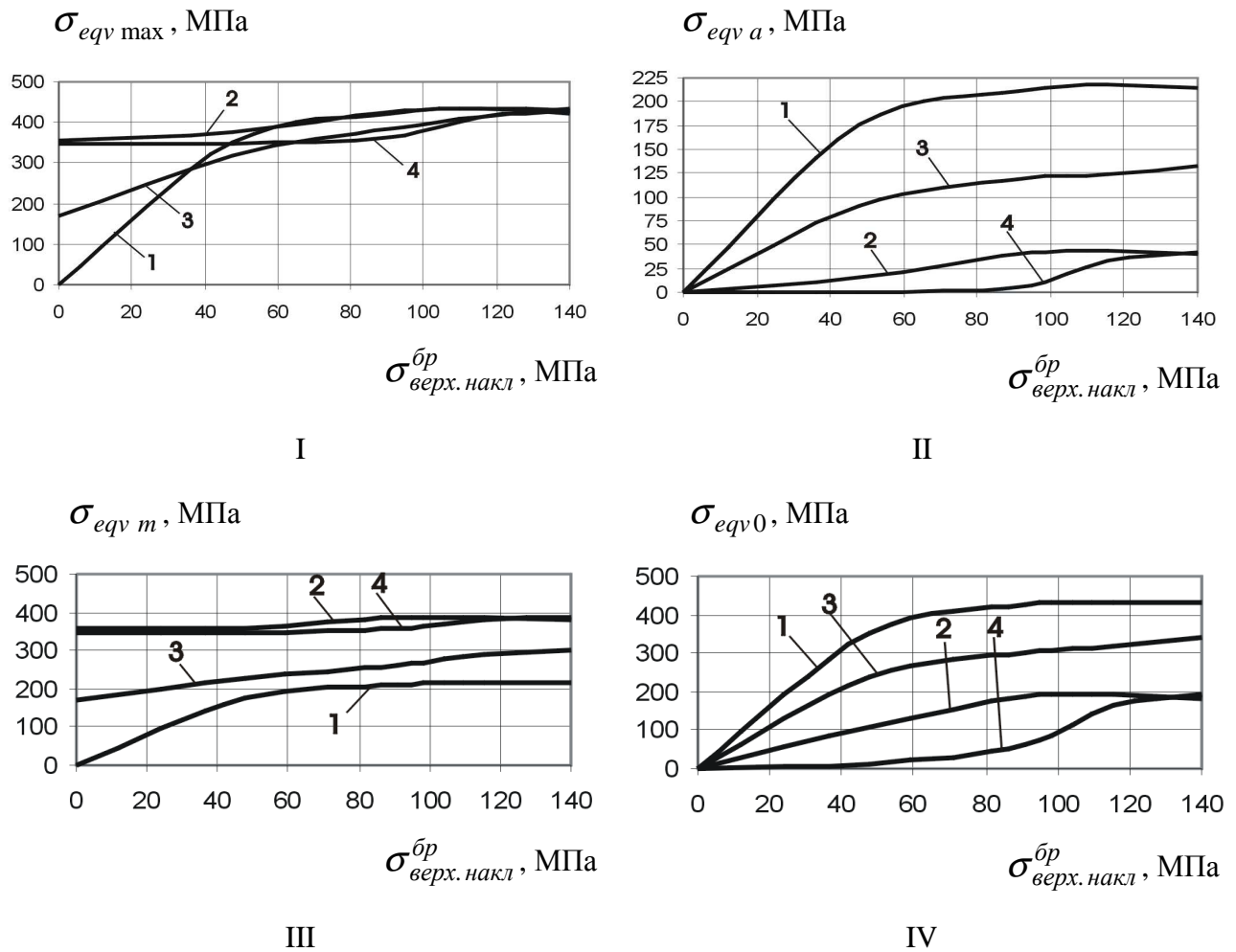


Рис. 3.16. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величини: I – максимального еквівалентного напруження у верхній накладці; II – амплітудного еквівалентного напруження у верхній накладці; III – середнього еквівалентного напруження у верхній накладці; IV – віднульового еквівалентного напруження у верхній накладці

При відомих максимальних еквівалентних напруженнях у верхній накладці в кожному випадку навантаження моделі ($\sigma_{\text{пл}}^{\text{бр}} = 24, 48, 64$ і 72 МПа) і значеннях початкового еквівалентного напруження (від затягування $P_3 = 10$ кН, від радіального натягу $1\% d_{\text{б}}$ і від сумісної дії радіального і осевого затягувань) можна обчислити еквівалентні амплітудні $\sigma_{\text{eqv a}}$, середні $\sigma_{\text{eqv m}}$ напруження в

місцях з максимальними значеннями еквівалентного напруження $\sigma_{eqv \max}$. За формулою Одінга були визначені віднульові напруження при асиметричному циклі навантаження:

$$\sigma_{eqv0} = \sqrt{2\sigma_{eqv \max} \sigma_{eqv a}} .$$

Аналіз результатів розрахунку локального НДС у верхній накладці показав таке:

1. При установленні болта **без осевого та радіального натягу** зона максимального розтягального напруження знаходиться в області переходу конічного отвору в циліндричне, виходячи з площини поперечного перерізу від осі зенкування у напрямі регулярної частини верхньої накладки. Зона виникнення максимального еквівалентного напруження $\sigma_{eqv \max}$ у верхній накладці знаходиться в області переходу конічного отвору в циліндричний і при підвищенні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ зона $\sigma_{eqv \max}$ зміщується по дузі отвору на 10...15 градусів.

2. У разі установлення болта з **радіальним натягом 1% $d_{\bar{o}}$** зона максимального розтягального напруження розташована на зенкованій поверхні частини отвору у верхній накладці. Із зростанням $\sigma^{\bar{b}p}$ зона максимального розтягального напруження зміщується до межі переходу конічного отвору в циліндричний. Максимальні еквівалентні напруження σ_{eqv} виникають на циліндричній поверхні отвору у верхній накладці. Із зростанням прикладеного

зовнішнього розтягального навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ зона виникнення $\sigma_{eqv \max}$ зміщується до області переходу конічної частини отвору в циліндричну і зміщується приблизно на 15 градусів по дузі кромки переходу циліндра в конус.

3. При **осьовому затягуванні болта $Pz = 10$ кН** зона максимального розтягального напруження знаходиться на нижній кромці отвору у верхній накладці і з додаванням зовнішнього навантаження зміщується до межі переходу конічного отвору в циліндричний. Із зростанням $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\bar{b}p}$ максимальне еквівалентне напруження зміщується в межах 10 градусів по дузі кромки переходу конічної частини в циліндричну.

4. При **осьовому затягуванні болта $Pz = 10$ кН і радіальному натязі $1\% d_b$** поведінка зони максимального розтягального напруження практично відповідає випадку з установленням болта з радіальним натягом $1\% d_b$. Зона максимального розтягального напруження знаходиться на нижній кромці отвору у верхній накладці. Із зростанням рівня $\sigma^{\bar{b}p}$ вона зміщується до області переходу конічного отвору в циліндричний і приблизно у 10 градусах від площини подовжнього від осі зенкування отвору перерізу.

Проведено розрахунок впливу рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\bar{b}p}$ і характеру посадки болта на характеристики $\varepsilon_{eqv \max}$, $\varepsilon_{eqv a}$, $\varepsilon_{eqv m}$, $\varepsilon_{eqv 0}$ і добуток $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ (рис. 3.17, 3.18).

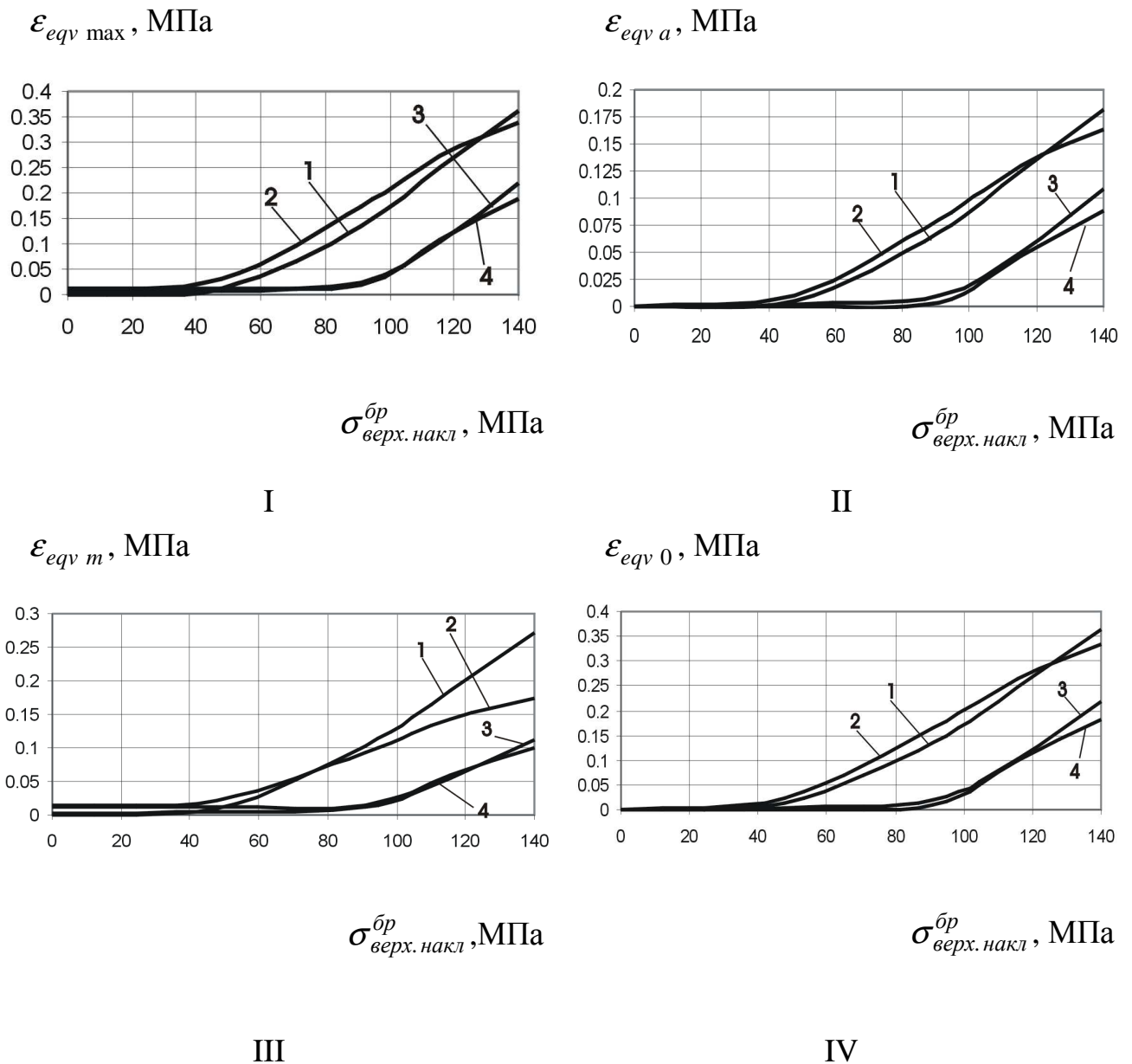


Рис. 3.17. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установалення болта на величини: I – максимальних еквівалентних деформацій у верхній накладці; II – амплітуди еквівалентних деформацій у верхній накладці; III – середніх еквівалентних деформацій у верхній накладці; IV – максимальних віднульових еквівалентних деформацій у верхній накладці

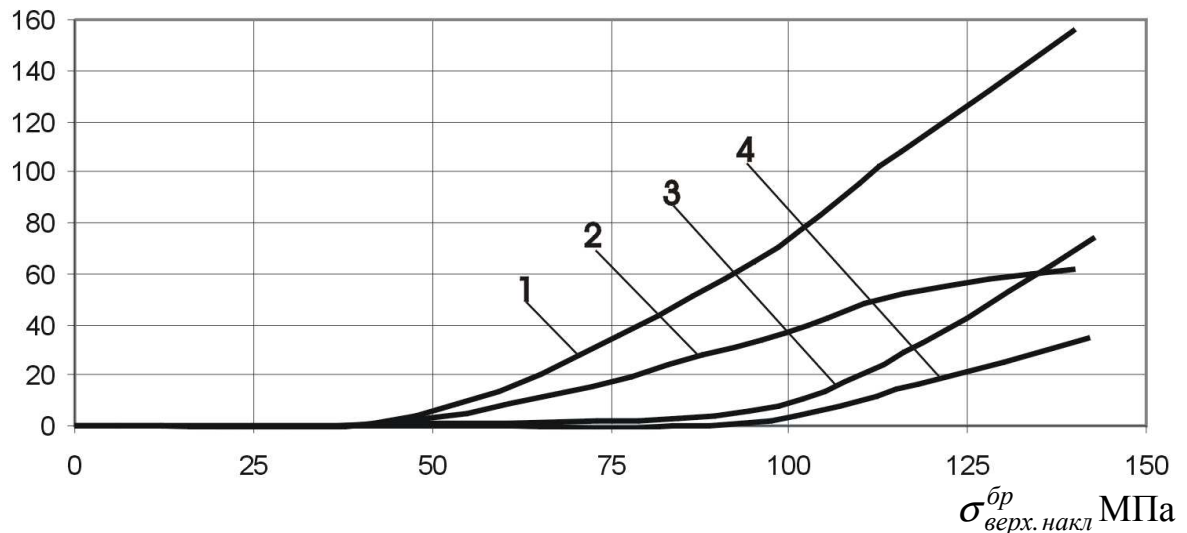


Рис. 3.18. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину добутка віднульових еквівалентних напружень і деформацій у верхній накладці

Із рис. 3.17, 3.18 видно, що застосування радіального натягу $1\%d_b$ і осьового затягування $P_z = 10$ кН болта істотно знижує амплітуду максимальних деформацій в однорядному двозрізному болтовому з'єднанні.

Характер розподілу контактної тиску між болтом і стінкою отвору у верхній накладці, пластині та нижній накладці показано на рис. 3.19, 3.21, 3.23.

Основна частина розтягального навантаження передається на верхню накладку через циліндричну частину отвору. У цій зоні контактний тиск має великий ступінь концентрації при всіх варіантах установлення болта (рис. 3.19).

Одним із критеріїв оцінки довговічності з'єднання служить коефіцієнт концентрації контактної тиску θ між контактуючими поверхнями. Його можна розрахувати за формулою

$$\theta = \sigma_{\text{конт. max}} / \sigma_{\text{сер}} , \quad (3.1)$$

де $\sigma_{\text{конт. max}}$ – максимальне значення контактної тиску між поверхнями, МПа;

$\sigma_{\text{сер}}$ – середнє значення контактної тиску по поверхні, що сполучається, МПа.

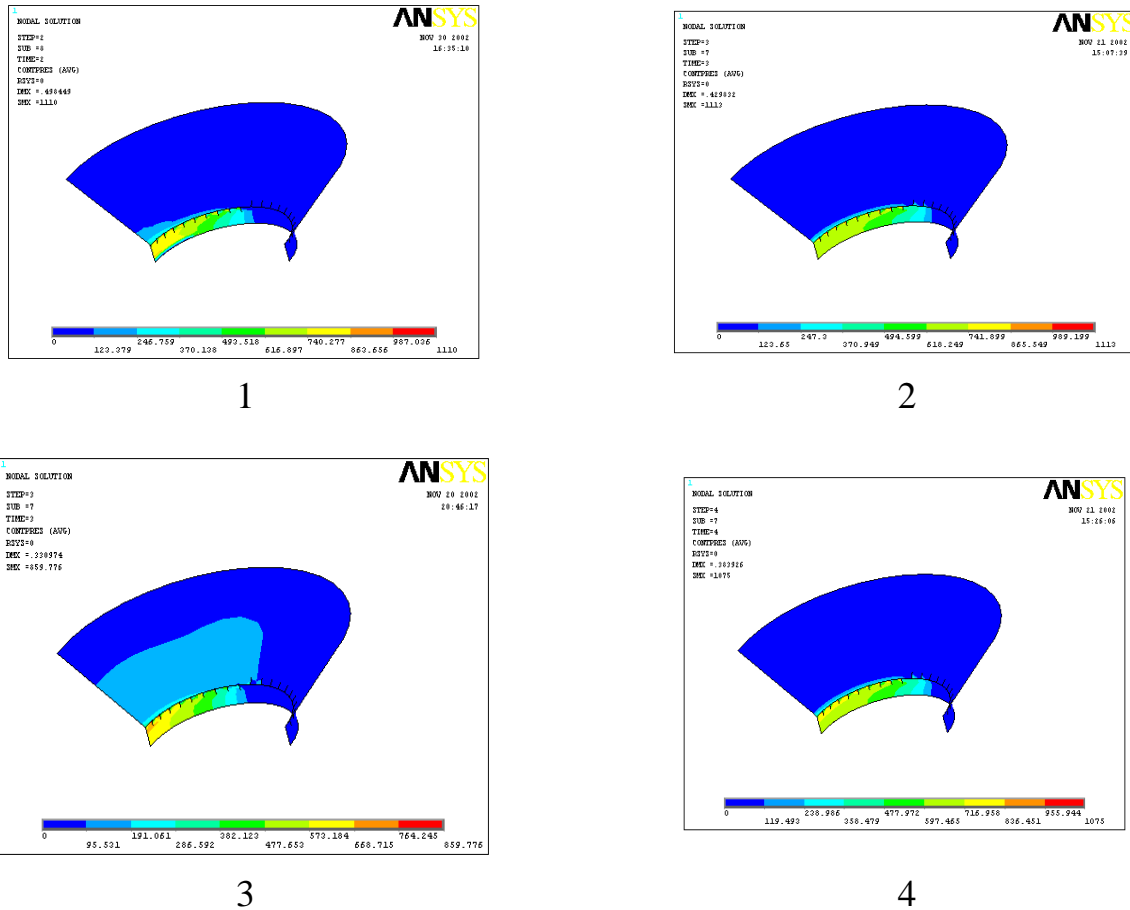


Рис. 3.19. Поле розподілу контактної тиску між голівкою болта і стінкою отвору у верхній накладці при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього

$$\text{навантаження } \sigma_{\text{пл}}^{\text{бр}} = 48 \text{ МПа (} \sigma_{\text{накл}}^{\text{розр}} = 100 \text{ МПа)}$$

Значення коефіцієнта концентрації контактної тиску θ залежно від характеру установлення болта і рівня застосування зовнішнього навантаження було обчислено для поверхонь контакту: «болт – верхня накладка», «болт – пластина», «болт – нижня накладка». На рис. 3.20 показано залежність впливу рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнта концентрації контактної тиску між поверхнями болта і верхньої накладки, що з'єднуються.

$\theta_{\text{болт-верх.накл}}$

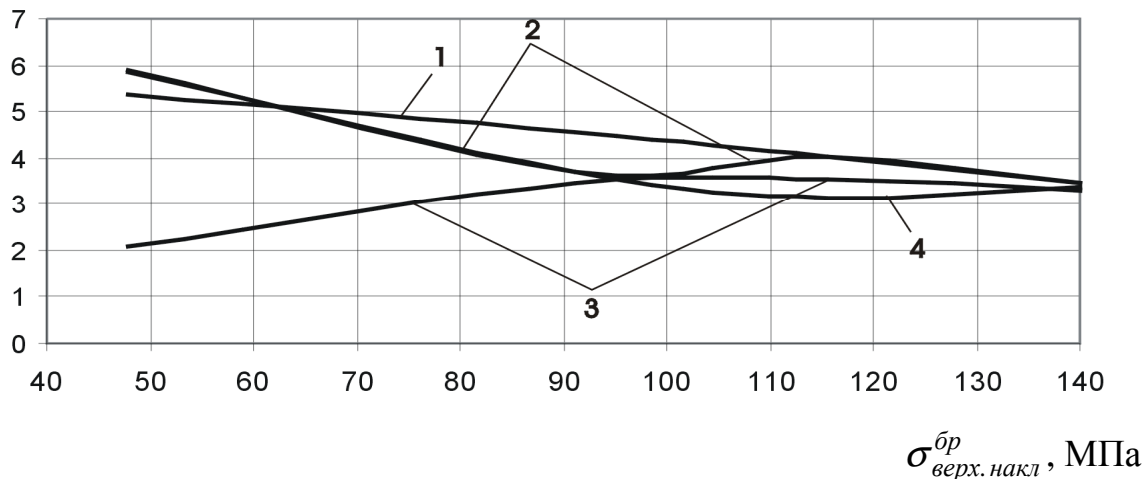


Рис. 3.20. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактного тиску між головкою болта і верхньою накладкою

Аналізуючи залежності впливу зовнішнього навантаження на коефіцієнт концентрації контактного тиску між болтом і стінкою отвору у верхній накладці (рис. 3.20), слід зазначити, що застосування осьового затягування $P_3 = 10$ кН забезпечує мінімальний коефіцієнт $\theta = 2 \dots 3,5$ при $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} < 95$ МПа. Для зовнішнього навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} > 95$ МПа мінімальний коефіцієнт концентрації контактного тиску при установленні болта з осьовим затягуванням і радіальним натягом $\theta = 3,1 \dots 3,5$.

Поле розподілу контактного тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині (рис. 3.21) показує, що зона концентрації контактного тиску знаходиться поблизу кромки отвору, що пояснюється вигином болта в подовжній площині.

Для поверхні контакту між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині було обчислено коефіцієнт концентрації контактного тиску за формулою (3.1). На рис. 3.21 – 3.24 показано залежність впливу рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактного тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині.

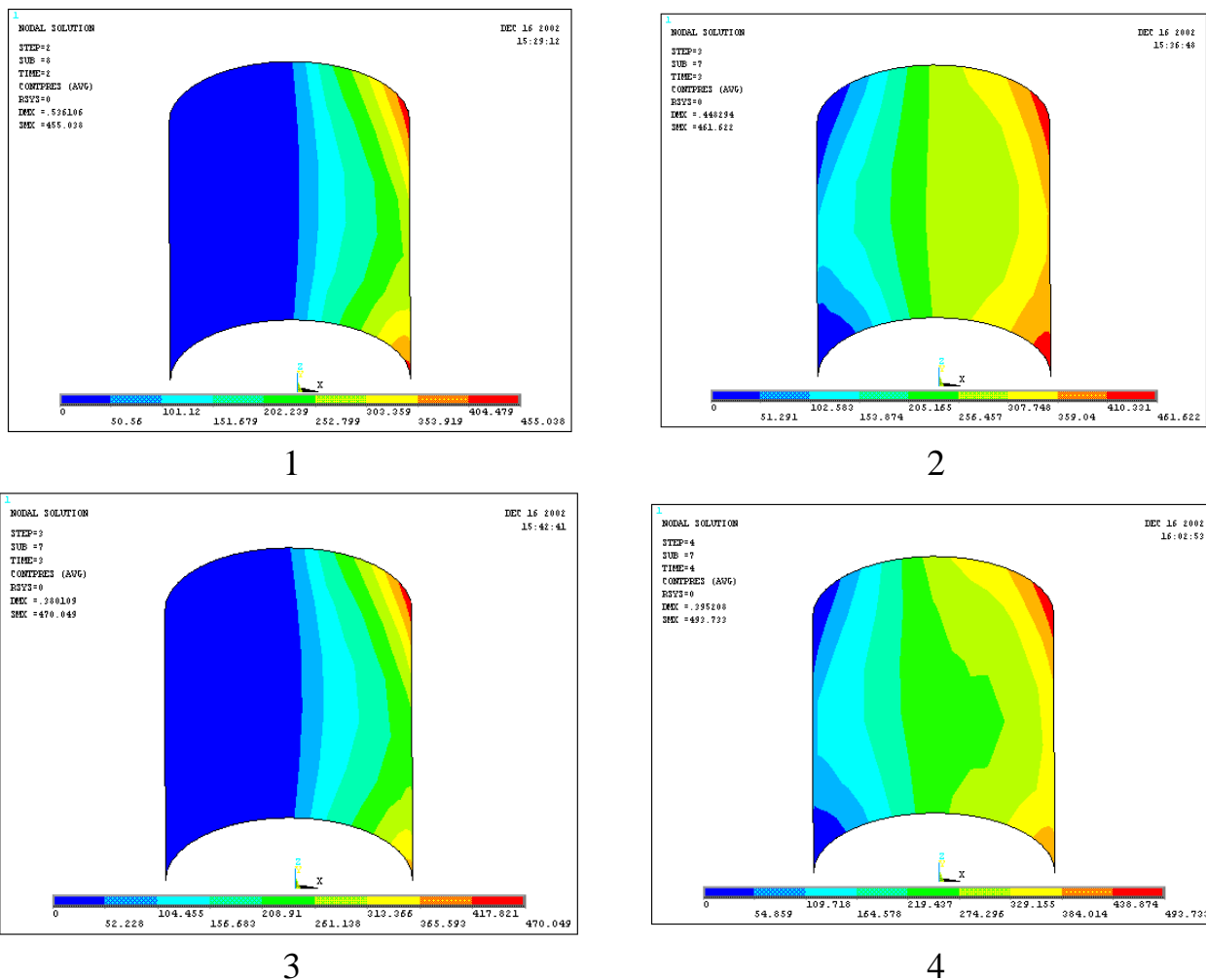


Рис.3.21. Поле розподілу контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині при різних варіантах установа болта і рівні зовнішнього

навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа, $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа

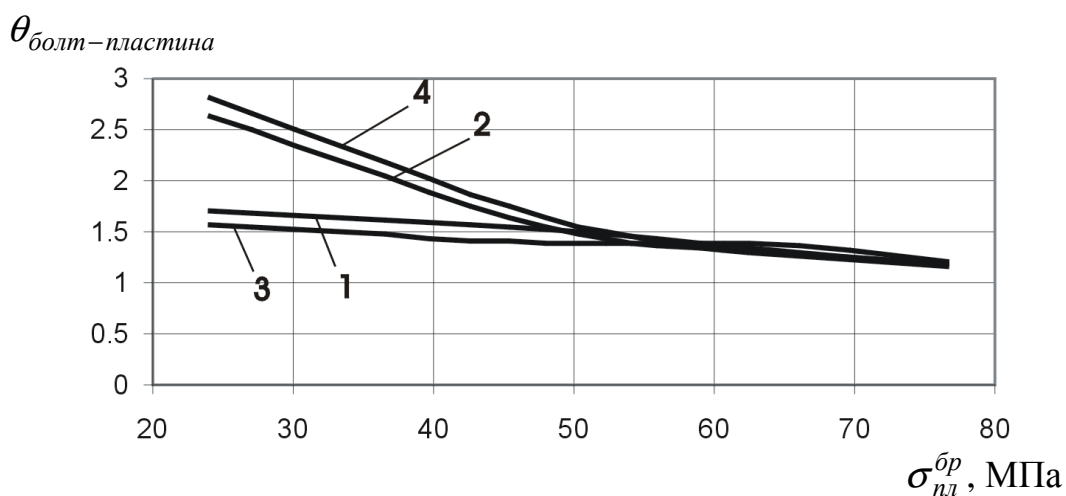


Рис. 3.22. Вплив рівня навантаження $\sigma_{пл}^{бр}$ і характеру установа болта на величину коефіцієнтів концентрації контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині

Коефіцієнт концентрації контактного тиску у разі застосування радіального натягу $1\% d_\sigma$ значно зростає при $\sigma_{nl}^{br} < 50$ МПа. При рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{nl}^{br} > 50$ МПа коефіцієнт концентрації контактного тиску між болтом і стінкою отвору для різних варіантів установлення болта знаходиться практично на одному рівні ($\theta_{болт-пластина} = 1,2 \dots 1,5$).

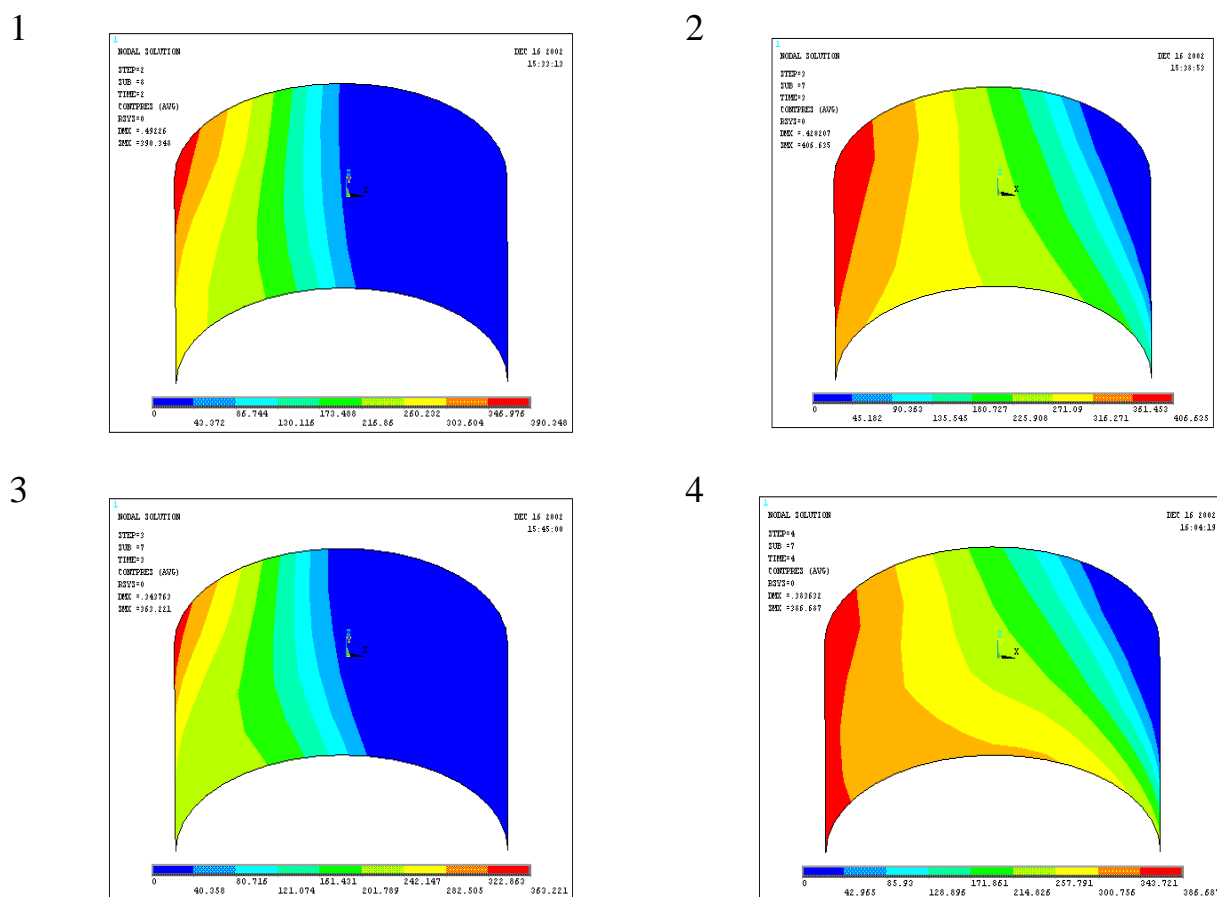
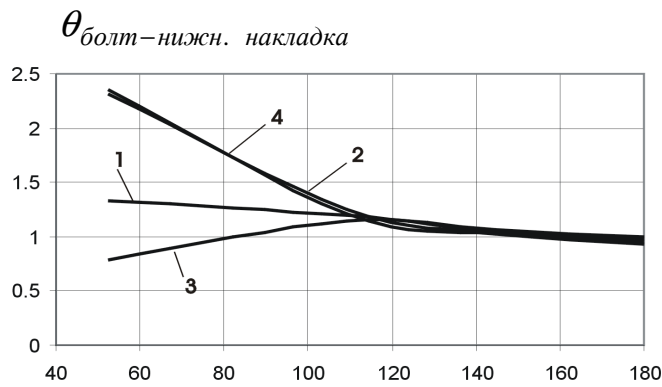


Рис. 3.23. Поле розподілу контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього

$$\text{навантаження } \sigma_{nl}^{br} = 48 \text{ МПа } (\sigma_{накл}^{br,розр} = 100 \text{ МПа})$$

Рис. 3.23 показує, що внаслідок вигину болта зона максимального контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці знаходиться біля кромки отвору, прилеглої до поверхні центральної пластини.



$\sigma_{\text{нижн. накл}}^{\text{бр}}$, МПа

Рис. 3.24. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактного тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці

Для відображення контактної тиску між тілом болта і елементами з'єднання були вибрані такі шляхи (рис. 3.25): L1, L2 – в подовжньому від осі отвору перерізі; L3 – в поперечному від осі отвору перерізі; L4 – по циліндричному отвору у верхній накладці (рис. 3.26 – 3.34).

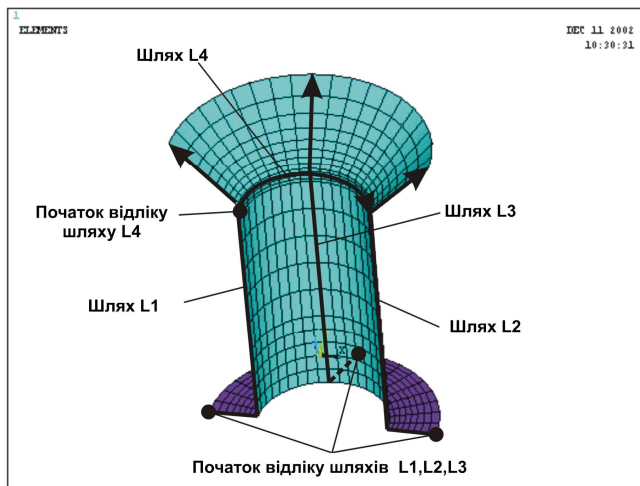
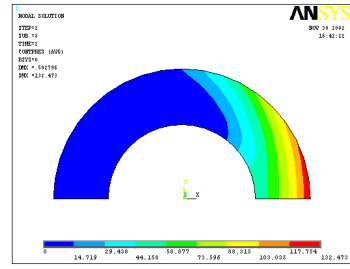
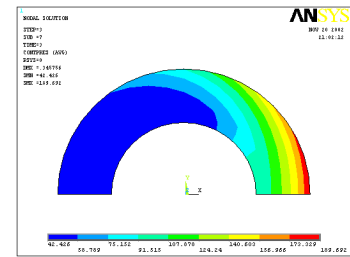


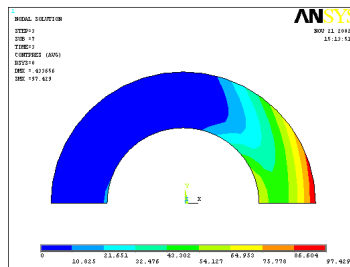
Рис. 3.25. Відображення шляхів, по яких виводяться розподіли контактної тиску і зазорів між поверхнями, що з'єднуються



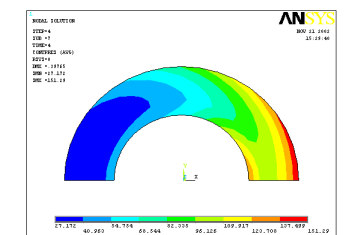
1



2



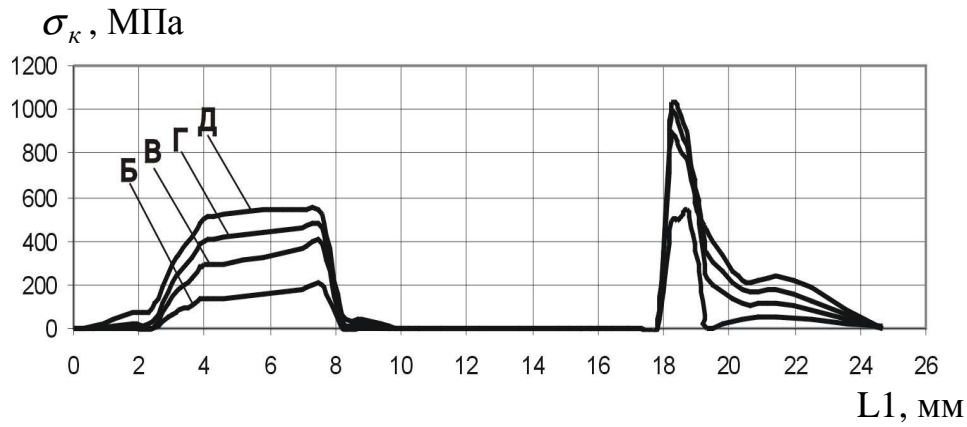
3



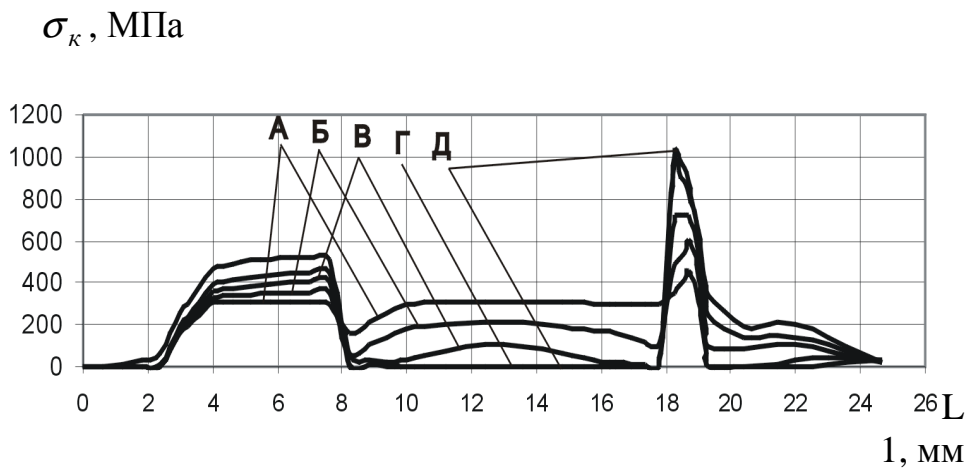
4

Рис. 3.26. Поле розподілу контактної тиску між тілом гайки і нижньою накладкою для різних варіантів установлення болта і рівнів зовнішнього навантаження

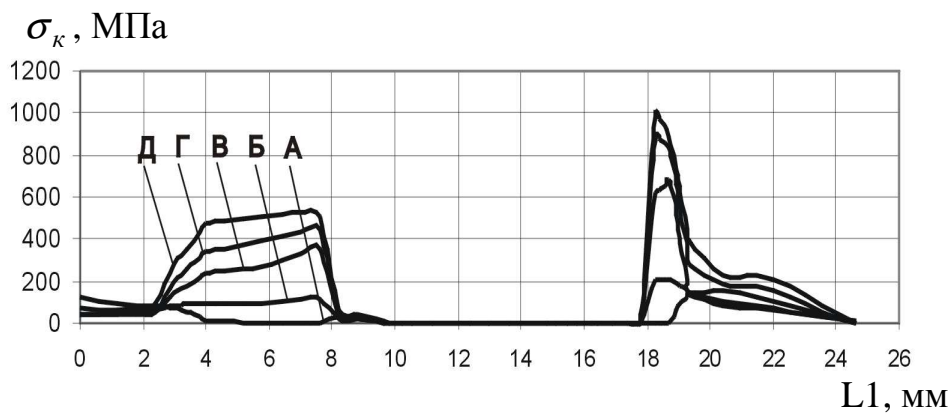
$\sigma_{\text{пл}}^{\text{бр}} = 48 \text{ МПа}$ ($\sigma_{\text{накл}}^{\text{бр. розр}} = 100 \text{ МПа}$)



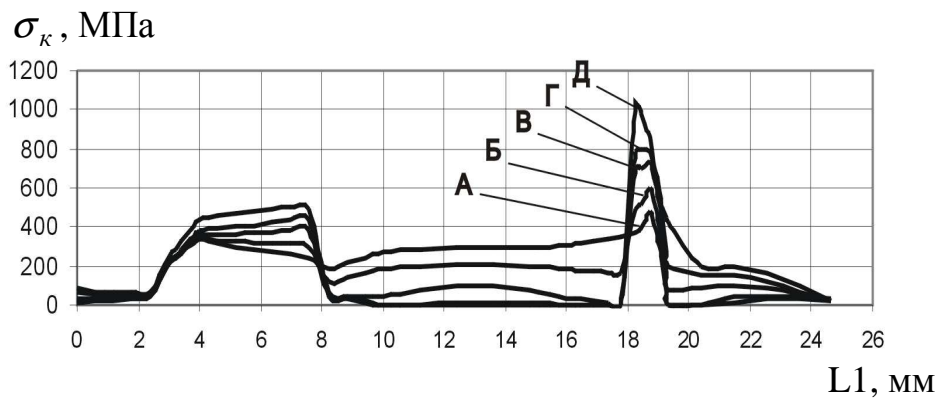
Болт встановлено без радіального і осьового натягу



Болт встановлено з радіальним натягом 1% d_b

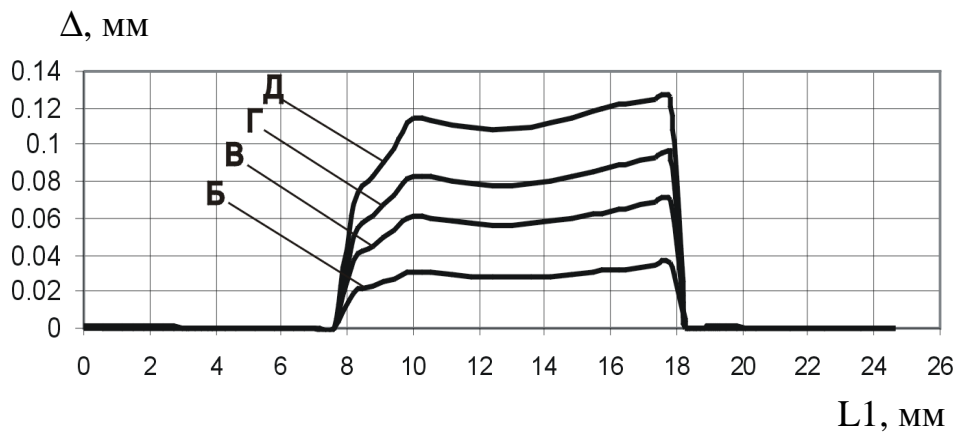


Болт встановлено з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН

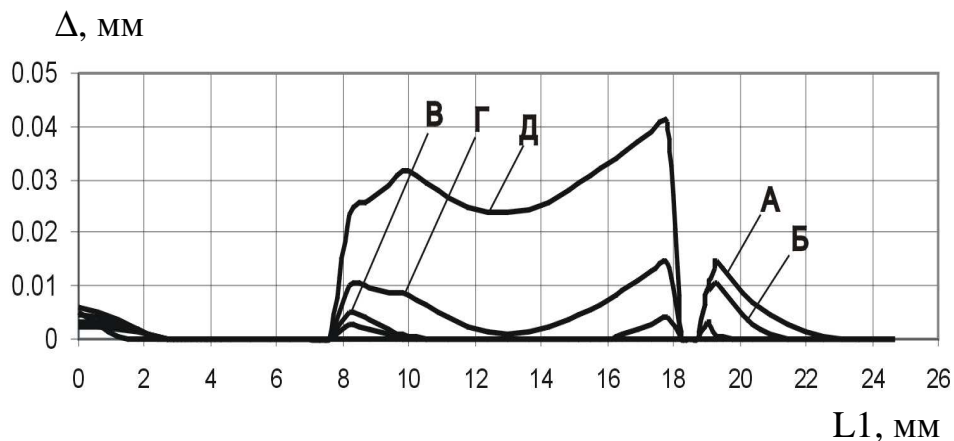


Болт встановлено з радіальним натягом 1% d_b і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН

