

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО
(підпис)

_____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Дослідження впливу геометрії косо затисненого кесона крила планера на міцність та вібростійкість конструкції.

Здобувача групи КМ-91/1 ОСИПОВА Олександра Олександровича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Олександр ОСИПОВ
(підпис)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Дмитро ЖИГИЛІЙ _____
(підпис)

Суми – 2023

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	5
РОЗДІЛ 1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА.....	8
1.1 Проектування кесона як конструктивного елемента крила планера.....	8
1.2 Застосування методу скінчених елементів для моделювання напруженого та вібраційного станів кесону крила планера.....	11
1.2.1 Вступ до динамічного аналізу.....	12
1.3 Висновок.....	26
РОЗДІЛ 2 ТЕХНІЧНІ РОЗРАХУНКИ КОСО ЗАТИСНЕНОГО КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА.....	27
2.1 Об'єкт дослідження.....	27
2.2 Теоретичні положення.....	28
2.3 Технічні розрахунки косо затисненого кесона крила планера.....	33
2.4 Висновок.....	35
РОЗДІЛ 3 СИМУЛЯЦІЙНА СКІНЧЕНО ЕЛЕМЕНТНА МОДЕЛЬ КОСО ЗАТИСНЕНОГО КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА.....	36
3.1 Дослідження напружено-деформованого стану косо затисненого кесона крила планера.....	36
3.2 Спектральний аналіз косо затисненого кесона крила планера.....	53
3.2.1 Модальний аналіз.....	53
3.2.2 Модальний аналіз косозатисненого кесона за допомогою Ansys.....	54
3.2.3 Спектральний аналіз.....	56
3.2.4 Одноточковий спектральний аналіз косозатисненого кесона за допомогою Ansys.....	57
3.3 Висновок.....	58

РОЗДІЛ 4 ПОЛІПШЕННЯ ГЕОМЕТРІЇ ПЕРЕРІЗУ СТРИНГЕРНОГО НАБОРУ КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА.....	59
4.1 Розрахунки геометрії розповсюджених перерізів стрингерного набору за умови однакової металоємності.....	59
4.2 Результати симуляцій моделей для різних перерізів стрингерного набору.....	64
4.3Результати модального та одноточкового спектрального аналізів косозатисненого кесона для прерізів.....	76
4.4 Висновок.....	79
ВИСНОВКИ.....	80
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	82

АНОТАЦІЯ

Актуальність теми. Дослідження Obliquely Embedded Airframe Wing Boxes (OEAWB) мають актуальність у галузі авіаційної інженерії та розробки літаків. Ця технологія є новий підхід до конструкції крил, який забезпечує більш ефективне використання простору всередині крила, підвищену жорсткість конструкції та зменшену масу.

Однією з головних переваг OEAWB є можливість зменшення ваги літака, що може суттєво скоротити витрати на паливо та підвищити його економічну ефективність. Крім того, цей підхід до конструкції крил дозволяє збільшити вантажопідйомність та дальність польоту, що є важливим фактором для багатьох авіакомпаній.

Важливо відзначити, що розробка нових технологій та конструкцій для авіації не тільки дозволяє покращувати характеристики літаків, а й сприяє підвищенню безпеки польотів. Використання більш ефективних та надійних конструкцій крил може знизити ризик аварій та підвищити рівень безпеки польотів.

Таким чином, дослідження OEAWB є актуальними та можуть призвести до створення більш досконалих та ефективних літаків, що є важливим для розвитку авіаційної індустрії та підвищення безпеки польотів.

Мета дослідження. Виходячи з актуальності й ступеня наукової розробки проблеми, метою дослідження встановлено поліпшення міцності та вібростійкості конструкції косо затисненого кесона крила планера на основі варіювання геометрії стержневих та оболонкових елементів його контрукції.

Для досягнення поставленої мети були встановлені наступні **завдання дослідження:**

1. Дослідити теоретичні основи технічної теорії проектування косо затисненого кесона як конструктивного елемента крила планера.

2. Дослідити застосування методу скінчених елементів у програмному комплексі ANSYS до моделювання стаціонарних та нестаціонарних детермінованих і недетермінованих процесів механіки кесона крила планера.
3. Провести технічні розрахунки косо затисненого кесона крила планера.
4. Застосувати метод скінчених елементів для моделювання напруженого та вібраційного станів кесону крила планера.
5. Оптимізувати геометрію кесону крила планера на основі плану експерименту

Об'єкт дослідження. Геометрія кесону крила планера

Предмет дослідження. Напружено-деформований та вібраційний стани кесону крила планера.

Методи дослідження. Методи технічного проектування кесону крила планера; метод скінчених елементів; методи планування експерименту; математичне моделювання; сучасні інформаційні технології та програмне забезпечення.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше запропоновані твердотільні та скінченно-елементні моделі для визначення напружено-деформованого та вібраційного станів кесону крила планера та оптимізовано його геометрію.

Практичне значення отриманих результатів. Отримані результати придатні до застосування в проектуванні крил планерів.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дослідження, що виносяться на захист, одержані автором самостійно або за його активної участі.

Апробація роботи. Результати кваліфікаційної роботи бакалавра були представлені на X Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (Суми, 18 – 21 квітня 2023 р.).

Публікації. Основні положення наукової роботи відображені в тезах X Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (Суми, 18–21 квітня 2023 р.) [1]

Структура й обсяг бакалавра роботи магістра. Робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку джерел посилань і додатків. Повний обсяг

кваліфікаційної роботи бакалавра становить 84 сторінки, у тому числі сорока рисунків, 6 таблиць, бібліографії із 20 джерела.

РОЗДІЛ 1

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА

1.1 Проектування кесона як конструктивного елемента крила планера

Силова схема крила визначається: формою у плані силової частини конструкції; орієнтацією стрижневих елементів, що підкріплюють обшивку; орієнтацією стін; типами елементів (стрінгерні або тришарові панелі обшивки, гофровані або фермові стінки тощо).

Основні зусилля, що виникають у крилі - згинальні та крутні моменти, найбільш ефективно сприймаються елементами, розташованими на максимальній відстані від його серединної поверхні. Тому тришарова модель крила з ізотропною обшивкою змінної товщини, що працює в плоскому напруженому стані, і безперервним заповнювачем, що працює тільки на зсув, включає всі найкращі, можливі силові схеми.

Якщо в тришаровій моделі крила знайти оптимальне розподілення матеріалу в несучих шарах і заповнювачі з умови мінімуму маси, то таким чином буде отримана теоретично оптимальна конструкція, сили якої передаються найкращим чином. Кордон вироджених та невироджених елементів визначить раціональну форму щодо силової частини конструкції. Аналіз розподілу матеріалу в несучих шарах і заповнювачі і шляхів передачі сил у них підкаже раціональну орієнтацію стрижнів і вертикальних стінок (лонжеронів і нервюр), що підкріплюють обшивку стрижнів.

Розглянемо деякі особливості реалізації цього алгоритму.

Для оптимізації тришарової моделі крила та розрахунку її напруженого стану зручно використовувати спеціальні тришарові кінцеві елементи, що утворюються розбиттям крила на трикутні та чотирикутні області у плані (рис. 1.1).

Розподіл матеріалу в кожному елементі описується трьома параметрами: двома товщинами несучих шарів і щільністю заповнювача. Для аналізу розподілу матеріалу та шляхів передачі сил у теоретично оптимальній конструкції необхідно використовувати досить дрібні сітки – близько кількох сотень та тисяч елементів на крило. Знайти оптимальний розподіл матеріалу з використанням методів математичного програмування за такої кількості проектних змінних неможливо.

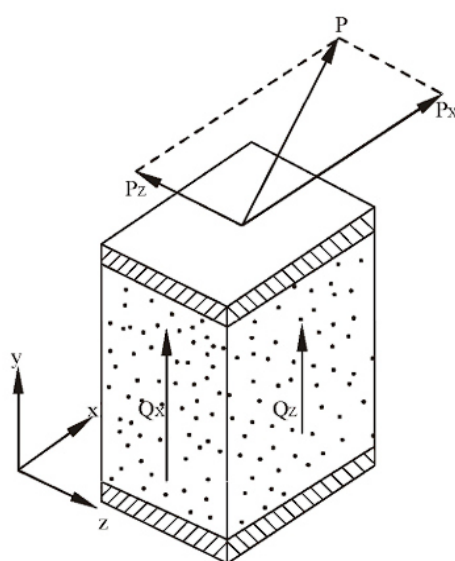


Рисунок 1.1 – Тришаровий скінчений елемент моделі крила

Проте особливо висока точність оптимізації цьому етапі проектування і не потрібна. Тому замість оптимального цілком можна обмежитися відшуканням рівномірного розподілу матеріалу в тришаровій моделі. При кількох випадках навантаження перерахунок проектних змінних можна вести за такими формулами:

$$\delta_{r+1,i} = \frac{R_{rimax}}{[\sigma]}$$

$$\rho_{r+1,i} = \frac{\rho\tau_{rimax}}{[\tau]}$$

де $R_{rimax} \sim$ максимальне еквівалентне зусилля з усіх випадків навантаження в i -му елементі на r -й ітерації, що обчислюється по прийнятій теорії міцності; τ_{rimax} - максимальна дотична напруга в заповнювачі, що обчислюється через компоненти дотичних напруг $\tau = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{zy}^2}$; ρ і $[\tau]$ - щільність та напруга матеріалу, з якого передбачається робити стінки.

Аналіз роботи заповнювача у тришаровій моделі крила зручно зробити наступним чином. Виріжемо з крила елемент, як показано на малюнку 5.4, і розглянемо роботу заповнювача, який передає сили, що перерізають Q_x і Q_z .

На одиничні панелі несучого шару діють дотичні сили τ_{xy} і τ_{zy} , рівні дотичній напруги в заповнювачі. Замінімо сили τ_{xy} і τ_{zy} рівнодіючої τ і назвемо її головною дотичною силою. Для візуального аналізу головні дотичні сили (ГКС) можна зображати як вектори з початком у центрі маси відповідного елемента крила в плані.

Алгоритм проектування конструкції крила укрупнено може бути представлений в такий спосіб.

1. В обмеження зовнішніх розмірів крила з урахуванням допустимих меж розташування силових елементів - ніш шасі, вирізів, закрилків тощо, - з урахуванням умов спирання на фюзеляжі вписується тришарова пластинка з працюючим тільки на зсув заповнювачем.