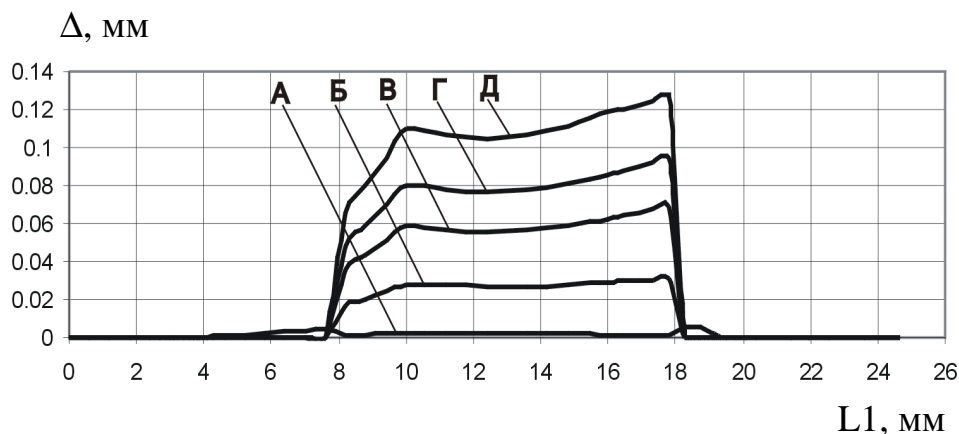
Рис. 3.27. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на розподіл контактного тиску між тілом болта і пакетом по шляху $L1$



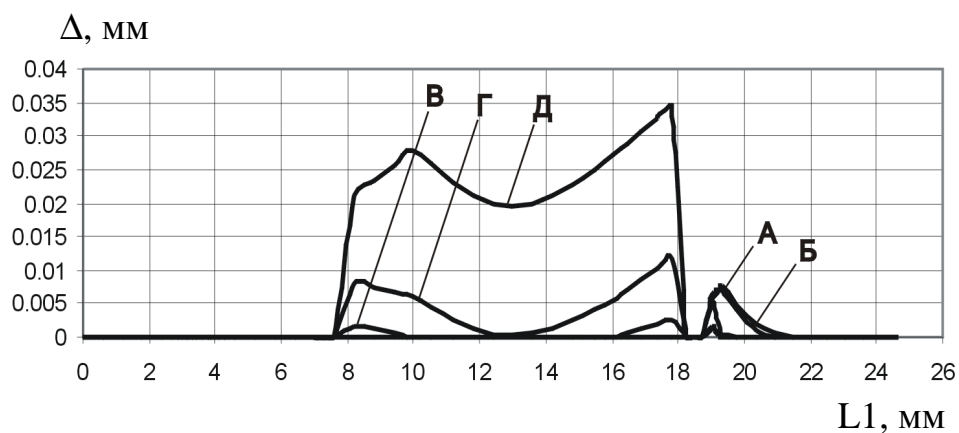
Болт
встановлено без
радіального і
осьового натягу



Болт
встановлено з
радіальним
натягом $1\% d_\sigma$

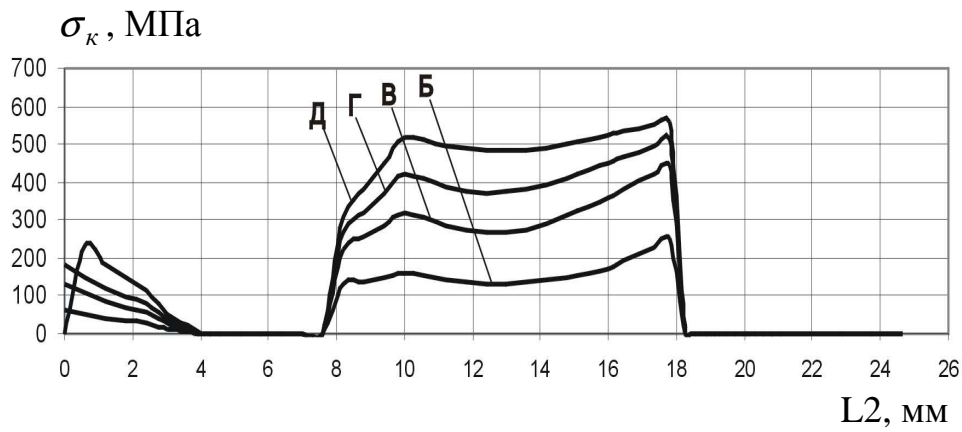


Болт
встановлено з
осьовим
затягуванням
 $P_z = 10 \text{ кН}$

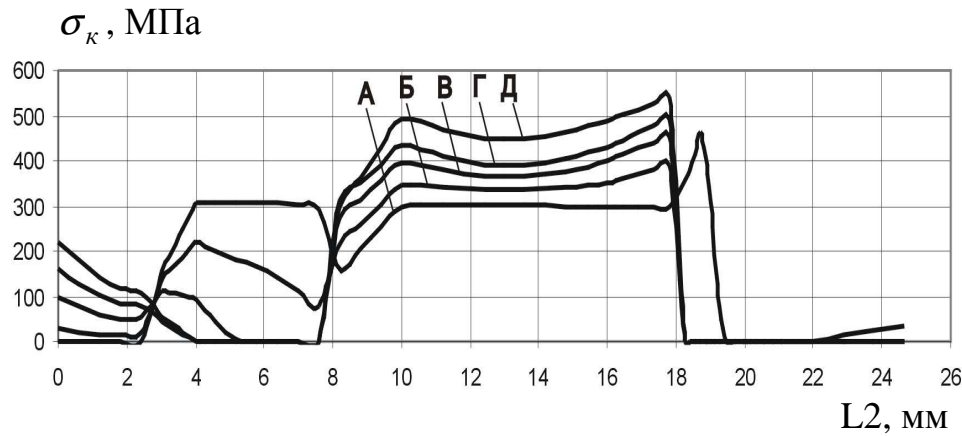


Болт
встановлено з
радіальним
натягом $1\% d_\sigma$ і
осьовим
затягуванням
 $P_z = 10 \text{ кН}$

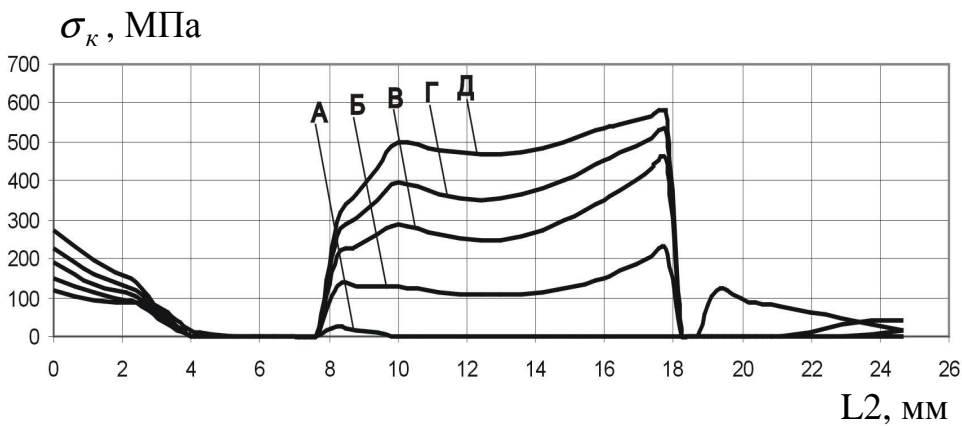
Рис. 3.28. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру встановлення болта на розподіл зазорів між тілом болта і пакетом по шляху L1



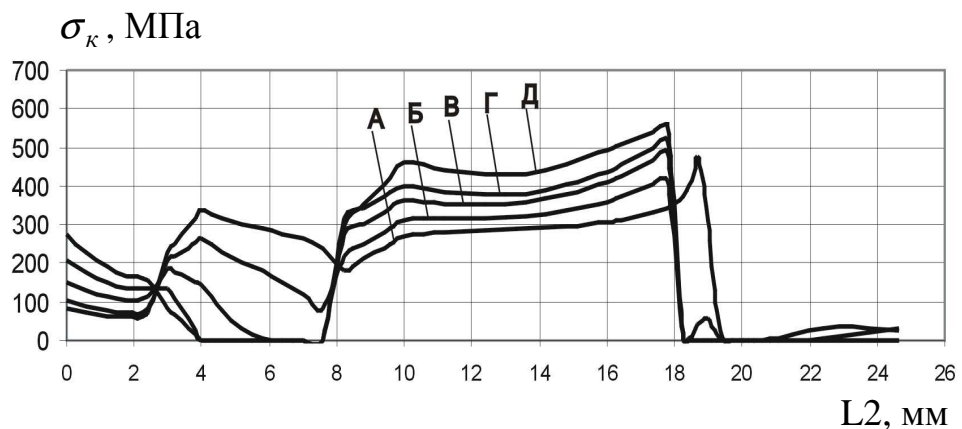
Болт встановлено без радіального і осьового натягу



Болт встановлено з радіальним натягом 1% d_b

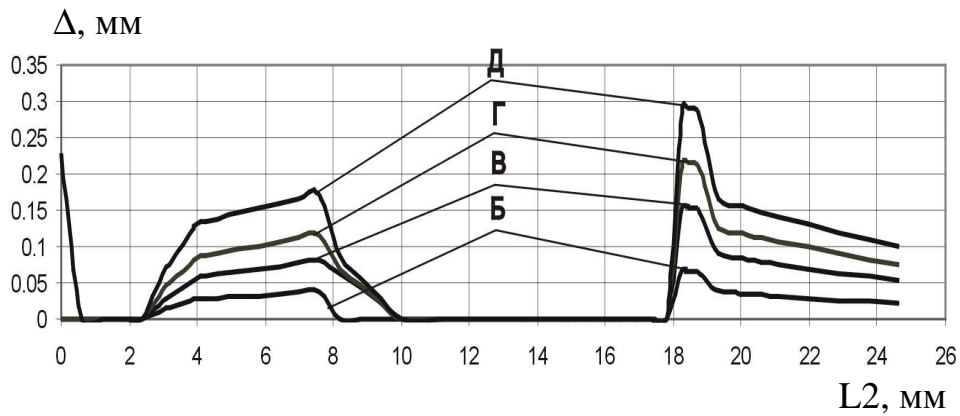


Болт встановлено з осьовим зтягуванням $P_3 = 10 \text{ кН}$

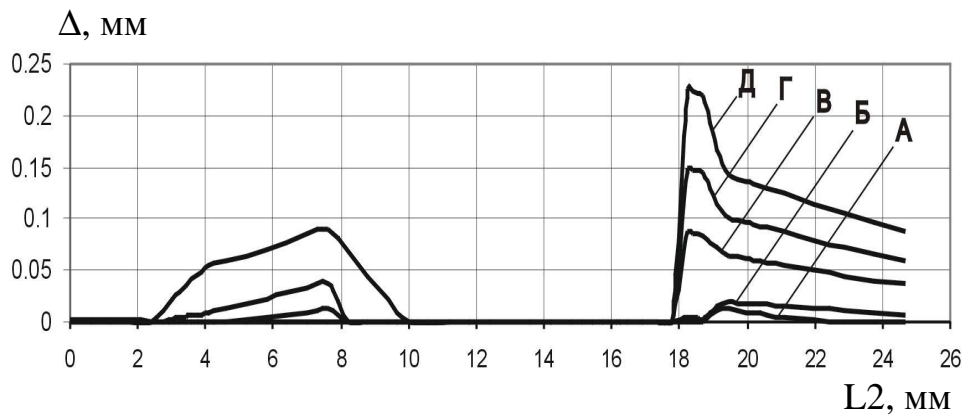


Болт встановлено з радіальним натягом 1% і осьовим зтягуванням $P_3 = 10 \text{ кН}$

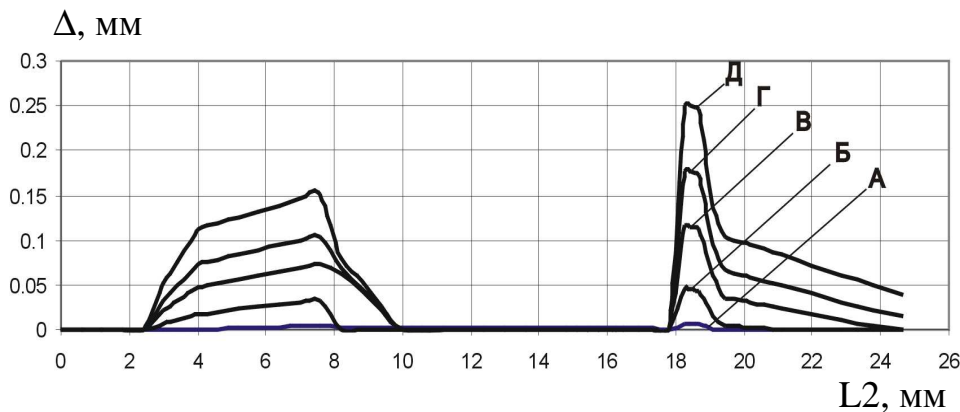
Рис. 3.29. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру установа болта на розподіл контактної тиску між тілом болта і пакетом по шляху L2



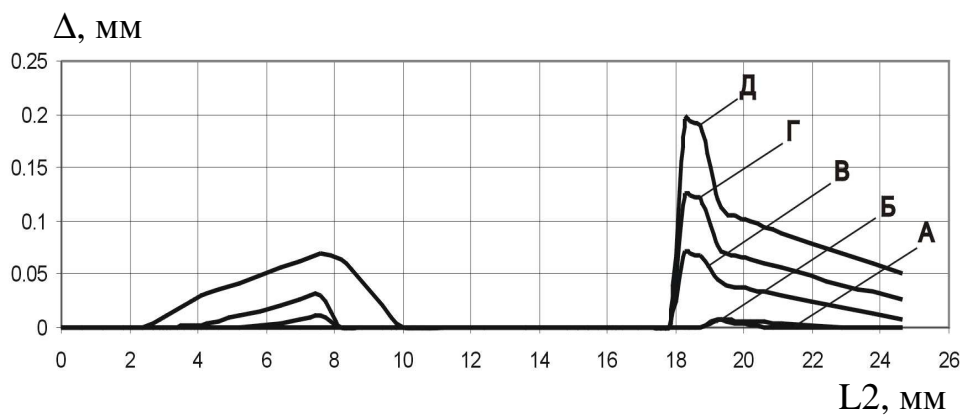
Болт
встановлено без
радіального і
осьового натягу



Болт
встановлено з
радіальним
натягом 1%



Болт
встановлено з
осьовим
затягуванням
 $P_3 = 10 \text{ кН}$



Болт
встановлено з
радіальним
натягом 1% і
осьовим
затягуванням
 $P_3 = 10 \text{ кН}$

Рис. 3.30. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на розподіл контактних зазорів між тілом болта і пакетом по шляху L2

Як видно з рис. 3.30, при додатку до моделі з'єднання розтягального навантаження максимальні за величиною зазори виникають між циліндричними поверхнями болта і верхньої накладки. Позитивний ефект від використання радіального натягу полягає в зменшенні величини зазору (на 0,75 мм при рівні навантаження Д порівняно з варіантом установлення болта без радіального і осьового натягу). Спільне використання радіального натягу $1\% d_{\delta}$ і осьового затягування $P_3 = 10$ кН знижує величину, що утворюється між болтом і верхньою накладкою зазору на 1 мм при рівні зовнішнього навантаження Д порівняно з варіантом установлення болта без радіального і осьового натягу.

Були отримані залежності величини зазору між болтом, установленим з радіальним натягом і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН, і верхньою накладкою від величини радіального натягу (у відсотках від d_{δ}) і рівня додатка зовнішнього навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ (див. рис. 3.31).

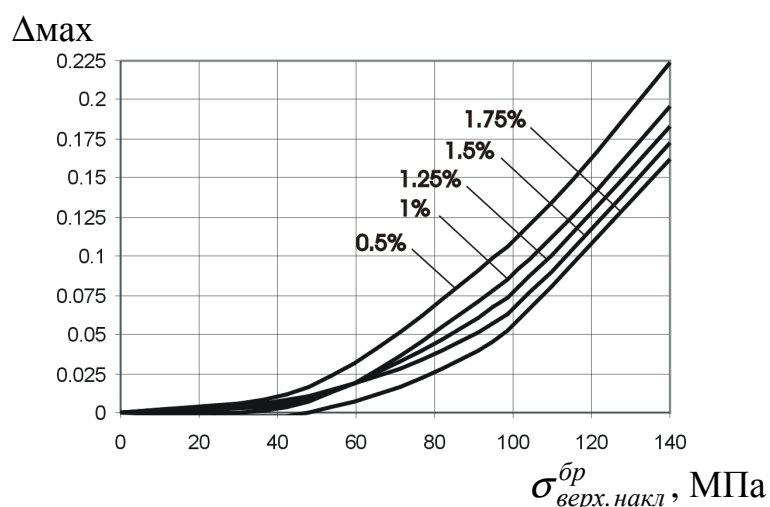
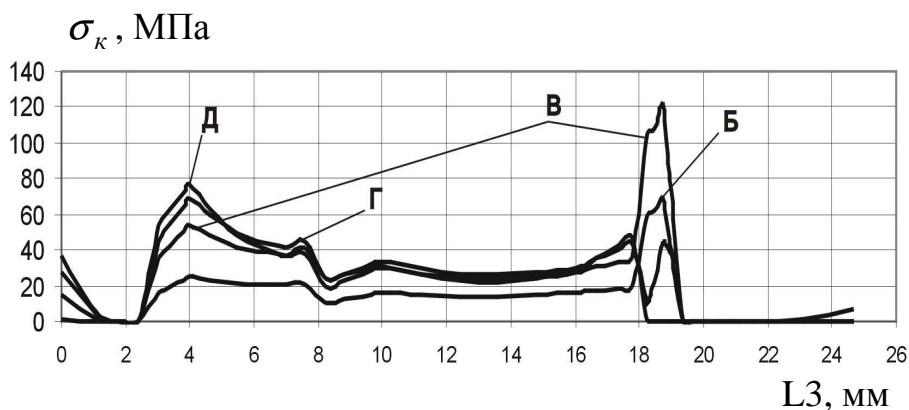


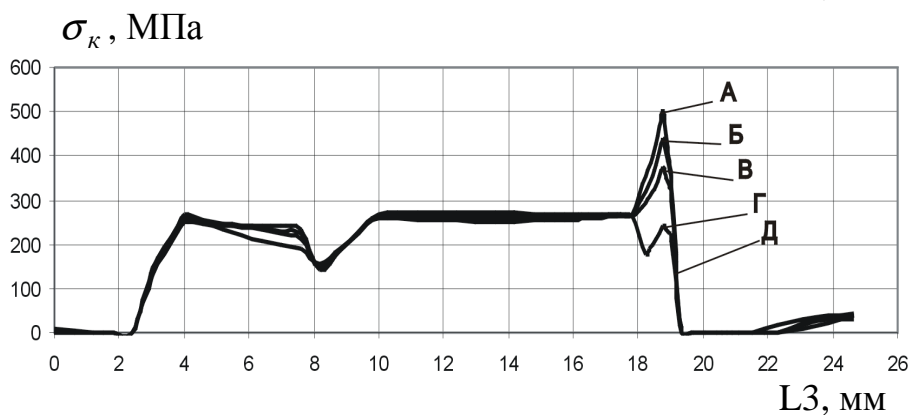
Рис. 3.31. Вплив рівня зовнішнього навантаження на величину зазору між тілом болта і стінкою отвору у верхній накладці при осьовому затягуванні $P_3 = 10$ кН і різних значеннях радіального натягу болта (від 0,5 до 1,75% d_{δ})

Використання радіального натягу $1,75\% d_{\delta}$ спільно з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН дає можливість запобігти утворенню зазору між болтом і верхньою накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} < 50$ МПа. Збільшення радіального натягу з 1 до $1,75\% d_{\delta}$ дає можливість зменшити величину зазору між

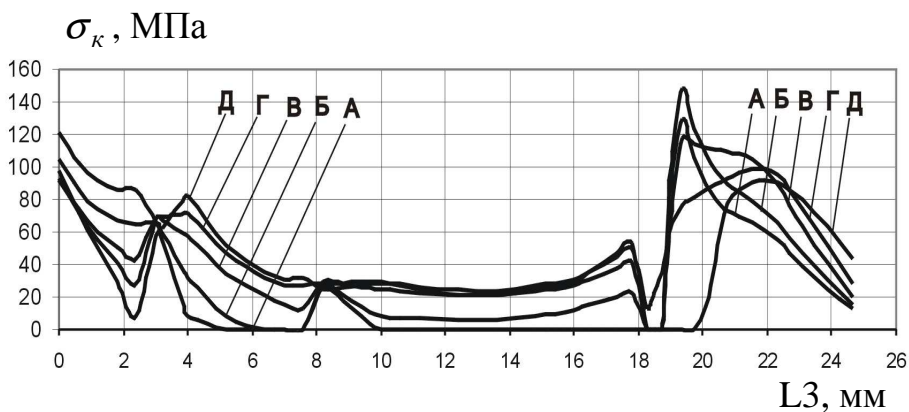
болтом і стінкою отвору у верхній накладці в 1,5 раза (при $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} = 100$ МПа).



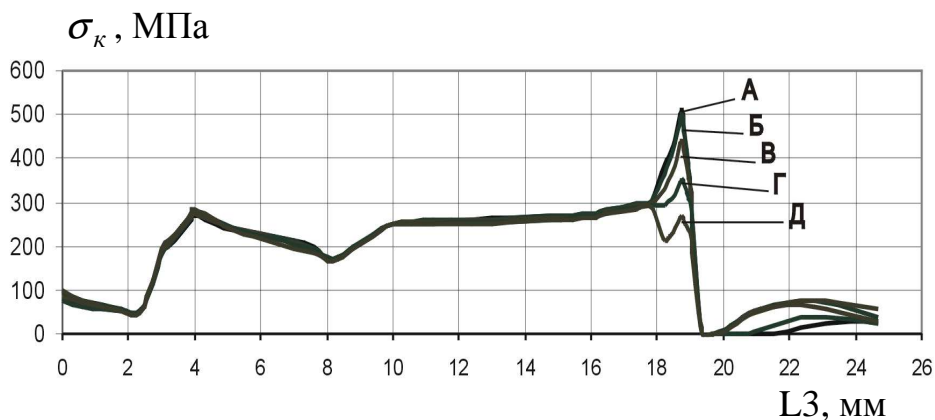
Болт встановлено без радіального і осьового натягу



Болт встановлено з радіальним натягом 1%



Болт встановлено з осьовим зтягуванням $P_3 = 10$ кН



Болт встановлено з радіальним натягом 1% і осьовим зтягуванням $P_3 = 10$ кН

Рис. 3.32. Вплив рівня додатка зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на розподіл контактного тиску між тілом болта і пакетом по шляху L3

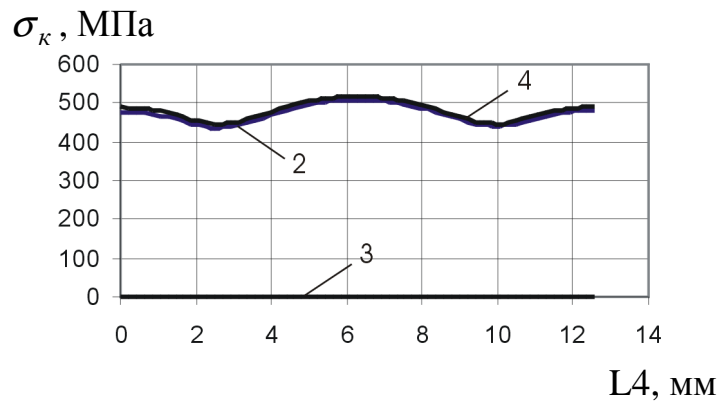


Рис. 3.33. Вплив характеру посадки болта на величину контактної тиску між головкою болта і верхньою накладкою по шляху L4

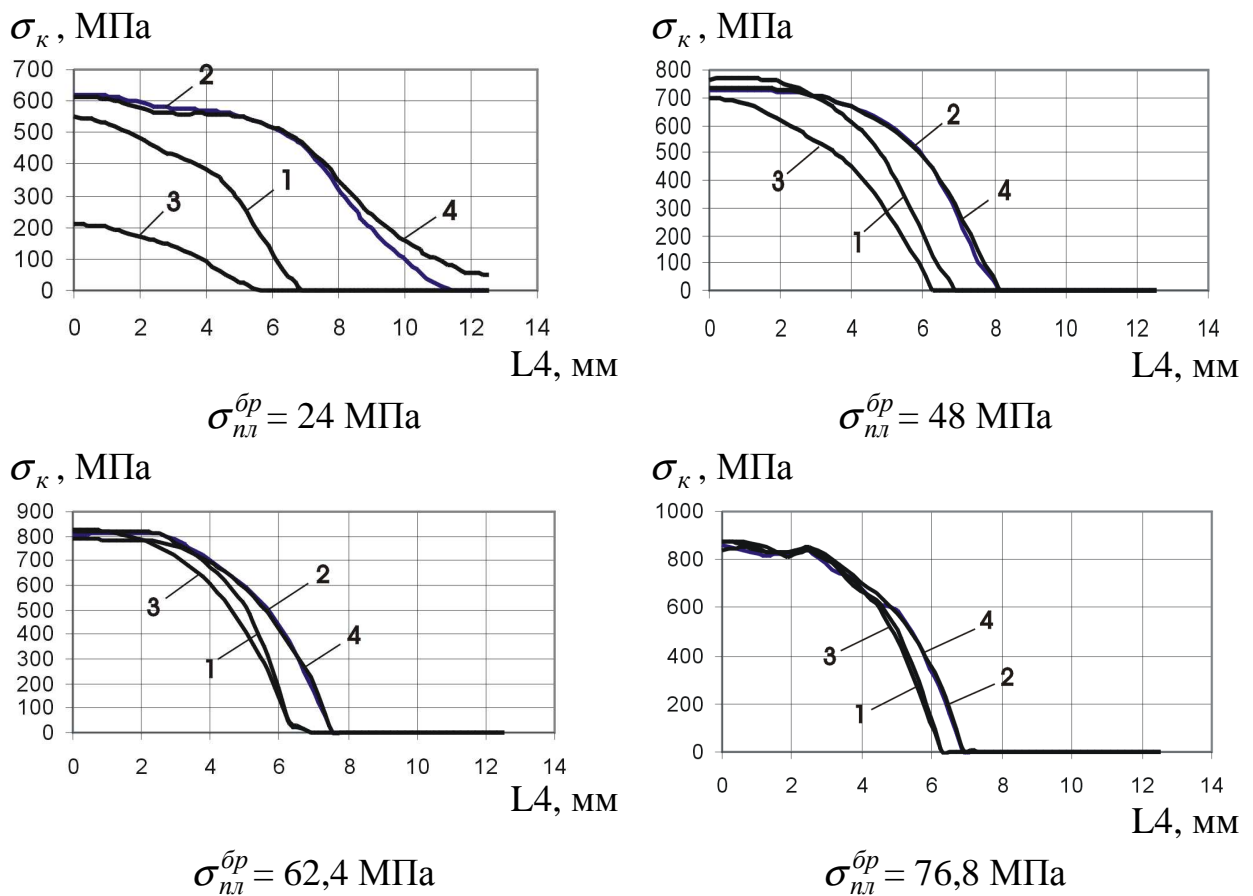


Рис. 3.34. Вплив рівня навантаження σ_{nl}^{br} і характеру устанавлення болта на величину контактної тиску між головкою болта і верхньою накладкою по шляху L4

При устанавленні болта **без радіального і осьового натягів** і прикладенні зовнішнього навантаження максимальний контактний тиск виникає між болтом і циліндричною поверхнею отвору, що зенкується, у верхній накладці в подовжньому напрямі (шлях L1) і перевищує значення контактної тиску між

стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці практично в два рази.

Максимальні значення зазорів між стрижнем болта і стінкою отвору (при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа $\Delta = 0,055$ мм; при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа $\Delta = 0,3$ мм) виникають в області циліндричної поверхні отвору у верхній накладці в подовжньому перерізі (шлях L2). Зазори між стрижнем болта і нижньою накладкою – на рівні $\Delta = 0,025$ мм ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа) і $\Delta = 0,14$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа, зазор між стрижнем болта і пластиною – на рівні $\Delta = 0,03$ мм ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа) і $\Delta = 0,11$ мм ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 72$ МПа).

У разі установлення болта з **радіальним натягом 1% d_b** максимальний контактний тиск ($\sigma_k = 500...600$ МПа) виникає між стрижнем болта і верхньою накладкою в подовжньому напрямі (шлях L1). Контактний тиск (шлях L1) між болтом і нижньою накладкою на рівні $\sigma_k = 300$ МПа ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа) і $\sigma_k = 500...550$ МПа ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Між пластиною і болтом максимальний контактний тиск виникає в подовжньому перерізі по шляху L2 ($\sigma_k = 300$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 450...550$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа).

Максимальний зазор між стінкою отвору і стрижнем болта виникає в зоні циліндричної частини отвору у верхній накладці ($\Delta = 0,075$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 48$ МПа і $\Delta = 0,225$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). При $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа зазор між стрижнем болта і стінкою отвору не утворюється. Зазор між болтом і стінками отвору в пластині і нижній накладці починає виникати при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} > 62,4$ МПа.

При установленні болта з **осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН** у подовжньому перерізі (шлях L1) між болтом і циліндричною частиною отвору у верхній накладці виникає максимальний контактний тиск (до 1000 МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Між тілом болта і стінкою отвору в нижній накладці виникає контактний тиск меншого рівня ($\sigma_k = 100$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\sigma_k = 500$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Величина контактного тиску між болтом і стінкою отвору в пластині – на рівні $\sigma_k = 100...200$ МПа ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа) і $\sigma_k = 470...550$ МПа

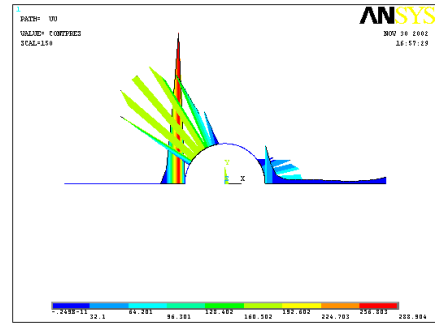
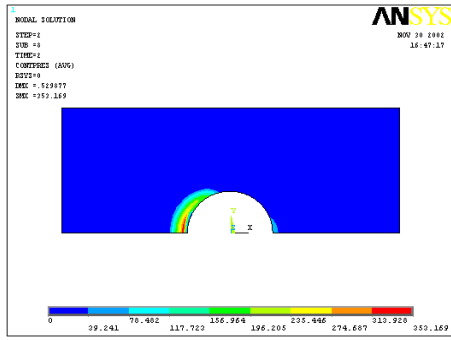
($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа) по шляху L2.

Величина зазорів між стрижнем болта і стінкою отвору набуває максимального значення ($\Delta = 0,05$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\Delta = 0,25$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа) у зоні циліндричної частини отвору у верхній накладці в подовжньому перерізі (шлях L2). Між болтом і стінкою отвору в нижній накладці зазори мають менший рівень ($\Delta = 0,025$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\Delta = 0,11$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Зазор між болтом і стінкою отвору в пластині – на рівні $\Delta = 0,03$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\Delta = 0,115$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа.

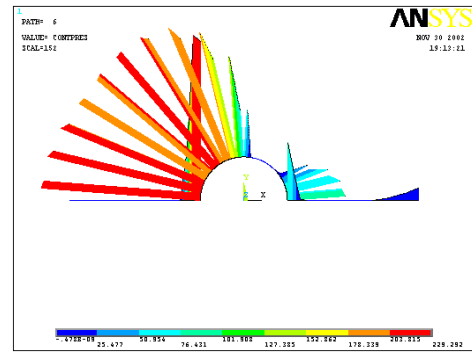
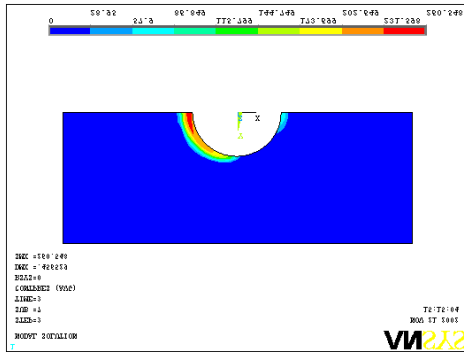
У разі варіанта установаження болта з **осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН і радіальним натягом $1\%d_b$** контактний тиск між стрижнем болта і циліндричною поверхнею отвору у верхній накладці – $\sigma_k = 440$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 1000$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа. Між болтом і стінкою отвору в нижній накладці контактний тиск тримається на рівні $\sigma_k = 250...350$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 450...500$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа. Між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині контактний тиск $\sigma_k = 300$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 450...550$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа.

Зазори між циліндричною частиною отвору у верхній накладці і стрижнем болта – $\Delta = 0,07$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 48$ МПа і $\Delta = 0,2$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа. Між болтом і стінкою отвору в нижній накладці величини зазорів – $\Delta = 0,05$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа (при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} < 62,4$ МПа зазор не утворюється). Між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині $\Delta = 0,02$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа (при зовнішньому навантаженні $\sigma_{nl}^{\bar{p}} < 62,4$ МПа зазор між болтом і стінкою отвору в пластині не виникає).

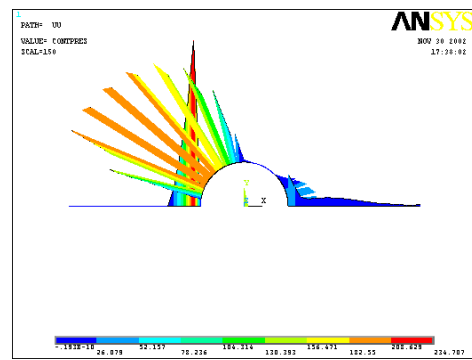
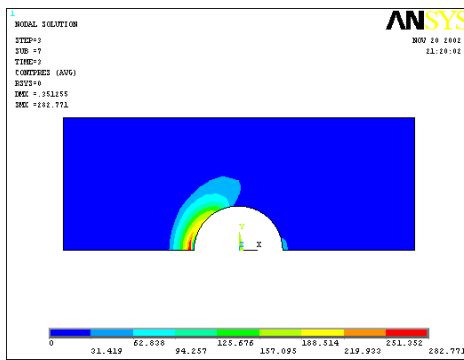
На рис. 3.35 – 3.38 показані результати аналізу контактної взаємодії пластини з верхньою накладкою.



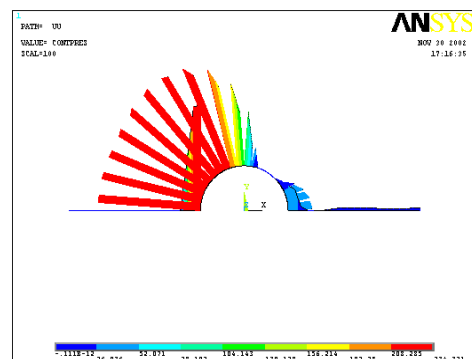
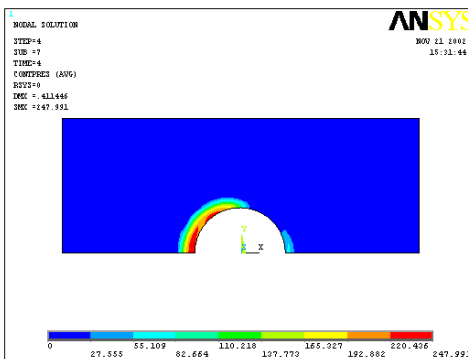
1



2



3



4

Рис. 3.35. Поле розподілу контактної тиску між верхньою накладкою і пластиною і еюра розподілу контактної тиску по кромці поверхні зіткнення верхньої накладки з пластиною при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{nl}^{bp} = 48$ МПа

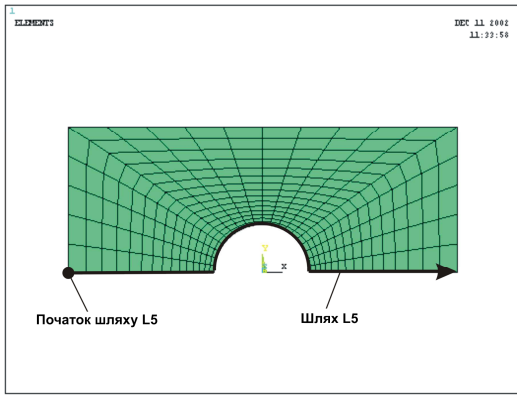


Рис. 3.36. Відображення шляху L5, по якому виводяться розподіли контактної тиску між поверхнями верхньої накладки і пластини, що з'єднуються

σ_k , МПа

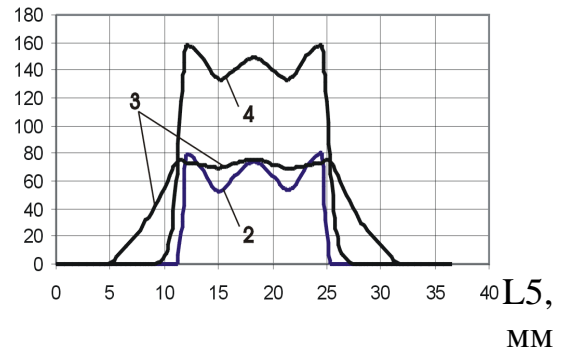
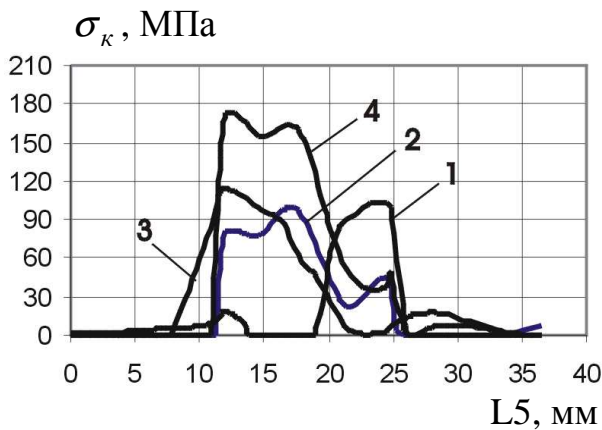
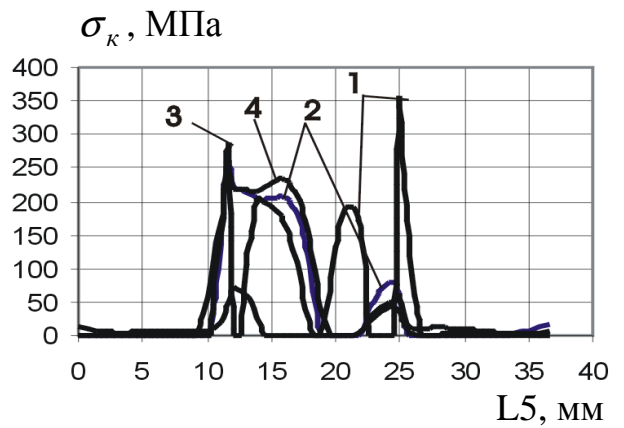


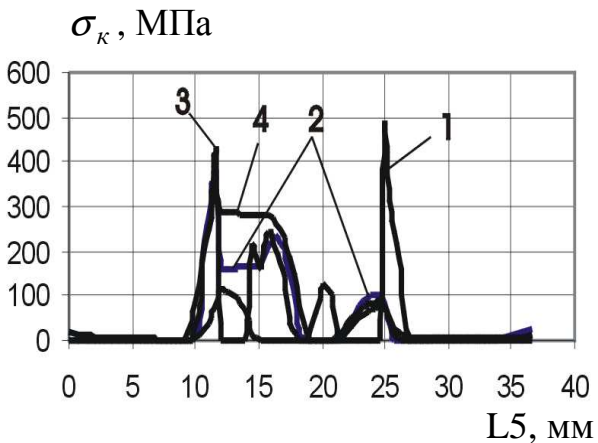
Рис. 3.37. Вплив характеру установлення болта на величину контактної тиску між головкою болта і верхньою накладкою по шляху L5



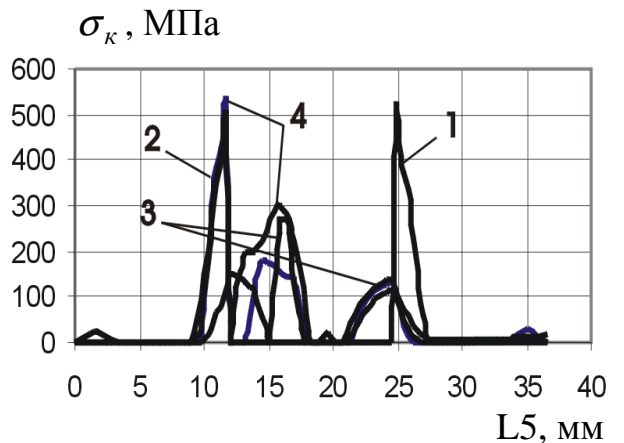
$$\sigma_{пл}^{бр} = 24 \text{ МПа}$$



$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа}$$



$$\sigma_{пл}^{бр} = 62,4 \text{ МПа}$$



$$\sigma_{пл}^{бр} = 76,8 \text{ МПа}$$

Рис. 3.38. Вплив рівня навантаження $\sigma_{пл}^{бр}$ і характеру установлення болта на величину контактної тиску між пластиною і верхньою накладкою по шляху L5

Довговічність досліджуваного з'єднання визначається інтенсивністю фретинг-корозії на його елементах. Випробувані зразки в більшості випадків руйнувалися в перерізах по краю пластин, а також у перерізі по краю стрижня в зоні зенкованого гнізда під заставну потайну головку болта в зонах інтенсивного розвитку фретинг-корозії. На рис. 3.39 показано поле розподілу відносних зсувів контактуючих поверхонь пластини з верхньою накладкою і болта зі стінкою зенкованого отвору у верхній накладці при посадці болта з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН.

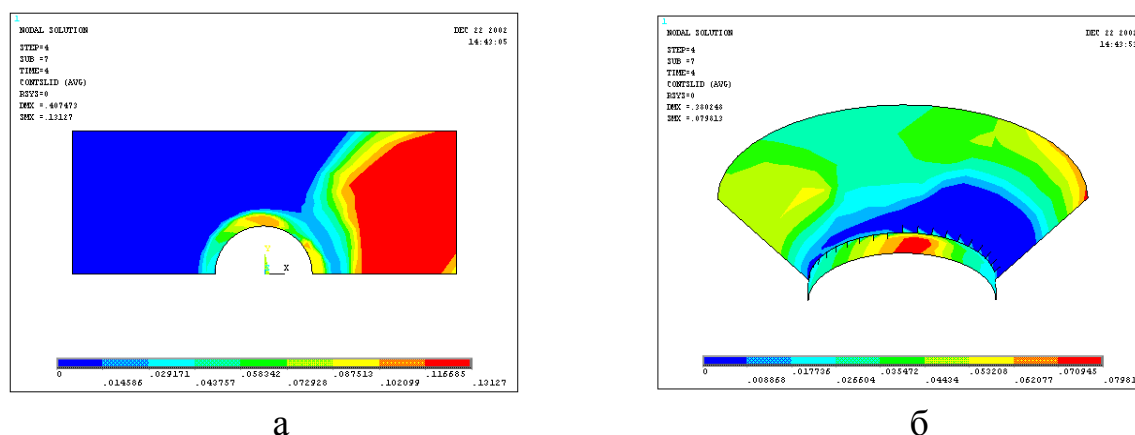


Рис. 3.39. Характер розподілу відносних зсувів контактуючих поверхонь: а – пластини з верхньою накладкою; б – болта зі стінкою отвору у верхній накладці при $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{розр} = 100$ МПа)

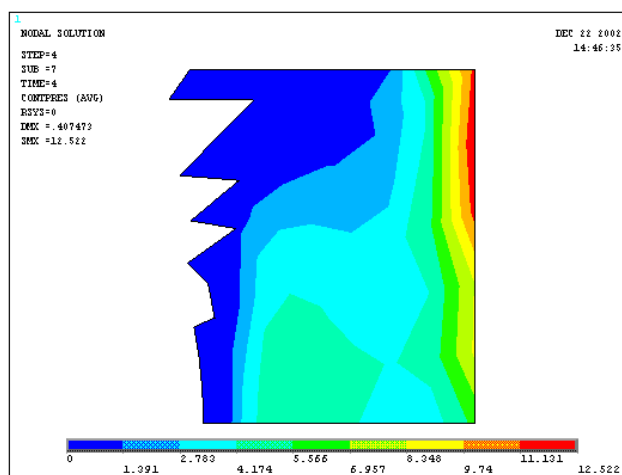


Рис. 3.40. Характер розподілу контактної тиску між пластиною і верхньою накладкою в перерізі по краю пластини при $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)

На рис. 3.39, 3.40 видно, що розрахунок локального НДС в елементах з'єднання підтверджує концентрацію взаємовпливу відносних зсувів і контактного тиску в зонах руйнування експериментальних зразків від фретинг-корозії.

На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено метод інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів і рівня навантаження на характеристики локального НДС за допомогою системи інженерного аналізу CAD\CAE ANSYS, що містить визначення максимальних значень віднульових еквівалентних напружень і деформацій як в пружній, так і в пластичній областях, величин і характеру розподілу контактного тиску між елементами з'єднання, що з'єднуються, коефіцієнтів нерівномірності контактного тиску, величин зазорів при зміні рівня зовнішнього навантаження при використанні посадок із пружнопластичністю радіальним і осьовим натягом.

2. Метод інтегрованого аналізу апробовано в процесі числового експерименту, спрямованого на визначення характеристик локального НДС двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання, виконаного з алюмінієвого сплаву Д16аТ. При цьому встановлено, що застосування осьового та радіального натягу потайних болтів сприяє зменшенню амплітуди максимальних віднульових еквівалентних напруг і максимальних віднульових еквівалентних деформацій на експлуатаційному рівні $\sigma_{пл}^{\bar{b}p} = 100...130$ МПа відповідно в 2–2,5 раза і в 2–4 рази порівняно з аналогічними характеристиками в з'єднанні, виконаному без радіального натягу і затягування.

3.2. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЇ УСТАНОВЛЕННЯ БОЛТІВ І РІВНЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКАЛЬНОГО НДС В ЕЛЕМЕНТАХ ДВОЗРІЗНОГО ТРИРЯДНОГО ПОТАЙНОГО З'ЄДНАННЯ

Запропонований метод також апробований при аналізі впливу технології установлення болтів і рівня навантаження на характеристики локального НДС в елементах двозрізного трирядного потайного з'єднання, що складається з центральної пластини розмірами 190×50×10 мм і двох накладок розмірами

168×24×5 мм, з'єднаних трьома болтами діаметром 8 мм з потайною головкою. Геометричні розміри моделі показані на рис. 3.41.

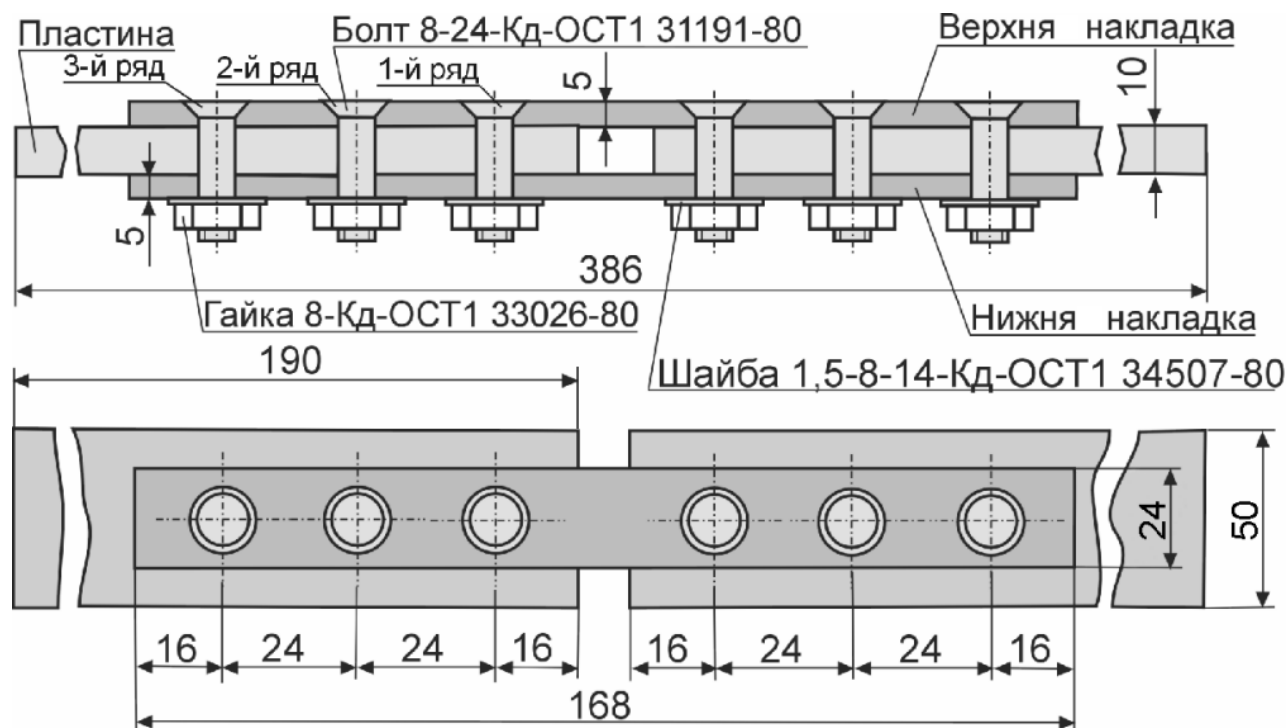


Рис. 3.41. Геометрична модель двозрізного трирядного потайного з'єднання

Матеріал пластини і накладок – алюмінієвий сплав Д16АТ з модулем пружності $E = 70000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона, що дорівнює 0,3. Для опису поведінки матеріалу пластини і накладки вибрано полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення.

Матеріал болта – сталь 30ХГСА, модуль пружності $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. У розрахунках було прийнято лінійно-пружну поведінку матеріалу болта, що описується законом Гука.

При аналізі враховували ефект великих деформацій включенням опції NLGEOM. Для нелінійного вирішення було вибрано опцію включення повного методу Ньютона-Рафсона. Зміна кроків навантаження за часом – автоматична (AUTOTS,ON). Тип вирішувача – попередній зв'язаний ітераційний з точністю $1E-5$ і помножувачем 3 (EQLSV,PCG,1E-5,3). Максимальне число ітерацій – 1500 (NEQIT,1500), лінійний пошук включений (LNSRCH,ON).

Розрахунок локального НДС в елементах з'єднання при зовнішньому розтягальному навантаженні проводили за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS для таких варіантів з'єднання верхньої і нижньої накладок з центральною пластиною болтом:

- 1) без осевого і радіального натягу;
- 2) з радіальним натягом $1\% d_b$;
- 3) з осевим зтягуванням $P_3 = 10$ кН;
- 4) з радіальним натягом $1\% d_b$ і осевим зтягуванням $P_3 = 10$ кН.

Зусилля розтягування прикладали до пластини. У розрахунках вони приймалися такими, що дорівнюють: а) $P_{nl} = 0$ Н; б) $P_{nl} = 12000$ Н; в) $P_{nl} = 24000$ Н; г) $P_{nl} = 31200$ Н; д) $P_{nl} = 38400$ Н. Цим зусиллям у перерізі брутто пластини відповідало номінальне напруження: а) $\sigma_{nl}^{br} = 0$ Н; б) $\sigma_{nl}^{br} = 24$ МПа; в) $\sigma_{nl}^{br} = 48$ МПа; г) $\sigma_{nl}^{br} = 62,4$ МПа; д) $\sigma_{nl}^{br} = 76,8$ МПа. У перерізі брутто накладок номінальне розрахункове напруження відповідало: а) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 0$ Н; б) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 50$ МПа; в) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа; г) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа; д) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 160$ МПа.

Ураховуючи симетрію зразка і характер застосування зовнішнього навантаження, при розрахунку розглядали тільки 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення. При обмеженні переміщень моделі по осі Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці застосування зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення по Z-й компоненті. Обмеження X-й і Y-й компонентам вектора переміщень задавали по площинах симетрії моделі (рис. 3.42). У розрахунковій схемі було прийнято, що тіло болта, шайба і гайка є єдиним об'ємом з матеріалу болта.

Скінченноелементна модель (рис. 3.43, 3.44) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, а також контактних елементів CONTA173, TARGE170 і елементів зтягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

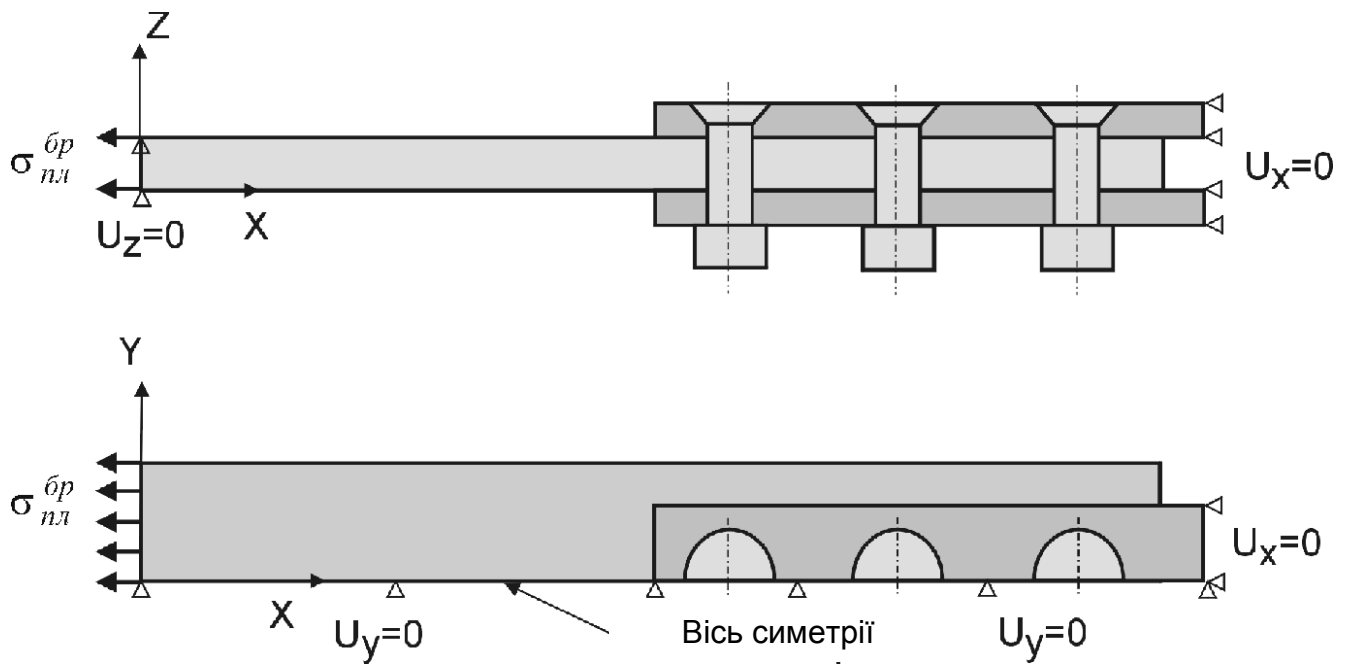


Рис. 3.42. Розрахункова схема двозрізного трирядного потайного болтового з'єднання

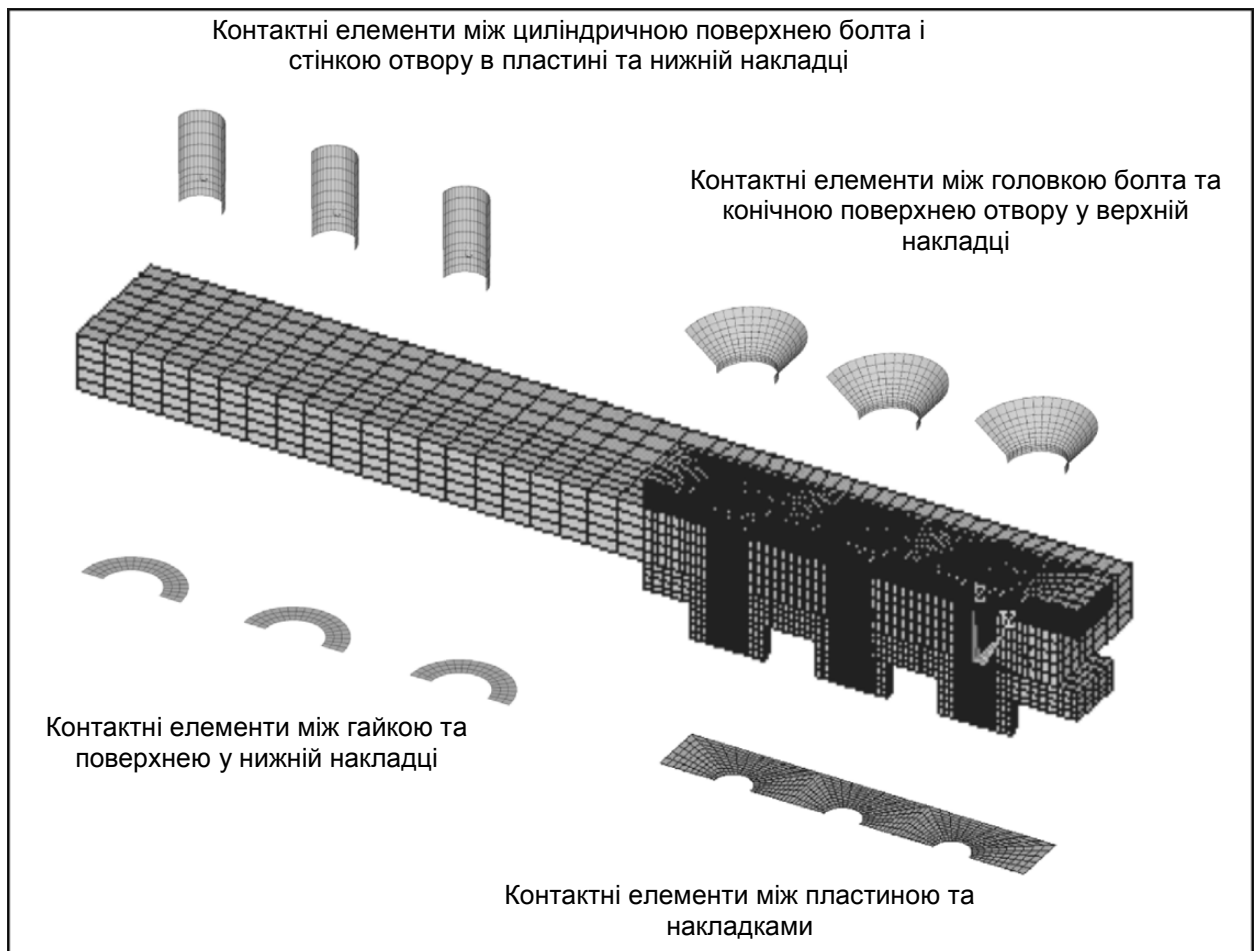
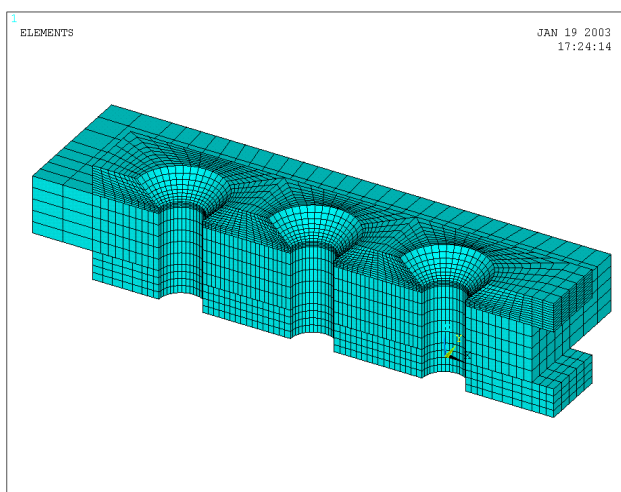
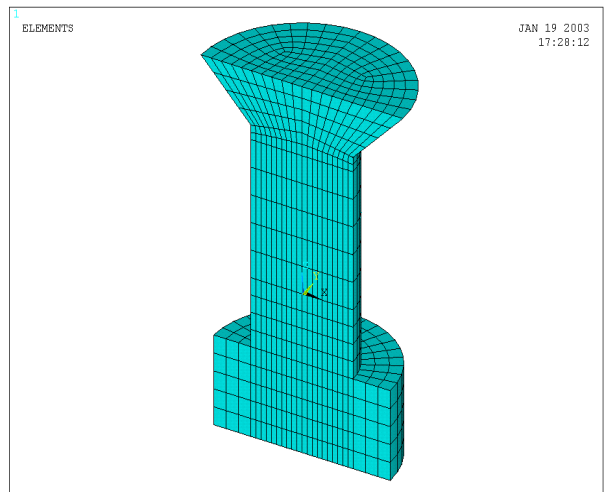


Рис. 3.43. Скінченноелементна модель двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання



а



б

Рис. 3.44. Фрагменти скінченноелементної моделі:
а – пластина з накладками; б – болт із гайкою

Радіальний натяг моделювали за допомогою реалізації в контактному алгоритмі ефекту «початкового проникнення» тіла болта в стінку отвору. При моделюванні контактної взаємодії була вибрана модель контакту «поверхня в поверхню» і використана пружна кулонівська модель тертя з коефіцієнтом тертя 0,15. Осьове затягування болта і переднапружений стан в елементах з'єднання, що виникає в результаті застосування осьового затягування, моделювали із застосуванням спеціального елемента затягування PRETS179. Болт, на який заздалегідь була нанесена сітка, був «розсічений» на дві частини, і по вузлах скінченних елементів, що лежать у перерізі, який розсікається, шляхом вставки згенерували спеціальні елементи затягування PRETS179. Контактні елементи CONTA173 і TARGE170 генерували на поверхнях контакту пластини з верхньою і нижньою накладками і болтів із стінками отворів у пакеті.

На першому етапі аналізу НДС елементів з'єднання були розглянуті характер деформації і розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання при рівні зовнішнього розтягального навантаження $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа (рис. 3.45, 3.46).

У результаті різної піддатливості верхньої і нижньої накладок передача навантаження в з'єднанні відбувається з ексцентриситетом, який приводить до вигину з'єднання (рис. 3.45).

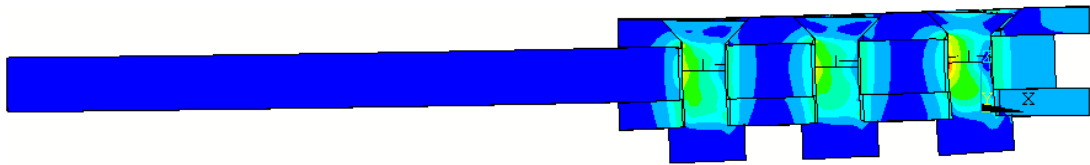


Рис. 3.45. Характер деформації елементів з'єднання при зовнішньому розтягальному навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа (масштаб переміщень – 20:1)

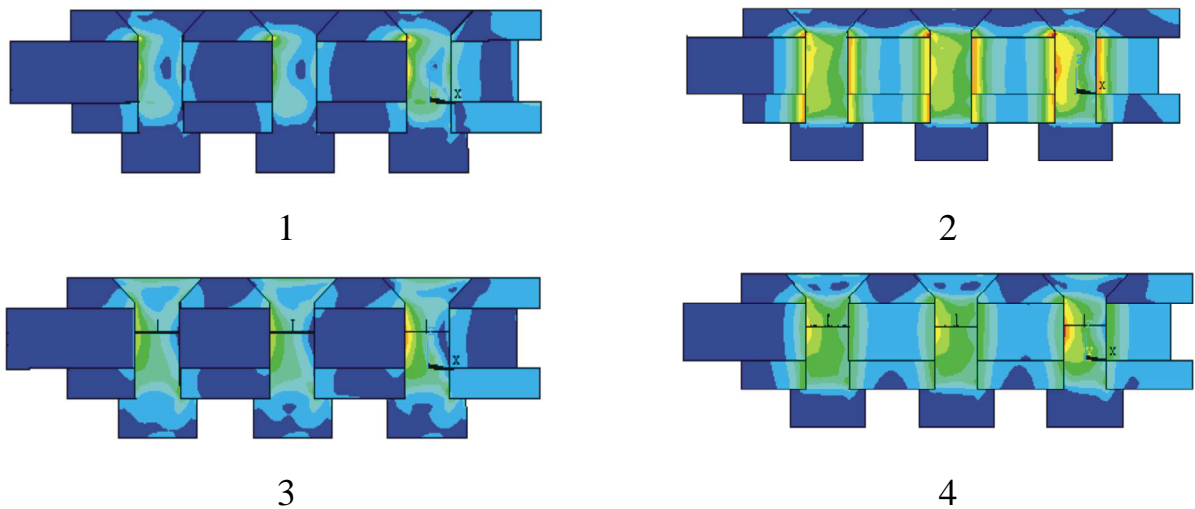
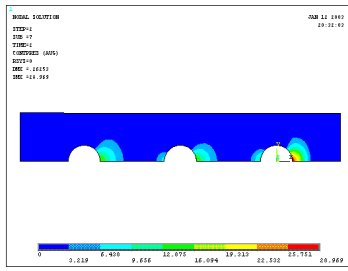


Рис. 3.46. Характер розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання при рівні навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)

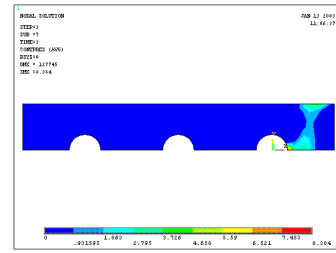
Із рис. 3.46 видно, що найбільш інтенсивне еквівалентне напруження в елементах з'єднання виникає в зонах їх з'єднання потайними болтами. Характерно, що в результаті застосування зовнішнього розтягального навантаження болт працює на вигин, і найбільш інтенсивне напруження вигину з'являється в тілі болта крайнього ряду. Детально результати аналізу характеристик локального НДС в елементах трирядних потайних і непотайних болтових зрізних з'єднань наведені в роботах [114-116, 118, 119, 121, 143, 159, 160, 162, 164-166, 168].

Нижче проведено аналіз розподілу контактної тиску між пластиною і накладками з'єднання при різних варіантах установлення болта (рис. 3.47, 3.48).

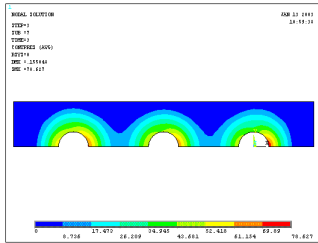
Найбільш інтенсивний контактний тиск між пластиною і накладками виникає в зонах отворів під установлення болтів. Для кількісної оцінки цих величин на рис. 3.49 показано шлях, по якому виводитимуться величини контактної тиску між пластиною і накладками (рис. 3.50, 3.51).



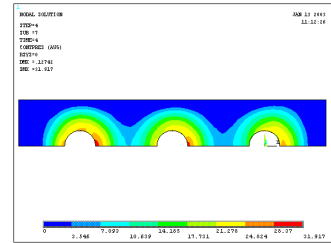
1



2

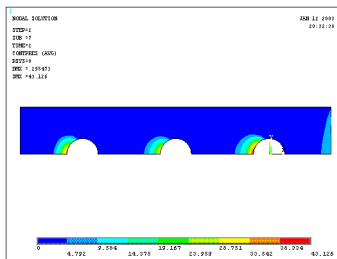


3

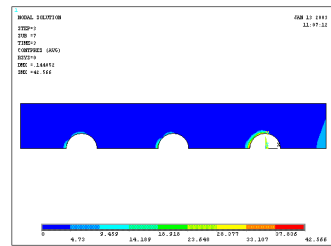


4

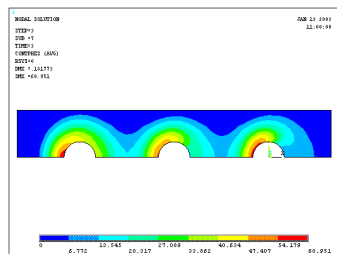
Рис. 3.47. Поле розподілу контактної тиску між нижньою накладкою і пластиною при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)



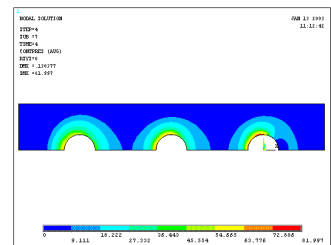
1



2



3



4

Рис. 3.48. Поле розподілу контактної тиску між нижньою накладкою і пластиною при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)

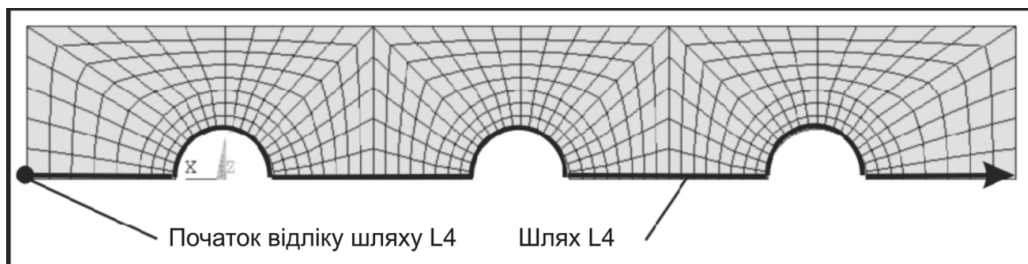


Рис. 3.49. Відображення шляху L4, по якому виводяться значення контактної тиску між поверхнями пластини і накладок, що з'єднуються

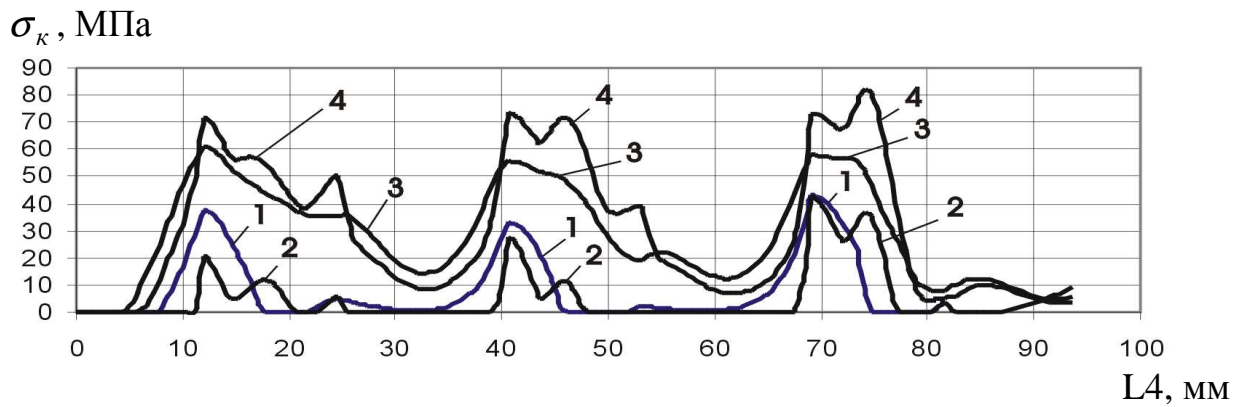


Рис. 3.50. Характер впливу типу установлення болта на розподіли контактного тиску між пластиною і верхньою накладкою при рівні зовнішнього навантаження

$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа} \quad (\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа})$$

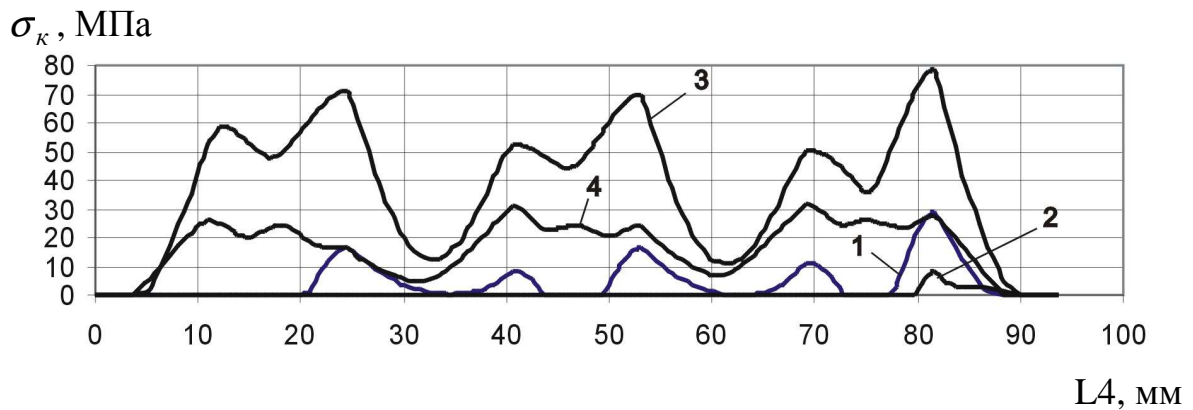


Рис. 3.51. Характер впливу типу установлення болта на розподіли контактного тиску між пластиною і нижньою накладкою

при рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа}$ ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа}$)

Як видно з рис. 3.50, 3.51, контактний тиск між пластиною і верхньою накладкою є максимальним при установленні болта з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_z = 10 \text{ кН}$ у зоні отвору під установлення першого ряду потайних болтів ($\sigma_k = 83 \text{ МПа}$). Між пластиною і нижньою накладкою контактний тиск є максимальним у зоні отвору першого ряду потайних болтів і досягає значення $\sigma_k = 80 \text{ МПа}$.

З проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. При установленні болта без радіального і осьового натягу максимальний контактний тиск виникає між болтом і циліндричною частиною отвору у верхній накладці і досягає 450 МПа при навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа}$. Величина

зазору між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині досягає 0,15 мм ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа); між верхньою накладкою і болтом – 0,05 мм; між болтом і нижньою накладкою – 0,05 мм. Слід зазначити, що утворення зазорів між болтом крайнього ряду і стінкою отвору в пакеті починається практично відразу з додаванням зовнішнього розтягального навантаження.

2. При установленні болта з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа контактний тиск між болтом і стінкою циліндричною частиною отвору у верхній накладці досягає 500 МПа, а величина зазору – 0,036 мм у зоні циліндричної частини отвору у верхній накладці (при цьому поблизу початка зенкування зазор між головкою болта і стінкою отвору не утворюється внаслідок вигину болта і верхньої накладки). Між болтом і стінкою отвору в пластині і нижній накладці зазор не утворюється. Внаслідок вигину болта і з'єднання в цілому контактний тиск між болтом і стінкою отвору в пластині досягає 290 МПа поблизу нижньої кромки отвору в пластині, між болтом з нижньою накладкою – 250 МПа.

3. При установленні болта з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН і зовнішньому навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа контактний тиск між головкою болта і стінкою отвору в пластині досягає величини 100 МПа, а зазор між болтом і верхньою накладкою існує тільки в зоні циліндричної частини отвору в накладці. Контактний тиск між болтом і стінкою отвору в пластині досягає величини 150 МПа, а величини зазорів – 0,01 мм. Між болтом і нижньою накладкою контактний тиск – на рівні 240 МПа, а зазори – 0,015 мм.

4. При установленні болта з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН і експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження контактний тиск між болтом і стінкою отвору у верхній накладці досягає 490 МПа, між болтом і стінкою отвору в пластині – 280 МПа, між болтом і стінкою отвору в нижній накладці – 240 МПа. Зазор між тілом болта і стінкою отвору в пакеті при експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження не утворюється.

5. Порівнюючи результати обчислення зазорів між тілом болта і стінкою

отвору у верхній накладці, слід зазначити, що при установленні болта з осьовим затягуванням і радіальним натягом в однорядному з'єднанні зазор утворюється вже при $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа, а в трирядному – при $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа і практично в два рази менше (0,005 і 0,01 мм відповідно). При навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа величина зазору між болтом і верхньою накладкою становить 0,05 мм при однорядному з'єднанні і 0,019 мм – при трирядному.

6. Встановлено, що застосування осьового та радіального натягу сприяє недопущенню утворення зазорів між потайним болтом і стінкою отвору в пакеті при експлуатаційному рівні навантаження з'єднання, виконаного з алюмінієвого сплаву Д16АТ. Використання радіального і осьового натягу потайних болтів дозволяє зменшити амплітуду максимальних віднульових еквівалентних напружень у 3,5 рази при експлуатаційному рівні навантаження порівняно з варіантом установлення болта без радіального і осьового натягу. Використання пружнопластичного натягу разом з осьовим затягуванням дозволяє також домогтися герметичності з'єднання при зовнішньому експлуатаційному навантаженні.

3.3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ МОДЕЛЕЙ ТИПОВИХ ПОТАЙНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

3.3.1. Довговічність двозрізних однорядних болтових з'єднань

Проведено дослідження довговічності зразків двозрізних однорядних болтових з'єднань (рис. 3.52) при циклічному розтягуванні.

Деталі зразків, що з'єднуються і працюють в умовах розтягування, виготовляли з анодованих «НХ» листів Д16АТл10, а накладки товщиною $\delta_1 = \delta_2$ – з листа Д16АТл5. З'єднання проводили сталевими потайними болтами 5015А і титановими болтами ОСТУ 1.12086-77. Номінальний діаметр болтів становив 8 мм.

Болти в отвір запресовували на машині Р-10. Зусилля запресовування сталевих болтів 5015А становило 8 кН, титанових болтів ОСТУ 1.12086-77 – 18 кН. При проведенні запресовування забезпечували постановку болтів із

радіальним натягом, що дорівнює $0,8 \dots 1,2\% d_b$ (де d_b – діаметр стрижня болта).

Затягування гайок проводили тарувальним ключем: спочатку – обертальним моментом $M_{кр.з}$, що дорівнює 25 Н·м, потім виконували розвантаження до $M_{кр.з} = 0$ Н·м і остаточне затягування гайок $M_{кр.з} = 20$ Н·м згідно з ОСТУ 1.00017-77.

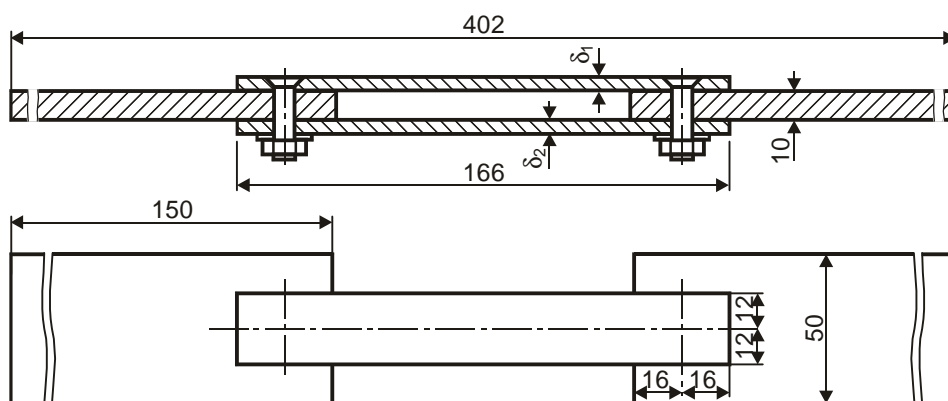


Рис.3.52. Зразки двозрізних однорядних болтових з'єднань

Втомні випробування зразків здійснювали на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ на п'яти рівнях циклічного навантаження з частотою 13 Гц, коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і максимальним циклічним навантаженням $P_{\max} = 35, 30, 25$ і 20 кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 138, 119, 99$ і 79 МПа відповідно).

На рівні навантажень $P_{\max} = 35$ кН було випробувано два зразки, $P_{\max} = 30$ кН – три зразки, $P_{\max} = 25$ кН – чотири зразки, $P_{\max} = 20$ кН – вісім зразків.

Більшість випробуваних зразків руйнувалися по накладках з листа Д16АТл5 у перерізах по краю пластин з листа Д16АТл10 у зоні інтенсивного розвитку фретинг-корозії. У двох зразках, що напрацювали при $P_{\max} = 30$ кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 119$ МПа) 203700 циклів навантаження до руйнування і при $P_{\max} = 25$ кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 99$ МПа) – 226300 циклів навантаження до руйнування, втомні тріщини розвивалися в накладках, в перерізі по краю пластини з листа Д16АТл10 і в перерізі по краю стрижня болта в зоні зенкованого гнізда, під заставну потайну

головку болта.

У двох зразків, які напружували при P_{\max} , що дорівнюють 30 і 25 кН, 217100 і 569000 циклів навантаження відповідно, втомні тріщини розвивалися в перерізах пластин з листа Д16АТл5 по осі отворів під болти.

Результати втомних випробувань показані на рис. 3.53, крива 3. Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

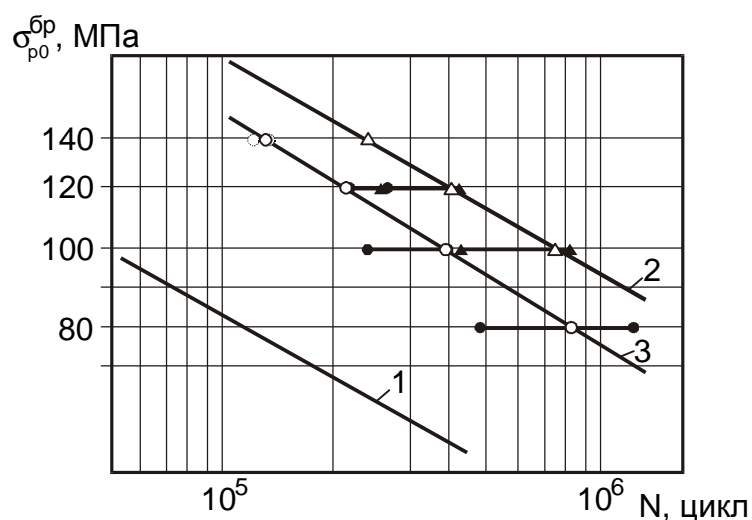


Рис. 3.53. Криві втоми:

- 1 – пластина із зенкованим отвором, анодована;
- 2 – пластина, заповнена потайним болтом з радіальним $\Delta = (1 \pm 0,2)\% d_b$ та осьовим ($M_{кр.г} = 20$ Нм) натягами;
- 3 – однорядне двозрізне з'єднання з радіальним та осьовим натягами

Вираз для кривої втоми зразків двозрізних однорядних з'єднань з накладками товщиною $\delta_1 = \delta_2 = 5$ мм при їх руйнуванні в зоні накладки внаслідок дії фретинг-корозії має вигляд

$$N_{фр} \cdot \sigma^{3,2977} = 1,48473 \cdot 10^{12} \quad \text{або} \quad \sigma = 4,90852 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,303242}.$$

За результатами випробувань визначено коефіцієнт $k_{зм.фр}$ для болтових з'єднань, виконаних болтами з потайною головкою, при руйнуванні зразків від інтенсивної дії фретинг-корозії між накладкою і пластиною:

$$k_{зм.фр} = \frac{4,90852 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,303242}}{5,16829 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,29213} (B/d)} = 0,35097 \cdot N^{0,0111},$$

а також коефіцієнт $k_{зм}$ при руйнуванні зразків від фретинг-корозії і в перерізі отвору під болт:

$$k_{зм} = \frac{7,62293 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,32519}}{5,16829 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,29213} (B/d)} = 0,5177 \cdot N^{0,0219}.$$

3.3.2. Довговічність двозрізних трирядних потайних з'єднань з накладками однакової товщини

Проведено дослідження довговічності зразків трирядних потайних з'єднань (рис. 3.54).

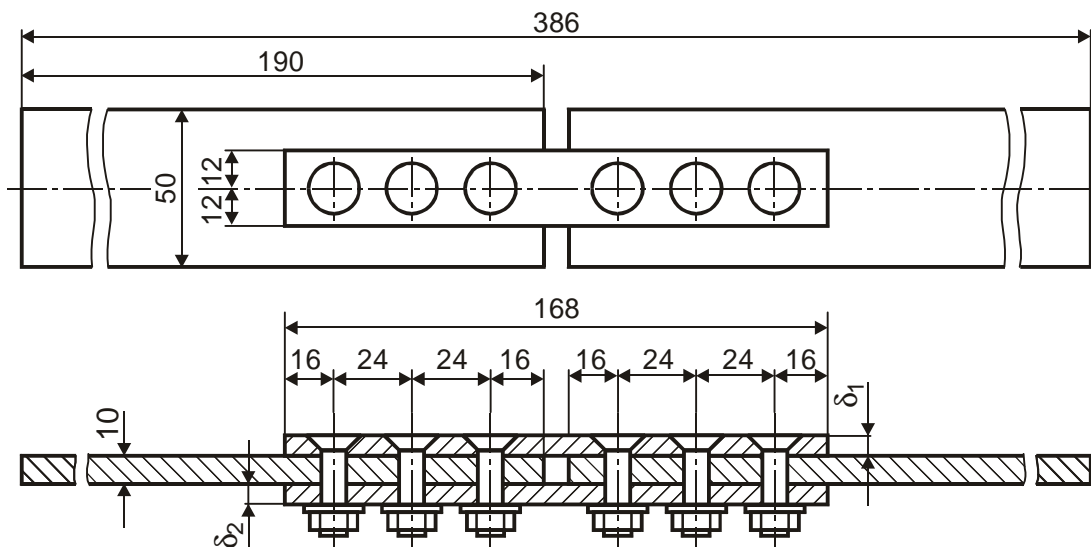


Рис. 3.54. Зразки двозрізних трирядних з'єднань

Деталі, що з'єднуються, виготовляли з листа матеріалу Д16АТ номінальною товщиною 10 мм, накладки – з листа матеріалу Д16АТ номінальною товщиною $\delta_1 = \delta_2 = 5$ мм.

Деталі, що з'єднуються, анодували «НХ».

З'єднання проводили титановими болтами ОСТ 1.12086-77 діаметром 8 мм.

Болти в отвори запресовували на машині Р-10. Зусилля підпресовування болтів становило 18 кН. При запресовуванні забезпечували постановку болтів з радіальним натягом, що дорівнює $0,8 \dots 1,2\% d_\sigma$ (де d_σ – діаметр стрижня болта).

Затягування гайок проводили тарувальним ключем: спочатку – обертальним моментом, що дорівнює 25 Нм, потім виконували розвантаження до $M_{кр.з} = 0$ Н·м і остаточне затягування гайок до 20 Н·м згідно з ОСТ 1.00017-77.

Втомні випробування здійснювали на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ на п'яти рівнях циклічного навантаження з частотою 13 Гц, коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і максимальними циклічними навантаженнями P_{max} , що дорівнюють 35, 30, 25, 20 і 17,7 кН ($\sigma_{p0}^{бр} = 138, 119, 99, 79$ і 70 МПа).

На кожному рівні навантажень випробувано по чотири зразки.

Всі випробувані зразки руйнувалися по накладках у районі закінцівок середньорозташованих деталей в зоні інтенсивної фретинг-корозії по поверхнях, що з'єднуються.