2. Вирішується задача про рівномісну конструкцію з підбором нових товщин несучих шарів і щільності заповнювача на кожній. По межі невироджених елементів визначається раціональна форма щодо силової частини конструкції.

3. Аналізуються основні шляхи передачі зусиль у теоретично оптимальній конструкції та визначаються раціональна орієнтація стрижневих елементів у несучому шарі та раціональне розташування стінок.

4. З урахуванням конструктивно-технологічних вимог та рекомендацій з п.п. 2 і 3 розробляється один або кілька раціональних варіантів силових схем крила. Оптимальні типи стислих елементів вибираються через зусилля в теорії

оптимальної конструкції. Найбільш успішний варіант силової схеми виявляється шляхом порівняння їх за силовим фактором або обсягам умовно-рівномісних конструкцій.

5. На заключній стадії проектування у прийнятій силовій схемі з урахуванням всіх реальних вимог міцності та обмежень на мінімальні перерізи визначається оптимальне розподілення матеріалу по елементам конструкції.

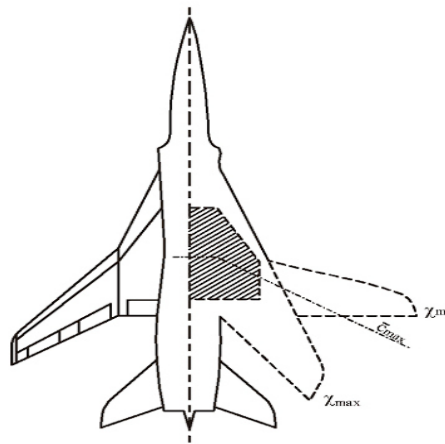


Рисунок 1.2 - Крило зі змінною стрілоподібністю

1.2 Застосування методу скінчених елементів для моделювання напруженого та вібраційного станів кесону крила планера

Метод скінчених елементів (МСЕ) є ефективним інструментом для моделювання напруженого та вібраційного станів кесону крила планера. Для цього потрібно виконати такі кроки:

1. Побудувати геометричну модель кесона крила планера. Це можна зробити за допомогою комп'ютерної програми для моделювання, наприклад, AutoCAD або SolidWorks.
2. Розбити геометричну модель на скінчену кількість елементів. Це зазвичай робиться автоматично в програмах для МСЕ, наприклад, ANSYS або Abaqus.

3. Визначити матеріальні властивості кесона крила планера, такі як модуль Юнга, коефіцієнт Пуассона та густину. Ці параметри можуть бути визначені з експериментів або з літературних джерел.
4. Встановити межі навантаження на модель кесона крила планера, такі як статичне навантаження або вібрації.
5. Запустити програму для МСЕ і отримати результати моделювання. Результати можуть включати напруження та деформації кесона крила планера, а також його вібраційний стан.
6. Проаналізувати результати моделювання та використати їх для вдосконалення конструкції кесона крила планера.

Метод скінчених елементів є потужним інструментом для моделювання складних конструкцій, таких як кесони крил планерів. Він дозволяє інженерам ефективно вивчити різні варіанти конструкції, щоб вибрати найбільш оптимальний варіант.

1.2.1 Вступ до динамічного аналізу.

Динамічний аналіз є галуззю інженерії, яка займається вивченням структур і систем, що піддаються часово змінним навантаженням або силам, таким як вібрації, удари, землетруси, вітер та інші фактори навколишнього середовища. Основною метою динамічного аналізу є передбачення та оцінка реакції структури або системи на ці динамічні навантаження.

Існують кілька методів динамічного аналізу, включаючи модальний аналіз, аналіз у часовому домені, аналіз у частотному домені та спектральний аналіз. Ці методи використовуються для оцінки природних частот, форм вібрації та реакції структури або системи на динамічні навантаження.

Модальний аналіз використовується для ідентифікації природних частот та форм вібрації структури. Він передбачає визначення частот, при яких структура або

система найлегше вібрує, та форм цих вібрацій. Ці частоти та форми використовуються для проектування структур, що можуть витримувати динамічні навантаження.

Аналіз у часовому домені використовується для оцінки реакції структури або системи на динамічні навантаження у часі. Це включає аналіз зміни деформацій, швидкостей та прискорень від часу.

Аналіз у частотному домені використовується для визначення спектра частот реакції структури або системи на динамічні навантаження. Він дозволяє встановити, на яких частотах структура або система найбільше вібрує.

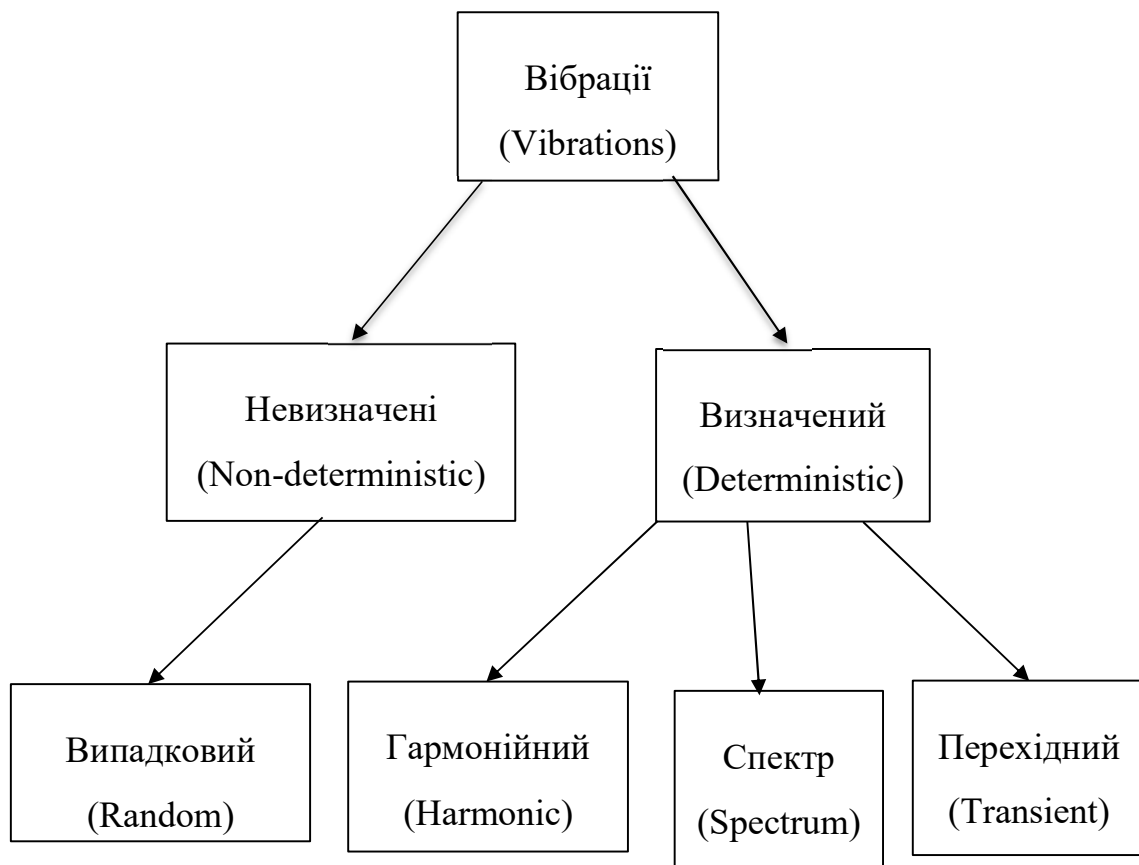


Рисунок 1.3 – Види динамічних воздій

Таблиця 1.1 – Види динамічного аналізу

Тип	Введення	Результат
-----	----------	-----------

Модальний (Modal)	Прописані БК/немає	власні частоти та відповідні форми мод профіль напруги/деформації
Гармонічний (Harmonic)	синусоїдально-змінні збудження в діапазоні частот	синусоїдально-мінливий відгук при кожній частоті хв./макс. відповідь у діапазоні частот
Випадковий (Random)	спектр, що представляє ймовірність розподіл збудження	відповідь у визначеному діапазоні ймовірності
Перехідний (Transient)	змінні в часі навантаження	відповідь, що змінюється в часі

Модальний аналіз (Modal Analysis), найбільш фундаментальний з усіх типів динамічного аналізу.

Модальний аналіз (Modal Analysis) - це метод дослідження динамічної поведінки об'єкта за допомогою визначення його модів коливань та їх властивостей. Цей метод широко використовується в різних галузях, таких як механіка, електроніка, аерокосмічна техніка, будівництво і т.д.

У модальному аналізі об'єкт розглядається як система, яка може коливатися в різних режимах, названих модами. Кожен режим коливань характеризується відповідною частотою та формою коливання. Зазвичай, модальний аналіз проводять на основі даних вимірювань, таких як відповіді на збудження, яке може бути механічним, електричним або будь-яким іншим видом збудження.

Модальний аналіз може бути використаний для вирішення різних задач, таких як:

- визначення частот та форм коливань об'єкта;

- визначення структури та властивостей об'єкта;
- виявлення дефектів та пошук їх причин;
- проектування та покращення конструкції об'єкта.

Модальний аналіз може бути проведений за допомогою різних методів, таких як метод скінченних елементів, метод електромагнітної акустичної резонансної томографії (EMART), метод лазерної доплерівської віброметрії та інші. Результати модального аналізу можуть бути використані для подальшого аналізу та оптимізації об'єкта.

Переваги модального аналізу:

- 1) Дозволяє конструкції уникнути резонансних вібрацій або вібрувати на заданій частоті (наприклад, динамік).
- 2) Дає інженерам уявлення про те, як дизайн реагуватиме на різні типи динамічні навантаження.
- 3) Допомогає в обчисленні елементів керування рішенням (часові кроки тощо) для інших динамічних аналізів.

Оскільки вібраційні характеристики конструкції визначають, як вона реагує на будь-який тип динамічного навантаження, зазвичай рекомендується спочатку виконати модальний аналіз, перш ніж спробувати будь-який інший динамічний аналіз.

Гармонічний аналіз (Harmonic Analysis).

Гармонічний аналіз (Harmonic Analysis) - це метод аналізу, який дозволяє розкласти складний сигнал на простіші гармонічні складові. Гармонічний аналіз широко використовується в наукових дослідженнях, інженерії, музиці та інших галузях.