Результати втомних випробувань показані на рис. 3.55 (крива 4). Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

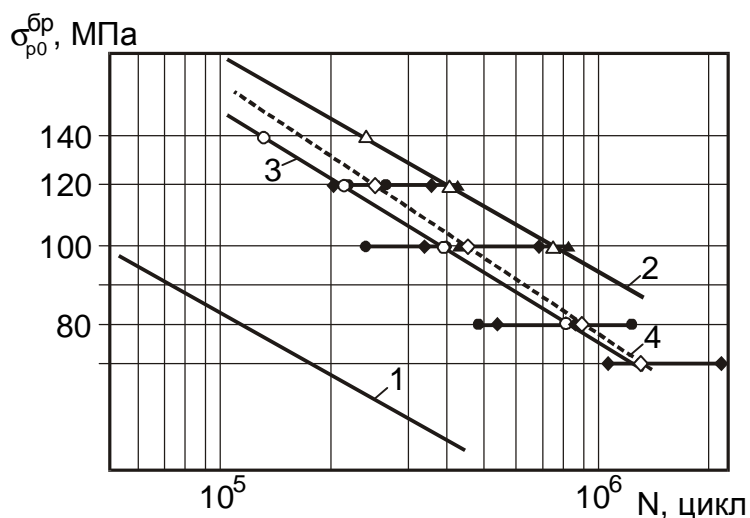


Рис. 3.55. Криві втоми: 1 – пластина із зенкованим отвором, анодована;
 2 – пластина з отвором, заповненим потайним болтом із
 радіальним та осьовим натягом; 3 – однорядне двозрізне з'єднання з
 радіальним і осьовим натягом; 4 – трирядне двозрізне з'єднання з радіальним та
 осьовим натягом

Вираз для кривої втоми зразків трирядних двозрізних з'єднань з накладками $\delta_1 = \delta_2 = 5$ мм має вигляд

$$N_{фр} \cdot \sigma^{3,066} = 5,95009 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 6,92393 \cdot 10^3 \cdot N_{фр}^{-0,326158}.$$

За отриманими даними проводимо аналітичний розрахунок втомної довговічності двозрізного трирядного болтового з'єднання і порівнюємо його з результатами, отриманими експериментально:

$$7,62293 \cdot 10^3 N^{-0,32519} = k_{зм}(N) \cdot \sigma_{зм} + \sigma_{л}.$$

Результати розрахунку і експерименту зводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Розрахункова і експериментальна довговічність трирядного двозрізного з'єднання

$P_{\max}, \text{Н}$	$P_0^{бр}, \text{Н}$	$\sigma_{р0}^{бр}, \text{МПа}$	$N_{розр}, \text{цикл}$	$N_{експл}, \text{цикл}$	$\Delta = \frac{ N_{експл} - N_{розр} }{N_{експл}} \cdot 100$
30 000	28 460	119	230 900	257 600	10,4%
25 000	23 720	99	398 000	452 800	12,1%
20 000	18 970	79	775 000	904 500	14,3%
17 700	16 790	70	1 116 000	1 311 000	14,9%

З розрахунку очевидною є збіжність результатів розрахунку з експериментальними даними.

Результати досліджень показані на рис. 3.56.

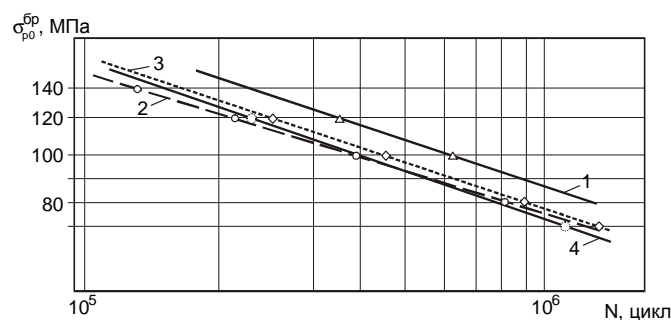


Рис. 3.56. Криві втоми: 1 – накладок з отвором, заповненим потайним болтом з натягом і затягуванням; 2 – накладок однорядного двозрізного потайного з'єднання; 3 – накладок трирядного двозрізного потайного з'єднання (крива, отримана за результатами експерименту); 4 – розрахункова крива втоми накладок трирядного двозрізного з'єднання з натягом і затягуванням

За результатами проведених досліджень розроблено розрахунково-експериментальну залежність для прогнозування витривалості потайних двозрізних болтових з'єднань багаторядності, виконаних з осьовим і радіальним натягом.

3.4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОЗПОДІЛУ ЗУСИЛЬ МІЖ РЯДАМИ В БОЛТОВИХ ЗРІЗНИХ З'ЄДНАННЯХ АВІАЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ ІНЖЕНЕРНОГО АНАЛІЗУ ANSYS

Зрізні болтові з'єднання є одним із типових видів з'єднань елементів конструкції планера літака між собою. Проектування таких з'єднань містить визначення зусиль, передаваних кожним болтом у багаторядних з'єднаннях [446].

Існуючі розрахунково-експериментальні методики [209, 236, 446, 459, 475, 477] дозволяють визначити кількісний і якісний характер розподілу зусиль між болтами у багаторядних зрізних з'єднаннях. Для них застосовують метод сил, а також розрахункові моделі, в яких болт розглядають як балку, що лежить на пружній основі (рис. 3.57).

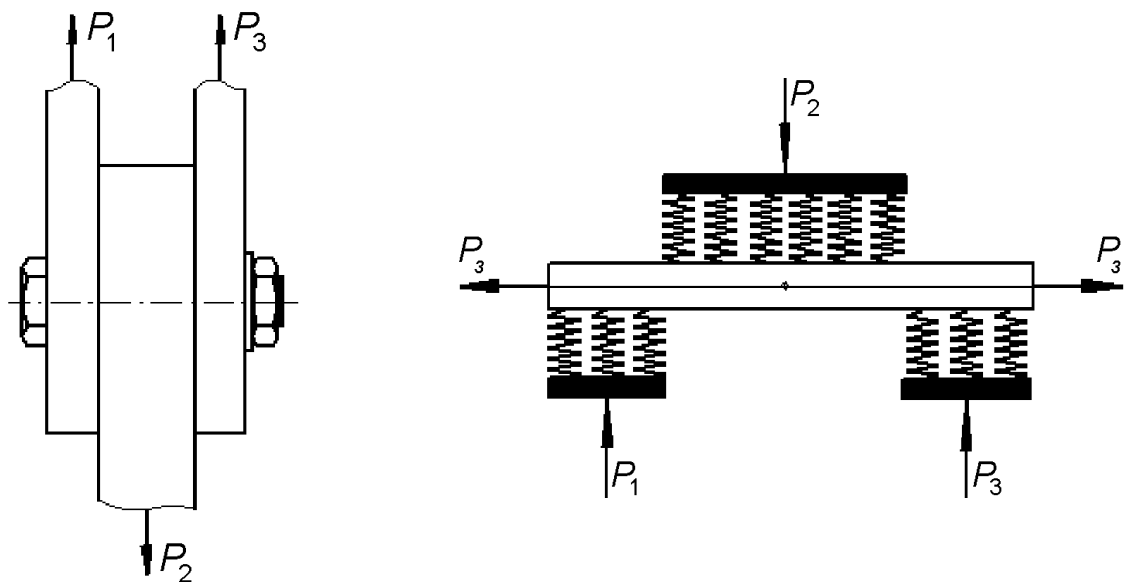


Рис. 3.57. Одноболтове зрізне з'єднання і схема взаємодії його елементів

Проте подібні задачі вирішують у плоскій постановці, без урахування об'ємної контактної взаємодії елементів з'єднань і їх впливу на зміну локального НДС в елементах. Для урахування конструктивно-технологічних особливостей елементів, що з'єднуються, використовують програмні скінченноелементні

пакети, що дозволяють вирішити задачу в просторовій постановці з урахуванням нелінійної залежності «навантаження – зсув» [474]. Цю методику застосовують до типових моделей з'єднань. Але при розрахунку розподілу зусиль у з'єднаннях багаторядності реальних силових зрізних елементів планера літака на персональних ЕОМ необхідний час для виконання розрахунків перевищує 24 години. Значний машинний час йде на вирішення задач з контактною взаємодією елементів з'єднання.

Для більшості розроблених методик розрахунку розподілів зусиль по рядах зрізного з'єднання необхідно визначити величини відносного зсуву елементів однорядного з'єднання, що містять деформації: зім'яття стінок отвору $\delta_{зм.отв}$, зім'яття стінок болта $\delta_{зм.б}$, вигину і зрушення болта $\delta_{зм.б}$ і $\delta_{зр.б}$ відповідно.

Багато фахівців проводили експериментальні дослідження з метою визначення впливу прикладеного навантаження на величину відносного зсуву елементів, що з'єднувалися.

У роботі [446] випробовували зразки одноболтових з'єднань (рис. 3.58). На центральній пластині по лінії осі болта встановлювали на клею скобу А, в якій були вмонтовані дві месури В. Ножки месур упиралися в перекладку, яку кріпили до зовнішніх смуг по лінії осі болта.

Величини зсувів вимірювали з двох боків зразка для зменшення похибки експерименту.

У роботі [84] піддатливість з'єднання визначали за допомогою пристосування, показано на рис. 3.59.

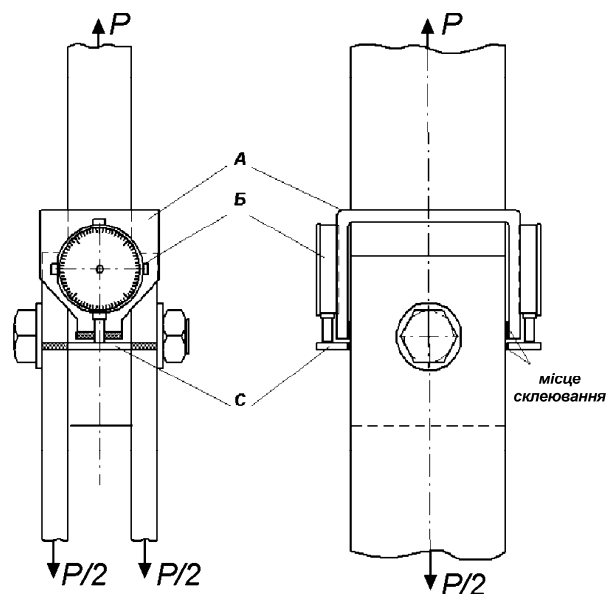


Рис. 3.58. Зразок для визначення відносного зсуву пластин, що з'єднуються

При цьому враховували зсуви, спричинені поворотом вільних кінців пластин. Напівсума показників пари індикаторів визначала відносні зсуви вільних торців елементів болтового з'єднання зразка, відповідні черговому етапу навантаження.

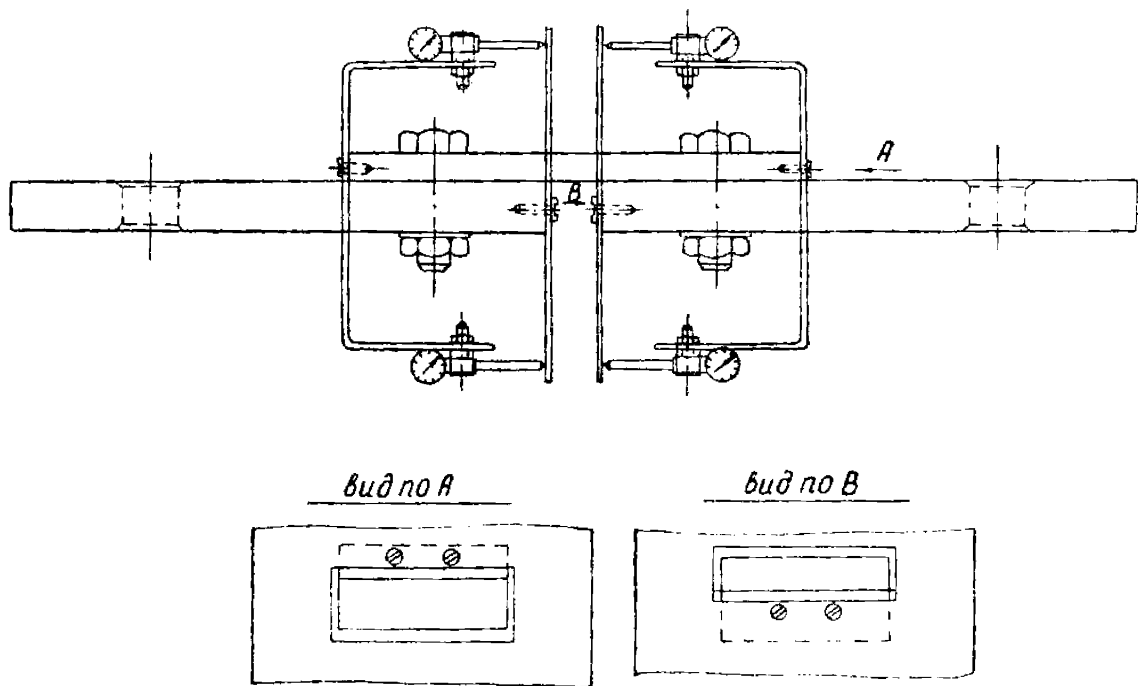


Рис. 3.59. Схема пристосування для визначення піддатливості з'єднання

Відома емпірична залежність Свіфта для визначення піддатливості зв'язку з'єднання із заданими геометричними параметрами і властивостями матеріалів елементів, що з'єднуються:

$$C = \frac{5}{E_3 d_3} + 0,8 \left[\frac{1}{E_1 h_1} + \frac{1}{E_2 h_2} \right], \quad (3.1)$$

де E_1, E_2 і E_3 – модулі пружності елементів, що з'єднуються, і кріплення;
 h_1, h_2 – товщина елементів, що з'єднуються; d_3 – діаметр кріпильного елемента.

Проте залежність (3.1) визначає величину піддатливості зв'язку тільки в пружній зоні навантаження і не враховує способу установлення болта в отвір. Тому для вирішення кожної конкретної задачі розрахунку розподілу зусиль між рядами потрібно провести випробування спеціально виготовлених зразків і визначити характер впливу зовнішнього навантаження і типу кріпильного

елемента на залежність «навантаження – зсув» однорядного з'єднання.

Метою даного дослідження є розроблення методики розрахунку піддатливості з'єднань і розподілу зусиль між рядами в болтових зрізних з'єднаннях авіаційних конструкцій, при пружній і пружнопластичній деформації за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS без проведення експериментальних досліджень.

Для реалізації цієї мети за допомогою системи ANSYS досліджено вплив зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на величину взаємного зсуву елементів одноболтового двозрізного з'єднання (рис. 3.60), що складається з дюралевої (Д16Т) центральної пластини товщиною 10 мм і шириною 50 мм і двох сталевих (30ХГСА) накладок товщиною 5 мм і шириною 50 мм, з'єднаних болтом $\varnothing 16$ мм зі сталі 30ХГСА. Зважаючи на геометричну симетрію зразка в розрахунковій схемі (рис. 3.61) урахувували 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення.

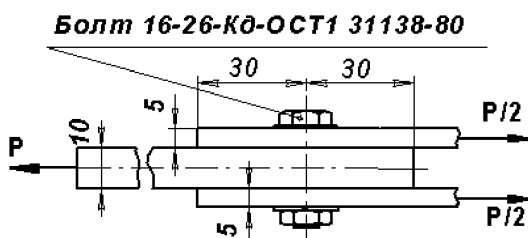


Рис.3.60. Геометрична модель зразка одноболтового двозрізного з'єднання, виконаного для визначення піддатливості кріпильного елемента

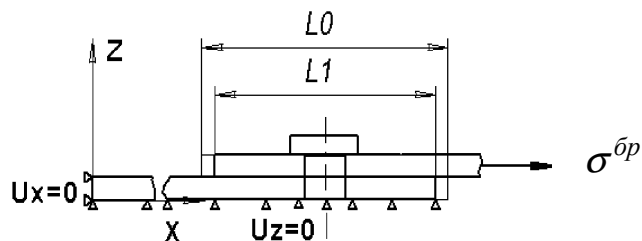


Рис.3.61. Розрахункова схема одноболтового двозрізного з'єднання

При розрахунку враховували контактну взаємодію стрижня болта і стінок отвору в пакеті, центральної пластини і накладок, гайки болта і накладки. Скінченноелементна модель (рис. 3.62) з'єднання складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, контактних елементів CONTA173, TARGE170 і елементів затягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

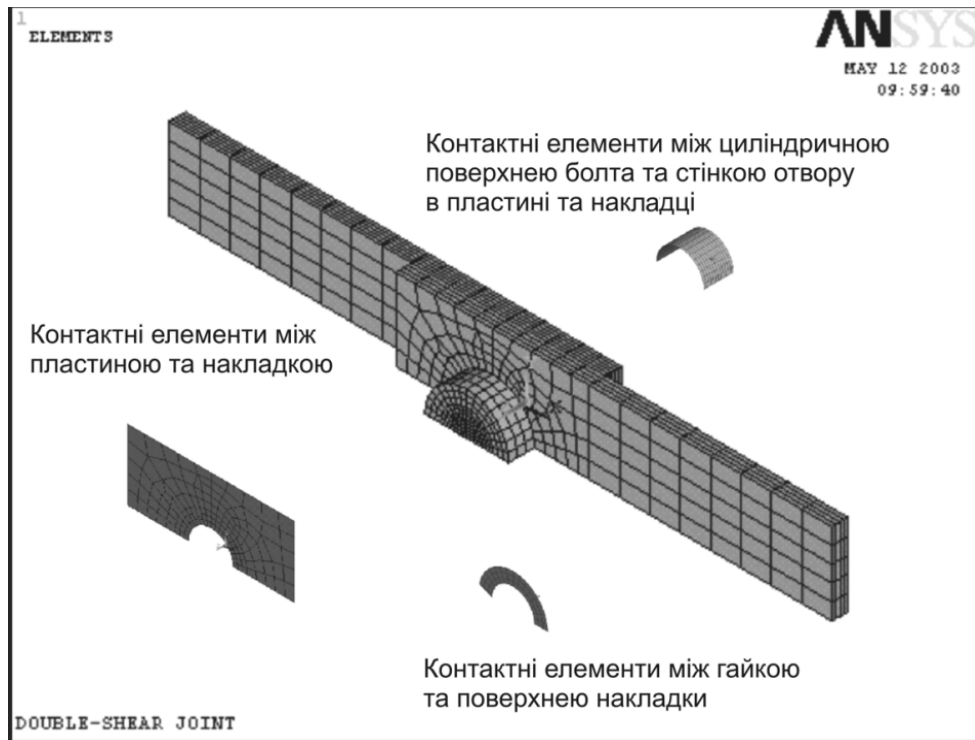


Рис. 3.62. Скінченноелементна модель зразка
одноболтового двозрізного з'єднання

Відносний зсув вільних торцевих поверхонь визначався різницею $\Delta = L_0 - L_1$. Вимірювання відносних зсувів пластин, що з'єднуються, проводили по відносних переміщеннях вільних торцевих поверхонь елементів, що з'єднувалися (див. рис. 3.61).

Досліджували вплив величини зовнішнього навантаження і способу установлення болта в отвір на характер зміни піддатливості з'єднання. Розглянуто такі варіанти установлення болта: 1 – без радіального і осьового натягу; 2 – з радіальним натягом $0,5\% d_b$; 3 – з радіальним натягом $0,75\% d_b$; 4 – з радіальним натягом $1\% d_b$; 5 – з осьовим затягуванням 50 кН; 6 – з осьовим затягуванням 100 кН; 7 – з радіальним натягом $0,75\% d_b$ і осьовим затягуванням 100 кН.

На рис. 3.63 показано характер впливу зовнішнього розтягального навантаження і способу установлення болта на відносні зсуви елементів одноболтового двозрізного з'єднання, що з'єднуються, для вказаних вище варіантів установлення болта.

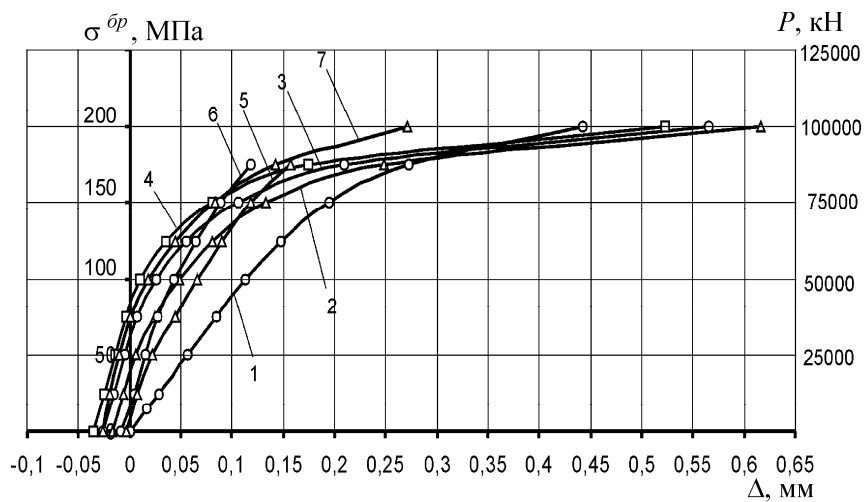


Рис. 3.63. Вплив рівня навантаження (P, H) і способу установалення болта на величину відносного зсуву елементів одноболтового двозрізного з'єднання

Як видно з цього рисунка, спосіб установалення болта істотно впливає на зміну характеру взаємного зсуву пластин, що з'єднуються при їх навантаженні порівняно з варіантом установалення болта без натягу і зазору. Для кількісної оцінки цього впливу було обчислено піддатливість з'єднання залежно від величини зовнішнього навантаження:

$$C = \delta\Delta / \delta P,$$

де $\delta\Delta$ – приріст відносного зсуву елементів з'єднання, мм;

δP – приріст зовнішнього навантаження, Н.

На рис. 3.64 – 3.69 показано вплив величини зовнішнього навантаження і способу установалення болта на характер зміни піддатливості з'єднання.

Застосування радіального натягу приводить до збільшення кута нахилу кривої $P = f(\Delta)$ на лінійній ділянці (див. рис. 3.63), а отже, і до зниження піддатливості з'єднання. При рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 25$ МПа радіальний натяг знижує піддатливість з'єднання в 2,5 рази. При подальшому збільшенні зовнішнього навантаження величина радіального натягу $0,5...1\% d_b$ практично не впливає на зміну піддатливості з'єднання. Для $\sigma^{bp} > 150$ МПа використання радіального натягу $0,5...1\%$ в два рази підвищує значення піддатливості з'єднання.

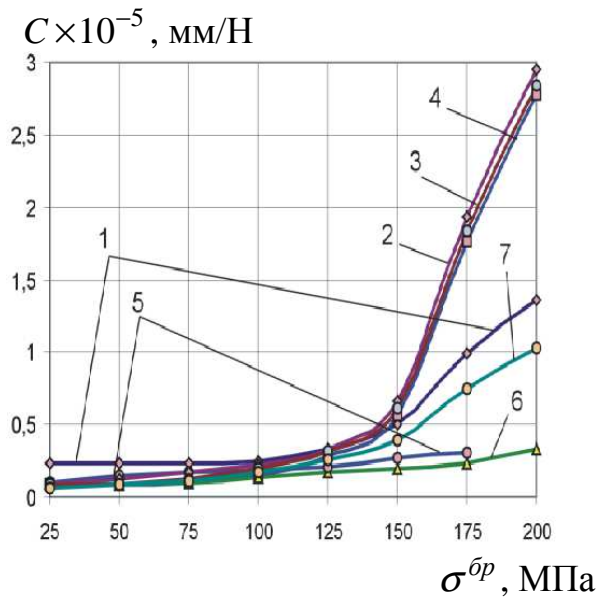


Рис. 3.64. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} і способу установлення болта на величину піддатливості одноболтового двозрізного з'єднання

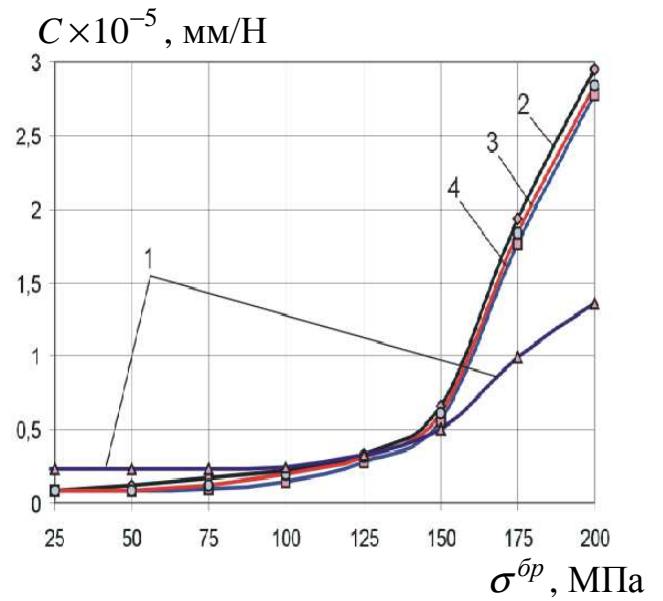


Рис. 3.65. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} і величини радіального натягу $\% d_{\text{б}}$ на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

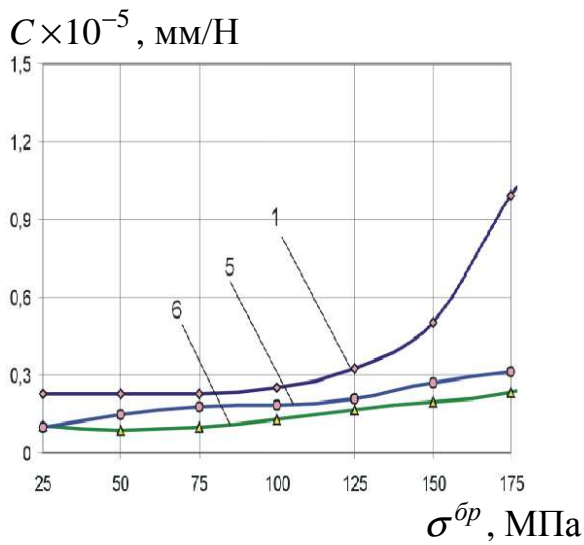


Рис. 3.66. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} і величини осьового зтягування P_3 на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

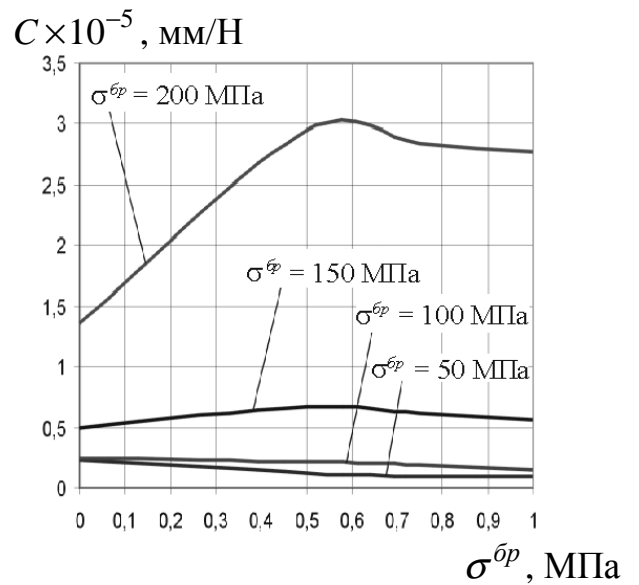


Рис. 3.67. Вплив сумісного застосування осьового і радіального натягу на величину піддатливості з'єднання при зміні рівня зовнішнього навантаження σ^{bp}

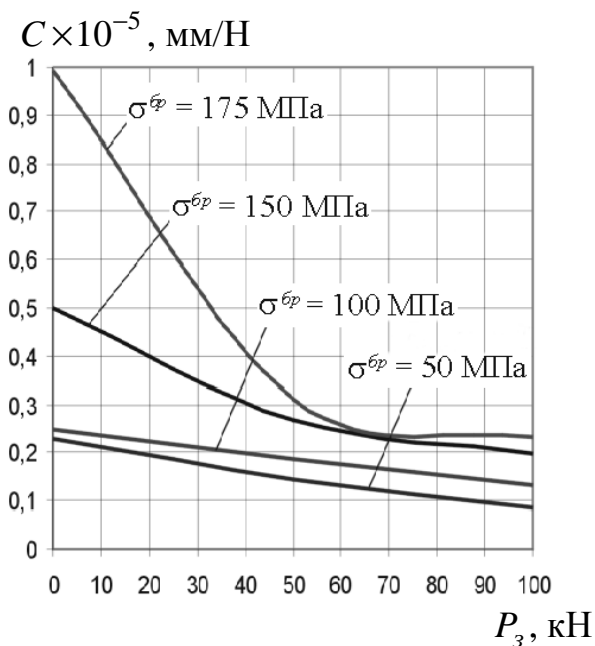


Рис. 3.68. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$, МПа, і величини осьового зтягування на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

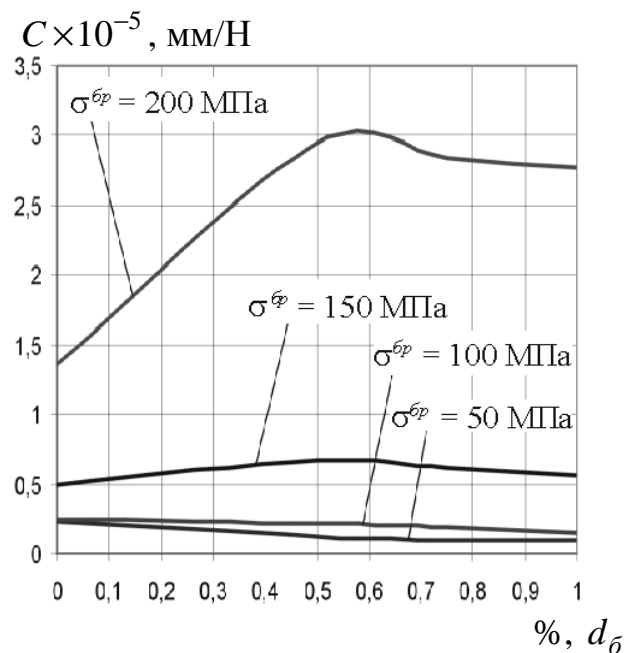


Рис. 3.69. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$, МПа, і величини радіального натягу $\% d_0$ на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

Осьове зтягування зменшує піддатливість болтового з'єднання. При рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа осьове зтягування 100 кН знижує піддатливість з'єднання в два рази порівняно з піддатливістю з'єднання з болтом, установленим без радіального і осьового натягів. При підвищенні рівня зовнішнього навантаження піддатливість з'єднання з болтом, установленим з осьовим зтягуванням 50...100 кН, змінюється незначно.

При сумісному застосуванні осьового зтягування 100 кН і радіального натягу $0,75\% d_0$ піддатливість з'єднання в 1,4 раза нижче порівняно з піддатливістю з'єднання болтом, установленим без радіального і осьового натягу.

Піддатливість з'єднання накладок з центральною пластиною в пружній зоні навантаження для варіанта установлення болта без пружнопластичного натягу дорівнює $2,27 \cdot 10^{-6}$ мм/Н. Цю величину порівнювали із значенням піддатливості, обчисленої за формулою Свіфта

$$C = 0,5 \left[\frac{5}{E_3 \cdot d_3} + 0,8 \left(\frac{1}{E_1 \cdot h_1} + \frac{1}{E_2 \cdot h_2} \right) \right] =$$

$$= 0,5 \left[\frac{5}{200000 \cdot 16} + 0,8 \left(\frac{1}{70000 \cdot 5} + \frac{1}{200000 \cdot 5} \right) \right] = 2,324 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Як видно, значення піддатливості, отримані за цією формулою і в результаті вирішення скінченноелементної задачі, відрізняються на 2,3%, що засвідчує допустимість використання для отримання залежностей «навантаження - зсув» розрахунків методом скінченних елементів без дорогих випробувань зразків.

Знаючи залежність зміни піддатливості від зовнішнього навантаження для одноболтового з'єднання, можна визначити характер розподілу зусиль у болтовому з'єднанні багаторядності, що має відповідні геометричні розміри. При кількості рядів більше п'яти доцільно замінити кожен кріпильний елемент зв'язком, який адекватно відображає піддатливість з'єднання з реальним кріпильним елементом. У системі ANSYS цей зв'язок можна подати елементом COMBIN39, що має властивості нелінійної пружини, закон деформації для якої задається наперед. У цьому випадку він відповідає характеру деформації одноболтового з'єднання.

Для вказаного елемента вибирають один степінь вільності (наприклад, уздовж осі X, по напрямку дії зусиль, що виникають у з'єднанні). При виборі опції одного степеня вільності елемента просторове положення вузлів «i» і «j» елемента COMBIN39 не має значення. Єдина вимога до вибору їх розміщення – це відповідність деформації елемента вибраному закону, тобто якщо для елемента вибрано закон деформації від зовнішнього розтягального навантаження, то при його стискуванні відповідної реакції з боку елемента не виникне. Вузли «i» і «j» елемента COMBIN39 зв'язуються з вузлами моделі з'єднання (рис. 3.70), що лежать у перерізах на відстані напівкроку від осі отворів, рівняннями сумісного переміщення уздовж осі X. При цьому, як показано на рис. 3.70, спеціальний елемент COMBIN39 працює на розтягування.

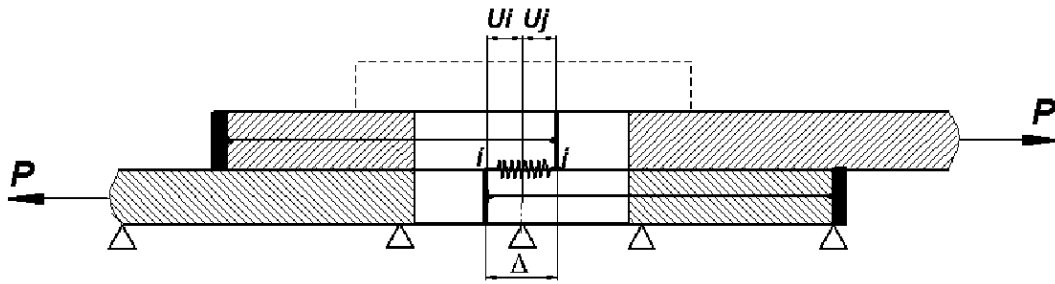


Рис. 3.70. Схема визначення відносного зсуву пластин одноболтового з'єднання, що з'єднуються, і моделювання його спеціальним елементом COMBIN39

Методика розрахунку розподілу зусиль між рядами в з'єднанні містить:

1. Створення в САД-системі тривимірної моделі конструкції з вхідними в неї ділянками болтових з'єднань.

2. Визначення залежності «навантаження – зсув» для кожного наявного кріпильного зв'язку з урахуванням способу установлення кріпильного елемента. Для цього необхідно мати результати експериментального дослідження відповідних зразків з'єднань або визначити піддатливість з'єднання за допомогою системи ANSYS.

3. Розроблення розрахункової схеми, вибір типу скінченних елементів і задавання властивостей матеріалів, створення відповідної скінченноелементної моделі конструкції, генерування спеціальних елементів COMBIN39 задаванням властивостей і включенням усіх необхідних опцій, додаток навантажень, що діють, і задавання відповідних умов закріплення.

4. Розрахунок задачі й аналіз характеру розподілу зусиль по рядах кріпильних елементів.

Як об'єкт дослідження для відпрацювання методики розрахунку розподілу зусиль між рядами вибрано зразок восьмирядного двозрізного болтового з'єднання (рис. 3.71), що є центральною пластиною, з'єднаною з верхньою і нижньою накладками болтами $\varnothing 16$ мм. Товщина пластини і накладок – 10 і 5 мм відповідно, ширина – 50 мм.

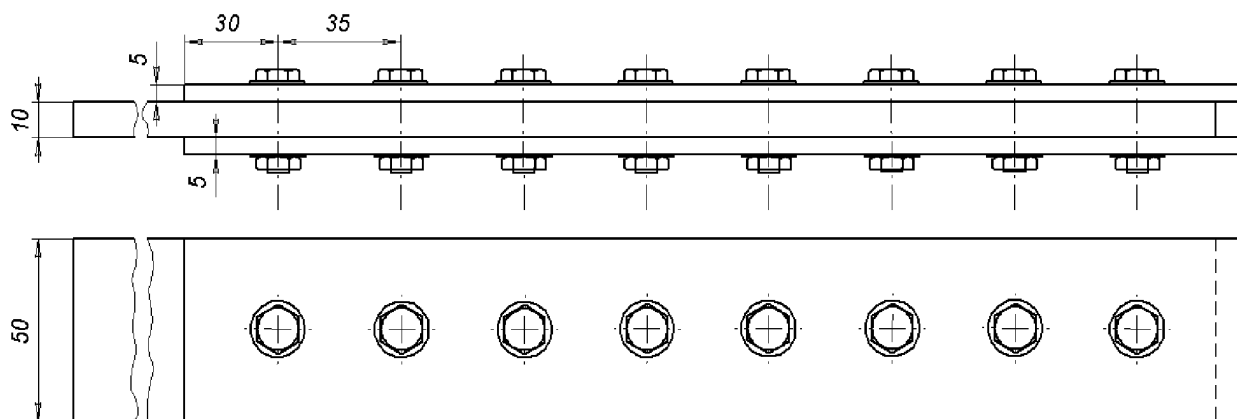


Рис. 3.71. Геометрична модель двозрізного восьмирядного болтового з'єднання

Матеріал центральної пластини – сплав Д16Т з модулем пружності $E = 70000$ МПа. Для урахування пластичних властивостей матеріалу центральної пластини задано нелінійну залежність «напруження – деформація» [11].

Болти, верхня і нижня накладки виконані із сталі 30ХГСА (модуль пружності $E = 200000$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$). Поведінка матеріалу верхньої і нижньої накладок під навантаженням описується законом Гука.

Вирішення задачі навантаження восьмирядного двозрізного зразка болтового з'єднання на основі запропонованої методики потребує початкової залежності «зусилля - переміщення» для моделювання зв'язку з'єднання елементів болтом. Закон деформації елементів COMBIN39 при постановці завдання був вибраний відповідним характеру зміни піддатливості під навантаженням однорядного болтового з'єднання при установленні болта без радіального і осевого натягів (див. рис. 3.63). Оскільки при числовому вирішенні задачі навантаження з'єднання розглядали 1/4 частину моделі з відповідними умовами її закріплення (рис. 3.72), то закон зміни піддатливості елемента COMBIN39 задавали як $P/4 = F(\Delta)$.

Скінченноелементна модель (рис. 3.73) для розрахунку зусиль між болтами у восьмирядному двозрізному болтовому з'єднанні складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45 і спеціальних елементів із властивостями нелінійної пружини COMBIN39, наведених у системі ANSYS [474].

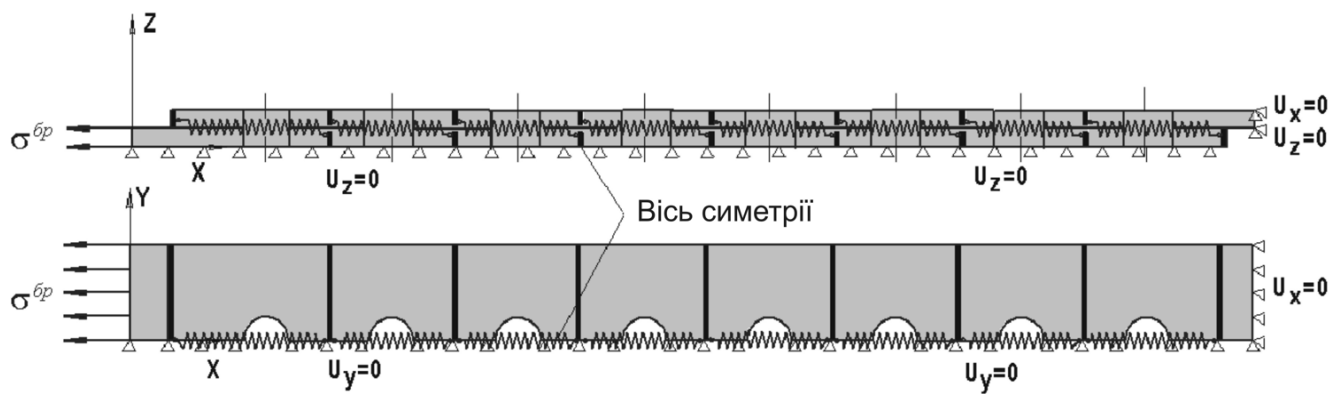


Рис. 3.72. Розрахункова схема двозрізного восьмирядного болтового з'єднання

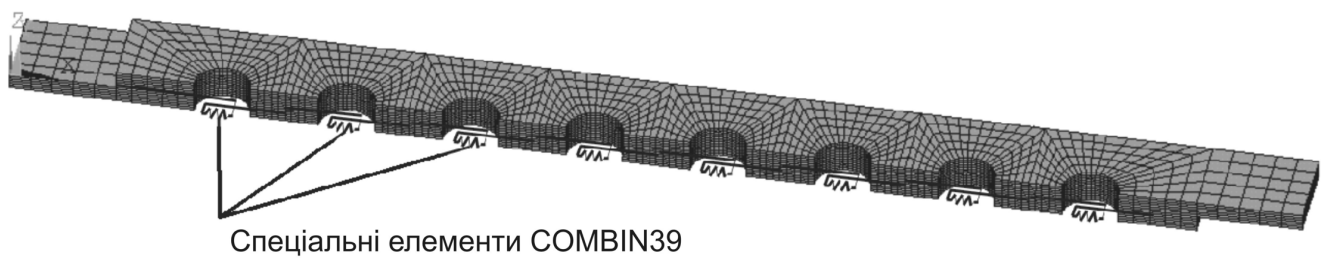


Рис. 3.73. Скінченноелементна модель восьмирядного двозрізного болтового з'єднання для вирішення задачі із спеціальними елементами CONBIN39, наведеними у вигляді рівнянь спільних деформацій

Розрахунок розподілу зусиль по рядах проводили при зовнішніх розтягальних навантаженнях, що прикладаються до центральної пластини: $P = 12500 \dots 50000$ Н. Цим зусиллям відповідає напруження $\sigma^{br} = 25 \dots 100$ МПа.

У числі вихідних даних спеціального елемента CONBIN39 є можливість визначення зусилля, що діє на елемент. У результаті розв'язання скінченноелементної задачі навантаження моделі восьмирядного двозрізного болтового з'єднання з використанням спеціального елемента COMBIN39 було отримано залежність впливу рівня зовнішнього розтягального навантаження σ^{br} на характер розподілу зусиль між рядами болтів. Теоретичний розподіл зусиль у пружній області може бути знайдено за залежностями, запропонованими в роботі [446]. Порівняння характеру розподілу зусиль по рядах на основі результатів теоретичного розрахунку і рішення скінченноелементної задачі при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 25 \dots 100$ МПа показано на рис. 3.74. Для зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа побудовані залежності розподілу зусиль по рядах у результаті вирішення скінченноелементної задачі з

використанням законів зміни піддатливості у випадках установалення кріпильного елемента з радіальним натягом $1\% d_b$ з осьовим затягуванням 100 кН і без використання пружнопластичного натягу (рис. 3.74, б).

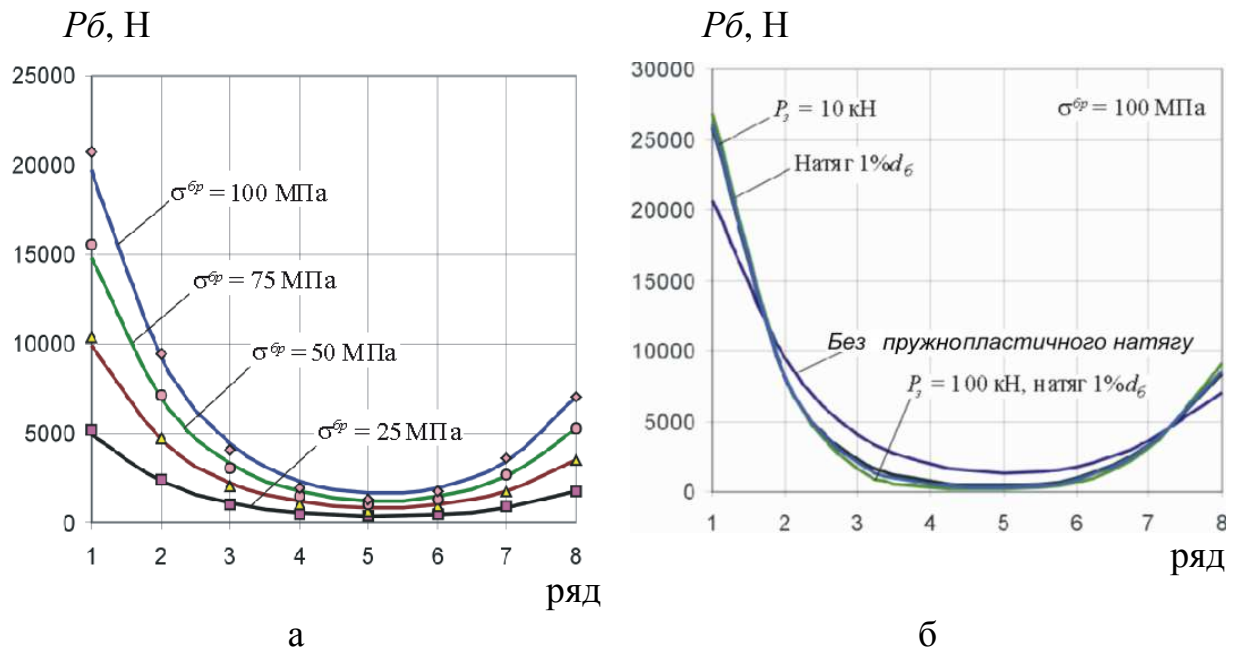


Рис. 3.74. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{br} на розподіл зусиль по рядах. Лініями позначено теоретичний розподіл зусиль, точками – розрахунок методом скінченних елементів з використанням COMBIN39

Як видно з рис. 3.74, методика розрахунку зусиль по рядах стосовно зразка восьмирядного двозрізного болтового з'єднання показує результат, що має розбіжність з теорією не більше 4,5 % по зусиллях на болт крайнього ряду. При установаленні болтів з осьовим і радіальним натягами у двозрізному з'єднанні збільшується ступінь завантаженості крайніх рядів, що може привести до зменшення ефективності радіального натягу для підвищення витривалості з'єднань багаторядності.

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Запропоновано методику визначення піддатливості й розподілу зусиль по рядах у болтових зрізних з'єднаннях. Досліджено вплив рівня навантаження зразка восьмирядного двозрізного болтового з'єднання на характер розподілу зусиль по рядах. Запропонована методика розрахунку розподілу зусиль у багаторядних болтових з'єднаннях поєднує відносну простоту постановки задачі з

обчислювальною потужністю скінченноелементного пакета без використання контактних елементів, що збільшують час розрахунку.

2. Використання радіального натягу при установленні болта призводить до зменшення піддатливості з'єднання на пружній ділянці навантаження. Осьове затягування болта в даному з'єднанні також знижує його піддатливість. Установлення болта в отвір пакета з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_3 = 100$ кН викликає збільшення нерівномірності розподілу зусиль по рядах і завантаженості крайнього ряду даного зразка в 1,25 раза.

3. Розроблена методика розрахунку розподілу зусиль між болтами зрізного з'єднання багаторядності є складовою частиною методики інтегрованого проектування з'єднань літакових конструкцій заданого ресурсу.

3.5. МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОТАЙНИХ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ НА ЇХ ДОВГОВІЧНІСТЬ

Метою даного дослідження є розроблення методу прогнозування довговічності елементів літакових конструкцій на основі характеристик опору втомі типових зразків потайних болтових з'єднань і розрахунку локальної повної питомої енергії деформації за компонентами локального напружено-деформованого стану, отриманих за допомогою МКЕ.

Метод має такі етапи:

1. Аналіз конструктивно-технологічних параметрів потайних болтових зрізних з'єднань.

2. Вибір типових зразків потайних болтових з'єднань і їх параметрів. Виготовлення зразків за відповідною технологією.

3. Дослідження характеристик опору втомі типових зразків. Проведення втомних випробувань типових зразків. Апроксимація результатів випробувань аналітичними виразами і побудова кривих втоми за номінальним віднульовим напруженням.

4. Розрахунок характеристик локального НДС в елементах типових зразків і модифікованого з'єднання. Визначення повної питомої енергії деформації в

критичних зонах елементів.

5. Прогнозування довговічності з'єднання з урахуванням змін параметрів конструктивних нерегулярностей.

На основі аналізу параметрів вживаних потайних болтових зрізних з'єднань вибрані такі типові зразки (рис. 3.75) та їх геометричні характеристики (надалі позначення на рисунках відповідають наведеній нижче нумерації типових зразків):

1) пластина із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом 5015А з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням 10 кН;

2) двозрізне однорядне потайне з'єднання болтом 5015А, встановленим з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням 10 кН;

3) двозрізне трирядне потайне з'єднання болтами 5015А, встановленими з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням 10 кН.

На основі результатів утомних випробувань [372] даних типових зразків болтових з'єднань (рис. 3.76) були визначені коефіцієнти m і C для аналітичних виразів кривих втоми, що розраховують за номінальним напруженням (табл. 3.2).

Для прогнозування довговічності трирядного двозрізного потайного болтового з'єднання проведено розрахунок характеристик локального НДС в елементах типових зразків за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474].

Таблиця 3.2

Значення розрахунково-експериментальних коефіцієнтів m і C
для типових зразків

Типовий зразок	$N \cdot \sigma_{br.0}^m = C$	
	m	C
Пластина із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом	3,386	$4,15 \times 10^{12}$
Однорядне потайне болтове з'єднання (руйнування по верхній накладці)	2,941	$1,86 \times 10^{11}$

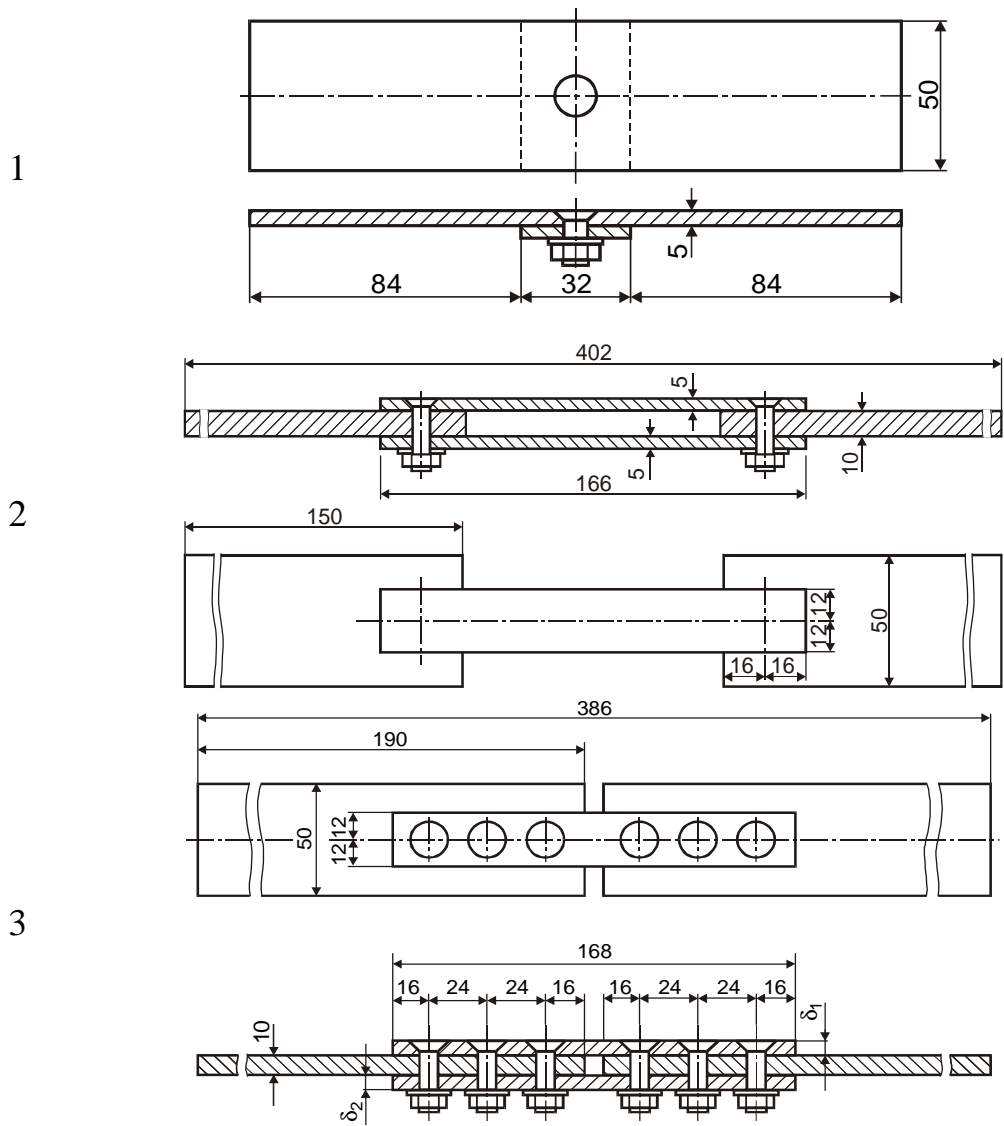


Рис. 3.75. Типові зразки потайних болтових з'єднань

$\sigma^{\bar{b}p}$, МПа

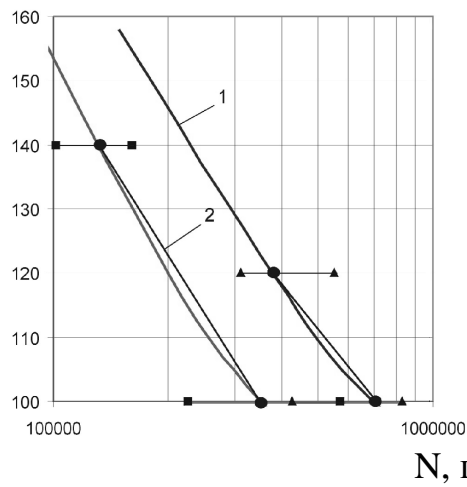


Рис. 3.76. Криві циклічної довговічності і розкид експериментальних точок при втомних випробуваннях

Локальне еквівалентне напруження і деформації в найбільш навантажених точках поблизу отвору наведені до віднульового циклу навантаження за формулою Одінга (рис. 3.77, а, б).

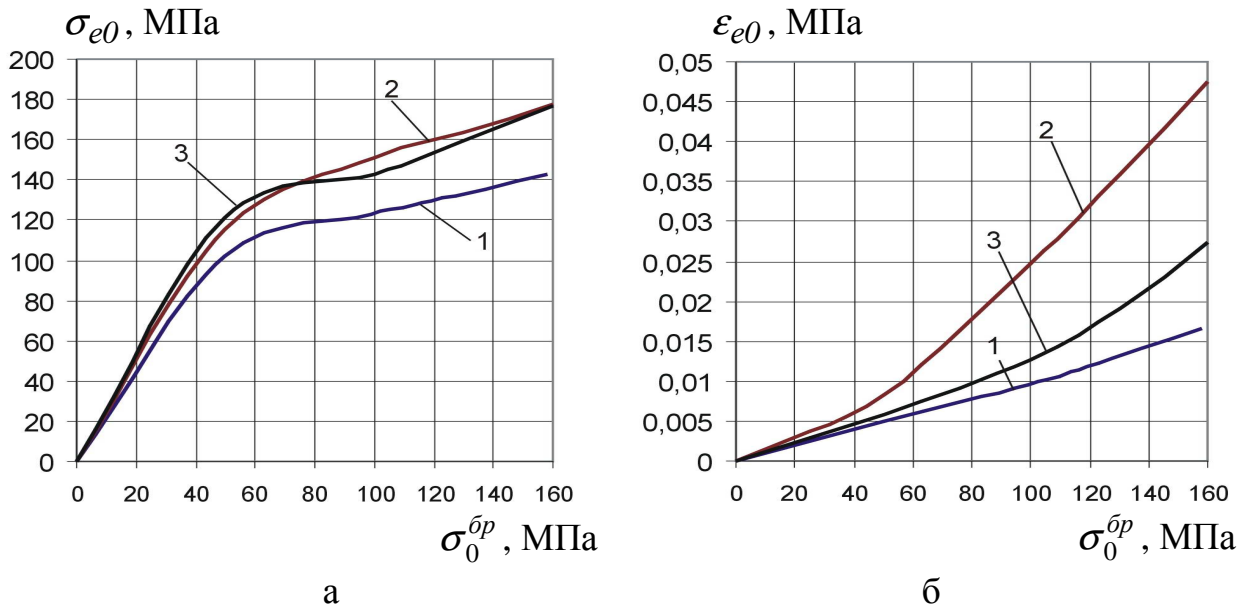


Рис. 3.77. Вплив зовнішнього розтягального навантаження σ^{bp} , МПа, на величину локальних еквівалентних: а – напружень, б – деформацій, приведених до віднульового циклу навантаження за формулою Одінга

На рис. 3.78 показані залежності $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$ для типових і гладкого зразків.

Як показано на цьому рисунку, конструктивні параметри типових зразків впливають на залежність $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$.

Питому енергію деформації зразка визначали в зоні вірогідного втомного руйнування – переході конічної частини отвору в циліндричну в перерізі по осі болта. Повна питома енергія деформації складається з пружної W_{np} і пластичної W_{nl} складових (рис. 3.79) і дорівнює площі, обмеженій кривою $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$ і віссю абсцис:

$$W = \int_0^{\epsilon_{e0}} \sigma_{e0} d\epsilon_{e0}.$$

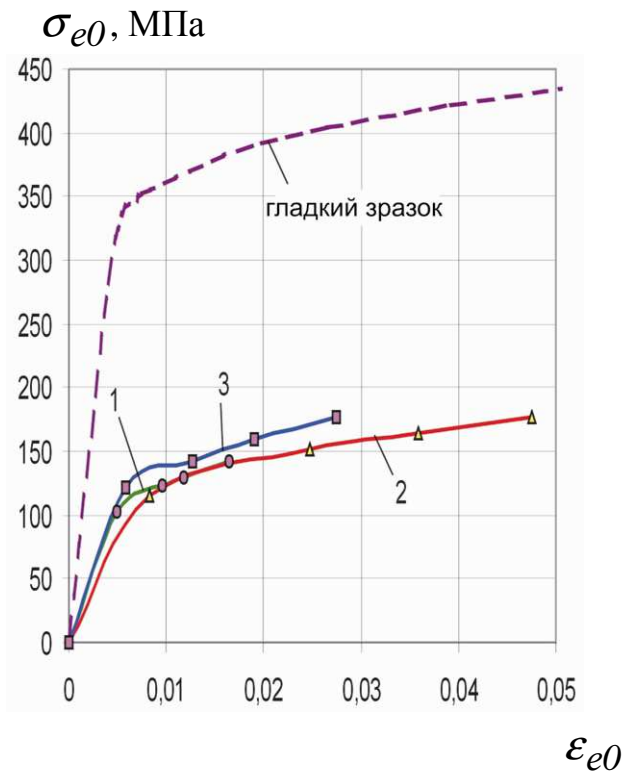


Рис. 3.78. Співвідношення між локальним еквівалентним віднульовим напруженням σ_{e0} і деформаціями ϵ_{e0} у небезпечних зонах типових зразків

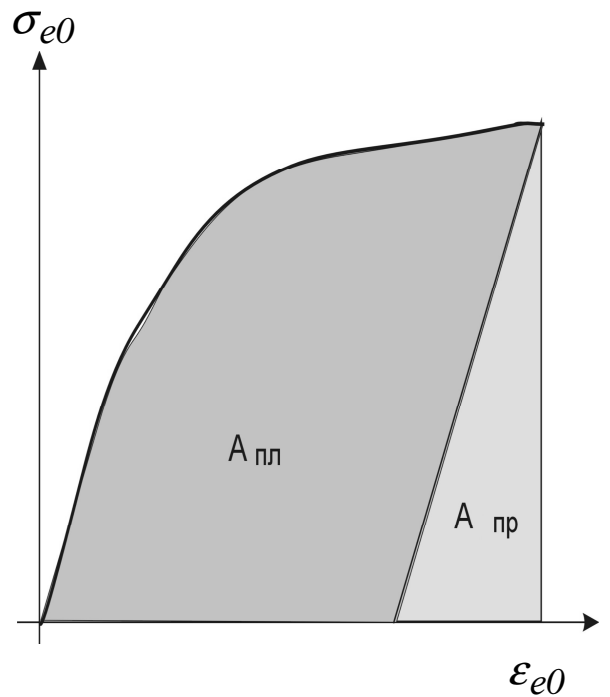


Рис. 3.79. Залежність $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$, що визначає повну питому роботу деформації в локальній зоні

Шляхом числової інтеграції залежностей, показаних на рис. 3.78, були одержані значення повних питомих робіт деформації в небезпечних зонах досліджуваних зразків при зміні величини $\sigma_0^{бp}$, МПа (рис. 3.80).

Розрахування довговічності модифікованого (трирядного) зразка виконали за виразом

$$N_m = \frac{C_{\bar{\sigma}}}{\left(\sigma_{\bar{\sigma}0}^{бp}\right)^m \left(W_m/W_{\bar{\sigma}}\right)^k}, \quad (3.2)$$

де $W_{\bar{\sigma}}$, W_m і k – повна питома робота деформації в найбільш навантаженій зоні поблизу отвору в базовому та модифікованому зразках відповідно і коефіцієнт урахування ступеня ушкожденості у виразі відношення робіт деформації модифікованого зразка порівняно з базовим.

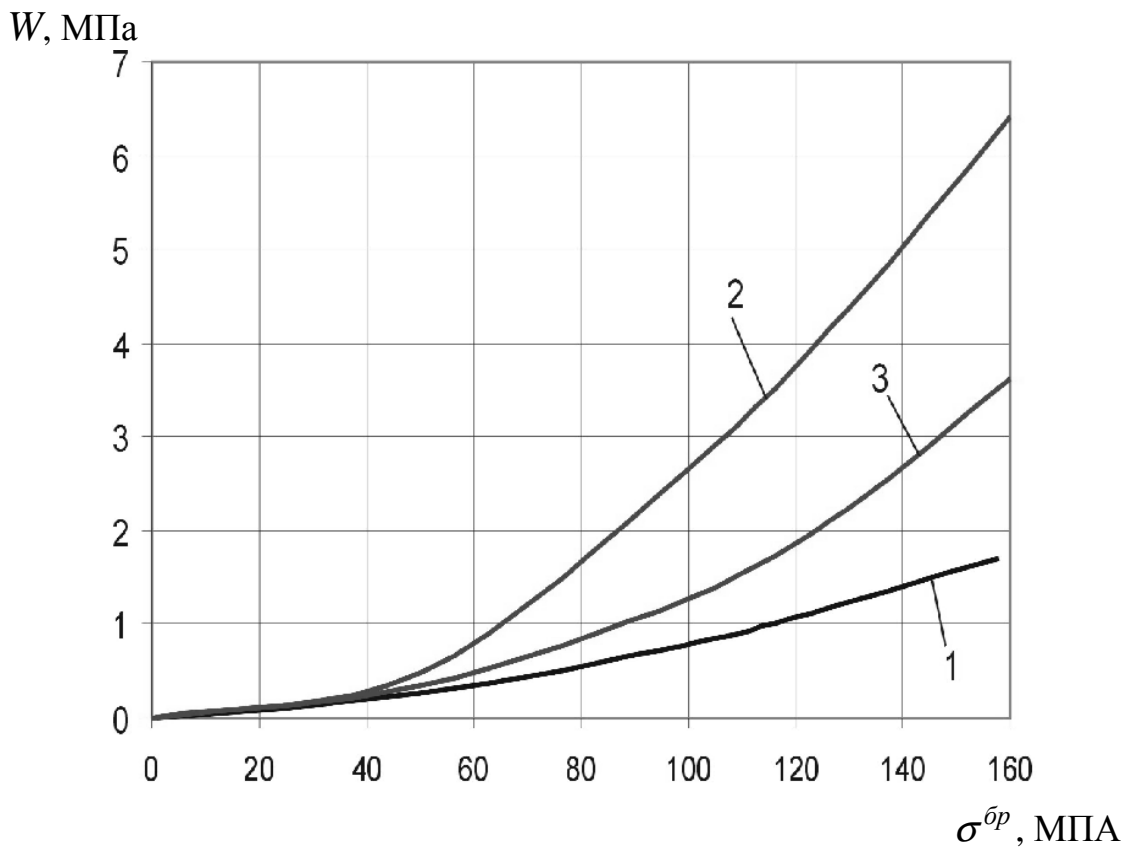


Рис. 3.80. Величина повної питомої роботи деформації в зонах вірогідного втомного руйнування типових зразків

Як видно з рис. 3.81, величина повної питомої енергії деформації в локальній зоні має максимальне значення при навантаженні зразка однорядного двозрізного потайного болтового з'єднання, а мінімальне – при навантаженні пластини з отвором, заповненим потайним болтом. Отже, наближена оцінка впливу конструктивних параметрів на довговічність подібних з'єднань можлива на етапі розрахунку повних питомих енергій деформації.

При прогнозуванні довговічності зразка трирядного з'єднання за базову криву прийнято криву втоми пластини із зенкованим отвором, заповненим незавантаженим потайним болтом. Визначено коефіцієнт $k = 0,585$ переходу від базової кривої до кривої втоми однорядного двозрізного потайного з'єднання. Прогнозування довговічності трирядного з'єднання проведено при допущенні незмінності коефіцієнта k (див. рис. 3.81).

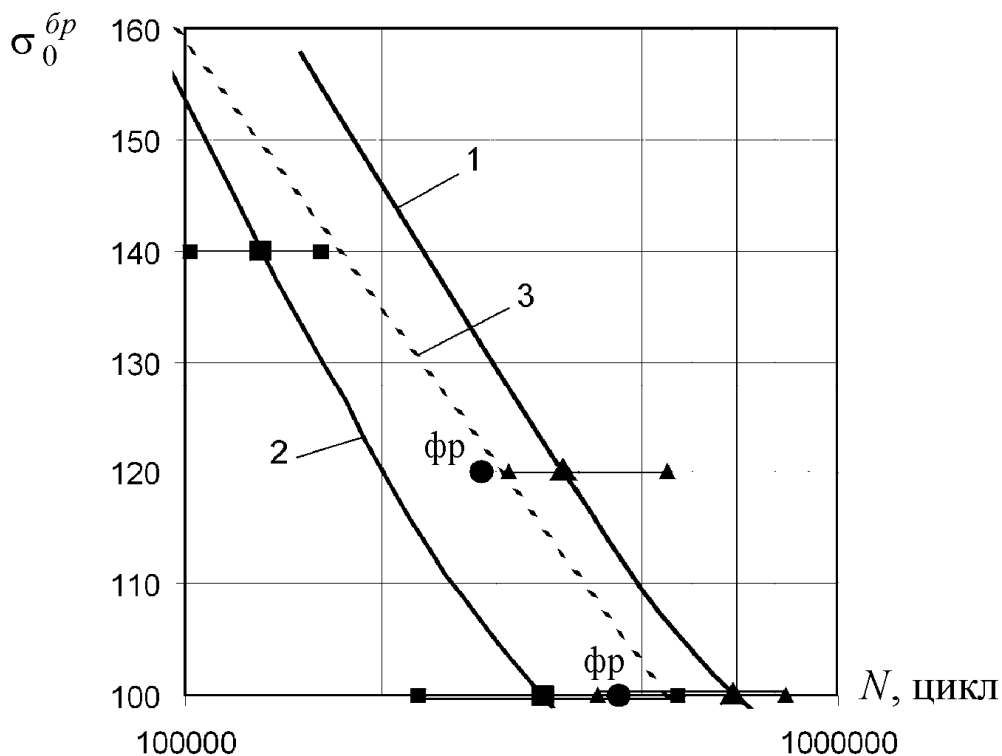


Рис. 3.81. Криві втоми типових зразків, побудовані за результатами випробувань і шляхом розрахунку. Нанесено точки розкиду результатів випробувань і руйнувань від фретинг-корозії (фр) зразка трирядного болтового з'єднання

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено метод прогнозування довговічності зрізних болтових з'єднань на основі результатів втомних випробувань типових зразків і розрахунку характеристик локального НДС у зонах вірогідного втомного руйнування елементів з'єднань. Залежність дозволяє враховувати конструктивно-технологічні особливості зон нерегулярностей і вплив їх змін на втомні характеристики.

2. Спрогнозовано довговічність трирядного двозрізного потайного болтового з'єднання на основі випробувань типових зразків пластини із заповненим незавантаженим зенкованим отвором і однорядного двозрізного потайного болтового з'єднання.

3.6. МЕТОДИКА СТВОРЕННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ UG

Основою збереження закладених аеродинамічних характеристик літака при

його виробництві є забезпечення заданого теоретичного контуру (ТК) його агрегатів, що виходять у повітряний потік. Останнім часом чітко простежується тенденція до подальшого посилювання вимог до відхилення форм і розмірів агрегатів від теоретичного контуру. Розглянемо технологію створення аналітичних еталонів за допомогою системи UNIGRAPHICS типових болтових зрізних з'єднань на прикладі вузла технологічного стику другого лонжерона середнього транспортного літака з урахуванням порушення аеродинамічного контуру. Особливістю конструкції даного вузла є те, що прямий лонжерон центроплана стикується із низхідним лонжероном (кут поперечного V крила – негативний) консольної частини крила, відхиленім від нормалі до площини симетрії літака назад по польоту на кут 15° .

Стиковий вузол (рис. 3.82) утворюють силова накладка 1, обшивка 2, профіль рознімання 3, лонжерон центроплана 4, лонжерон КЧК 5, куточок центроплана 6 і куточок КЧК 7. Кріплення цих деталей між собою здійснюється за допомогою: болтів з потайною головкою $\angle 90^\circ$ ОСТУ 1 10572-72 з різьбами М61-6е \times – 8, М81,25-6е \times – 9; болтів із зменшеною плоскоопуклою головкою ОСТУ 1 10575-72 з різьбою М6 \times 1-6е – 10; болтів із зменшеною шестигранною головкою ОСТУ 1 10570-72 з різьбою М8 \times 1,25-6е – 11, а також низьких шестигранних гайок ОСТУ 1 12140-78 з різьбами М6 \times 1-4Н5Н – 12 і М8 \times 1,25-4Н5Н – 13. Шайби у зв'язку з особливостями вузла не є стандартними елементами.

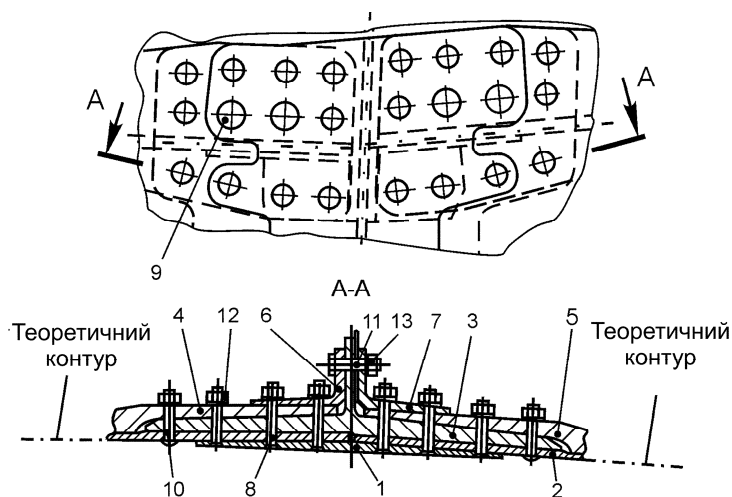


Рис. 3.82. Загальний вигляд модельованого вузла

Технологія складання вузла передбачає таку послідовність операцій: установлення в складальне пристосування панелей обшивки і фіксацію їх; установлення в складальне пристосування профілю рознімання і його фіксацію; установлення в складальне пристосування лонжеронів центроплана і КЧК та їх фіксацію; установлення в складальне пристосування куточків та їх фіксацію; спільне розсвердлювання отворів під кріпильні елементи в деталях вузла; установлення кріпильних елементів.

Деталі вузла, що входять у збірку, виготовляють обробленням на фрезерному верстаті з ЧПК.

Побудову аналітичного еталона болтового з'єднання доцільно почати з побудови аналітичних еталонів обшивок у місці розташування вузла, які створюються за аналітичним еталоном теоретичної поверхні крила.

Наступний етап – побудова полиці профілю рознімання, оскільки вона є єдиним елементом, що з'єднує всі інші деталі. Задана конфігурація об'єкта виходить у результаті його «розтину» площинами, що задають товщину полиці та її нахил (рис. 3.83), і видалення зайвих частин. До побудованого анета полиці профілю рознімання добудовується анет стінки, і за допомогою булевої операції складання отримують єдиний об'єкт. Місце стику полиці і стінки скругляється радіусом R5.

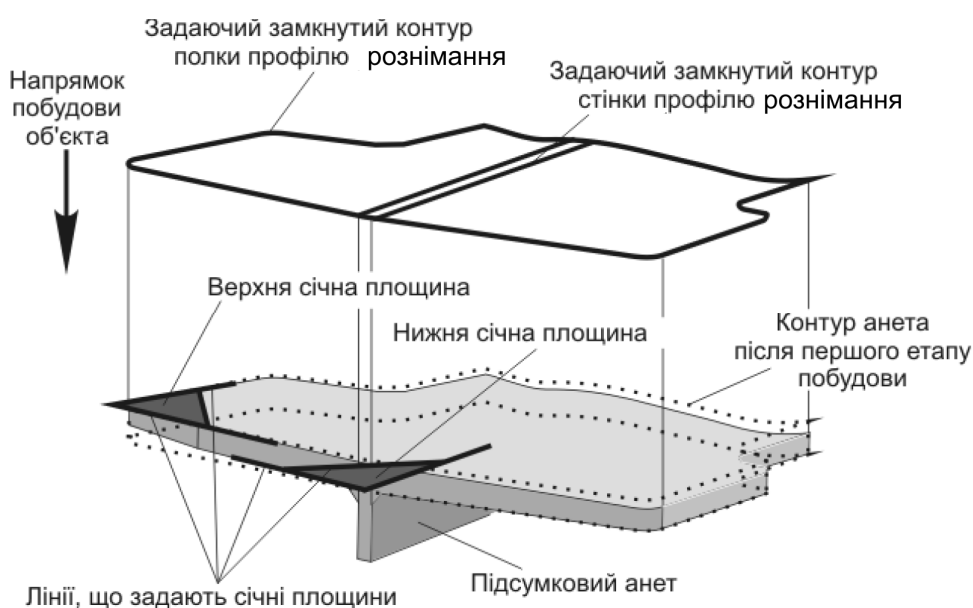


Рис. 3.83. Схема створення аналітичного еталона профілю рознімання

Деталі вузла, що залишилися, моделюються в цілому аналогічно. Запропонована схема побудови вхідних деталей вузла реалізує високу точність сполучення двох сусідніх деталей.

Аналітичні еталони елементів кріплення (болти з потайною головкою) виконують шляхом обертання генерувального контуру навколо фіксованої осі. Потім із створеної заготовки «віднімають» інструментальну заготовку, задаючи геометрію пазів під викрутку (рис. 3.84). Завершує створення аналітичного еталона генерація необхідних фасок і радіусів скруглення.

Аналітичні еталони гайок і шайб виконують поступальною ходою шестигранника і кола уздовж осьової лінії на задану відстань. Для виконання фаски на торцях гайки (аналогічно – для шестигранної головки болта) створюється набір ліній, що описує собою її конфігурацію. Методом обертання отриманого контуру створюють інструментальну заготовку. Проведена булева операція віднімання інструментальної заготовки із основної дозволяє отримати необхідну конфігурацію гайки (шестигранної головки болта) (рис. 3.85).

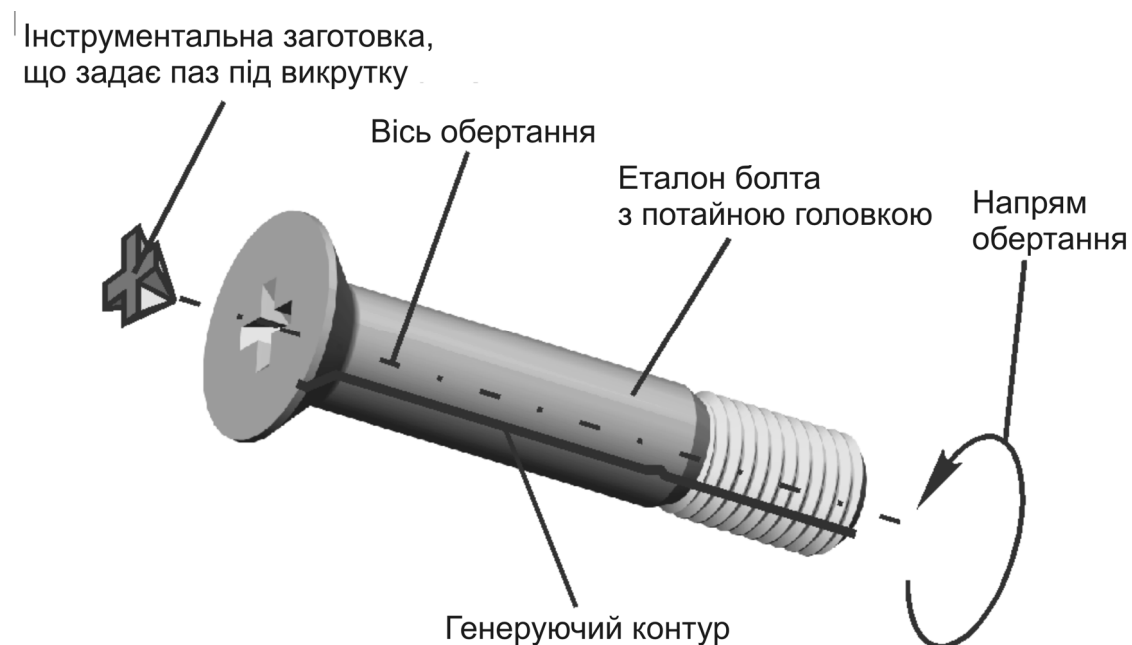


Рис. 3.84. Побудова аналітичного еталона болта з потайною головкою

Отвори під болти з шестигранною і плоскоопуклою головками «прошивають» безпосередньо самим болтом із зрізаною головкою. Отвори під

болти з потайною головкою виконують спеціальною заготовкою, яка є тілом обертання з конусом (кут при вершині $\angle 90^\circ$) на кінці. Зображення інструментальних еталонів болтів показано на рис. 3.86.

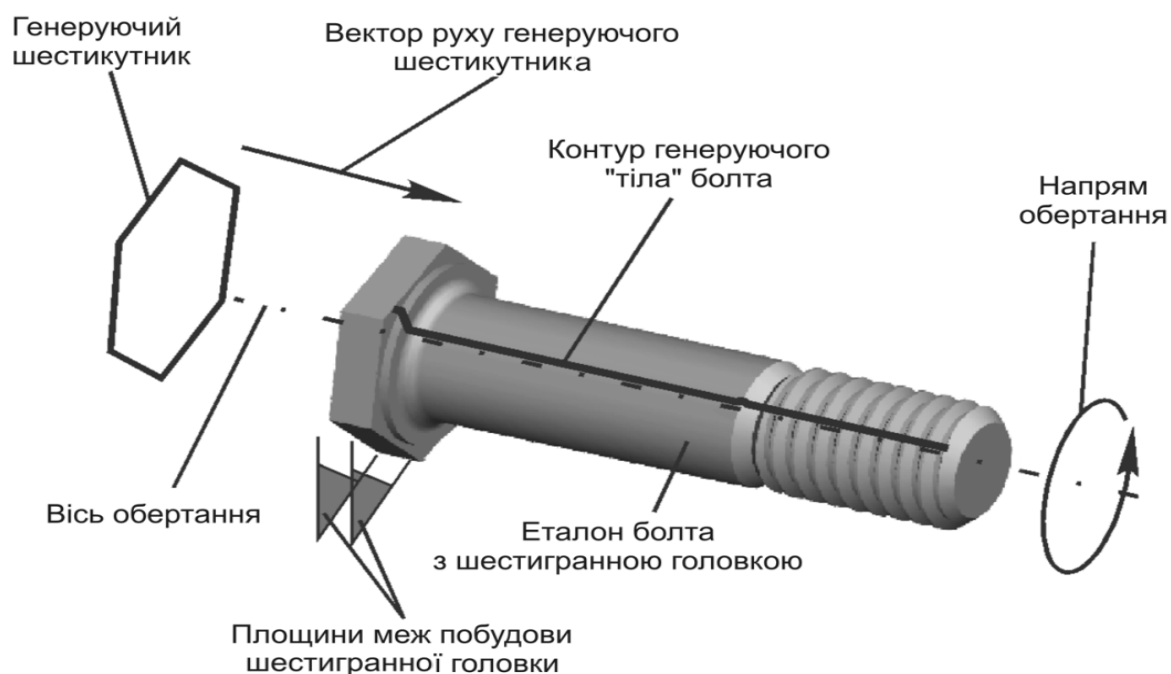


Рис. 3.85. Побудова аналітичного еталона болта з шестигранною головкою



Рис. 3.86. Зображення інструментальних еталонів болтів

Виконавши операцію віднімання інструментальних еталонів із заготовок деталей, отримаємо аналітичний еталон даного вузла з отворами під кріпильні елементи (рис. 3.87).

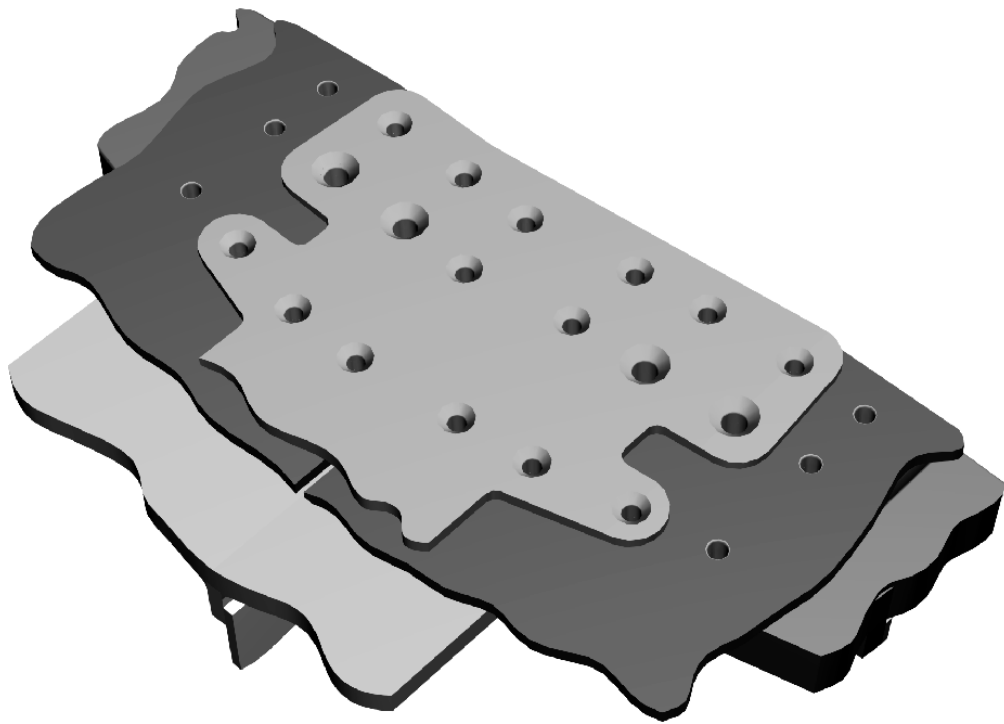


Рис. 3.87. Заготовка вузла з отворами під кріпильні елементи

Об'єднуючи аналітичні еталони деталей і елементів кріплення, отримуємо з'єднання, показане на рис. 3.88.

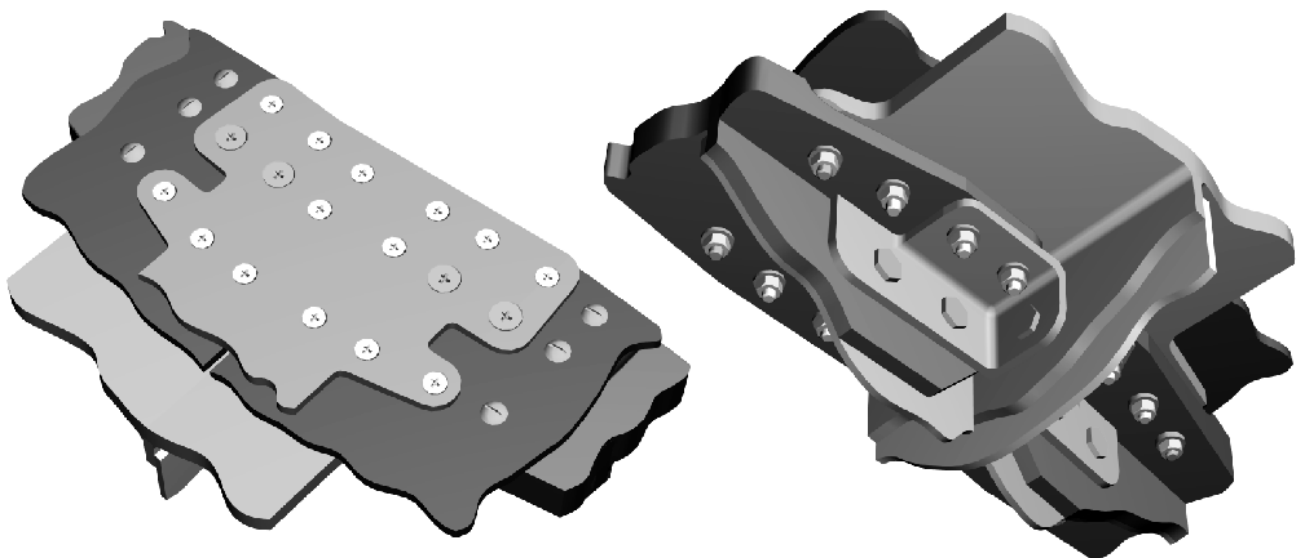


Рис. 3.88. Аналітичний еталон вузла стикування лонжеронів центроплана і КЧК

Викладені вище принципи створення анетів болтових з'єднань використовувалися і при створенні наведених нижче анетів болтових з'єднань стінки і полиці лонжерона (рис. 3.89) і фітингового стику панелей центроплана і панелей КЧК (рис. 3.90).