Гармонічний аналіз базується на теорії Фур'є, яка стверджує, що будь-який періодичний сигнал можна розкласти на суму синусоїд та косинусоїд з різними амплітудами та частотами. Ця сума називається рядом Фур'є.

Для неперіодичних сигналів, таких як звукові сигнали, можна застосувати дискретний гармонічний аналіз. Для цього сигнал розбивається на деяку кількість дискретних відрізків, а потім кожен відрізок аналізується окремо.

Гармонічний аналіз може бути корисним для розуміння фізичних явищ, таких як коливання, хвилі та резонанс. Він також використовується для аналізу звуку та музики. Застосування гармонічного аналізу в музиці дозволяє розкласти музичний сигнал на окремі ноти та їх гармоніки, що дозволяє зрозуміти його мелодійну та гармонійну структуру.

У загальному, гармонічний аналіз є потужним інструментом для аналізу та розуміння складних сигналів. Він дозволяє розкласти сигнал на простіші складові та досліджувати їх взаємодію та вплив на поведінку системи в цілому.

Гармонічний аналіз використовується при проектуванні:

- 1) Опори, пристосування та компоненти обертового обладнання, такого як компресори, двигуни, насоси та турбомашини.
- 2) Структури, що піддаються вихровому розповсюдженню (вихровий рух рідин), наприклад лопасті турбін, крила літака, мости та вежі.

Навіщо вам робити гармонічний аналіз?

- 1) Щоб переконатися, що певна конструкція може витримувати синусоїдальні навантаження на різних частотах (наприклад, двигун, що працює на різних швидкостях).
- 2) Щоб виявити резонансний відгук і уникнути його, якщо необхідно (наприклад, за допомогою демпферів).

Резонанс

Коли задана частота наближається до природної частоти в напрямку збудження, виникає явище відоме як резонанс.

Таблиця 1.2 – Методи Рішення

FULL	MSUP
------	------

<ul style="list-style-type: none"> - Точне рішення. - Зазвичай повільніше, ніж MSUP. - Підтримує всі типи навантажень. - Точки рішення повинні бути рівномірно розподілені у частотній області - Вирішує повну систему рівнянь за допомогою розв'язування розріджених матриць - Попереднє напруження доступне для Harmonic Response у Workbench 	<ul style="list-style-type: none"> - Наближене рішення; точність залежить від частини про те, чи достатня кількість режимів були витягнуті для представлення гармонійного відгуку. - Зазвичай швидше, ніж FULL - Підтримка ненульової накладеної гармоніки переміщення через примусовий рух - Точки розв'язку можуть бути однаково розподілені по частотній області або згруповані навколо власних частот структура. - Розв'язує незв'язану систему рівнянь шляхом виконання лінійної комбінації ортогональних векторів
---	--

Перехідний Аналіз (Transient Analysis)

Перехідний аналіз (Transient Analysis) - це метод аналізу, який дозволяє досліджувати поведінку системи відповідно до змін вхідних сигналів на протязі часу. Цей метод широко використовується в електроніці, механіці та інших галузях, де важливо досліджувати перехідні процеси в системах.

Перехідні структурні аналізи необхідні для оцінки реакції деформівних тіл, коли інерційні ефекти стають значними.

- Якщо ефект інерції та демпфування можна знехтувати, розгляньте можливість виконання лінійного або натомість нелінійного статичного аналізу.

- Якщо навантаження є чисто синусоїдальним, а відгук лінійним, то гармонічний відгук аналізу більш ефективний.

- Якщо тіла можна вважати твердими, а кінематика системи має вигляд відсотка, жорсткий динамічний аналіз є більш економічно ефективним.

- У всіх інших випадках слід використовувати перехідний структурний аналіз, оскільки це найбільше загальний тип динамічного аналізу.


Перехідні процеси відбуваються в системах, коли вхідний сигнал змінюється з часом. Наприклад, коли ключ у вимикачі змінює своє положення, це може спричинити перехідні процеси в електричній схемі. Під час перехідного процесу система може зайняти деякий час, щоб змінити свій стан, що може призвести до зміни вихідного сигналу.

Перехідний аналіз дозволяє досліджувати ці зміни в системі відповідно до змін вхідних сигналів на протязі часу. Для цього використовуються математичні методи та комп'ютерні імітації, які дозволяють прогнозувати поведінку системи в різних умовах.

Неявна проти явної динаміки

«Неявний» і «Явний» стосуються двох типів використовуваних методів інтеграції часу для виконання динамічного моделювання.

Таблиця 1.3 – Методів інтеграції часу для виконання динамічного моделювання

Рішення (Solution)	Вплив Швидкість (м/с) (Impact Velocity (m/s))	Швидкість деформації (/с) (Strain Rate (/s))	Ефект (Effect)
Неявний  Явний	< 50	$< 10^{-5}$	Статичний /повзучий
	50-1000	$10^{-5} - 10^{-1}$	Еластичний ефект
	1000 – 3000	$10^{-1} - 10^1$	Еластик-пластик (матеріал сила значна)
	3000 – 12000	$10^5 - 10^6$	В першу чергу пластик (тиск дорівнює або перевищує силу матеріалу)
	> 12000	$10^6 - 10^8$	Гідродинамічний ефект
			Пароутворення твердих тіл, що стикаються

Контакт (Contact)

Неявна динаміка

- Усі контакти необхідно визначити перед вирішенням

Явна динаміка

- Нелінійні контакти не потрібно визначати перед вирішенням

Матеріали

- Явна динаміка зазвичай підтримує більше моделей руйнування матеріалів, ніж неявна динаміка.

Перехідний аналіз є важливим інструментом для проектування та тестування систем, оскільки він дозволяє виявити можливі проблеми зі зміною вхідного сигналу та забезпечити оптимальну роботу системи. Крім того, перехідний аналіз може бути корисним для визначення параметрів системи, таких як час реакції та час на встановлення, які важливі для оцінки її продуктивності та ефективності.

Перехідні структурні аналізи необхідні для оцінки реакції деформівних тіл, коли інерційні ефекти стають значними. Якщо можна знехтувати ефектами інерції та демпфування, подумайте про виконання лінійного чи нелінійного статичного аналізу. Якщо навантаження є чисто синусоїдальним, а відгук лінійним, це гармонічний відгук аналіз більш ефективний. Якщо тіла можна вважати жорсткими і цікавить кінематика системи, жорсткий динамічний аналіз є економічно ефективнішим. У всіх інших випадках слід використовувати перехідний структурний аналіз, оскільки це найбільш загальний тип динамічного аналізу.

Попередній модальний аналіз (Preliminary Modal Analysis).

Використовуйте автоматичний крок за часом, правильний вибір початкового, мінімального та максимального часових кроків важливий для точного представлення динамічної реакції:

На відміну від жорсткого динамічного аналізу, який використовує явну інтеграцію за часом, перехідний структурний аналіз використовує неявну інтеграцію за часом. Отже, часові кроки зазвичай більші для перехідного структурного аналізу

Динамічний відгук можна розглядати як різні форми мод конструкції, що збуджуються навантаженням.

Рекомендовано використовувати автоматичний крок за часом (за замовчуванням):

- Максимальний часовий крок можна вибрати на основі проблем із точністю. Це значення можна визначити як таке ж або трохи більше, ніж початковий часовий крок

- Можна ввести мінімальний крок часу, щоб запобігти нескінченному вирішенню Workbench Mechanical (1/100 або 1/1000 початкового кроку часу).

Аналіз спектру відгуку (Response Spectrum Analysis).

Аналіз спектру відгуку (Response Spectrum Analysis) - це метод оцінки поведінки будівельних структур під час землетрусів. Цей метод ґрунтується на застосуванні спектру відгуку, який є функцією, що визначає максимальне значення відгуку будівлі на землетрус, в залежності від частоти коливань.

Опис і призначення

Розраховується аналіз спектру відгуку на максимальний відгук а конструкції до перехідного навантаження.

Виконується як швидка альтернатива наближення повного перехідного процесу рішення.

Максимальний відгук обчислюється як масштабний коефіцієнт, помножений на форму моди.

Аналіз спектру відгуку дозволяє оцінити максимальні деформації та напруження в будівлі під час землетрусу, а також визначити необхідну жорсткість та амортизацію, які необхідно застосувати для забезпечення безпеки будівлі.

Основні кроки аналізу спектру відгуку:

- Визначення сейсмічних навантажень на будівлю, що можуть виникнути під час землетрусу.

- Розрахунок спектру відгуку для конкретної будівлі, який відображає залежність максимального значення відгуку від частоти коливань.
- Порівняння спектру відгуку з характеристиками будівлі, щоб визначити максимальні деформації та напруження.
- Вибір оптимальної жорсткості та амортизації для забезпечення безпеки будівлі під час землетрусу.

Зазвичай великі моделі збуджуються перехідним навантаженням.

- наприклад, будівля, що зазнала землетрусу
- наприклад, електронний компонент, що піддається ударному навантаженню

Найточнішим рішенням є виконання тривалого аналізу перехідних процесів.

- «Великий» означає багато DOF. «Довгий» означає багато часових точок.
- У багатьох випадках це займе занадто багато часу та обчислювальних ресурсів.

Загальне використання

Зазвичай використовується для аналізу:

- Електронне обладнання для ударного навантаження
- Будівлі та компоненти атомної електростанції для сейсмозвідки завантаження
- Комерційні будівлі в сейсмічних зонах

Типи аналізу спектру відгуку:

Одноточковий спектр відгуку

- Один спектр відгуку збуджує всі визначені точки в модель.

Багатоточковий спектр відгуку

- Різні спектри відгуку збуджують різні точки в модель.

Спектральні області

Ці дві частоти часто можна визначити на спектрі відгуку

- Це ділить спектр на три області

1. Низька частота (нижче f_{SP})

- періодична область

- режими періодичні та загальні некорельовані, якщо не розташовані близько один від одного

2. Середня частота (між f_{sp} і f_{ZPA})

- перехід від періодичного до жорсткого

- режими мають періодичну складову і жорстку компоненту

3. Висока частота (вище f_{ZPA})

- жорстка область.

- режими, пов'язані з вхідною частотою i , отже, також із собою.

Рекомендоване рішення

Рекомендований метод вирішення зазвичай визначається вашим проектом.

- комбінований метод

- метод жорсткої відповіді

- відсутні масові ефекти

Крім того, можна визначити найкращий метод рішення.