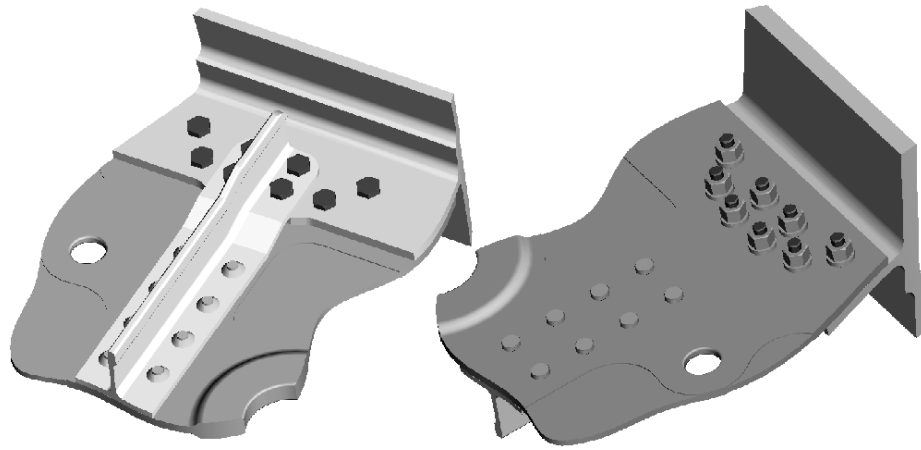


Рис. 3.89. Аналітичний еталон болтового з'єднання стінки і полиці лонжерона

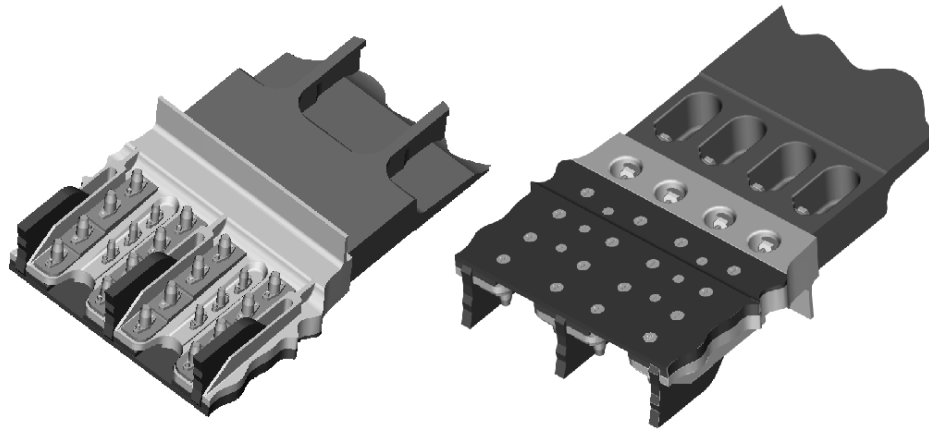


Рис. 3.90. Аналітичний еталон фітингового з'єднання панелей центроплана і КЧК

Виконані побудови фітингового з'єднання мають одну особливість, яка відрізняє його за побудовою від раніше розглянутого прикладу. Вона полягає в тому, що під головку болта і гайки фітинга необхідно сформувати вкладиш, оскільки криволінійні поверхні вирізу не дозволяють забезпечити щільне їх прилягання і, відповідно, необхідний рівень затягування. Він формується на основі кривих, що задають геометрію вирізу в панелі, чим досягається висока якість сполучення даних поверхонь (використовують єдиний носій інформації).

Запропонована технологія створення болтових з'єднань дозволяє моделювати досить складні об'єкти для комп'ютерних систем технологічної підготовки виробництва й інженерного аналізу. Анети, створені системою UNIGRAPHICS, можуть служити першоджерелами інформації для інших модулів (CAM/CAE). Імпортування в зовнішні системи створених моделей здійснюється за допомогою

універсальних форматів зв'язку типу IGES, STEP і т.д. Всі проведені побудови є параметричними, що дозволяє надалі вільно міняти конфігурацію елементів і способи їх з'єднання. Це особливо важливо на стадії вибору геометрії вузла при його проектуванні.

3.7. ВИСНОВКИ

1. Запропоновано метод і блок-схему інтегрованого проектування і моделювання болтових зрізних з'єднань за допомогою систем UNIGRAPHICS і ANSYS.

2. Розглянуто метод аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики об'ємного локального НДС елементів болтових зрізних з'єднань з урахуванням фізичної геометричної і контактної нелінійностей за допомогою системи інтегрованого аналізу ANSYS. Метод аналізу апробовано при розрахунку характеристик локального НДС в елементах типових однорядних і багаторядних зрізних з'єднань, виконаних із радіальним пружнопластичним натягом і зтягуванням. Досліджено зміну локальної питомої енергії деформації, контактної тиску і зазорів при зміні рівня навантаження, що дозволяє прогнозувати характеристики довговічності, яка регламентується, в зоні концентрації питомої енергії деформації і контактної тиску. Досліджено зміну величин зазорів між елементами з'єднань при зміні навантаження, що є основою для проектування герметичних з'єднань.

3. Експериментальним шляхом отримано характеристики опору втомі болтових з'єднань, на основі яких розроблено критерійні залежності для розрахунку довговічності цих зразків.

4. Розроблено нову методику розрахунку розподілу зусиль між рядами в зрізних болтових багаторядних з'єднаннях збірних конструкцій за допомогою системи ANSYS на базі розрахунку піддатливості з'єднання. Встановлено вплив радіального натягу на зміну піддатливості з'єднання і збільшення навантаженості крайніх рядів у з'єднаннях із радіальним натягом.

5. Запропоновано новий метод прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних болтових зрізних з'єднань на їх довговічність з урахуванням зміни величини повної питомої енергії деформації в зонах вірогідного втомного руйнування і інтенсивного розвитку фретинг-корозії. Методику апробовано при розрахунку довговічності та її зміні для типових болтових з'єднань.

6. Розроблено методику створення комп'ютерних моделей болтових з'єднань збірних літакових конструкцій за допомогою системи UNIGRAPHICS, що дозволяє вести параметричне моделювання з'єднань у процесі ітераційного проектування з'єднань.

НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЛІТАКІВ

Вибір типу кріплення, його конструктивного виконання, радіального натягу, способу установлення болтів, конструктивних параметрів з'єднання, типу покриттів, виду захисту від фретинг-корозії та корозії під напругою, способу розвантаження крайнього ряду з'єднання визначається заданим рівнем довговічності, тріщиностійкості й герметичності з'єднання елементів конструкцій літаків [125, 155, 157, 158, 279, 339, 340, 373, 406, 447].

Виходячи з обмежень за умовами забезпечення опору корозійному розтріскуванню для з'єднань з алюмінієвих сплавів і з урахуванням технологічних відхилень у промисловості рекомендовано радіальний натяг до $1,2\% d_b$ при установленні сталевих і титанових болтів діаметром 5...12 мм.

Для з'єднань з радіальним пружнопластичним натягом отвори виконують за Н7 і Н9. При цьому поле натягу по циліндричній частині болта забезпечується допусками на діаметр гладкої частини стрижня кріплення, вказаними в ОСТах на кріплення.

Установлення кріпильних елементів із натягом проводиться відповідно до РТМ 1.4.1121-82 (НІАТ, 1982 р.) «Виконання болтових з'єднань з пружнопластичним натягом у пакетах із алюмінієвих сплавів».

У зрізних болтових з'єднаннях із радіальним пружнопластичним натягом відстань між осями отворів має відповідати не менше ніж трьом діаметрам болта, відстань від осі отвору до кромки з'єднання – не менше ніж двом діаметрам болта. Застосовані болти повинні мати геометричні параметри відповідно до ОСТів на них. Особливістю потайних болтових з'єднань є зменшення ефективності радіального натягу із збільшенням глибини зенкування. Втомне руйнування потайних болтових з'єднань починається в зоні потайного гнізда та в зоні інтенсивного розвитку фретинг-корозії по контактних поверхнях деталей, що з'єднуються. Тому для досягнення заданого рівня довговічності потайних зрізних

болтових з'єднань необхідно конструктивно-технологічними методами забезпечити отримання радіального натягу в зоні потайного гнізда, зміцнення його поверхні, зниження інтенсивності фретинг-корозії, підвищення герметичності та стійкості з'єднання до фретинг-корозії та корозії під напруженням. Вирішити цю задачу можна шляхом модифікації потайної головки болта, що забезпечує при складанні з'єднання локальний радіальний натяг у зоні потайного гнізда, а також застосуванням додаткових технологічних процесів, які сприяють підвищенню втомної довговічності з'єднань із такими болтами (рис. 4.1).

Оскільки втомне руйнування багаторядних зрізних з'єднань відбувається, як правило, у зоні крайніх рядів кріпильних елементів, то одним із шляхів підвищення довговічності таких з'єднань є зниження ступеня завантаженості їх крайніх рядів, що реалізується шляхом застосування розвантажувальних отворів, розпірних прокладок, приклеювальних кінцевих накладок, локального стовщення деталей.

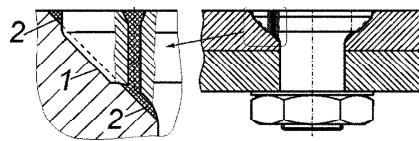
4.1. Підвищення довговічності з'єднань шляхом застосування БОЛТІВ ІЗ ТРИКОНУСНОЮ ПОТАЙНОЮ ГОЛОВКОЮ

Створення локального натягу в перехідних зонах зенкувального гнізда підвищує втомну довговічність потайного з'єднання. У зв'язку з цим доцільно застосування потайних болтів із модифікованою головкою, що забезпечують отримання гарантованого натягу по всій товщині пакета. Модифікація – це потайний болт із триконусною головкою (рис. 4.2). Кути конусів головки виконані таким чином, що вони збільшуються починаючи від стрижня болта, причому кут розхилу середнього конуса дорівнює куту конусності гнізда. Бічною поверхнею зовнішнього конуса головка болта створює радіальний натяг у зоні гнізда, суміжній із зовнішньою поверхнею деталі. Бічна поверхня внутрішнього конуса створює радіальний натяг у зоні переходу конічної частини отвору в циліндричну. Загальна висота потайної головки болта дорівнює висоті головки

потайного болта, відповідного ОСТ 1.31043-79 та призначеного для установлення із пружнопластичним радіальним натягом.

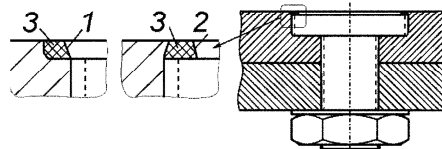
Конічна поверхня потайної закладної головки болта виконана у вигляді кільцевого виступу 1, а кільцеві канавки 2 біля торця головки та під головкою біля стрижня болта заповнені герметиком

А.с. 649894



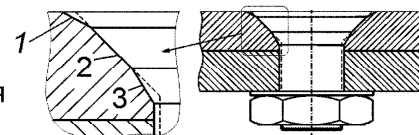
Потайна закладна головка болта та гніздо під нею – циліндричні; приторцева частина закладної головки має бічний конічний кільцевий виступ 1 або уступ 2; приповерхнева кільцева канавка 3 заповнена герметиком

А.с. 627252

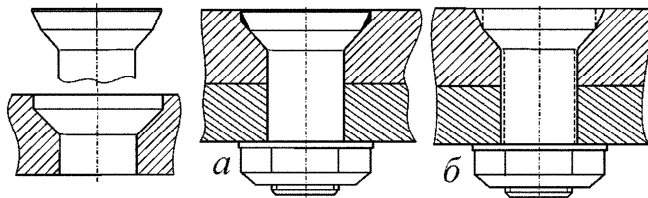


Потайна закладна головка болта триконусна, кут першого конуса менше, другого – дорівнює, а третього більше кута зенкування отвору в деталі, що з'єднується

А.с. 781422

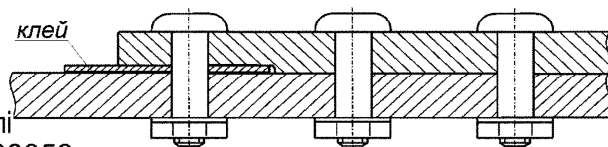


Потайна закладна головка болта – двоконусна; зенкування – циліндроконічне; з'єднання: а – рознімне з герметиком у кільцевій порожнині, б – нерознімне з радіальним натягом по стрижню та закладній головці



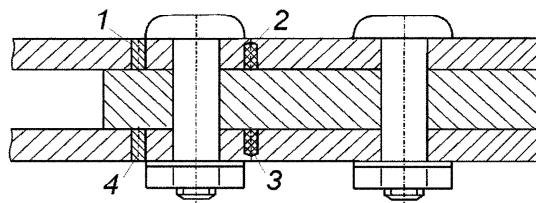
До деталі, що з'єднується, в зоні першого ряду кріпильних елементів, приклеєна прокладка із матеріалу, що дорівнює або більше міцності, ніж міцність матеріалу деталі

А.с. 1203252



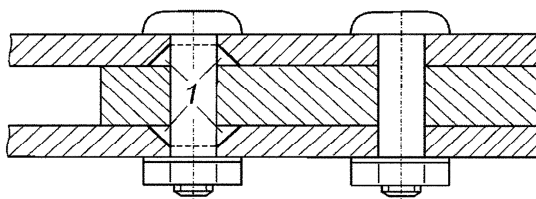
У деталях, що з'єднуються перед і за першим рядом отворів під кріплення, виконані крізні 1 або глухі 2 отвори, які заповнені герметиком 3 або встановленими з радіальним натягом штифтами 4

А.с. 1303747



Отвори в пластинах під перший ряд кріплення забезпечені конусними виїмками 1, які розташовані з боку поверхні контакту пластин, що з'єднуються

А.с. 1754923



Навантаження деталей, що з'єднуються статичним, відповідним експлуатації, розтягуючим навантаженням, яке знімають після утворення отвору та встановлення в нього кріплення з радіальним натягом

А.с. 1388176

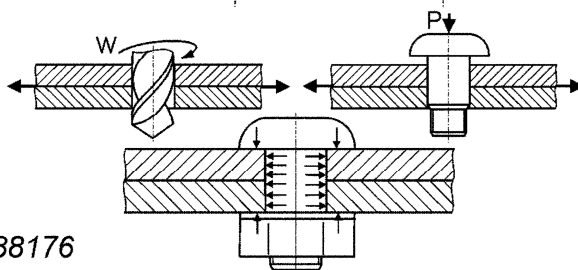


Рис. 4.1. Нові конструктивно-технологічні рішення, що підвищують циклічну довговічність і герметичність зрізних болтових з'єднань конструкцій літака

Геометричні параметри болта підібрані з умови забезпечення радіального натягу 1% у відповідних зонах гнізда (рис. 4.3 і 4.4). Параметри гладкої та різьбової частин болта, геометрія вхідної частини та розміри технологічного хвостовика призначаються згідно з ОСТ 1. 31043-79. Діаметр відривної шийки технологічного хвостовика визначається з урахуванням додаткового осьового зусилля втягування, необхідного для створення пружнопластичного натягу в зенкуваному гнізді.

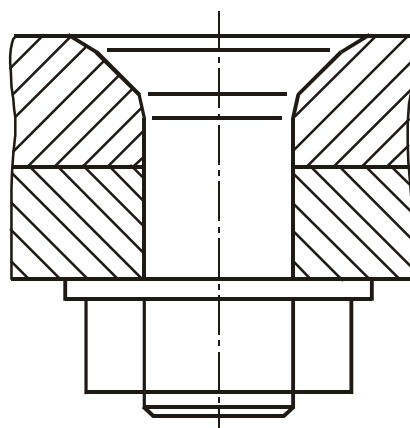


Рис. 4.2. Модифікація потайного болта

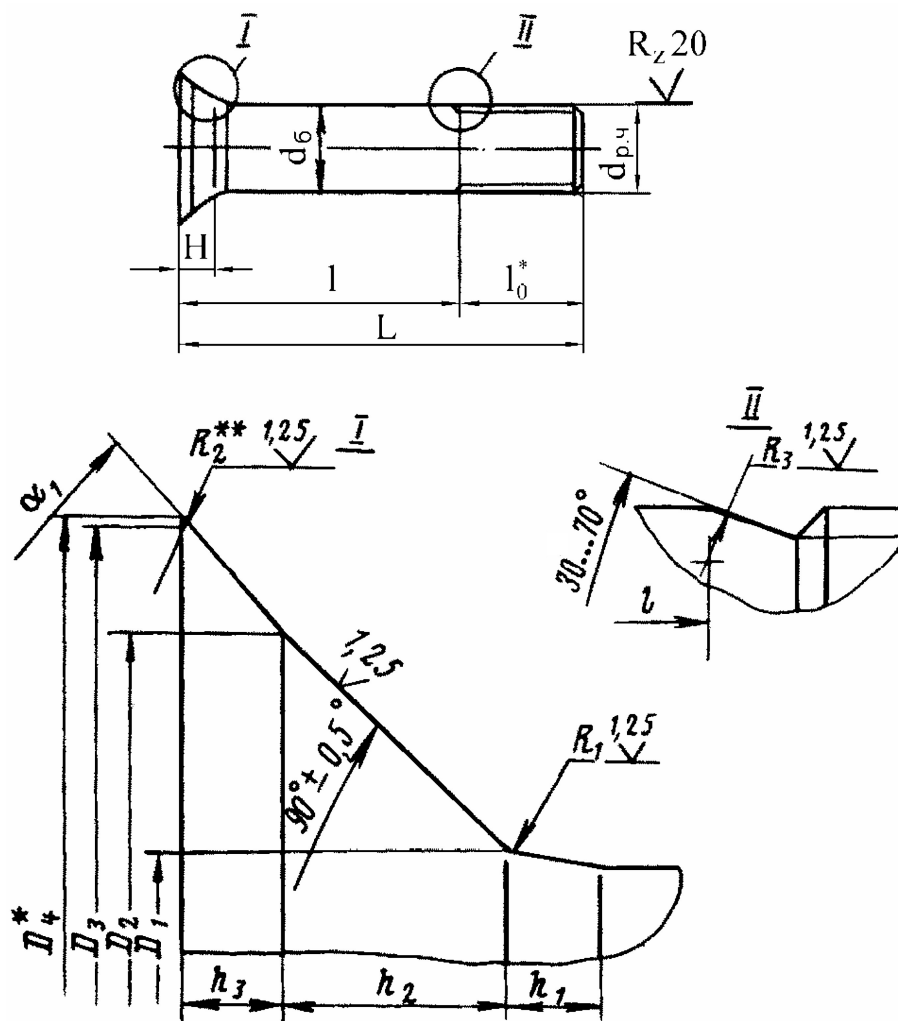


Рис. 4.3. Геометричні параметри триконусної потайної головки:

* – розміри для довідок; ** – розміри, що забезпечуються інструментом

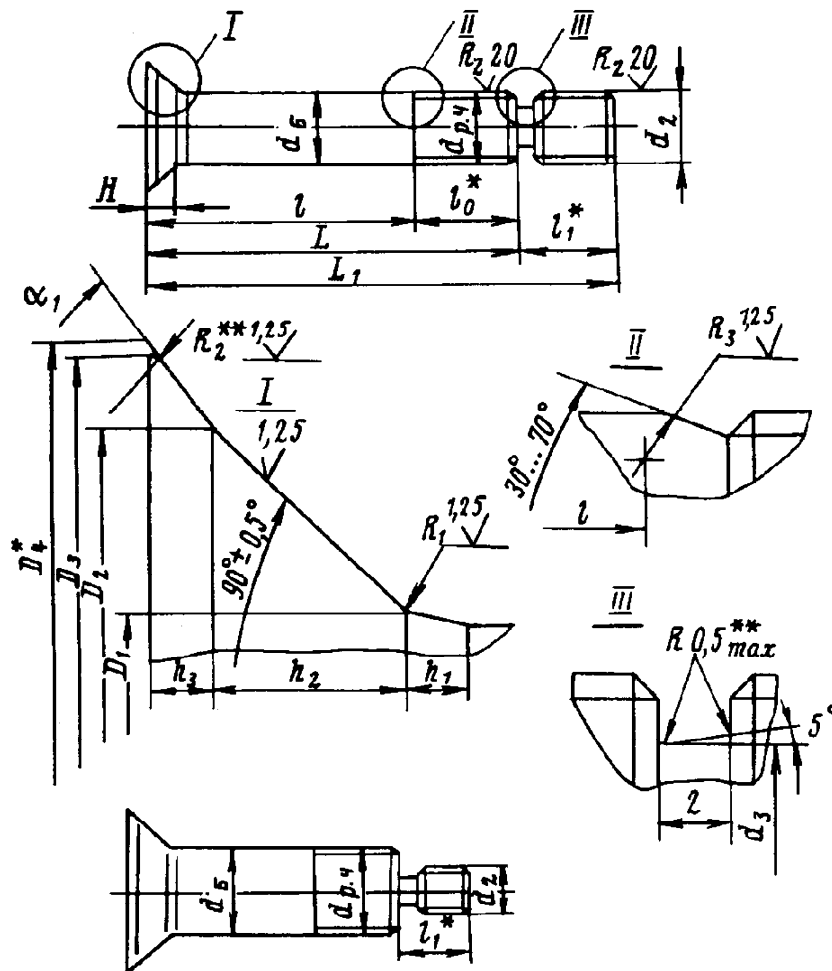


Рис. 4.4. Геометричні параметри болта з триконусною потайною головкою:

* – розміри для довідок; ** – розміри, що забезпечуються інструментом

Ефективність застосування локального натягу потайних болтів із триконусною головкою досліджена в процесі втомних випробувань зразків потайних зрізних з'єднань:

- двозрізного одноболтового (рис. 4.5);
- двозрізного багатоболтового з початковим пошкодженням (рис. 4.6).

Як база для порівняння прийняті серійні потайні болти нормалі 5015А діаметром 8 мм, які встановлюють з радіальним натягом 1% в отвори, які розгорнені до діаметра 7,9 мм.

Зразком потайного двозрізного одноболтового з'єднання є з'єднання пластин із сплавом Д16АТл5. Втомні випробування цих зразків проведені на випробувальній машині ЦДМ-10ПУ при асиметричному циклі розтягування з коефіцієнтом асиметрії $R_\sigma = 0,1$ і частоті навантаження 14 Гц.

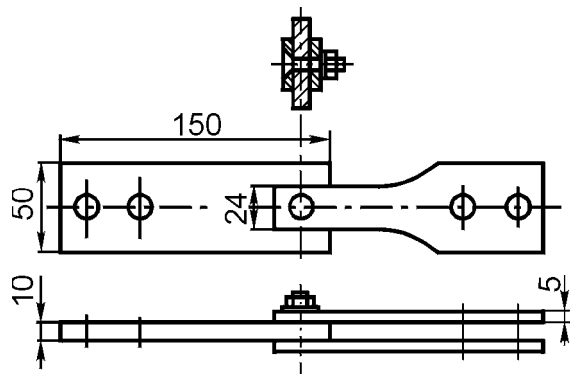


Рис. 4.5. Зразок двозрізного потайного з'єднання

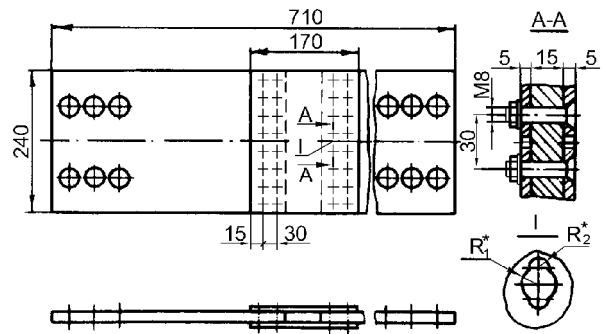


Рис. 4.6. Зразок двозрізного болтового з'єднання з початковим пошкодженням

Результати показують (рис. 4.7), що на рівні циклічного напруження із $\sigma_{\max}^{bp} = 125$ МПа застосування модифікованих болтів із локальним натягом (крива 2) збільшує втомну довговічність зразків у 4,3 раза порівняно із зразками, зібраними болтами 5015А із радіальним натягом (крива 1). На більш низькому рівні циклічного напруження ($\sigma_{\max}^{bp} = 83$ МПа) втомна довговічність зразків із локальним натягом модифікованих болтів збільшується лише в два рази порівняно з аналогічними базовими зразками. Це пояснюється тим, що на низькому рівні циклічних навантажень чинник, що визначає довговічність, стала фретинг-корозія площин стику елементів з'єднання.

Зразки потайних багатоболтових з'єднань виконували у вигляді двозрізного болтового з'єднання двох центральних пластин із двома накладками з Д16АТл5. У зразку відбувалося початкове пошкодження накладок у вигляді отвору з діаметральними напівкруговими вирізами. Зразки випробувані на установці МУП-200 при асиметричному циклі розтягування $R_{\sigma} = 0,6$.

Результати випробувань, показані на рис. 4.8 (1 – болти 5015А; 2 – модифіковані болти), свідчать про те, що застосування модифікованих болтів із локальним натягом збільшує втомну довговічність багатоболтових з'єднань у 2,6 раза порівняно із звичайними потайними болтами.

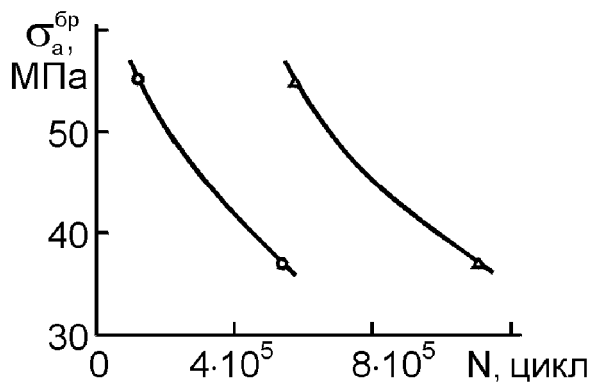


Рис. 4.7. Вплив устанавлення модифікованих болтів на довговічність одnobолтових з'єднань

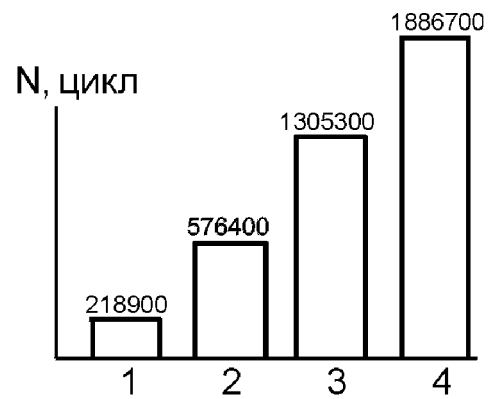


Рис. 4.8. Вплив устанавлення модифікованих болтів на довговічність багатоболтових з'єднань

4.2. Застосування клейового шару для підвищення довговічності потайних з'єднань із локальним натягом

Для усунення фретинг-корозії поверхонь стику з'єднань з локальним натягом застосовано клей ВК-9. Клей наносять на площини з'єднання, що стикуються. Ефективність клейового шару доведена втомними випробуваннями зразків одно- і багатоболтових зрізних з'єднань.

Результати втомних випробувань одnobолтових потайних з'єднань із локальним натягом на клеї ВК-9 (див. рис. 4.5) показані на рис. 4.9 (1 – без клею; 2 – з клеєм ВК-9).

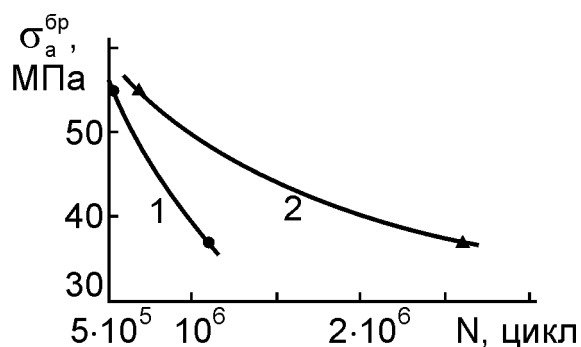


Рис. 4.9. Ефективність клейового шару в одnobолтових потайних з'єднаннях

Застосування клею ВК-9 усунуло фретинг-корозію площин стику та збільшило втомну довговічність на низьких рівнях навантаження в 2,5 раза порівняно з довговічністю аналогічних зразків, зібраних без клею.

У зразках багатоболтових з'єднань (див. рис. 4.6), зібраних за допомогою болтів нормалі 5015А з натягом 1%, застосування клею ВК-9 на стику поверхонь дало збільшення довговічності в 5,9 раза порівняно з аналогічними з'єднаннями, зібраними без клею (див. рис. 4.8, 3 – болт 5015А + клей ВК-9). У з'єднаннях, зібраних з локальним натягом модифікованими болтами, клейовий шар збільшив довговічність у 3,3 раза порівняно з довговічністю зразків із модифікованими болтами, зібраними без застосування клею (див. рис. 4.8, 4 – модифікований болт + клей ВК-9).

Спільне застосування модифікованих болтів із локальним натягом і клейового шару на стику поверхонь забезпечує збільшення довговічності в 8,6 раза порівняно з довговічністю аналогічних зразків, зібраних без застосування клею потайними болтами 5015А з радіальним натягом 1%.

Вплив локального натягу болтів і клейового шару на швидкість розвитку втомних тріщин досліджено в процесі циклічного навантаження зразків потайного багатоболтового зрізного з'єднання (див. рис. 4.6).

Зразок багатоболтового з'єднання мав початкове пошкодження у вигляді концентратора по осі накладок (круговий отвір діаметром 4 мм з діаметральними напівкруговими вирізами радіусом 1 мм).

Зразки з'єднань випробувані на установці МУП-200 при асиметричному розтягуванні $P_{max}/P_{min} = 150000/90000$ Н ($\sigma_{max} = 85$ МПа) та частотою навантаження 200 цикл/хв.

Процес розвитку пошкодження зразка характеризується такими періодами (рис. 4.10):

- 0 – 1 – навантаження до утворення біля вершин концентратора тріщини довжиною 1 мм;
- 1 – 2 – розвиток тріщини від розміру 1 мм до розміру, відповідного відстані до стінки першого болтового отвору;
- 2 – 3 – затримка тріщини на першому болтовому отворі;
- 3 – 4 – розвиток тріщини від першого до другого болтового отвору;

4 – 5 – затримка тріщини на другому болтовому отворі;

5 – 6 – розвиток тріщини від другого до третього болтового отвору.

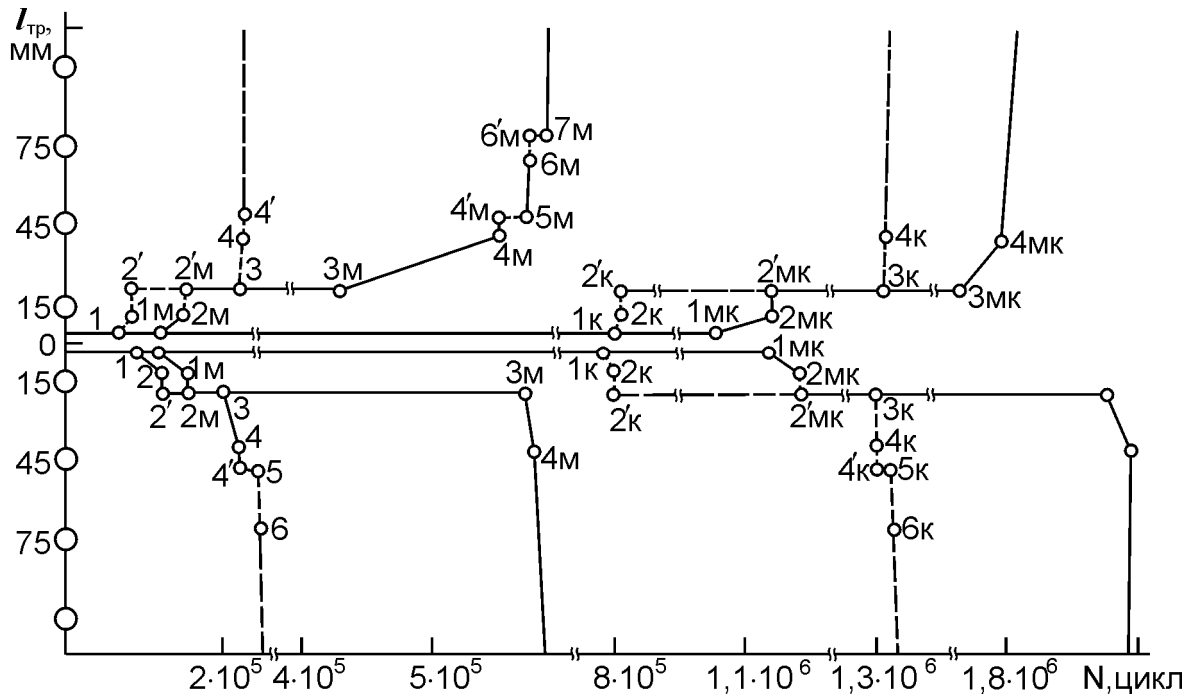


Рис. 4.10. Інтенсивність розвитку втомних тріщин у зразку потайного з'єднання багаторядності

Тривалість періоду до утворення тріщини довжиною 1 мм у зразків із звичайними болтами становила 130000 – 160000 циклів незалежно від типу болта. На ділянці 1 – 2 інтенсивність розвитку тріщини становила 0,5...0,66 мм/цикл, а період затримки на першому болтовому отворі – 54000 – 74000 циклів. На подальших ділянках швидкість росту тріщини різко зростає, оскільки при постійному циклічному навантаженні суттєво зменшується площа нетто-перерізу зразка (збільшуються напруження в перерізі нетто).

Застосування модифікованих болтів із локальним натягом не впливає на початковий період розвитку тріщини в даному зразку з початковим пошкодженням: він залишається практично таким же, як і у зразків із звичайними потайними болтами.

Середня швидкість росту тріщини на ділянці 1 – 2 знижується до 0,29...0,45 мм/цикл, що пояснюється впливом локального натягу в районі болта.

Важливо відзначити, що застосування модифікованих болтів із локальним натягом значно збільшує період затримки тріщини на отворі. Період затримки становить у цьому випадку 250000 – 390000 циклів, що в п'ять разів перевищує такий у з'єднань із звичайними болтами.

Характер розвитку тріщин у з'єднань із застосуванням клею ВК-9 такий же, як і у з'єднань із звичайними болтами. За рахунок розвантаження болтів клейовим шаром збільшилася тривалість розвитку тріщини довжиною 1 мм. Якщо в з'єднаннях без клею вона становила 130000 – 160000 циклів, то із застосуванням клею по стику поверхонь зростає до 800000 – 1 000000 циклів, тобто в шість разів. Важливо, що на етапі 1 – 2 застосування модифікованих болтів із локальним натягом і клею знижує швидкість розвитку тріщини. Так, у зразків із звичайними болтами вона становила 0,5...0,66 мм/кцикл, у з'єднань з модифікованими болтами – 0,29...0,45 мм/кцикл, а у з'єднань з модифікованими болтами та клеєм – 0,13...0,29 мм/кцикл.

Застосування клею ВК-9 у з'єднанні збільшило період затримки тріщини на отворі в з'єднанні із звичайними болтами до 497000 – 499000 циклів, тобто в 6 - 7 разів, при використанні модифікованих болтів з локальним натягом – до 745000–841000, тобто в 11 - 18 разів порівняно із з'єднаннями зі звичайними болтами без клею.

4.3. ЗАСТОСУВАННЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ОТВОРІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

У зрізному болтовому з'єднанні біля крайнього отвору під болт пропонується виконати додаткові розвантажувальні отвори меншого діаметра, розташували їх перед та за основним отвором по лінії дії навантаження на з'єднання.

При розташуванні розвантажувальних отворів вздовж лінії дії результуючого навантаження на з'єднання приймемо таку термінологію: розвантажувальний отвір за крайнім болтом (КРО) – якщо розвантажувальний отвір розташовано за болтом з боку, що контактує з деталлю з'єднання; розвантажувальний отвір перед крайнім болтом (ПРО) – якщо розвантажувальний отвір розташовано перед болтом з боку навантаження, що діє на з'єднання.

Стосовно болтових зрізних з'єднань розроблено декілька варіантів виконання розвантажувальних отворів (рис. 4.11):

- 1 – крізний розвантажувальний отвір (КРО);
- 2 – розвантажувальний отвір (ПРО), заповнений розклепаною заклепкою, КРО виконано крізним;
- 3 – розвантажувальний отвір (КРО) виконано глухим, (ПРО) заповнений розклепаною заклепкою.

Позначення геометричних параметрів розвантажувальних отворів показано на рис. 4.11.

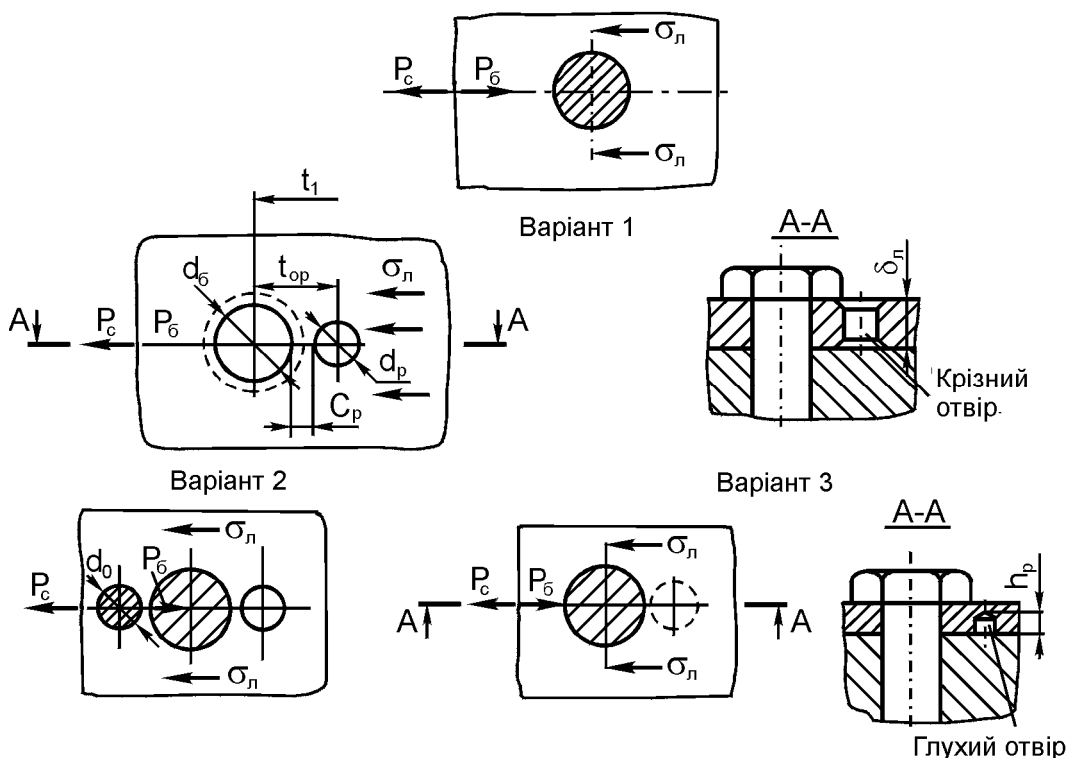


Рис. 4.11. Геометричні параметри розвантажувальних отворів

Виконання розвантажувальних отворів забезпечує зниження концентрації напруження на кромці завантаженого болтом отвору та ступеня завантаженості болта відповідно до стінок отвору в листі внаслідок збільшення піддатливості зв'язку, що має привести до підвищення довговічності з'єднання.

Експериментально досліджено вплив діаметра розвантажувального отвору (КРО) d_p та величини перемички між основним і розвантажувальним отвором

(КРО) C_p на піддатливість болтів. Отримано емпіричну залежність

$$C_{\bar{o}}^p = C_{\bar{o}} \left[1 + 0,8(\bar{d}_{\bar{o}})^{0,75} (1 - \bar{C}_p)^{1,5} \right], \quad (4.1)$$

де $\bar{d} = d_p/d_{\bar{o}}$, $\bar{C}_p = C_p/d_{\bar{o}}$.

Підвищення піддатливості болтів першого ряду приводить до зниження його навантаженості. Розрахунок розподілу зусиль по рядах болтів необхідно вести з урахуванням зміненої піддатливості болта згідно з (4.1), крім того, наявність додаткового отвору підвищує піддатливість ділянки листа t_1 між болтами, на якому розташовано цей отвір (див. рис. 4.11):

$$a_1 = \frac{\gamma}{E_l} \left[\frac{t_1 - d_p}{B_l \delta_l} + \frac{d_p}{(B_l - d_p) \delta_l} \right],$$

де $\gamma = 1,2$.

Глухий додатковий отвір (див. рис. 4.11, варіант 3) забезпечує герметичність з'єднання. Глибину глухого отвору вибирають із співвідношення

$$h_p = \delta_l - 1 \text{ мм.}$$

Для виявлення раціональних геометричних параметрів розвантажувальних отворів проведені порівняльні втомні випробування зразків трирядних двозрізних болтових з'єднань із КРО – крізним розвантажувальним отвором (рис. 4.12). Проведено дві серії втомних випробувань.

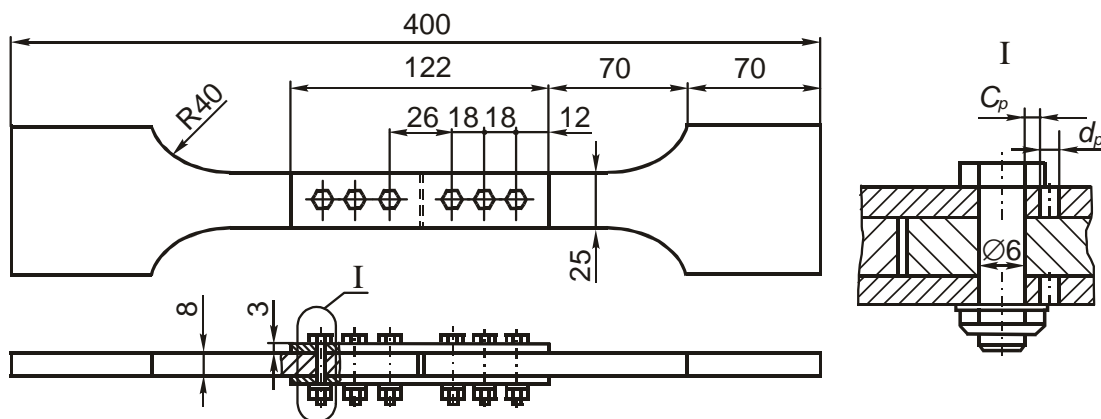


Рис. 4.12. Зразок трирядного двозрізного болтового з'єднання

1-а серія. У зразках виконані КРО, крізний розвантажувальний отвір діаметром $d_p = 4$ мм, а величина перемички між основним і розвантажувальним отворами становила $C_p = 0,5; 0,8; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4$ мм або $\bar{C}_p = 0,083; 0,133; 0,166; 0,25; 0,333; 0,416; 0,5; 0,66$.

2-а серія. У зразках виконані КРО, крізні розвантажувальні отвори з величиною перемички $C_p = 1$ мм, а діаметр розвантажувального отвору становив $d_p = 2, 3, 4, 5, 6$ мм або $\bar{d}_p = 0,333; 0,5; 0,666; 0,833; 1$.

Зразки для випробувань виготовлені з матеріалу Д16АТ, застосовані болти нормалі 5009А-6-24, гайки нормалі 3373А-6, шайби нормалі 3404А-6-12-1, 5, посадка болтів за Н7/р6, затягування болтів відповідає ОСТ 1.00017-77 та дорівнює $M_3 = 8$ Нм.

Зразки випробувані на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ з частотою циклічного навантаження $f = 12,5$ Гц. Рівень циклічного навантаження $P_{\max}/P_{\min} = 21500/4300$ Н/Н, що відповідає максимальним напруженням віднульового циклу навантаження $\sigma_{\max 0} = 128$ МПа. Випробувано по чотири зразки кожного варіанта розвантажувальних отворів. Для порівняння випробувано зразки трирядних двозрізних болтових з'єднань без розвантажувальних отворів.

Вплив величини перемички між основним і розвантажувальним отворами \bar{C}_p та діаметра розвантажувального отвору \bar{d}_p на підвищення втомної довговічності з'єднань показано на рис. 4.13.

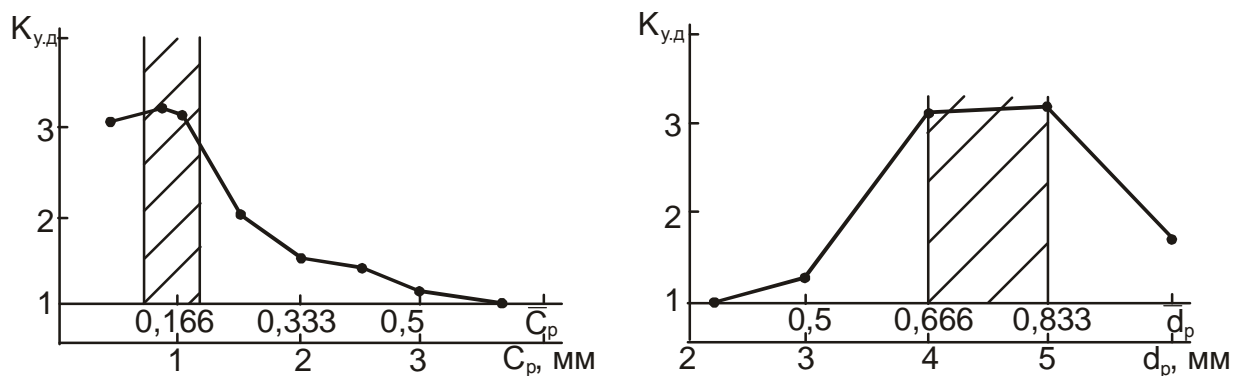


Рис. 4.13. Вплив параметрів розвантажувальних отворів на довговічність з'єднань

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що найбільше підвищення втомної довговічності ($K_{y.d} = 3$) досягається при виконанні розвантажувальних отворів із такими геометричними параметрами:

$$\bar{d} = d_p / d_\sigma = 0,65 \dots 0,85; \bar{C}_p = C_p / d_\sigma = 0,13 \dots 0,2.$$

Проведено експериментальні дослідження ефективності різних варіантів розвантажувальних отворів на циклічну довговічність болтових з'єднань багаторядності з використанням раціональних геометричних параметрів $\bar{C}_p = 0,13 \dots 0,2$ і $\bar{d}_p = 0,65 \dots 0,85$.

Випробувано двозрізне чотирирядне з'єднання (ДЧЗ) без розвантажувальних отворів (рис. 4.14, а), ДЧЗ із КРО – крізним розвантажувальним отвором (рис. 4.14, б), переднє РО заповнено розклепаною заклепкою (рис. 4.14, в); ДЧЗ із КРО – глухим розвантажувальним отвором (рис. 4.14, г), глибина глухого отвору $h_p = 2,5$ мм, переднє РО заповнено розклепаною заклепкою.

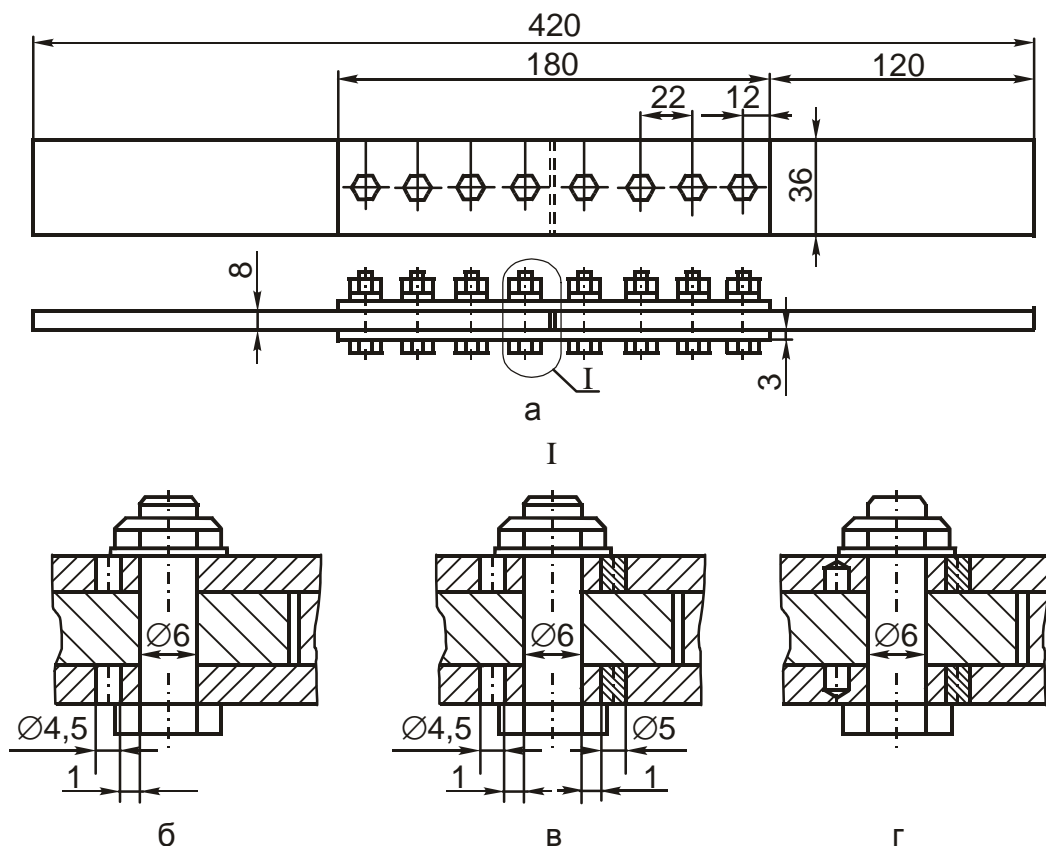


Рис. 4.14. Зразок двозрізного чотирирядного з'єднання

Виконані КРО – крізні розвантажувальні отвори – мали такі геометричні параметри: $C_p = 1$ мм ($\bar{C}_p = 0,167$); $d_p = 4,5$ мм ($\bar{d}_p = 0,75$). Передні розвантажувальні отвори $d_p = 5$ мм ($\bar{d}_p = 0,83$) і $C_p = 1$ мм ($\bar{C}_p = 0,167$). Для заповнення отворів використовували заклепки згідно з ОСТУ 1,34040-79 з подальшим їх клепанням, фрезеруванням заставної та замикаючої головок.

Для складання зразків використовували болти згідно з нормаллю 5009А-6-24, посадка болтів – Н7/р6, затягування болтів $M_s = 8$ Нм. Для складання ДЧЗ із КРО та без них використовували болти згідно з нормаллю ОСТ 1.11856-77, встановлювані в отвори з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$.

Всі типи зразків випробувані на гідравлічній машині ЦДМ-10ПУ з частотою циклічного навантаження $f = 12,5$ Гц.

Зразки випробувані на трьох рівнях циклічного навантаження $P_{\max}/P_{\min} = 39290/7850, 31350/6250, 20600/4100$ Н/Н або $\sigma_{\max 0} = 168, 134, 88$ МПа.

Криві циклічної довговічності зразків показані на рис. 4.15.

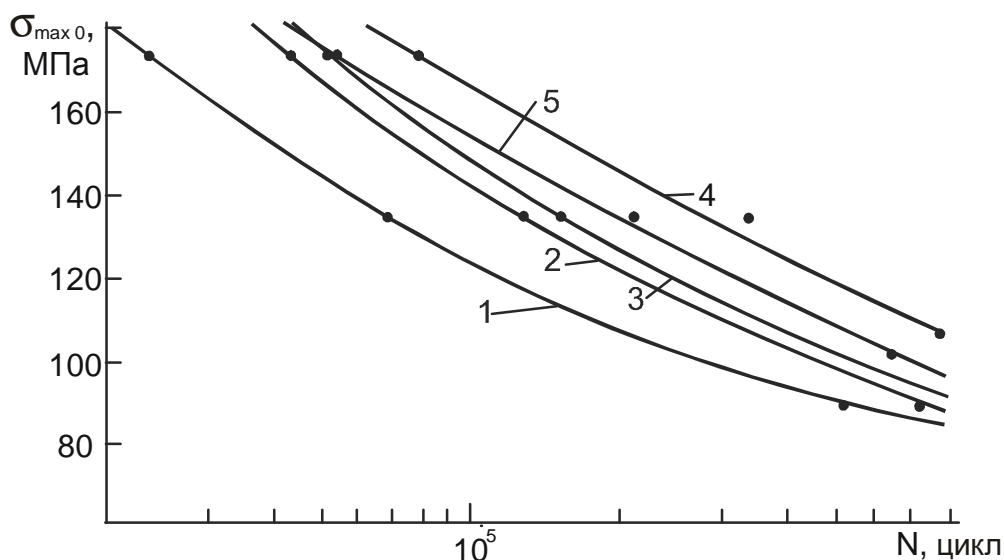


Рис. 4.15. Результати втомних випробувань зразків: 1 – без розвантажувальних отворів; 2 – з одностороннім КРО; 3 – з двостороннім КРО, переднє РО заповнено розклепаною заклепкою; 4 – одностороннє КРО, болти з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$; 5 – без розвантажувальних отворів, натяг болтів $\Delta_n = 1\% d_\sigma$

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що застосування всіх

варіантів виконання розвантажувальних отворів підвищує втомну довговічність зрізних болтових з'єднань.

Так, для чотирирядних двозрізних болтових з'єднань на рівні $\sigma_{\max 0} = 134$ МПа підвищується довговічність:

- у $\sim 1,9$ раза при двосторонніх крізних розвантажувальних отворах із заповненням ПРО розклепаною заклепкою (рис. 4.15, криві 1, 3);
- у $\sim 1,8$ раза при односторонньому крізному розвантажувальному отворі (рис. 4.15, криві 1, 2).

Таким чином, для багаторядних (з числом рядів більше трьох) болтових з'єднань рекомендується виконувати такі варіанти розвантажувальних отворів: одностороннє крізне (глухе) КРО; крізне (глухе) КРО + опресовування спереду отвору, які при мінімальному підвищенні трудомісткості збирання з'єднання забезпечують підвищення його циклічної довговічності в 1,6 – 2,0 рази.

4.4. ВИКОРИСТАННЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПРОКЛАДОК ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

Для підвищення довговічності болтових з'єднань багаторядності рекомендується на контактній поверхні деталей, що з'єднуються, в зоні установлення крайніх болтів приклеювати прокладки з матеріалу, міцнішого, ніж матеріал пластин, що з'єднуються (рис. 4.16). При навантаженні з'єднання приклеєна прокладка включається в сприйняття навантаження і таким чином розвантажує пластини, що з'єднуються, по перерізу, ослабленому першим рядом отворів під кріпильні елементи.

Розроблено два варіанти установлення розвантажувальних прокладок у з'єднаннях багаторядності:

1) болти першого ряду встановлені з натягом по всій товщині пакета, що з'єднується, включаючи прокладку (рис. 4.16, б, варіант Пр1);

2) болти 1 (рис. 4.16, в, варіант Пр2) встановлені із зазором в деталі 2, для яких цей ряд болтів є першим щодо навантаження, що прикладається, та з натягом

у відповідній приєднуваній деталі 3 та прокладці 4.

Для всіх конструктивних варіантів виконання з'єднання прокладка приклеєна до деталі, для якої цей ряд болтів є першим. При такому варіанті приклеювання прокладки вона збільшує площу листа, що з'єднується, по перерізу першого ряду отворів, знижуючи тим самим рівень циклічного напруження розтягування σ_e у місці вірогідного втомного руйнування листа. Установлення болта із зазором у деталі, для якої він є першим, дозволяє на експлуатаційних рівнях циклічного навантаження виключити контакт стрижня болта з тілом деталі, а навантаження з деталі на деталь передати через приклеєну прокладку, що контактує з болтом. У цьому випадку ефект від застосування прокладки слід чекати найбільший, оскільки по стінках отвору в листі відсутнє напруження зминання.

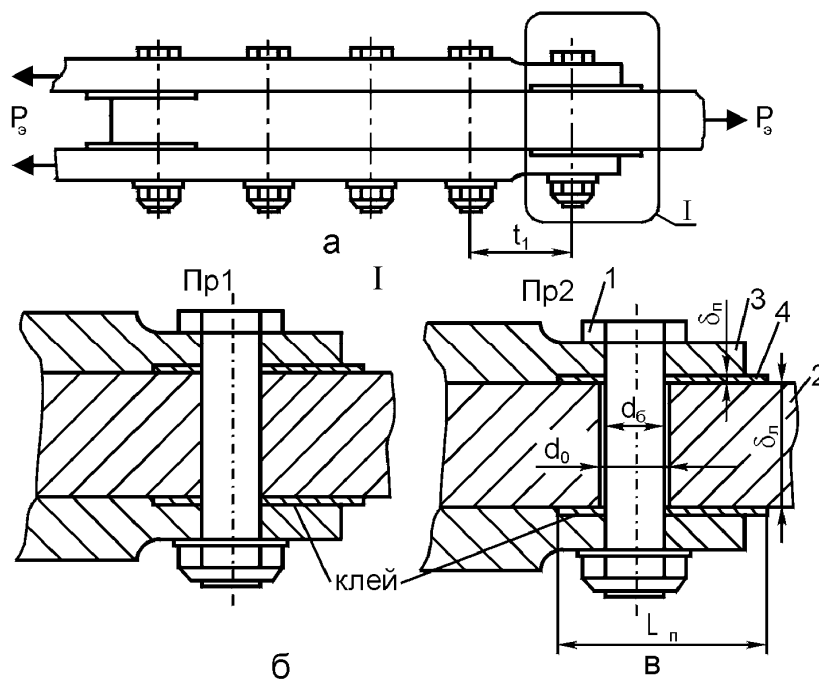


Рис. 4.16. Конструкція розвантажувальних прокладок у багаторядному з'єднанні

На рівнях навантаження, близьких до статичних руйнівних, відбувається вибір зазору між стінкою отвору та стрижнем кріпильного елемента, і болт включається в працю за традиційною схемою болтового багаторядного з'єднання.

Значення приведенного напруження з'єднання з приклеєними прокладками згідно з роботою [409] таке:

$$\sigma_{np}^{np} = K_{zm}^{np} \sigma_{zm}^{np} + K_l^{np} \sigma_l^{np} + K_i^{np} \sigma_i^{np}, \quad (4.2)$$

де K_{zm}^{np} , K_l^{np} , K_i^{np} – експериментально визначені коефіцієнти пошкоджуваності по нормальному напруженню зминання, розтягування та вигину; σ_{zm}^{np} , σ_l^{np} , σ_i^{np} – напруження зминання по стінці отвору під болт, розтягування – в листі за болтом, вигин листа – в місці тієї, що приклеїла прокладки.

Циклічна довговічність з'єднання з приклеєними прокладками така ж, як і у пластини з отворами, заповненими болтами за такою ж, як і у з'єднання, технологією їх установа:

$$\sigma_{np}^{np} = \sigma_{nl} = aN^m, \quad (4.3)$$

де a , m – експериментально визначувані константи кривої циклічної довговічності.

Для визначення геометричних параметрів прокладки необхідно знати геометричні параметри з'єднання без прокладки, що відповідають умові статичної міцності з'єднання. Подальше проектування з'єднання з прокладками ведемо методом послідовних наближень. Спочатку товщину прокладки доцільно призначити $\delta_n = 0,2 \dots 0,3 \delta_l$ з найближчої за сортаментом. Ширина прокладки знаходиться в діапазоні

$$2C_p \leq B_n \leq t. \quad (4.4)$$

Довжина прокладки визначається несучими властивостями клейового шару:

$$L_n = (K_n P_{\bar{\sigma}}) / B_n \tau_{кл}, \quad (4.5)$$

де $P_{\bar{\sigma}}$ спочатку визначають для з'єднання без прокладок.

У першому наближенні можна прийняти

$$K_n = K_{\bar{\sigma}} \frac{\delta_n E_n}{\delta_l E_l}. \quad (4.6)$$

Слід зазначити, що приклеєна прокладка впливає на розподіл зусиль по рядах болтів. Тому після попереднього визначення геометричних параметрів прокладки необхідно перерахувати розподіл навантаження по рядах болтів для з'єднання з прокладкою за методикою робіт [411,446], причому врахувати зміну жорсткості ділянки листа, до якого приклеєна прокладка:

$$a_1 = \frac{\gamma}{E_l B_l} \left[\frac{L_n}{\delta_l + K_n E_n / E_l \delta_n} + \frac{t_l - L_n}{\delta_l} \right]. \quad (4.7)$$

Після визначення зусилля на перший ряд болтів з'єднання з прокладкою одержують товщину прокладки

$$\delta_{\bar{o}} = (K_n P_{\bar{o}}) / d_{\bar{o}} \sigma_{зм}^n. \quad (4.8)$$

Застосування розвантажувальних прокладок сприяє зменшенню напружень розтягування в пластині

$$\sigma_l^{np} = \frac{P_c - P_{\bar{o}}}{B_l (\delta_l + K_n \delta_l)}, \quad (4.9)$$

зменшенню напруження зминання по стінці отвору під болт

$$\sigma_{зм}^{np} = \frac{P_{\bar{o}}}{d_{\bar{o}} (\delta_l + K_n \delta_l)}. \quad (4.10)$$

Після визначення геометричних параметрів прокладки і параметрів напруженого стану в з'єднанні розраховують циклічну довговічність з'єднання за значеннями приведених напружень (4.2), урахувавши (4.3). У випадку, якщо циклічна довговічність з'єднання менше заданої, необхідно збільшити товщину листа, що з'єднується, а при циклічній довговічності значно (на 30...50%) менше заданої – і товщину прокладки з найближчої більшої сортаментної товщини. Потім повторюють розрахунки нових параметрів прокладки та параметрів напруженого стану з'єднання згідно з (4.4) – (4.10) до досягнення циклічної довговічності з'єднання заданого значення.

Вибір геометричних параметрів прокладки типу Пр2 (див. рис. 4.16) має свої особливості. Піддатливість кріпильного зв'язку для випадку зазору між стінкою отвору і болтом визначається геометричними параметрами (товщиною) прокладки, механічними параметрами її матеріалу і несучими властивостями клейового шару. Оскільки модуль зсуву клею $G_{кл}$ на порядок менше нормального модуля пружності матеріалу прокладки та болта, то піддатливість кріпильного зв'язку для з'єднання з прокладкою Пр2 визначатиметься несучими властивостями клейового шару:

$$C_{\sigma} = 1/G_{кл} B_n . \quad (4.11)$$

Тому розрахунок розподілу зусилля по рядах болтів необхідно вести з урахуванням (4.3), визначаючи надалі геометричні параметри прокладки, параметри напруженого стану та циклічну довговічність з'єднання за виразами (4.4) – (4.10). Зазор між листом, що з'єднується, та болтом визначають із співвідношення

$$\Delta_z = \frac{d_0 - d_{\sigma}}{2} = C_{\sigma} P_{\sigma} . \quad (4.12)$$

Експериментальне дослідження ефективності розробленого способу проведено на зразках чотирирядного двозрізного болтового з'єднання (рис. 4.17). Зразок – це з'єднання встик пластин з Д16АТ л. 8,0 двосторонніми накладками з Д16АТ л. 3,0. Для збирання застосовані болти згідно з нормаллю 5009А-6-24, гайки 3373А-6, шайби 3404А-6-12-1,5. Посадка болтів – за Н9/н8, затягування болтів – $M_z = 8$ Нм.

Випробувані зразки трьох варіантів чотирирядного двозрізного болтового з'єднання: без прокладок (базовий варіант) – рис. 4.17, а; з приклеєними прокладками варіанта Пр1 – рис. 4.17, б; з прокладками при установленні крайніх болтів із зазором у тілі середньої пластини (варіант Пр2 – рис. 4.17, в).

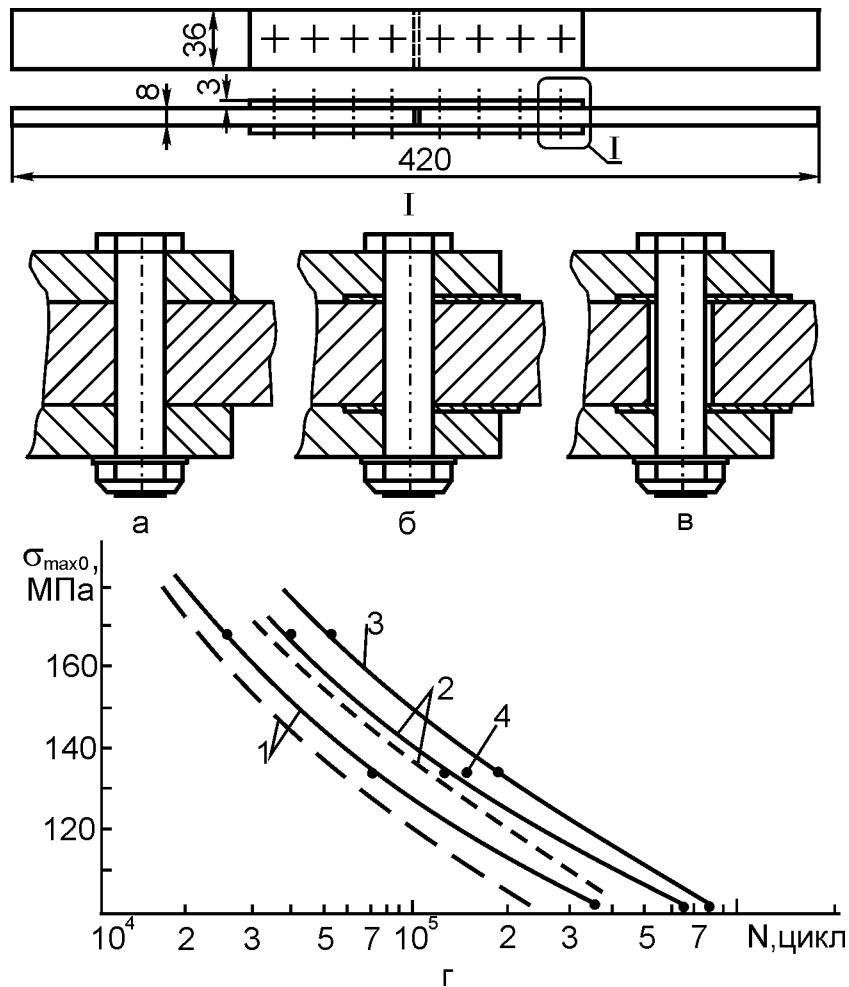


Рис. 4.17. Зразок двозрізного чотирирядного болтового з'єднання та результати втомних випробувань

Прокладки виготовлені з матеріалу 30ХГСА л. 0,5 та приклеєні до деталей, що з'єднуються, клеєм ВК-9.

Зразки випробувані на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ при частоті циклічного навантаження $f = 12,5$ Гц на трьох рівнях циклічного навантаження: $P_{\max}/P_{\min} = 39200/7850, 31350/6270, 20600/4100$ Н, що відповідає максимальному нормальному напруженню віднульового циклу навантаження $\sigma_{\max 0} = 168, 134, 88$ МПа.

На кожному рівні циклічного навантаження випробувано по п'ять зразків. Криві циклічної довговічності випробуваних зразків показані на рис. 4.17, г, де 1 – випробування базових зразків; 2 – з прокладкою Пр1; 3 – з прокладкою Пр2; 4 – з прокладкою Пр2 при коефіцієнті асиметрії циклу навантаження $R_{\sigma} = 0,5$.

Руйнування всіх зразків відбувалося по першому (внутрішньому) ряду отворів під болти накладок з'єднання.

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що застосування розвантажувальних прокладок сприяє підвищенню циклічної довговічності зразків у 1,6 – 2,1 раза.

Розрахунок циклічної довговічності зразків проведено за методикою роботи [409] з використанням виразів (4.2), (4.3). При розрахунку використано базову криву циклічної довговічності смуги з отворами, заповненими болтами по посадці H7/h6:

$$\sigma_{см} = 1334 N^{-0,1881}, K_{зм} = 0,089 N^{0,132}.$$

Результати розрахунку зразків з прокладками Пр1 наведені в табл. 4.1, розрахункові криві циклічної довговічності базових зразків і з прокладками Пр1 – на рис. 4.17, г (пунктирна крива).

Таблиця 4.1

Результати втомних випробувань чотирирядних двозрізних з'єднань

$\sigma_{max 0}$, МПа	P_{max0} , Н	$P_{б}$, Н	$P_{л}$, Н	$\sigma_{см}$, МПа	$\sigma_{л}$, МПа	$K_{б}$	$N_{розр}$, цикл	$N_{експ}$, цикл
168	37000	1036	2664	51	130	0,28	31100	38200
134	29500	826	2124	41	104	0,28	111200	124300
88	19400	543	1397	26,5	68	0,28	410700	570100

4.5. СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ПАНЕЛЕЙ

З ПРОФІЛЕМ РОЗНІМАННЯ

Ефективність конструктивних способів підвищення довговічності зрізних з'єднань апробовані на зразках перестиккування однострингерної панелі з профілем рознімання. Розроблення та виготовлення зразків проведено з урахуванням конструктивних, силових і технологічних особливостей поперечних

зрізних болтових з'єднань крил літаків.

Типовими елементами подібних з'єднань є обшивка панелі, стрингер, профіль рознімання (перестикувальний профіль), перестикувальні фітинги, кріпильні елементи. При розробленні конструкції зразків усіх конструктивних варіантів виконання незмінною залишалася регулярна частина однострингерної панелі – обшивка з приєднаним стрингером.

Для виготовлення обшивки використано листовий матеріал Д16Т л. 5,0, що має в місці приєднання стрингера на ширині 50 мм товщину 5 мм і механічно сфрезерований по обидві сторони полиці стрингера до товщини 3 мм. Для виготовлення стрингера використано профіль Пр315-3 з Д16Т. Ширина зразка – 120 мм, площа регулярної частини панелі – 710 мм². Перестикувальні фітинги виготовлені механічним фрезеруванням з матеріалу Д16Т.

Спроектовано та виготовлено шість варіантів конструктивного виконання зразків.

Варіант 1 (рис. 4.18). Зразок складається з профілю рознімання 1, обшивки 8 із приклепаним стрингером 7 і перестикувальних фітингів 3, 4, з'єднаних з профілем болтами 2 нормалі 5013А-6-26 та з обшивкою болтами 5 нормалі 5004А-5-20 і 5013А-6-20. Посадка болтів в отвори – за Н7/н6, затягування болтів відповідає ОСТ 1.00017-77 і дорівнює для болтів діаметром 5 мм – 5 Н·м, для болтів діаметром 6 мм – 8 Н·м.

Варіант 2 (рис. 4.19). Конструкція зразка відрізняється від конструкції зразка варіанта 1 тим, що в місцях вірогідного втомного руйнування (перші ряди болтів з'єднання) виконані двосторонні розвантажувальні отвори, передні (відносно навантаження, що діє в деталі) розвантажувальні отвори 2 в обшивці панелі виконані глухими з відкритою площиною, зверненою до стрингера та перестикувального профілю. У стиковому профілі КРО розвантажувальний отвір 3 та в обшивці отвір 1 виконані крізними. Діаметр крізних і глухих розвантажувальних отворів $d_p = 4$ мм, глибина глухого отвору $h_p = 4,5$ мм

($\bar{h}_p = 0,9$). Для заповнення отвору застосовані заклепки згідно з ОСТ 1.34040-79, після розклепування заклепки заставна та замикаюча головки сфрезеровані.

Варіант 3 (рис. 4.20). Порівняно з конструкцією зразка варіанта 1 змінено конструкцію перестикувального фітинга, який захоплює стрингер панелі тільки за ребро. Для збирання зразка застосовані болти нормалі ОСТ 1.11856-76 і ОСТ 1.11857-76 (потайні), болти встановлені в отвір з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$, затягування болтів відповідає ОСТ 1.00017-77.

Варіант 4 (рис. 4.21). Конструкція зразка відрізняється від конструкції зразка варіанта 3 тим, що в місцях вірогідного втомного руйнування (перші ряди болтів з'єднання) приклеєні розвантажувальні прокладки 1. Прокладки, виготовлені з матеріалу 30ХГСА товщиною 0,5 мм, до деталей, що з'єднуються, приклеєні клеєм ВК-9.

Варіант 5 (рис. 4.22). Конструкція зразка відрізняється від конструкції зразка варіанта 1 тим, що рівномірно змінюється жорсткість перестикувальних фітингів по їх довжині. Це дозволяє зменшити ступінь навантаженості перших рядів з'єднання. Рознесено зону включення в сприйняття навантаження ділянки перестиккування стрингера панелі з фітингом. У місцях вірогідного втомного руйнування приклеєні розвантажуючі прокладки 1, 2, 3 з матеріалу 30ХГСАЛ0,5.

Варіант 6 (рис. 4.23). З'єднання стрингерної панелі з перестикувальним профілем здійснено без перестикувальних фітингів. Для збирання з'єднання застосовані болти з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$. У місцях вірогідного втомного руйнування застосовані непотайні болти з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$ і розвантажувальні прокладки 1.

Зразки усіх варіантів конструктивного виконання випробувані на гідравлічній втомній машині МУП-50 на рівні максимального напруження віднульового циклу навантаження в регулярній частині зразка $\sigma_{\max 0} = 128$ МПа при частоті циклічного навантаження $f = 6$ Гц.

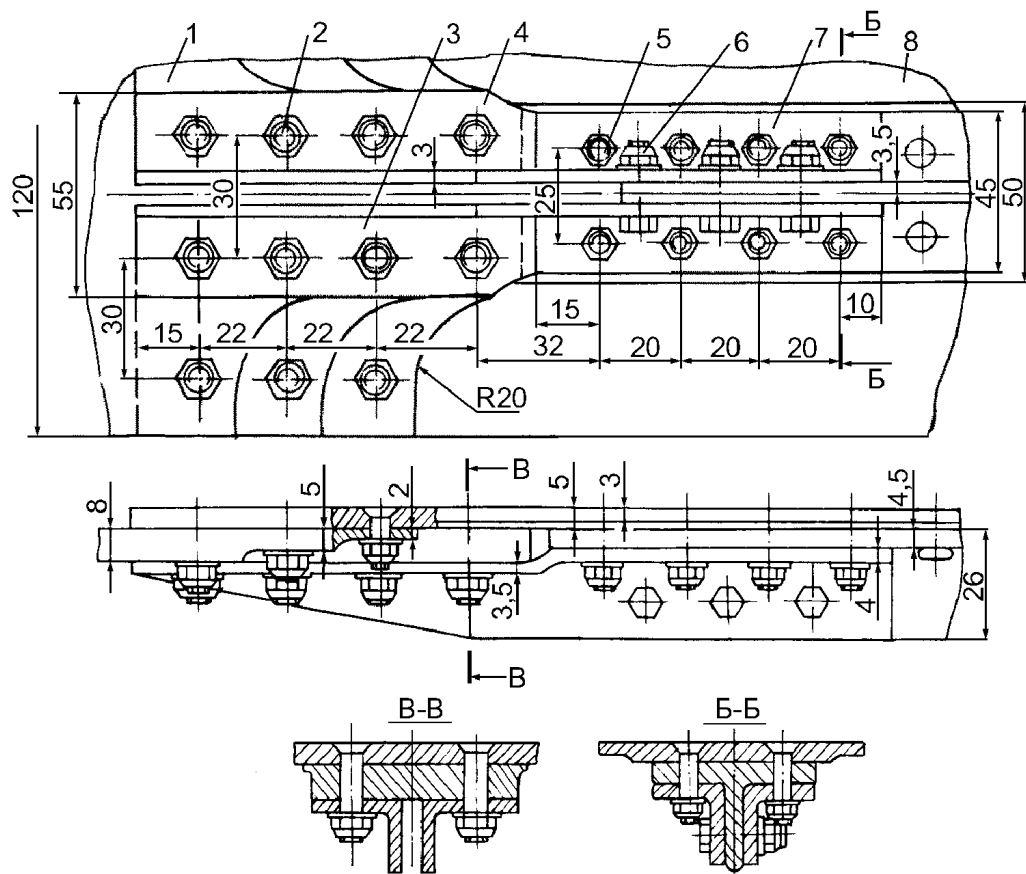


Рис. 4.18. Зразок з'єднання стрингерної панелі та профілю рознімання (варіант 1)

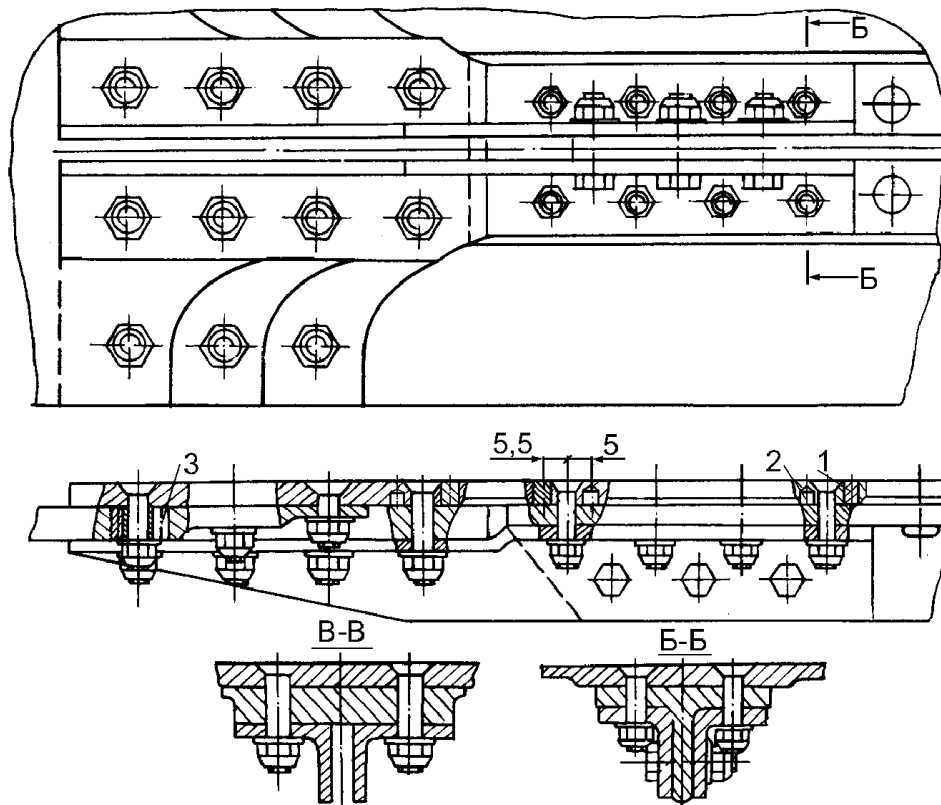


Рис. 4.19. Зразок з'єднання стрингерної панелі та профілю рознімання (варіант 2)

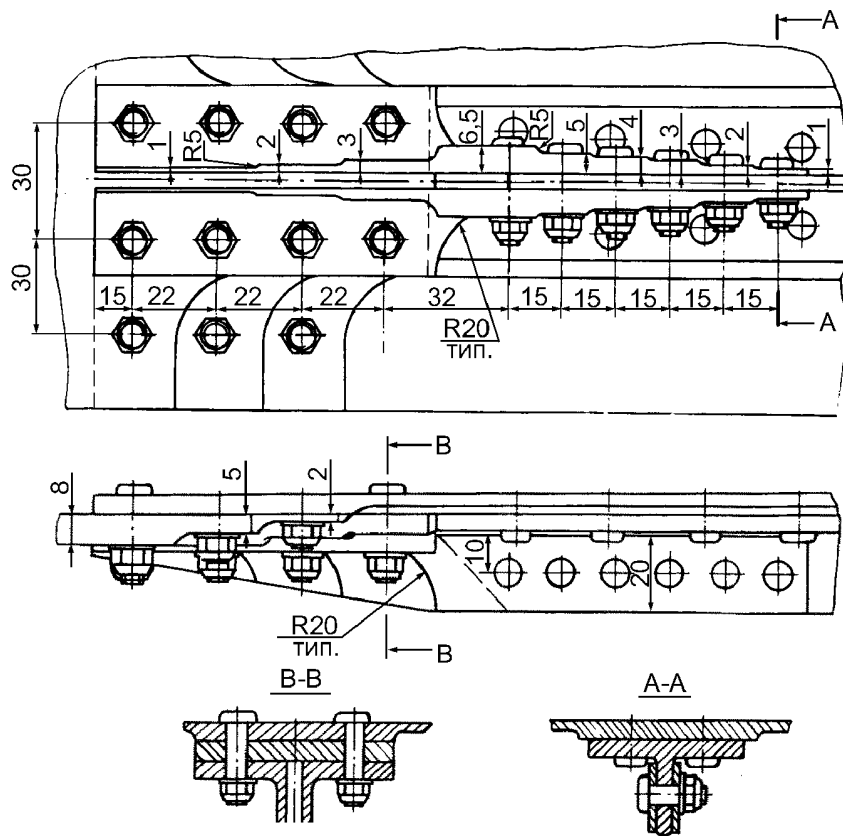


Рис. 4.20. Зразок з'єднання однострингерної панелі з профілем рознімання (варіант 3)

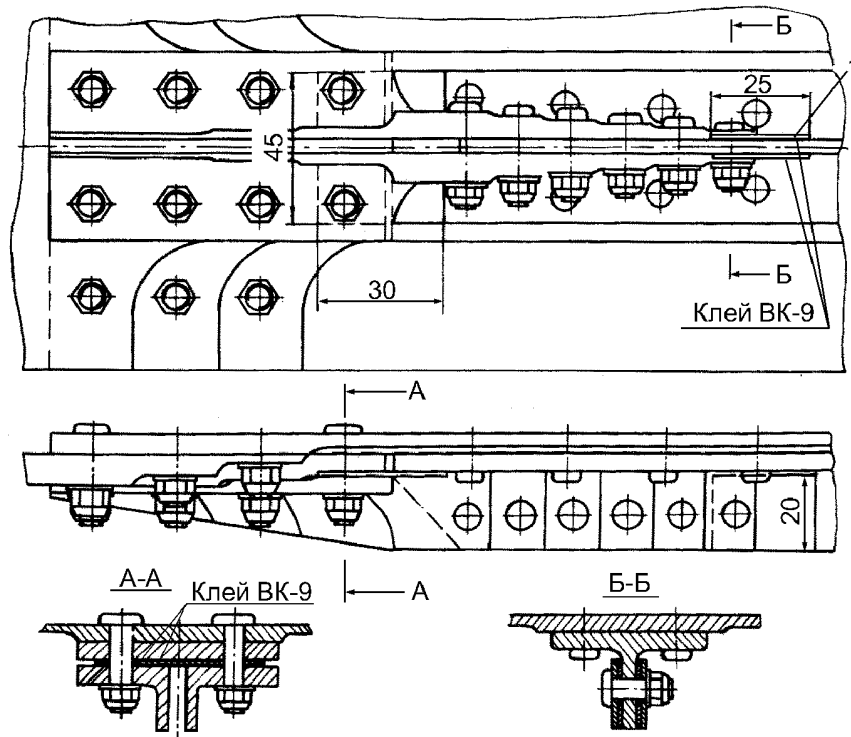


Рис. 4.21. Зразок з'єднання стрингерної панелі з профілем рознімання (варіант 4)

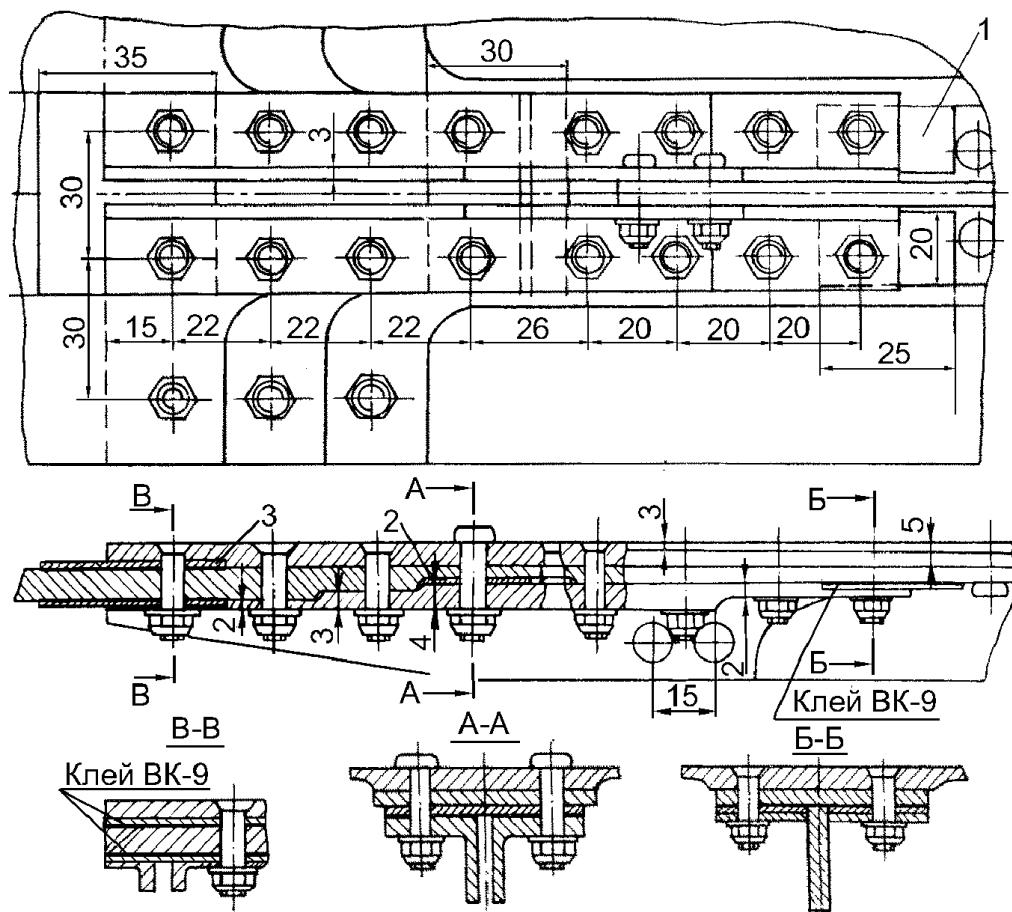


Рис. 4.22. Зразок з'єднання стрингерної панелі з профілем рознімання (варіант 5)

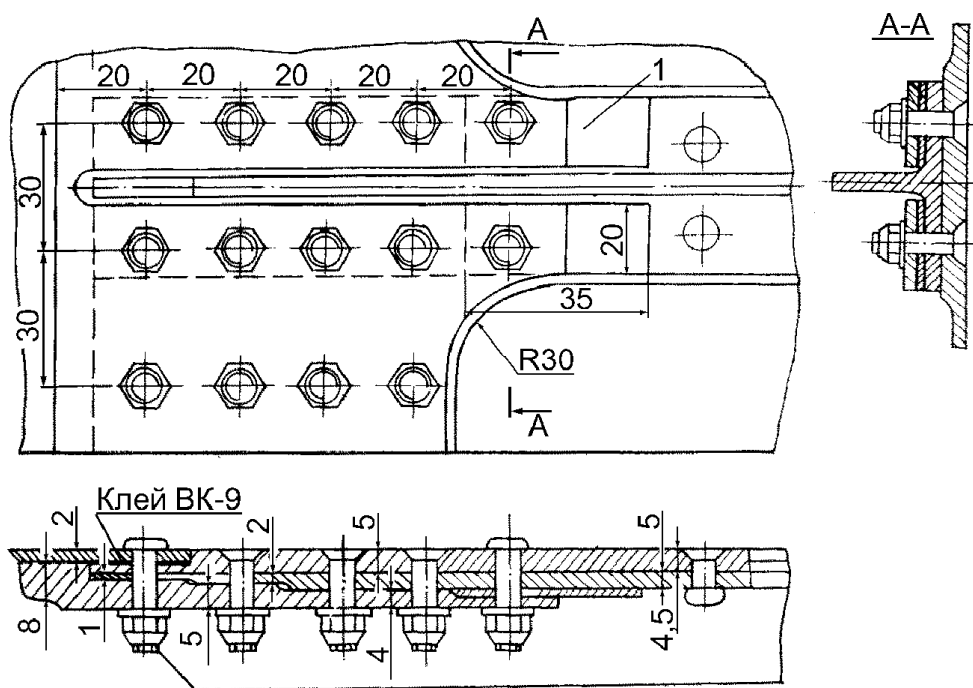


Рис. 4.23. Зразок з'єднання стрингерної панелі з профілем рознімання (варіант 6)

Випробувано по чотири зразки кожного варіанта виконання. Проведені втомні випробування виявили чотири зони втомного руйнування зразків (рис. 4.24).