- виділення режимів, які будуть використовуватися для комбінації та

- порівняння їх зі спектром відповіді

Режими тільки в області низьких частот

- SRSS (або CQC/ROSE для близько розташованих режимів).

- Відсутність ефектів жорсткої реакції. Немає відсутніх масових ефектів.

Режими тільки в області середніх і високих частот

- SRSS (або CQC/ROSE для близько розташованих режимів).

- Жорстка відповідь за методом Ліндлі або Гупти. Відсутня маса.

Режими у всіх діапазонах частот

- SRSS (або CQC/ROSE для близько розташованих режимів).

- Жорстка відповідь за методом Гупти. Відсутня маса на.

Багатоточковий спектр відгуку

У спектрі багатоточкового відгуку (MPRS) можуть бути різні обмежені точки піддаючись різним спектрам (до 100 різних збуджень).

Аналіз спектру відгуку є важливим інструментом для інженерів-будівельників, які працюють над проектуванням будівельних конструкцій. Цей метод дозволяє оцінити поведінку будівлі під час землетрусів та забезпечити безпеку жителів та користувачів будівлі.

Опис і призначення

Аналіз спектру відгуку обчислює максимальну реакцію конструкції на перехідне навантаження. Це виконується як швидка альтернатива апроксимації повного перехідного рішення. Максимальний відгук обчислюється як масштабний коефіцієнт, помножений на форму моди. Потім ці максимальні відгуки об'єднуються, щоб отримати загальний відгук конструкції.

Випадкові вібрації (Random Vibration).

Випадкові вібрації (Random Vibration) - це тип коливань, які характеризуються тим, що вони не мають сталих або прогнозованих частот і амплітуд. Ці коливання виникають з різних джерел, таких як вітер, хвилі, дорожній рух, механічні вібрації та інші.

Визначення та призначення

Багато звичайних процесів призводять до випадкової вібрації

- Деталі на виробничій лінії
- Транспортні засоби, які рухаються по проїжджій частині
- Літаки в польоті або керуванні
- Космічний апарат під час запуску

Амплітуди на цих частотах випадково змінюються з часом.

- Нам потрібен якийсь спосіб описати та кількісно визначити це збудження.

Припущення та обмеження

Структура має

- відсутність випадкових властивостей
- Жорсткість, амортизація або маса не змінюються в часі
- відсутність змінних у часі сил, переміщення, тиску, температури тощо

- легке демпфування

– сили демпфування значно менші за сили інерції та пружності

Випадковий процес ϵ

- стаціонарний (не змінюється з часом)

– відгук також буде стаціонарним випадковим процесом

Випадкові вібрації можуть бути описані за допомогою теорії ймовірностей, аналізу спектрів та інших математичних методів. Вони характеризуються різними параметрами, такими як рівень шуму, частотний діапазон, кореляція та інші.

Для оцінки впливу випадкових вібрацій на систему, необхідно виконати аналіз їх відгуку. Цей аналіз полягає в розрахунку відповіді системи на випадкові вібрації. Для цього використовуються методи, такі як аналіз спектру відгуку, функції щільності ймовірностей, коефіцієнти кореляції та інші.

Випадкові вібрації мають важливе значення у багатьох галузях науки та техніки, зокрема в авіації, космічній техніці, механіці, електроніці та інших галузях. Наприклад, випадкові вібрації можуть впливати на міцність конструкцій, швидкість виробництва, точність вимірювань та інші параметри. Правильний аналіз випадкових вібрацій дозволяє забезпечити надійність та безпеку системи, що функціонує в умовах випадкових вібрацій.

У динамічному аналізі часто використовують різні типи вібрацій для аналізу динамічних властивостей системи. Вище були наведені основні типи вібрацій які використовуються в динамічному аналізі, їх особливості, їх застосування, опис та призначення.

Вибір певного типу вібрації залежить від цілей аналізу та властивостей системи, які необхідно вивчити. Однак, необхідно враховувати, що аналіз динамічних властивостей системи при впливі на неї вібрації має бути збалансованим та ґрунтуватись на відповідних методах та стандартах.

Кожен тип вібрації має свої особливості і може давати різні результати при динамічному аналізі.

1.3 Висновок

У першому розділі було розглянуто проектування кесона як конструктивного елемента крила планера. Був розглянутий алгоритм проектування конструкції крила. Було вибрано метод скінчених елементів для моделювання напруженого та вібраційного станів кесону крила планера. Також були розглянуті основні типи та властивості динамічного аналізу.

РОЗДІЛ 2

ТЕХНІЧНІ РОЗРАХУНКИ КОСО ЗАТИСНЕНОГО КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА

2.1 Об'єкт дослідження

Косозроблений кесон є тонкостінною конструкцією, що моделює міжлонжеронну частину крила літака з кутом стріловидності $\lambda = 45^\circ$. Він складається (рисунок 2.1) із чотирьох сталевих поясів I з площею поперечного перерізу $f = 2,4 \text{ см}^2$ кожний та дюралевою обшивкою 2 товщиною $\delta = 1 \text{ мм}$.

Верхня та нижня панелі обшивки підкріплені поздовжнім стрінгерним набором 3. Конструкція включає п'ять рівномірно розташованих діафрагм 4, перпендикулярних осі кесона; крім них є ще одна нервюра 5 в перерізі у закладенні. Основні розміри відсіку дано на рисунку 2.1.

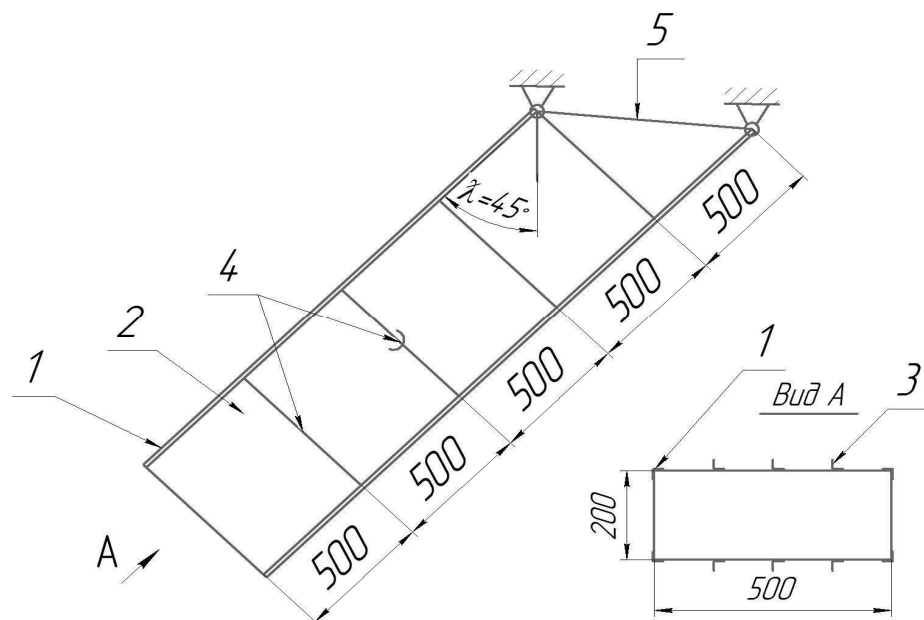


Рисунок 2.1 – Геометрія кесона

2.2 Теоретичні положення

Стрілоподібний кесон є пружною системою, не підпорядковується закону плоского розподілу відносних деформацій із перерізу. Це означає, що з визначення нормальних і дотичних напруг при вигині такого кесона, власне кажучи, не застосовна елементарна (балкова) теорія розрахунку тонкостінних конструкцій. Лише у перерізах, достатньо віддалених від загортання, напруги можна обчислювати по елементарній теорії. Що ж до ділянки кесона поблизу закладення, то тут позначається вплив стріловидності. Воно призводить до того, що зусилля в передніх (довших) поясах зменшуються, а зусилля в задніх (короткіших) поясах збільшуються по порівнянню з тими значеннями, які дає балочна теорія.

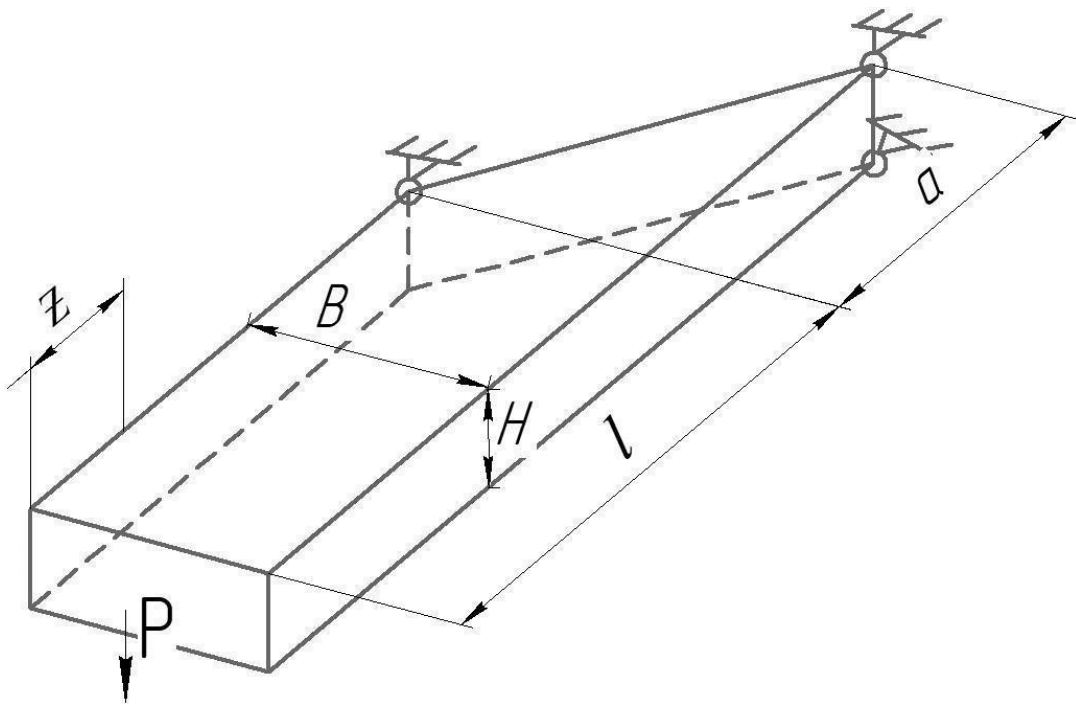


Рисунок 2.2 – Схема навантаження кесона

Розглянемо вигин кесона поперечною силою P , прикладеної на вільному кінці (Рисунок 2.2).

Припустимо спочатку, що верхня та нижня панелі обшивки відсутні і що сила P порівну сприймається передньою та задньою стінками кесона, як показано на рис. 2.3.

Вважаючи також, що згинальні моменти сприймаються лише поясами, отримаємо такі значення зусиль у них:

$$N_0 = \frac{P}{2H} z \quad (2.1)$$

Дотичні зусилля в бічних панелях виявляться при цьому рівними.

$$T_0 = \frac{P}{2H} \quad (2.2)$$

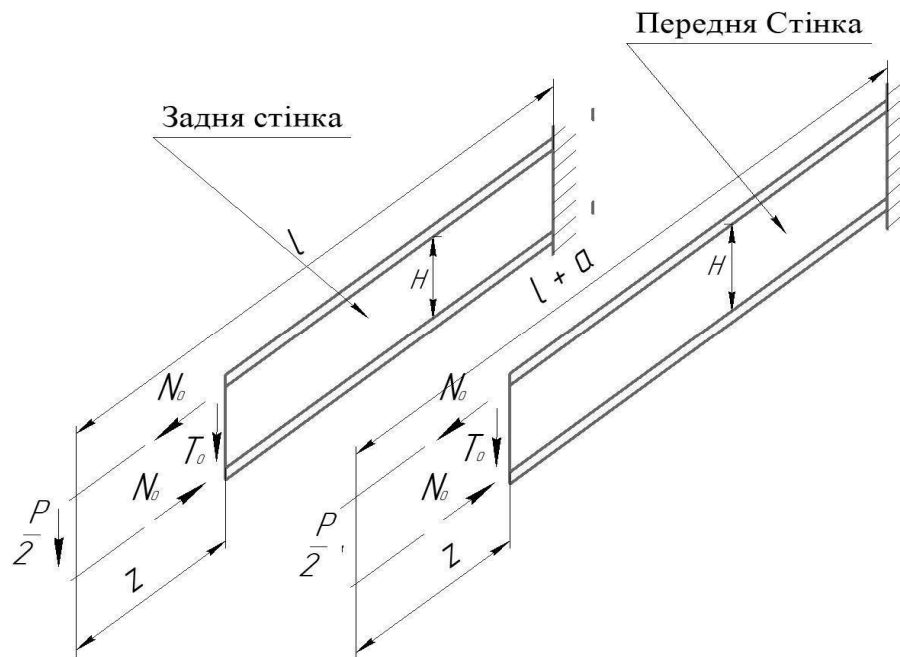


Рисунок 2.3 – Робота конструкції на згинання при відсутності верхньої та нижньої панелі обшивки

І через відмінності в довжинах стін абсолютні подовження передніх і задніх поясів будуть відрізнятися. Верхній пояс передньої стінки буде мати більше подовження, а нижній – більше укорочення, ніж відповідні пояси задньої стінки.

Так як пояси насправді з'єднані з верхньою та нижньою панелями, подібне деформування супроводжуватиметься зсувом цих панелей. В результаті у конструкції виникає додатковий самоврівноважений напружений стан, показаний на рис.2.4.

Тут через ΔT позначені дотичні зусилля, що виникають у верхній та нижній панелях на відстані z від вільного краю. Такі ж по величині дотичні зусилля виникнуть у бокових панелях, що впливає з умови рівності нулю крутного моменту в поперечному перерізі відсіку. Передаючись від панелей на пояси, зусилля ΔT викликають у них додаткові осьові зусилля, позначені на рис.2.4 через ΔN . Значення ΔT та ΔN пов'язані між собою наступним рівнянням рівноваги (див. рис. 2.5).

$$\Delta T = \frac{1}{2} \frac{dN}{dz} \quad (2.3)$$

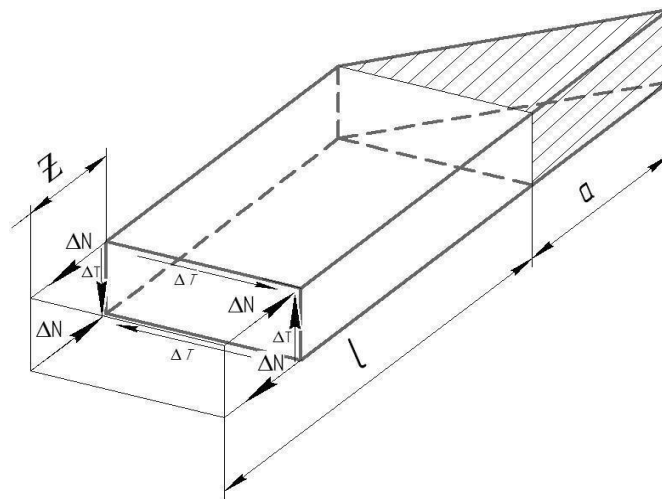


Рисунок 2.4 – Додатковий самоврівноважений напружений стан у поперечному перерізі відсіку, спричинений роботою на зсув верхньої та нижньої панелей

Щодо прикореневої частини обшивки (на рис.2.4 вона заштрихована), то тут думатимемо $\Delta T = 0$. Осьові зусилля ΔN в передніх поясах слідусе прийняти на цій ділянці постійними, співпадаючими зі значеннями $z = 1$.

Таким чином, напружений стан стріловидного кесона виходить підсумовуванням величин (2.1) та (2.2) з зусиллям ΔN і ΔT . Додаткові сили ΔN в поясах є статично невизначеними величинами.

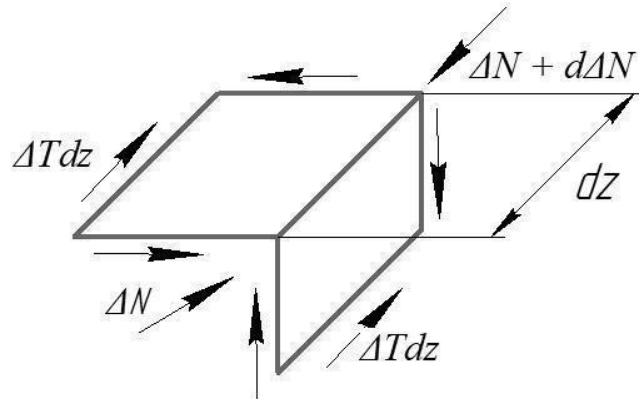


Рисунок 2.5 – Схеми сил, діючих на елемент конструкції в додатковому напруженому стані

Їх можна знайти з умови мінімуму потенційної енергії деформації конструкції.

Щоб врахувати роботу обробки на розтягнення-стиснення, будемо замість дійсних площ поясів брати наведені площі, що включають частку прилеглої до них обшивки.

В основному напруженому стані, показаному на рис.2.3, в якості наведеної площі будемо брати величину:

$$f_0 = f + \frac{E_0}{E} \left(\frac{B\delta}{2} + \frac{H\delta}{6} \right) \quad (2.4)$$

де f – площа перерізу пояса, E_0 - модуль пружності обшивки, E - модуль пружності пояса, δ - товщина обшивки. Тут прийнято, що разом із поясом працює половина площі перерізу горизонтальної панелі і $1/6$ площі перерізу вертикальної панелі. Останній результат впливає з умови рівності моментів інерції дійсного перерізу панелі та еквівалентного йому перерізу, утвореного двома зосередженими площами

(рис. 2.6). У додатковому напруженому стані, показаному на рис. 2.4, приведену площу, прийmemo рівній:

$$f_1 = f + \frac{E_0}{E} \left(\frac{B\delta}{6} + \frac{H\delta}{6} \right) \quad (2.5)$$

оскільки тут і вертикальні, і горизонтальні панелі знаходяться в умовах згину. Зазначимо, що у формулах (2.4) та (2.5) нехтується впливом стрінгерів.

Множник E_0/E у цих формулах є редуційний коефіцієнт, враховуючий неоднорідність матеріалу конструкції (приведення здійснено до матеріалу поясів). У результаті для зусилля ΔN можна отримати наступний вираз:

$$\Delta N = Csh(kz) \quad (z \leq l) \quad (2.6)$$

де

$$k = \sqrt{\frac{8G\delta}{Ef_1(B+H)}}$$

$$C = \frac{2l+a}{2H} \frac{\psi}{1+\psi} e^{-kl} p$$

$$\psi = \frac{ka}{2f_1} \left(f + \frac{E_0 H \delta}{6E} \right) \quad (2.7)$$

G – модуль зсуву матеріалу обшивки.

Напруги в задніх поясах розраховуються при цьому по формулі:

$$\sigma = \frac{N_0}{f_0} + \frac{\Delta N}{f_1} \quad (2.8)$$

а в передніх по формулам:

$$\sigma = \frac{N_0}{f_0} - \frac{\Delta N}{f_1} \quad \text{при} \quad z \leq l$$

(2.9)

$$\sigma = \frac{N_0}{f_1} - \frac{\Delta N}{f_1} \quad \text{при} \quad z > l$$

В останніх формулах величина N_0 визначається рівністю (2.1), а ΔN_1 представляє собою значення ΔN при $z = 1$.