Результати втомних випробувань і зони втомного руйнування зразків наведені в табл. 4.2.

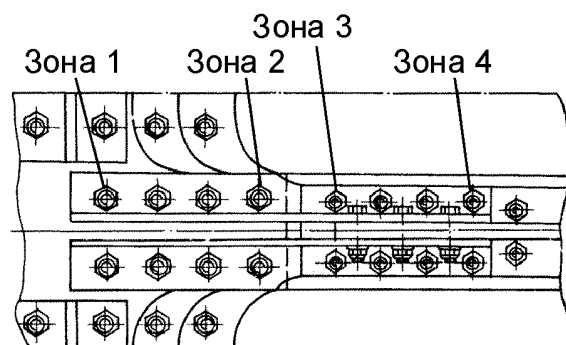


Рис. 4.24. Зони виникнення втомних тріщин

Таблиця 4.2

Результати втомних випробувань зразків

Варіант	N, цикл (зона руйнування)				$N_{сер}$	$N_{розр}^{зони 3}$	S
	Номер зразка						
	1	2	3	4			
1	63700 (1)	70600 (2)	81300 (3)	106400 (4)	78900	70200	0,0966
2	76500 (1)	98300 (2)	124700 (3)	158600 (4, 2)	114500	103300	0,1012
3	74300 (4)	89700 (4)	108300 (3)	121400 (3)	96700	88900	0,0937
4	104600 (2)	127300 (3)	160000 (2)	230200 (2)	155800	161300	0,1184
5	127100 (1)	144800 (1)	173200 (3)	210500 (2)	160900	143500	0,0852
6	240400 (1)	293100 (4)	362700 (1)	475600 (4)	332100	301100	0,1271

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що розроблені способи підвищують циклічну довговічність конструкцій місць перестиків збірної стрингерної панелі з перестиковальним профілем. Так, наприклад, виконання

двосторонніх крізних і глухих отворів у місцях вірогідного втомного руйнування (варіант 2, див. рис. 4.19) дозволило підвищити циклічну довговічність базового зразка (варіант 1, див. рис. 4.18) приблизно в 1,45 раза. Застосування в місцях вірогідного втомного руйнування конструкції розвантажувальних прокладок (варіант 4, див. рис. 4.21) дало можливість підвищити циклічну довговічність зразка аналогічної конструкції (варіант 3, див. рис. 4.20) приблизно в 1,6 раза.

Циклічна довговічність з'єднань варіантів 5 і 6 більше, ніж у з'єднань базового варіанта, приблизно у 2 та 3,8 раза відповідно.

Розрахунок напруження в зразках проведено за виразом (4.2). Як базові використані криві циклічної довговічності пластини з отворами, заповненими болтами:

– для посадок болтів за Н7/н8

$$\sigma_{nl} = 1334N^{-0,188};$$

– для посадок болтів з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$

$$\sigma_{nl} = 298N^{-0,1442}.$$

Для розрахунку використані експериментально отримані коефіцієнти пошкоджуваності:

– для посадок болтів за Н7/н8

$$K_{zm} = 0,09N^{0,13}, K_i = 0,316N^{0,024};$$

– для посадок болтів з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$

$$K_{zm} = 0,086N^{0,126}, K_i = 0,302N^{0,022}.$$

Оцінювання згинальних напружень по довжині з'єднань проведено за методикою роботи [25]. При розрахунку зразків з розвантажувальними отворами та приклеєними прокладками прийняті $K_l = 0,9$.

Результати розрахунку зразків наведені в табл. 4.2. Вони ($N_{розр}$) задовільно узгоджуються з експериментальними даними.

Ефективність з'єднання за масою панелі варіантів 5 і 6 порівнювали з базовим варіантом. Для цього розраховували масу деталей, що з'єднуються, прокладок, клею, кріпильних елементів. Отримані маси для різних варіантів:

$$M_{з.вар.1} = 840 \text{ г}, M_{з.вар.5} = 650 \text{ г}, M_{з.вар.6} = 610 \text{ г}.$$

Критерієм порівняння згаданих варіантів з'єднань була величина

$$\bar{m}_N = \frac{\Delta m}{N},$$

де N – циклічна довговічність з'єднань; $\Delta m = M_z - M_{рег}$, де M_c – абсолютна маса з'єднання; $M_{рег}$ – маса регулярної частини панелі на довжині з'єднання (як би за відсутності з'єднання).

Маса регулярної частини панелі на довжині з'єднання ($l_{з.вар.1} = 183$ мм, $l_{з.вар.5} = 177$ мм, $l_{з.вар.6} = 110$ мм, площа регулярної зони панелі $F_{рег} = 710$ мм²)

$$M_{з.вар.1} = 470 \text{ г}; M_{з.вар.5} = 358 \text{ г}; M_{з.вар.6} = 222 \text{ г}.$$

Таким чином,

$$\bar{m}_{Nвар.1} = 5,95 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}; \bar{m}_{Nвар.5} = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}; \bar{m}_{Nвар.6} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}.$$

Аналіз результатів розрахунку показує, що зі всіх запропонованих конструктивних варіантів виконання перестиккування стрингера якнайкращу масову ефективність має варіант 6 (див. рис. 4.23).

4.6. ВПЛИВ ПОЛІМЕРНИХ ЗАПОВНЮВАЧІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ОДНОЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ ВУСОПОДІБНИХ З'ЄДНАНЬ

Для забезпечення втомної довговічності та живучості зрізних болтових з'єднань поверхні деталей, які з'єднуються, повинні мати щільне прилягання одна до одної, що у великогабаритних деталях досягається механічною обробкою з подальшим шабруванням деталей перед збиранням.

Підганяння поверхонь шабрування є трудомісткою операцією, після якої

удається досягти прилягання поверхонь, що з'єднуються, не більше 70...80% величини повної зони контакту.

Наявність опуклостей поверхні деталей при збиранні приводить до появи зазорів у зоні контакту та зменшення площі контакту (ЗПК) деталей, що з'єднуються. При затягуванні болтів та установленні їх з радіальним натягом у з'єднаннях з огорожами і УПК у деталях, що стикаються, виникає згинальне напруження та збільшується концентрація контактного напруження.

При збільшенні контактного тиску та згинального напруження в процесі циклічного навантаження з'єднання збільшується інтенсивність фретинг-корозії та значно зменшується довговічність з'єднання.

Застосування серійних покриттів у вигляді анодировки та ґрунтовок типу ФЛ-086 не усуває негативного впливу фретинг-корозії і технологічних відхилень на втомну довговічність зрізних болтових з'єднань. Тому для усунення зазорів між поверхнями, що стикаються, металевих деталей та їх безпосереднього контакту по поверхнях, що з'єднуються, якісно оброблені поверхні деталей, які мають хвилястість поверхні, запропоновано покривати полімерними заповнювачами.

Для зрізних з'єднань деталей, виконаних з алюмінієвих сплавів, як компенсатори технологічних відхилень застосовують заповнювачі типу ЗП-1, ЗП-2, ЗП-2М, ЗП-3, ВЗ-27 та ін., створені на основі клеїв К4С, ВК9, ВК-27 і різних наповнювачів у вигляді двоокису титану, азбесту хризотилового, дисульфиду молібдену, рубаного скловолокна і окислу алюмінію. При цьому з'єднання можна виконувати рознімними та нерознімними [215,218].

При застосуванні заповнювачів усувається трудомістка операція шабрування, зменшується інтенсивність фретинг-корозії, підвищується довговічність. Полімерні заповнювачі також забезпечують підвищення герметичності з'єднань.

Впровадження полімерних заповнювачів забезпечить отримання значного ефекту в авіаційній промисловості.

Внаслідок того, що застосування полімерних заповнювачів типу ЗП-2 ліквідує додаткове напруження, збільшує площу контакту приблизно до 100%

поверхні елементів стику, що з'єднуються, зменшує доступ кисню та вологи з повітря, воно має суттєво понизити інтенсивність фретинг-корозії та підвищити витривалість болтових вусоподібних з'єднань, особливо при застосуванні осьового та радіального натягу болтів.

З метою експериментальної перевірки цього припущення проведені втомні випробування моделей вусоподібного з'єднання (рис. 4.25) нанесенням на анодовані поверхні полімерного заповнювача ЗП-2М.

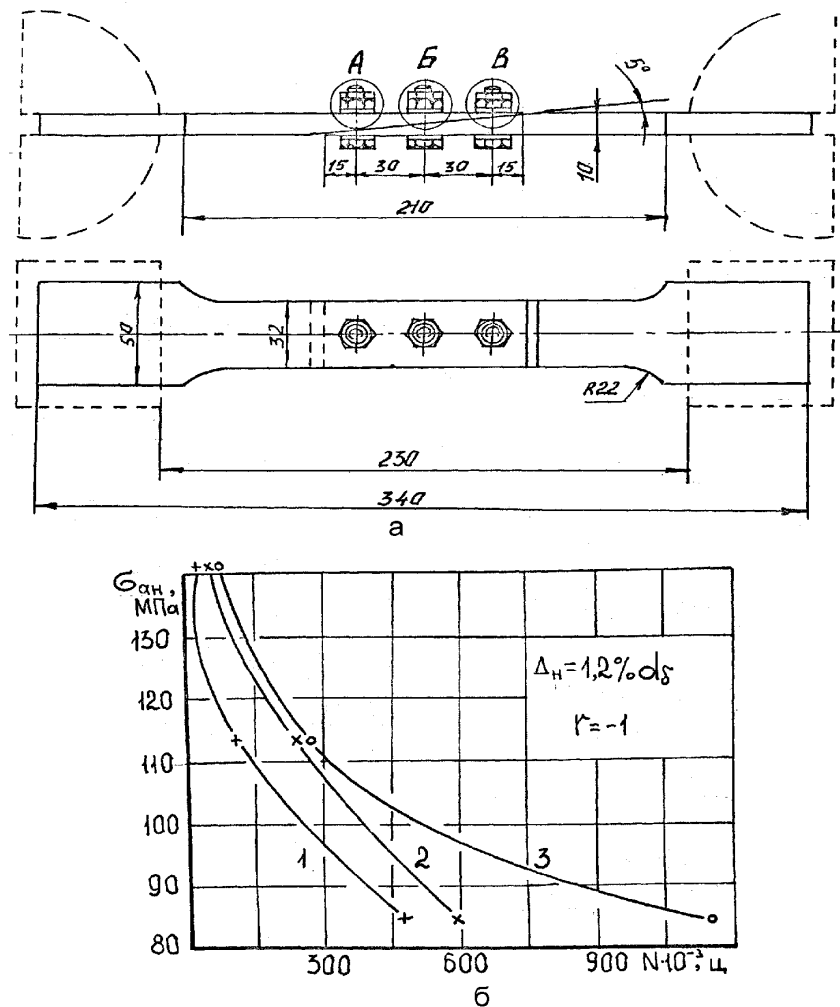


Рис. 4.25. Зразок однозрізного вусоподібного з'єднання з гладкими поверхнями, що з'єднуються, та вплив на його втомну довговічність полімерного заповнювача ЗП-2М: 1 – анодування + ФЛ-086; 2 – анодування; 3 – анодування + ЗП-2М

Як видно, при $\sigma_{an} = 141,5$ МПа полімерний заповнювач практично не впливає на витривалість вусоподібного з'єднання з радіальним натягом $\Delta_n = 1,2\% d_\sigma$.

При $\sigma_{ан} = 113$ МПа витривалість з'єднання збільшилася в 1,6 раза порівняно з витривалістю стику з покриттям «анодування + грунт ФЛ-086».

При $\sigma_{ан} = 85$ МПа застосування заповнювача ЗП-2М дозволило підвищити витривалість вусоподібного з'єднання більше ніж в 2 рази. Це пояснюється тим, що в цьому випадку заповнювач, по-перше, усуває фретинг-корозію на поверхнях, що з'єднуються, по-друге, склеюючи елементи стику, суттєво розвантажує отвори.

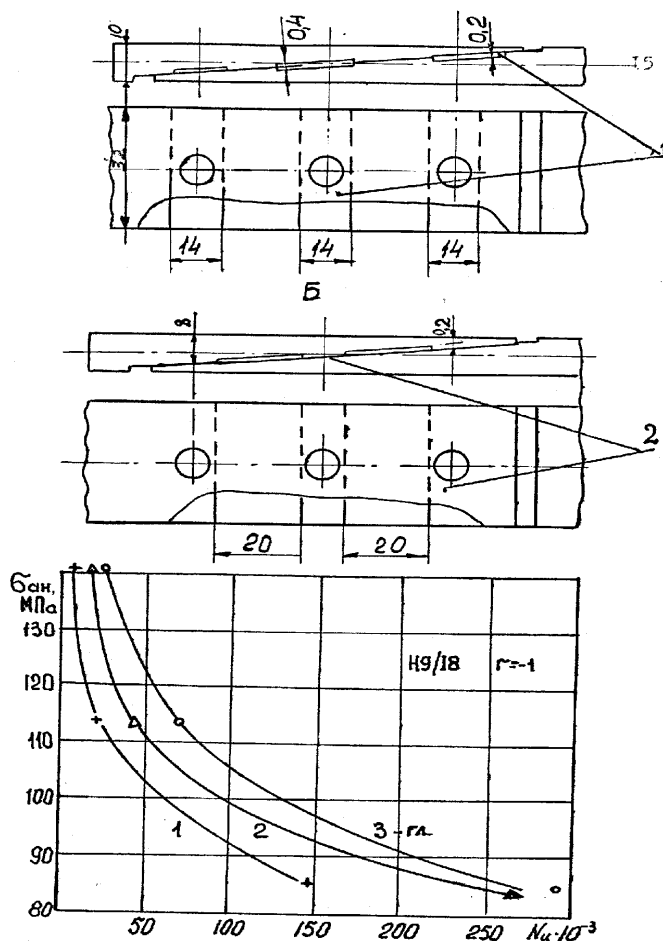


Рис. 4.26. Вплив технологічних відхилень у вигляді зазорів (1) і УПК (2) на довговічність вусоподібного з'єднання

З метою дослідження впливу полімерного заповнювача ЗП-2М на витривалість вусоподібного з'єднання з технологічними відхиленнями, що характеризуються непрямолінійністю поверхонь, що з'єднуються, проведені втомні випробування моделей вусоподібного стику із зазорами та зменшеною площею контакту (УПК) (рис. 4.26).

Зразки, як із зазорами, так і з УПК, виготовлені в двох варіантах – з ковзною посадкою болтів (Н7) і з радіальним натягом, що дорівнює $1,2\% d_{б}$.

Результати втомних випробувань вусоподібних з'єднань з технологічними відхиленнями і полімерним заповнювачем показані на рис. 4.27 і 4.28.

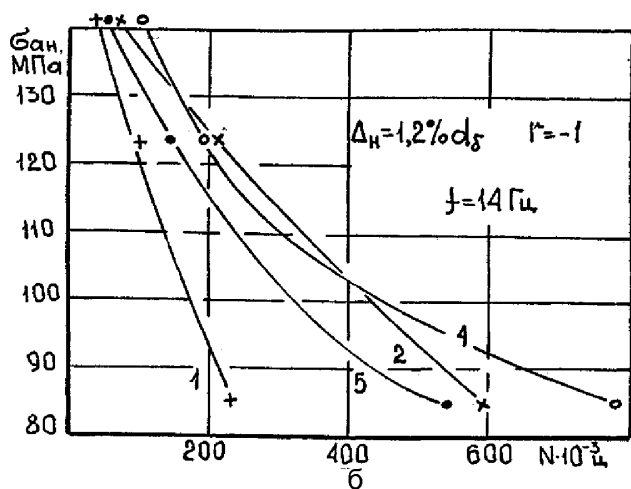
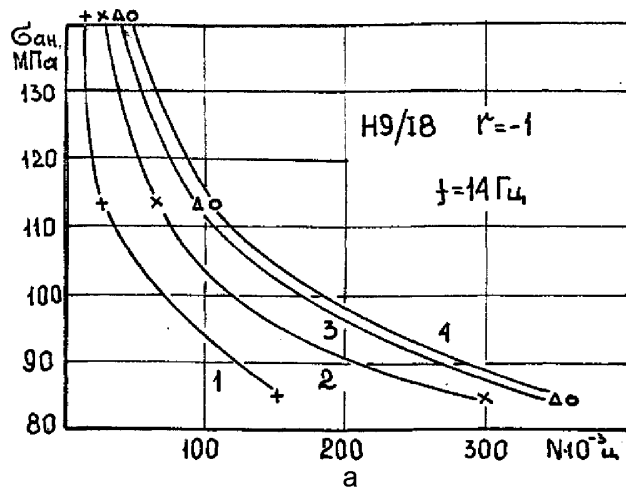


Рис. 4.27. Вплив полімерних заповнювачів на довговічність вусоподібного з'єднання при ковзаючій посадці болтів (а) та з радіальним натягом (б):

1 – із зазорами; 2 – поверхні контакту гладкі; 3 – зазори + ЗП-2; 4 – зазори + ЗП-2М; 5 – зазори + ЗП-3

На рис. 4.27 показані середні числа циклів до руйнування вусоподібного з'єднання при ковзній посадці болтів із гладкою поверхнею (крива 2), що сполучається, із зазорами (крива 1) та із зазорами при нанесенні ЗП-2 (крива 3) і ЗП-2М (крива 4). Порівнюючи криві 1 і 3, можна бачити, що полімерний заповнювач підвищив витривалість вусоподібного з'єднання із зазорами в 3,6 раза при $\sigma_{ан} = 141,5$ МПа, в 3,7 раза при $\sigma_{ан} = 113$ МПа і в 2,3 раза при

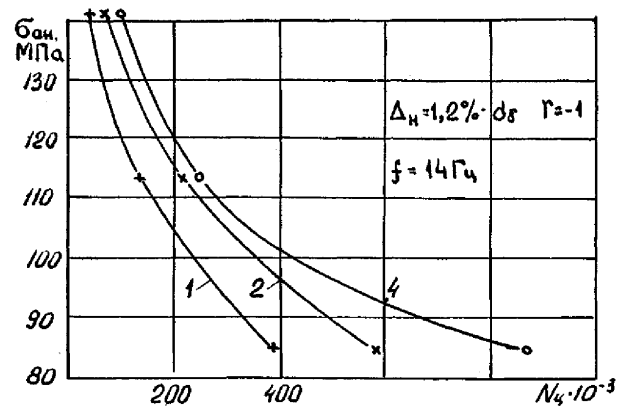
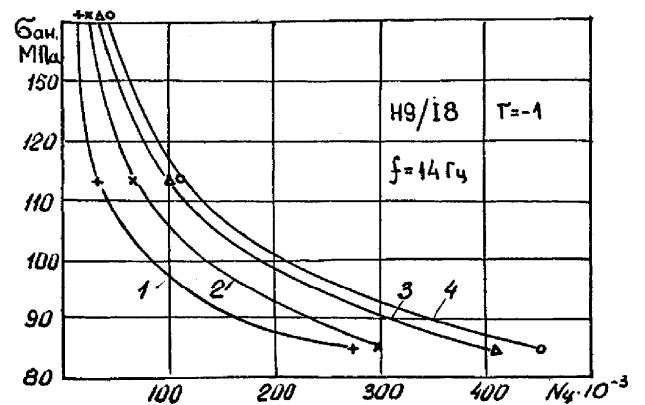


Рис. 4.28. Вплив заповнювачів на довговічність вусоподібних з'єднань:

1 – УПК; 2 – гладкі поверхні, що з'єднуються;
3 – УПК + ЗП-2;
4 – УПК + ЗП-2М

$$\sigma_{an} = 85 \text{ МПа.}$$

З порівняння кривих 2 і 4 виходить, що витривалість з'єднання із зазорами і ЗП-2М навіть декілька вище, ніж витривалість зразка з гладкою поверхнею, що сполучається. Це пояснюється декількома причинами. По-перше, ЗП-2М ліквідує фретинг-корозію, по-друге, площа контакту у разі застосування заповнювача наближається до 100 %. І особливо необхідно відзначити третю причину, яка полягає в тому, що під час збирання зразків при ковзній посадці болтів зазори, що існують між болтами та стінками отворів, заповнюються полімерним заповнювачем. Це сприятливо позначається на втомній довговічності вусоподібного з'єднання.

Результати випробувань показали, що в однозрізних вусоподібних стиках застосування заповнювачів ЗП-2 і ЗП-2М як компенсаторів технологічних відхилень є дуже ефективним.

У з'єднаннях із технологічними відхиленнями типу зазорів при посадці болтів із натягом $1,2\% d_{\sigma}$ полімерний заповнювач підвищив витривалість в 1,5 раза при $\sigma_{an} = 141,5$ МПа, в 2,1 раза при $\sigma_{an} = 113$ МПа і в 3,5 раза при $\sigma_{an} = 85$ МПа, що видно з порівняння кривих 1 і 2 (див. рис. 4.27).

Порівнюючи криві 2 і 4, можна відзначити, що витривалість стику із зазорами та ЗП-2М вище за витривалість з'єднання з гладкою поверхнею, що сполучається. Це пояснюється тим, що на витривалість суттєво впливає фретинг-корозія на поверхнях, що з'єднуються, яка за наявності заповнювача практично усувається.

Крива 4 є середніми числами циклів до руйнування зразків із зазорами, на поверхні, що з'єднуються, нанесено полімерний заповнювач ЗП-3, розроблений Сибірським філіалом НІАТ на основі клею ВК-9. Як заповнювач у ньому служить подрібнене скловолокно. Видно, що заповнювач ЗП-3 також є ефективним засобом компенсації технологічних відхилень на поверхнях вусоподібних стиків, що з'єднуються.

Застосування заповнювача ЗП-2М у стиках з УПК дозволило підвищити витривалість з'єднання при ковзній посадці болтів в 1,8 раза при $\sigma_{an} = 141,5$ МПа, в 2,5 раза при $\sigma_{an} = 113$ МПа і в 1,4 раза при $\sigma_{an} = 85$ МПа (криві 1 і 3, див. рис. 4.28). Втомна довговічність зразків з УПК і ЗП-2М також вище за витривалість з'єднань з гладкою поверхнею, що сполучається, у 1,3 – 1,5 раза.

При посадці болтів з натягом полімерний заповнювач підвищив втомну довговічність з'єднань із ВПК в 1,8 раза при $\sigma_{ан} = 141,5$ МПа, в 1,6 раза при $\sigma_{ан} = 113$ МПа і в 2,2 раза при $\sigma_{ан} = 85$ МПа (криві 1 і 2, див. рис. 4.28).

При напрузі $\sigma_{ан} = 85$ МПа довговічність з'єднання з ВПК і ЗП-2М також декілька вище за витривалість з'єднання з гладкою поверхнею, що з'єднується, без покриття (криві 2 і 3).

Аналіз зруйнованих зразків показав, що втомні тріщини беруть початок, як правило, в перерізі вздовж осі отвору. Декілька зразків руйнувалися в цих зонах на межах паза і гладкої поверхні елемента з'єднання. При великих навантаженнях руйнування відбувалося в перерізі вздовж осі отвору, при малих – у зоні дії згинального напруження, викликаного ексцентриситетом передачі зусилля від одного елемента з'єднання до іншого.

Руйнування шару полімерного заповнювача не відбувалося. Таким чином, втомні випробування показали високу ефективність полімерних заповнювачів як засоби підвищення технологічності й витривалості однозрізних вусоподібних з'єднань.

З метою дослідження можливості заміни шабрування операцією нанесення шару полімерного заповнювача ЗП-2 в з'єднаннях літака Ту-134 проведені випробування натурального вусоподібного стику, конструкція якого зображена на рис. 4.29.

Цей стик застосовують при з'єднанні полиць лонжеронів стабілізатора із силовим профілем.

Стик складається з трьох основних елементів: поясу таврового перерізу І і двох накладок (поясу лонжерона) кутикового перерізу б і 7. Кут скосу елементів з'єднання дорівнює 6° .

Елементи натурального стику виготовлені фрезеруванням з профілю ПК-11295-Д16Т. Площі прилягання по клину і вертикальній полиці у пришаброваних зразків згідно з технічними умовами становлять не менш ніж

80 % всієї площі, що з'єднується. Деталі 1, 6 і 7 анодовані.

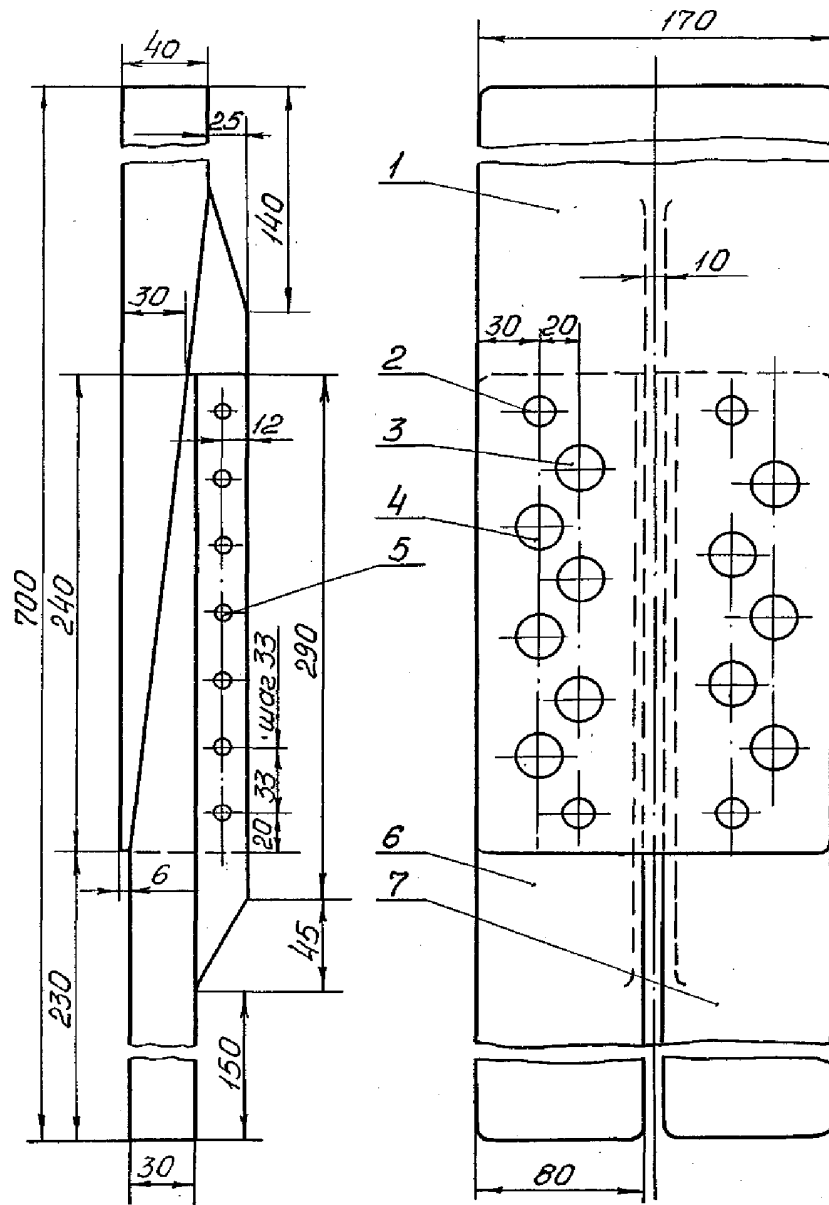


Рис. 4.29. Зразок натурального вусоподібного з'єднання

Оброблення отворів під болти і затягування гайок здійснено згідно з виробничою інструкцією 323Н0. Болти нормалі 709НС встановлені на сирому ґрунті ФЛ-086 по посадці Пл.

Полімерний заповнювач наносили номінальною товщиною 0,6 мм на поверхні нешаброваних елементів з'єднання, що з'єднуються.

Втомні випробування натурального вусоподібного стику з пришаброваними поверхнями, що з'єднуються, і з нанесенням шару полімерного заповнювача проведені на втомній машині МУП-200 з частотою 3,33 Гц при асиметричному

циклічному навантаженні з коефіцієнтом асиметрії циклу $r = 0,15$.

Стик випробуваний на двох рівнях навантаження $P_{\max}/P_{\min} = (50/7) \cdot 10^3$ і $(30/7) \cdot 10^3$ даН. Навантаження, що дорівнює $50 \cdot 10^3$ даН, відповідає половині теоретичного статичного руйнівного зусилля при розтягуванні.

Навантаження, що прикладається, відповідає номінальній напрузі $\sigma_{\max} = 109,5$ і $64,4$ МПа, $\sigma_{\min} = 63$ і 37 МПа і $\sigma_{ан} = 46,5$ і $27,4$ МПа в перерізі по першому ряду болтів в елементах стику 6 і 7.

Результати втомних випробувань натурального вусоподібного стику показані на рис. 4.30. Пряма 1 – це середні числа до руйнування стиків з пришаброваними поверхнями, пряма 2 – стику з нанесенням шару заповнювача.

Як видно, внутрішньшовна компенсація технологічних відхилень у натурному вусоподібному стику не тільки не знижує довговічності з'єднання, а навпаки – підвищує її.

Це можна пояснити тим, що у разі застосування заповнювача площа контакту по поверхнях, що сполучаються, близька до 100 %, а це сприятливо позначається на витривалості вусоподібних з'єднань.

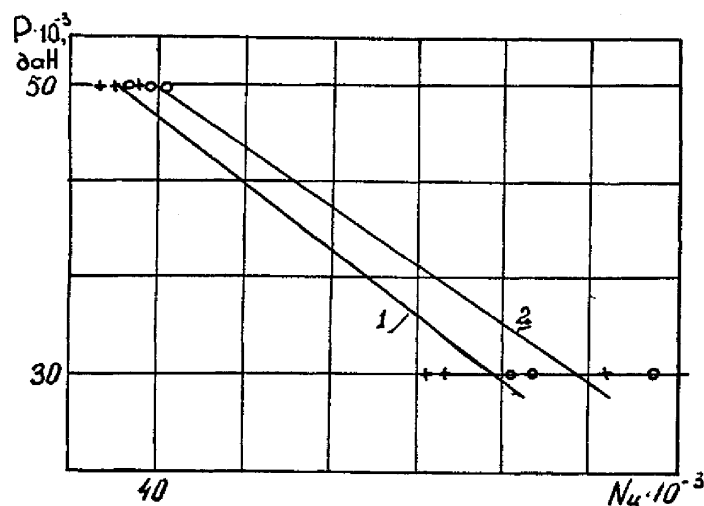


Рис. 4.30. Вплив полімерного заповнювача на втомну довговічність натурального вусоподібного стику: 1 – пришабрований стик; 2 – стик з полімерним заповнювачем ЗП-2

З іншого боку, як показав аналіз зруйнованих зразків, на поверхнях з'єднань, що сполучаються, без заповнювача розвивається інтенсивна фретинг-корозія. На

поверхнях зразків, що з'єднуються, із заповнювачем слідів фретинг-корозії практично немає.

Втомні тріщини як на зразках із заповнювачем, так і на пришаброваних стиках беруть початок у перерізі вздовж осі отвору, тобто в місці максимальної концентрації напружень. Тому усунення фретинг-корозії хоч і позитивно впливає на витривалість з'єднання, але не дуже значно.

На внутрішній поверхні отворів і на болтах фретинг-корозія розвивалася на зразках обох типів.

На відміну від плоскопаралельних зрізних з'єднань болтами з потайними головками, руйнування яких найчастіше починається з появи втомних тріщин у зоні переходу зенкованої конічної частини отвору в циліндричну, розвиток втомних тріщин у вусоподібних стиках на всіх без виключення зразках починався на поверхні, що з'єднується. Це пояснюється наявністю в однозрізних вусоподібних стиках згинального напруження, що викликано ексцентриситетом передачі зусилля з одного елемента стику на інший.

За характером втомного руйнування випробувані зразки можна розділити на три групи.

У зразках першої групи втомні тріщини брали початок на поверхні, що з'єднувалася, в перерізі вздовж осі отвору другого ряду болтів елемента 7 стику. Вони розвивалися аж до руйнування елемента. Такий характер руйнування мали 75 % зразків.

Складніше руйнувалося 19 % зразків. Спочатку втомна тріщина виникала і розвивалася вздовж осі отвору крайнього болта в ребрі елемента 1. Після досягнення певного розміру тріщина припиняла своє зростання, але виникали втомні тріщини в перерізі вздовж осі отвору другого ряду болтів елемента 1. Вони розвивалися аж до руйнування поясу.

У перерізі вздовж осі отвору першого ряду болтів (такий характер втомного руйнування є типовим для плоскопаралельних зрізних з'єднань) елемента 7 руйнувалося тільки 6 % зразків.

Видимої відмінності в характері розвитку втомних тріщин у зразках із заповнювачем і в пришаброваних стиках не виявлено.

Шар полімерного заповнювача в процесі циклічного навантаження не руйнувався. Слідів зносу шару заповнювача не виявлено. Фактично зміряна товщина шару заповнювача між поверхнями, що стикуються, становила від 0,3 до 0,5 мм.

Таким чином, експериментальні дослідження показали, що полімерні заповнювачі є цілком задовільним засобом підвищення технологічності вусоподібних зрізних стиків, що працюють в умовах циклічних навантажень.

4.7. Підвищення довговічності однозрізних з'єднань на жорсткому профілі шляхом локального потовщення накладок у зоні крайнього ряду

Проведено дослідження впливу постановки в крайні ряди болтів з триконусною потайною головкою із зазором у деталі, що формує край напустки, на довговічність з'єднання на жорсткому профілі (рис. 4.31).

Зразки виготовляли з профілю таврового перерізу Д16Т-ПР315-7 і двох пластин з листа Д16АТл5, анодованих за серійною технологією.

Пластини з профілем з'єднували кадмійованими болтами зі сталі 30ХГСА 5015А-8-26, встановленими по ковзній посадці для першого (базового) варіанта виконання стику.

По всіх рядах зразків другого варіанта виконання з'єднання встановлювали болти з триконусною потайною головкою з натягом, що дорівнює 0,8...1,2 % діаметра стрижня болта.

Отвори під болти послідовно обробляли свердлом діаметром 7,7 мм і розвертками 7,9 АЗ і 8 АЗ (8Н9). Отвори під перший ряд болтів у профілі виконували діаметром 9 мм (рис. 4.31, поз. 1, 2).

Болти з триконусною головкою запресовували із зусиллям 800 даН, після чого проводили підпресування зусиллям 2000 даН. Гайки затягували тарувальним

ключем, крутильний момент відповідав 1,3 даН·м для першого і другого варіантів виконання з'єднання і 0,3 даН·м – для болтів першого ряду другого варіанта виконання з'єднання.

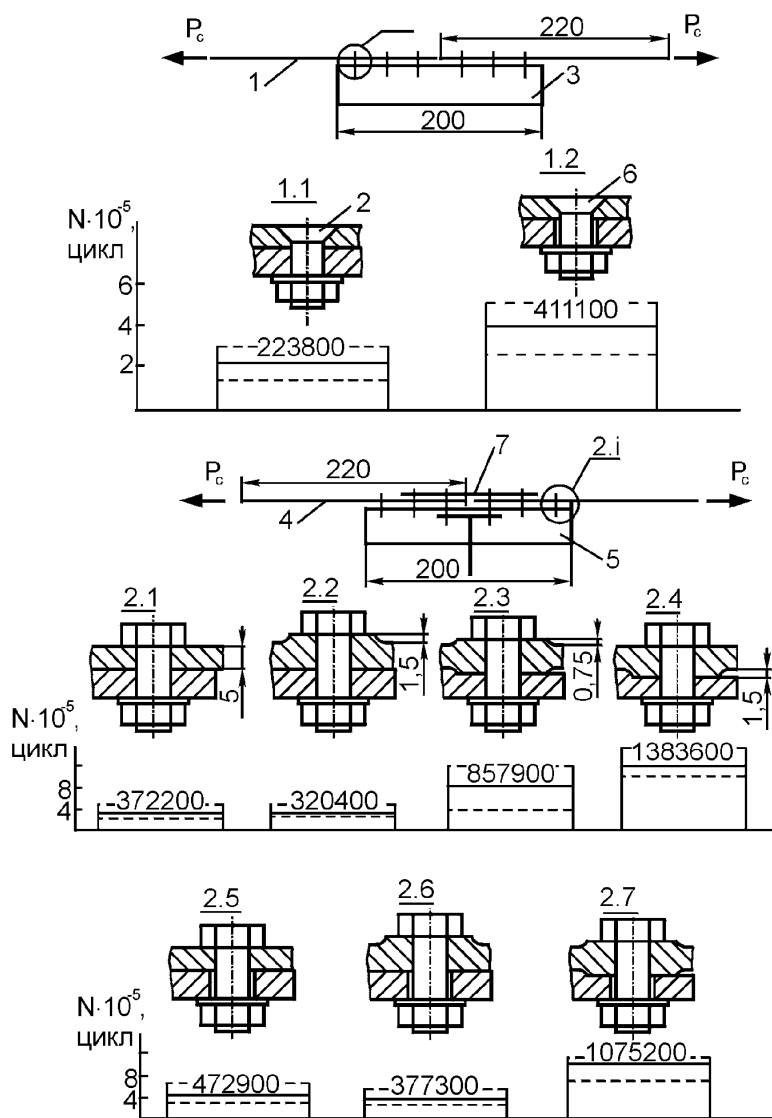


Рис. 4.31. Зразки з'єднань на жорсткому профілі: 1 – пластина з листа Д16АТл5; 2 – болт 5015-8-25; 3, 5 – профіль Д16Т-Пр315-7; 4 – пластина Д16Т; 6 – болт з триконусною потайною головою; 7 – накладка

Дані зразки руйнувалися в зоні дії згинального напруження внаслідок значного ексцентриситету передачі навантаження.

Подальше підвищення втомної довговічності болтових однорізних з'єднань

втомні випробування проводили на одному рівні навантаження з $P_{\max} = 4000$ даН ($\sigma_p^{bp} = 125$ МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і частотою $f = 12$ Гц на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ (рис. 4.31).

Аналіз результатів показав, що втомна довговічність болтових з'єднань деталей з листа Д16АТл5, крайні ряди яких встановлювали із зазором у стикувальному профілі, а затягування болтів крайніх рядів виконували крутильним моментом, що дорівнює 0,3 даН·м, підвищилася порівняно з втомною довговічністю з'єднання без зазорів, затягування гайок кріпильних елементів якого виконувалося таким, що дорівнює 1,3 даН·м, у середньому в 1,9 раза.

можливе шляхом виконання місцевих потовщень пластин, що з'єднуються, на краю напустки.

Для аналізу впливу установки крайніх рядів кріпильних елементів із зазором у деталі, яка створює край напустки і має місцеве потовщення в зоні цього ряду, на втомну довговічність болтових з'єднань спроектовані зразки, що моделюють з'єднання нижніх панелей крила літака (рис. 4.31, б). Отвори під елементи кріплення свердлили і розгортали в два переходи, після чого знімали фаску і деталі, що сполучалися, знежирювали. Після устанавлення болтів по ковзаючій посадці проводили затягування гайок крутильним моментом $M_{кр} = 2$ даН·м, потім – повне розвантаження і остаточне затягування гайок до $M_{кр} = 1,3$ даН·м.

Розглядали такі варіанти конструктивного і технологічного виконання зразків з'єднання:

- базовий варіант – трирядне з'єднання з плоскими пластинами (рис. 4.31, поз. 2.1);
- варіанти виконання зразків з'єднання, що мають у районі першого ряду пластин потовщення на 1,5 мм, виконане виступаючим з верхнього боку пластини (рис. 4.31, поз. 2.2), нижньої сторони (рис. 4.31, поз. 2.4), симетрично по 0,75 мм з кожного боку (рис. 4.31, поз. 2.3);
- базовий варіант виконання зразків з'єднання і варіанти з потовщенням, в яких по першому ряду для зниження ступеня його завантаженості в профілі, що стикується, виконано радіальний зазор між стрижнями болтів і стінками отворів (рис. 4.31, поз. 2.5 – 2.7); отвори крайніх рядів у профілі, що стикується, виконували свердлом діаметром 9 мм.

Втомні випробування проведені з максимальним циклічним навантаженням $P_{\max} = 4000$ даН ($\sigma_p^{\text{бп}} = 125$ МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$, частотою $f = 12$ Гц на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ. Випробувано по три – п'ять зразків кожного типу (див. рис. 4.31).

Аналіз результатів показав, що втомна довговічність болтових однозрізних

з'єднань може бути підвищена в середньому в 3,7 раза при виконанні потовщення всередину пакета по першому (найближчому до краю стикуючого профілю) ряду болтів, в 2,3 раза – при виконанні симетричного потовщення, в 2,9 раза – при виконанні симетричного потовщення і зазорів між стрижнями болтів першого ряду і стінками отворів у стикуючому профілі.

З'єднання у разі виконання посилення по першому ряду всередину пакета або симетрично щодо навантаженої деталі стають безпечно руйнованими, оскільки з десяти випробуваних зразків у шести руйнуванню зразка в цілому передувало руйнування накладки (табл. 4.3), яке може бути виявлено візуально. Крім того, у разі руйнування пластин по переходу радіуса за першим рядом болтів (що спостерігалось у п'яти з десяти зразків) зразок продовжував працювати (спостерігалось напруження від 24800 до 163400 циклів навантаження).

Таблиця 4.3

Результати втомних випробувань і товщина накладок зразків
болтових з'єднань на жорсткому профілі

Варіант виконання зразка	Номер зразка, цикл	δ , мм	Номер накладки, цикл
Із симетричним потовщенням (рис. 4.31, поз. 2.3)	460000	2,5...2,6	Не зруйнувався
	853300	2,5...2,6	711500
	1260300	2,5...2,6	964000
З потовщенням вниз (рис. 4.31, поз. 2.4)	1203800	2,4	700000
	1408700	2,5	Не зруйнувався
	1460400	2,85	Не зруйнувався
	1461400	2,85	
Із симетричним потовщенням і зазором (рис. 4.31, поз. 2.7)	778900	2,8	660000
	1199400	2,0	593400
	1247400	2,5...2,6	964000

4.8. ВИСНОВКИ

1. На основі методу інтегрованого проектування і досягнення довговічності, що регламентується, зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій розроблено конструкцію потайного болта з триконусною потайною головкою, що забезпечує при його постановці підвищення довговічності з'єднань з радіальним натягом в 2 – 4 рази.

2. Показано, що нанесення клею ВК-9 на поверхні деталей, що з'єднуються, зрізного з'єднання при їх збиранні за допомогою болтів з модифікованою потайною головкою забезпечує підвищення довговічності в 2 – 6 разів порівняно з довговічністю з'єднань із локальним натягом, але без застосування клею.

3. Розроблено конструктивно-технологічні способи підвищення втомної довговічності поперечних зрізних болтових з'єднань елементів планера літака шляхом розвантаження зон вірогідного втомного руйнування завдяки виконанню розвантажуючих отворів, прокладок, накладок, локального потовщення.

4. Запропоновано способи підвищення довговічності зрізних вусоподібних з'єднань.

5. Для підвищення довговічності запропоновано спосіб з'єднання деталей, який містить навантаження деталей, що з'єднуються, статичним розтягальним навантаженням, величина і напрям якого відповідають експлуатаційному навантаженню, утворення отворів у розтягнутій деталі під кріпильні елементи, постановку болтів з радіальним натягом, після якої знімають попереднє навантаження.

6. Розроблені способи з'єднання деталей забезпечують підвищення їх довговічності в 1,5 – 4 рази.