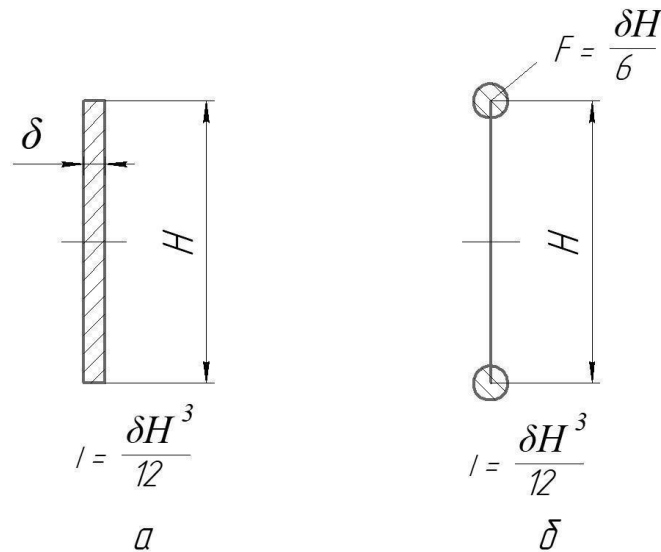


Рисунок 2.6 – Прямокутний переріз (а) та переріз, та переріз еквівалентний йому

2.3 Технічні розрахунки косо затисненого кесона крила планера

Дотичні зусилля в бічних панелях за (2.2)

$$T_0 = \frac{1 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,2} = 2500 \left(\frac{H}{m} \right)$$

Приведена площа за (2.5)

$$f_0 = 2,4 + \frac{7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{50 \cdot 0,1}{2} + \frac{20 \cdot 0,1}{6} \right) = \frac{407}{120} = 3,391 \text{ см}^2$$

Вираз для зусилля ΔN за (2.6):

$$\Delta N = Csh(kz) \quad (z \leq l)$$

де

$$k = \sqrt{\frac{8 \cdot 2,7 \cdot 10^4 \cdot 0,1}{2 \cdot 10^5 \cdot 2,808 \cdot (50 + 20)}} = 0,023$$

$$C = \frac{2 \cdot 200 + 50}{2 \cdot 20} \cdot \frac{0,515}{1 + 0,515} \cdot e^{-0,023 \cdot 200} \cdot 1 = 0,038$$

$$\psi = \frac{0,023 \cdot 50}{2 \cdot 2,808} \cdot \left(2,4 + \frac{7 \cdot 10^4 \cdot 20 \cdot 0,1}{6 \cdot 2 \cdot 10^5}\right) = 0,515$$

Перші доданки у формулах (2.8) і (2.9) збігаються з величинами, що визначаються елементарною теорією вигину, а другі доданки показують вплив косої загортання на напруження.

Таблиця 2.1 – Числові дані для розрахунку кесона крила планера

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа	$E_0 = 7 \cdot 10^4$ МПа	$G = 2,7 \cdot 10^4$ МПа
$f = 2,4$ см ²	$\delta = 0,1$ см, $H = 20$ см	$B = 50$ см
$l = 200$ см	$a = 50$ см	$P = 1$ кН

Як було зазначено вище, при виведенні формул (2.6) – (2.9) передбачалося, що обшивка бере участь разом із поясами у роботі на розтягування-стискання. Але поблизу закладення обшивка вимикається з роботи, оскільки зачеплення кесона здійснено.

2.4 Висновок

У другому розділі були проведені технічні розрахунки косо затисненого кесона крила планера. Була розглянута схема навантажень кесона, та сили які діють на кесон крила планера, в додатковому навантаженому стані.

РОЗДІЛ 3

СИМУЛЯЦІЙНА СКІНЧЕНО ЕЛЕМЕНТНА МОДЕЛЬ КОСО ЗАТИСНЕНОГО КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА

3.1 Дослідження напружено-деформованого стану косо затисненого кесона крила планера.

Вихідні дані: косозатиснений кесон з кутом стріловидності 45° , має чотири сталевих пояси площею перерізу 243 мм^2 кожен і дюралюмінієву обшивку товщиною 1 мм , на одному кінці навантажений поперечною силою 1 кН , на іншому його пояси закріплені нерухомо (рисунок 1). Верхня та нижня панелі обшивки додатково підкріплені дюралюмінієвими стрінгерами площею перерізу 40 мм^2 кожен. Конструкція включає п'ять рівномірно розташованих нервюр товщиною 1 мм , перпендикулярних до осі кесона; крім них є ще одна нервюра в перерізі біля закладення. Для сталі: модуль пружності $2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коефіцієнт Пуассона $0,3$; для дюралюмінію: модуль пружності $7,1 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; коефіцієнт Пуассона $0,3$.

Жорсткість на вигин та кручення поясів і стрінгерів невелика, що дозволяє використовувати для їх моделювання одновісні стрижневі елементи.

Визначаємо загальний напружено деформований стан кесона; будемо епюри осьових напружень у поясах.

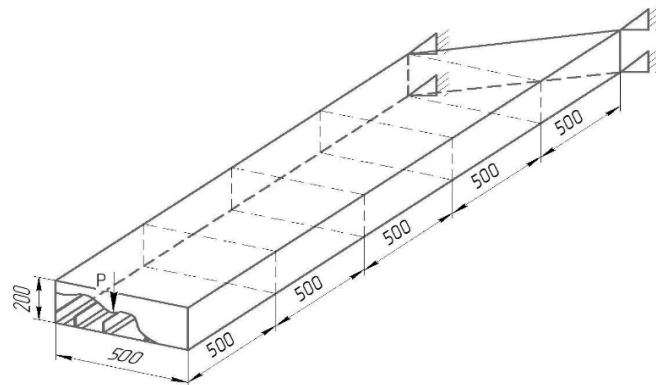


Рисунок 3.1 – Геометрія кесона

Для вирішення поставленого завдання пропонується виконати наступні дії.

1. Запустити пакет ANSYS, вказати ім'я завдання, наприклад Caisson1.
2. Встановити типи елементів, що використовуються в розрахунку, – 4-вузловий оболонковий елемент SHELL63 та 2-вузловий одновісний стрижневий елемент

LINK180: M_M>Preprocessor>Element Type>Add/Edit/Delete. Натискаємо Add, спочатку вибираємо Structural Shell>Elastic 4node 63, Apply, а потім – Structural Link>3D finit stn 180, OK та Close.

Опис елемента BEAM189

Елемент BEAM189 підходить для аналізу тонких або помірно товстих структур пучка. Елемент базується на теорії балок Тимошенка, яка включає ефекти зсуву та деформації. Елемент надає варіанти нестримного викривлення та стриманого викривлення поперечних перерізів.

Елемент є квадратичним елементом балки з трьома вузлами в 3-D. З налаштуваннями за замовчуванням у кожному вузлі виникає шість ступенів свободи; вони включають переміщення в напрямках x , y та z та обертання навколо напрямків x , y та z . Доступний додатковий сьомий ступінь свободи (величина викривлення). Елемент добре підходить для лінійного застосування, великого обертання та/або великої нелінійної деформації.

Елемент за замовчуванням включає умови жорсткості напруги в будь-якому аналізі. Надані терміни напруження-жорсткості дозволяють елементам аналізувати проблеми стабільності на згинання, бокової та крутильної стійкості.

Підтримуються моделі пружності, пластичності, повзучості та інших нелінійних матеріалів. Поперечний переріз, пов'язаний з цим типом елемента, може бути побудованим перерізом, що посилається на кілька матеріалів.

Опис елемента SHELL281

SHELL281 підходить для аналізу оболонок від тонких до помірно товстих. Елемент має вісім вузлів із шістьма ступенями свободи в кожному вузлі: переміщення по осях x , y та z та обертання навколо осей x , y та z . (При використанні мембранного варіанту елемент має лише поступальні ступені свободи.) SHELL281 добре підходить для лінійних додатків, великих обертів і/або великих нелінійних навантажень. Зміна товщини оболонки враховується в нелінійному аналізі. Елемент враховує ефект слідкуючого елемента (жорсткість навантаження) від розподілених тисків. SHELL281

можна використовувати для багатошарових застосувань для моделювання композитних оболонок або сендвіч-конструкцій. Точність моделювання композитних оболонок регулюється теорією зсуву-деформації першого порядку (зазвичай її називають теорією оболонок Міндліна-Рейснера).

Формулювання елемента базується на вимірюванні логарифмічної деформації та істинного напруження. Кінематика елемента допускає кінцеві деформації (розтягнення) мембрани. Однак зміни кривизни в межах часу вважаються невеликими.

4. Задати властивості матеріалу: M_M>Preprocessor>Material Props>Material Models.

Для дюралюмінію визначаємо першу модель матеріалу (Material Model Number 1) У правому вікні «Material Models Available» послідовно вибираємо Structural>Linear>Elastic>Isotropic.

Вводимо:

MPTEMP,,,,,,,,

MPTEMP,1,0

MPDATA,EX,1,,E_al

MPDATA,PRXY,1,,mu_al

MPDATA,DENS,1,,ro_al

EX: 7.1e4 (модуль пружності дюралюмінію, МПа)

PRXY: 0.3 (коефіцієнта Пуассона дюралюмінію)

ОК.

Для сталі визначаємо другу модель матеріалу (Material Model Number 2). У меню діалогової панелі вказуємо Material>New model, ОК.

Послідовно вибираємо Structural>Linear>Elastic>Isotropic.

Вводимо:

MPTEMP,,,,,,,,

MPTEMP,1,0

MPDATA,EX,2,,E_st

MPDATA,PRXY,2,,mu_st

MPDATA,DENS,2,,ro_st

EX: 2.1e5 (модуль пружності сталі, МПа)

PRXY: 0.3 (коефіцієнт Пуассона сталі)

5. Побудувати прямокутний паралелепіпед з розмірами 500x200x2500:

BLOCK,0,H,0,B,0,1+a,

ansys apdl command BLOCK

Для кращого огляду конструкції встановимо за допомогою кнопки Isometric Вигляд панелі керування видом ізометричної проекції.

6. Розрізати паралелепіпед по площинах рядових нервюр, розташованих через 500 мм перпендикулярно до осі кесона.

Command WPCSYS - Визначає розташування робочої площини на основі системи координат.

WPCSYS,-1,0	wpoff,0,0,(1-
wpro,,90.000000,	B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3
wpoff,0,0,-B/4	ASBW,ALL
ASBW, 11	wpoff,0,0,(1-
ASBW, 12	B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3
wpoff,0,0,-B/4	ASEL,S,LOC,Z,0,1
ASBW, 2	ASBW,ALL
ASBW, 5	wpoff,0,0,(1-
wpoff,0,0,-B/4	B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3
ASBW, 8	ASEL,S,LOC,Z,0,1
ASBW, 2	ASBW,ALL
ADELE,1, , ,1	wpoff,0,0,(1-
ADELE,10, , ,1	B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3
WPCSYS,-1,0	ASEL,S,LOC,Z,0,1

ASBW,ALL

7. Розрізати паралелепіпед, найбільш віддалений від початку координат, площині кореневої нервюри, що проходить під кутом 45° до осі кесона.

wpoff,H,B,l+a

wpro,,90.000000,

omega=-90+hi

wprot,0,omega,0

8. Видалити об'єм у вигляді трикутної призми, найбільш віддалений від початку координат:

VSBW,1

9. Видалити тільки обсяги, залишивши об'єкти, що їм належать, нижчого порядку:

VDELE, 2, , ,1

VDELE, 3

10. Розрізати поверхні для одержання ліній, що становлять осі стрінгерів.

WPCSYS,-1,0

WPCSYS,-1,0

wpro,,90.000000,

wpoff,0,0,(1-

wpoff,0,0,-B/4

B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3

ASBW, 11

ASBW,ALL

ASBW, 12

wpoff,0,0,(1-

wpoff,0,0,-B/4

B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3

ASBW, 2

ASEL,S,LOC,Z,0,1

ASBW, 5

ASBW,ALL

wpoff,0,0,-B/4

wpoff,0,0,(1-

ASBW, 8

B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3

ASBW, 2

ASEL,S,LOC,Z,0,1

ADELE,1, , ,1

ASBW,ALL

ADELE,10, , ,1

wpoff,0,0,(1-ASEL,S,LOC,Z,0,1
 B*sin(pi*hi/180)/cos(pi*hi/180))/3 ASBW,AL

11. Об'єднати лінії поясів.

Command FLST - визначає дані, необхідні для операції комплектування.

FLST,2,5,4,ORDE,5	FITEM,2,67	LGLUE,P51X
FITEM,2,21	FITEM,2,75	FLST,2,5,4,ORDE,5
FITEM,2,34	FITEM,2,95	FITEM,2,18
FITEM,2,51	FITEM,2,112	FITEM,2,49
FITEM,2,73	LGLUE,P51X	FITEM,2,78
FITEM,2,108	FLST,2,5,4,ORDE,5	FITEM,2,98
LGLUE,P51X	FITEM,2,8	FITEM,2,113
FLST,2,5,4,ORDE,5	FITEM,2,36	LGLUE,P51X
FITEM,2,5	FITEM,2,74	FLST,2,5,4,ORDE,5
FITEM,2,27	FITEM,2,85	FITEM,2,56
FITEM,2,52	FITEM,2,110	FITEM,2,80
FITEM,2,71	LGLUE,P51X	FITEM,2,100
FITEM,2,109	FLST,2,4,4,ORDE,4	FITEM,2,104
LGLUE,P51X	FITEM,2,39	FITEM,2,115
FLST,2,5,4,ORDE,5	FITEM,2,47	LGLUE,P51X
FITEM,2,6	FITEM,2,76	FLST,2,5,4,ORDE,5
FITEM,2,63	FITEM,2,86	FITEM,2,53
FITEM,2,72	LGLUE,P51X	FITEM,2,79
FITEM,2,91	FLST,2,4,4,ORDE,4	FITEM,2,99
FITEM,2,111	FITEM,2,40	FITEM,2,102
LGLUE,P51X	FITEM,2,77	FITEM,2,114
FLST,2,5,4,ORDE,5	FITEM,2,83	LGLUE,P51X
FITEM,2,37	FITEM,2,97	

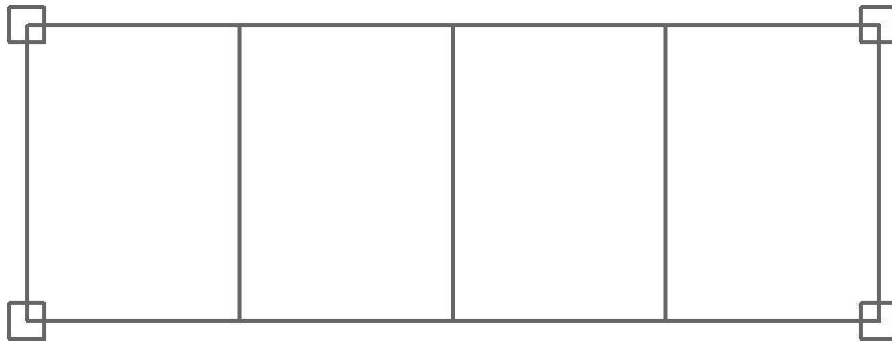


Рисунок 3.2 – Вибір ліній поясів стрілоподібного кесона

12. Встановити атрибути елементів: M_M>Preprocessor>Meshing>MeshTool.

Визначити коефіцієнти геометрії для вибраних типів елементів:

Товщина оболонки $\delta = 0,001$ м

sect,3,shell,,delta

secdata, delta,1,0.0,3

secoffset,MID

seccontrol,,,, , , ,

Геометрії модельованих перерізів стержнів

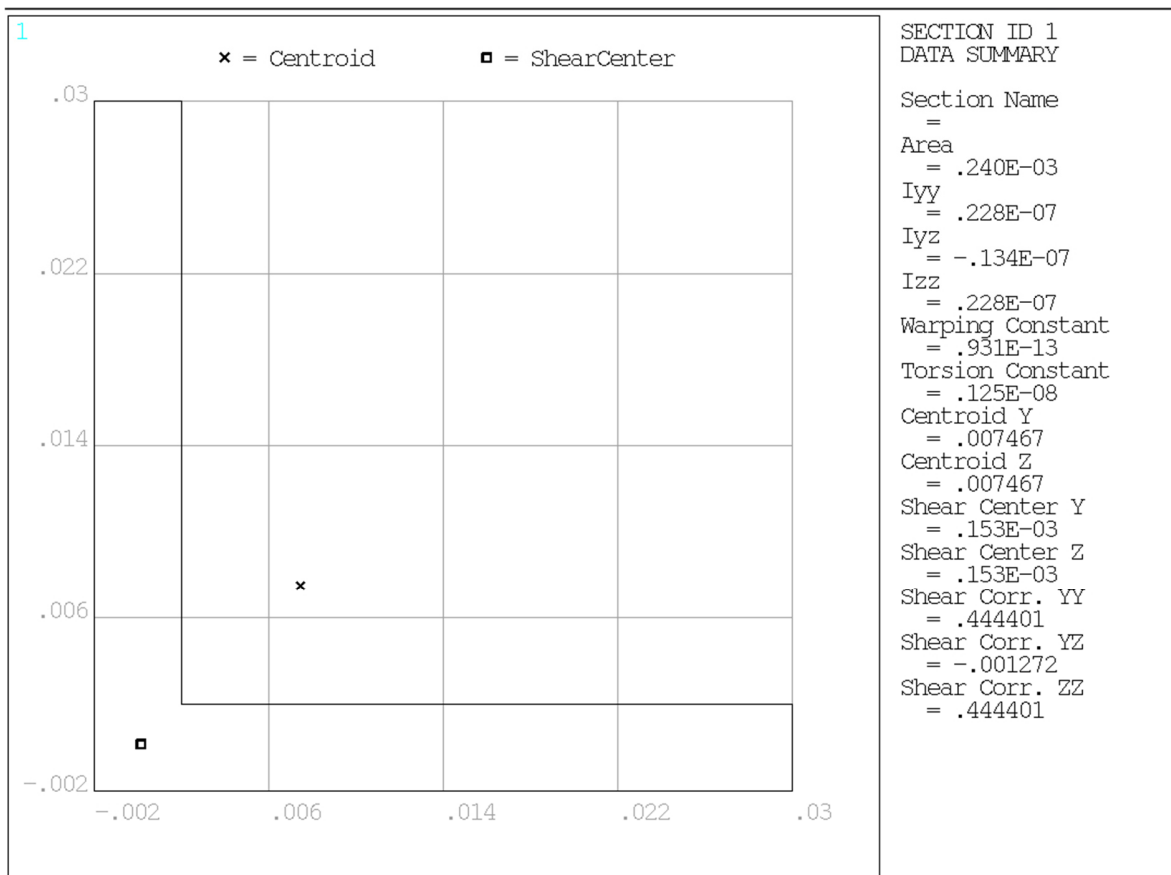


Рисунок 3.3 – Геометрія L-подібного перерізу

Розмір полки та товщина кутника ГОСТ 8509-93 $A = 2.43 \text{ см}^2$

$w = 0,032 \text{ м}$

$t = 0,004 \text{ м}$

L-подібний переріз

SECTYPE, 1, BEAM, L, , 5

SECOFFSET, ORIG

SECDATA,w,w,t,t,0,0,0,0,0,0,0

SECTYPE, 2, BEAM, L, , 5

SECOFFSET, CENT

SECDATA,w,w,t,t,0,0,0,0,0,0,0

13. Розбити всі поверхні на кінцеві елементи:

M_M>Preprocessor>Meshing>MeshTool. Глобальний розмір довжини сторони елементів задаємо рівним 50 мм. Для цього натискаємо кнопку Set рядка "Global" і в полі "Element edge length" (Довжина сторони елемента) вводимо відповідне значення.

У списку «Mesh» як об'єкти для розбиття вибираємо Areas (поверхні).

Незважаючи на те, що всі поверхні є «правильними», встановлюємо режим Free (вільна сітка), оскільки в цьому випадку виходить більш якісна сітка в областях трикутної форми.

Для створення сітки далі слід натиснути кнопку Mesh і вказати всі поверхні (Pick All).

AATT, 1, , 2, 0, 3

MSHAPE,0,2D

MSHKEY,0

ASEL, , , ,ALL

CM,_Y1,AREA

CHKMSH,'AREA'

CMSEL,S,_Y

AMESH,_Y1

CMDELE,_Y

CMDELE,_Y1

CMDELE,_Y2

14. Розбити лінії, що представляють пояси та стрінгери, на кінцеві елементи:

M_M>Preprocessor>Meshing>MeshTool.

Спочатку за допомогою менеджера компонентів (команда U_M>Select>

Component Manager) вибираємо відразу два компоненти Roaysa та Stringers.

У списку "Mesh" панелі "MeshTool" вказуємо Lines (лінії).

Для генерації сітки далі слід натиснути кнопку Mesh і вказати всі активні в даний момент лінії (Pick All).

elsise=0.01

LESIZE,ALL,elsise,

AESIZE,ALL,elsise,

FLST,2,48,4,ORDE,31

FITEM,2,-40

FITEM,2,85

FITEM,2,5

FITEM,2,47

FITEM,2,-86

FITEM,2,-6

FITEM,2,49

FITEM,2,91

FITEM,2,8

FITEM,2,51

FITEM,2,95

FITEM,2,18

FITEM,2,-53

FITEM,2,97

FITEM,2,21

FITEM,2,56

FITEM,2,-100

FITEM,2,27

FITEM,2,63

FITEM,2,102

FITEM,2,34

FITEM,2,67

FITEM,2,104

FITEM,2,36

FITEM,2,71

FITEM,2,108

FITEM,2,-37

FITEM,2,-80

FITEM,2,-115

FITEM,2,39

FITEM,2,83

LMESH,P51X

15. Встановити граничні умови:

M_M>Solution>Define Loads>Apply>

Structural>Displacement>On Keypoints.

Вказуємо чотири кутові точки перерізу біля закладення і після натискання кнопки ОК в полі «DOFs to be constrained» (ступеня свободи, які мають бути обмежені) вибираємо значення All DOF (усі ступені свободи).

FLST,2,4,3,ORDE,2

FITEM,2,7

FITEM,2,-10

/GO

DK,P51X, , , ,1,UX,UY,UZ, , , ,

16. Прикласти навантаження.

FLST,2,10,3,ORDE,7

FITEM,2,1

FITEM,2,-5

FITEM,2,11

FITEM,2,13

FITEM,2,15

FITEM,2,17

FITEM,2,19

/GO

FK,P51X,FX,P/10

17. Запустити задачу на розрахунок.

SOLVE

18. Вибір стержнів.

Нехай розташування поясів буде наступне:

Зелений пояс.

ALLSEL,ALL

Вибираємо підмножину рядків.

LSEL,S, , , 5

LSEL,A, , , 34

LSEL,A, , , 71

LSEL,A, , , 73

LSEL,A, , , 52

LSEL,A, , , 51

LSEL,A, , , 109

LSEL,A, , , 108

LSEL,A, , , 27

LSEL,A, , ,

/VIEW, 1, -0.305191685232 , -0.295093338113 , -0.905415902813

/ANG, 1, 80.2136377011

/REPLO

/UDOC,1,DATE,OFF

ESLL,S

N, N повздожня сила

Заповнюємо таблицю значень елементів для подальшої обробки даних

ETABLE,FXI,SMISC,1

ETABLE,FXJ,SMISC,14

Відобразимо вибрані елементи у вигляді контурної області вздовж лінійних елементів

PLLS, FXI, FXJ

Робимо print screen внутрішнім інтерфейсом.

/SHOW,JPEG,,0

/RGB,INDEX,100,100,100,0

JPEG,QUAL,100,

/RGB,INDEX,0,0,0,15

JPEG,ORIENT,HORIZ

/REPLOT

JPEG,COLOR,2

/CMAP,_TEMPCMAP_,CMP

JPEG,TMOD,1

/DELETE,_TEMPCMAP_,CMP

/GFILE,800,

/SHOW,CLOSE

/CMAP,_TEMPCMAP_,CMP,,SAVE

/DEVICE,VECTOR,0

Мкр, Нм крутний момент

Робимо за внутрішніми даними з елементів.

ETABLE,MXI,SMISC,4

ETABLE,MXJ,SMISC,17

Відображаємо елементи таблиці елементів як контурні області вздовж елементів.

PLLS, MXI, MXJ

Робимо print screen внутрішнім інтерфейсом.

```
/SHOW,JPEG,,0
JPEG,QUAL,100,
JPEG,ORIENT,HORIZ
JPEG,COLOR,2
JPEG,TMOD,1
/GFILE,800,
/CMAP,_TEMPCMAP_,CMP,,SAVE
/RGB,INDEX,100,100,100,0
/RGB,INDEX,0,0,0,15
/RELOT
/CMAP,_TEMPCMAP_,CMP
/DELETE,_TEMPCMAP_,CMP
/SHOW,CLOSE
/DEVICE,VECTOR,0
Му, Н*м згинальний момент
ETABLE,MYI,SMISC,2
ETABLE,MYJ,SMISC,15
PLLS,MYI,MYJ
Робимо print screen внутрішнім інтерфейсом.
/SHOW,JPEG,,0
JPEG,QUAL,100,
JPEG,ORIENT,HORIZ
JPEG,COLOR,2
JPEG,TMOD,1
/GFILE,800,
/CMAP,_TEMPCMAP_,CMP,,SAVE
/RGB,INDEX,100,100,100,0
/RGB,INDEX,0,0,0,15
```

```

/REPLOT
/CMAP,_TEMPCMAP,_CMP
/DELETE,_TEMPCMAP,_CMP
/SHOW,CLOSE
/DEVICE,VECTOR,0

```

Нижче на рисунках (3.4 – 3.7) приведені результати обчислень для геометрії L – перерізу, поясів в Ansys.

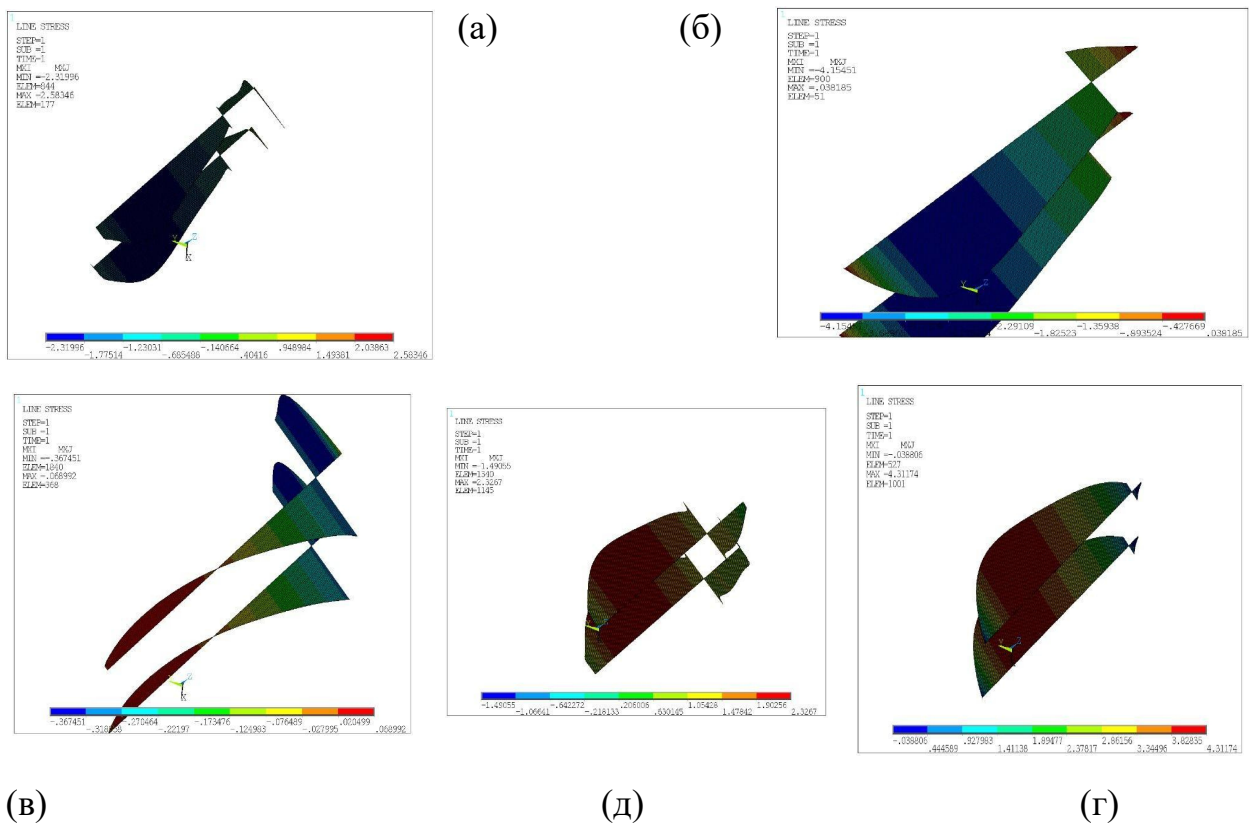
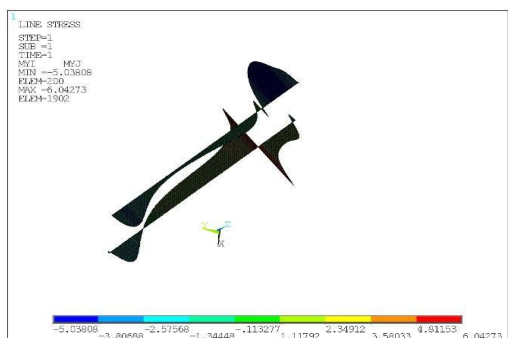
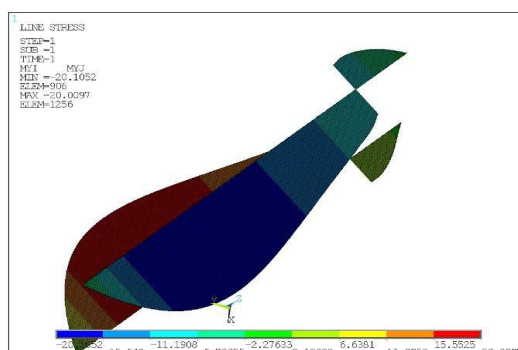


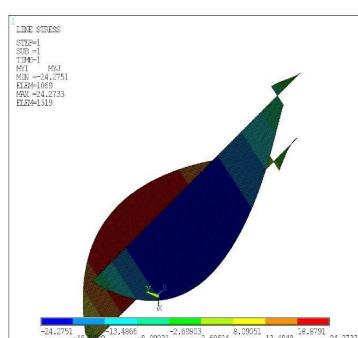
Рисунок 3.4 – Епюри внутрішніх силових факторів $M_{кр}$ (M_x), Н·м - крутних моментів: а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



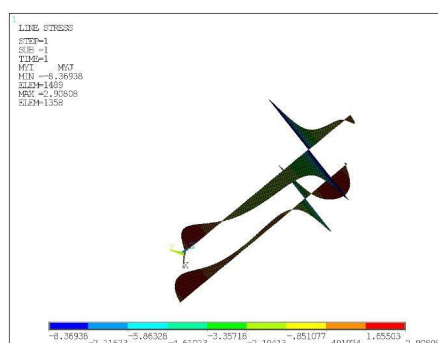
(а)



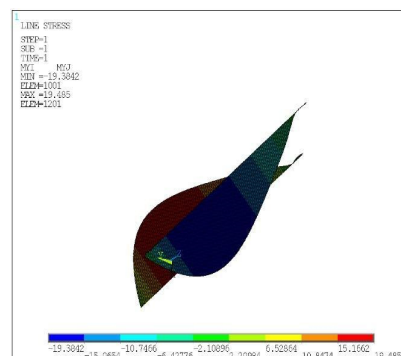
(б)



(в)



(г)



(д)

Рисунок 3.5 – Епюри внутрішніх силових факторів M_x , N - згинальних моментів відносно вісі OY :

а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.

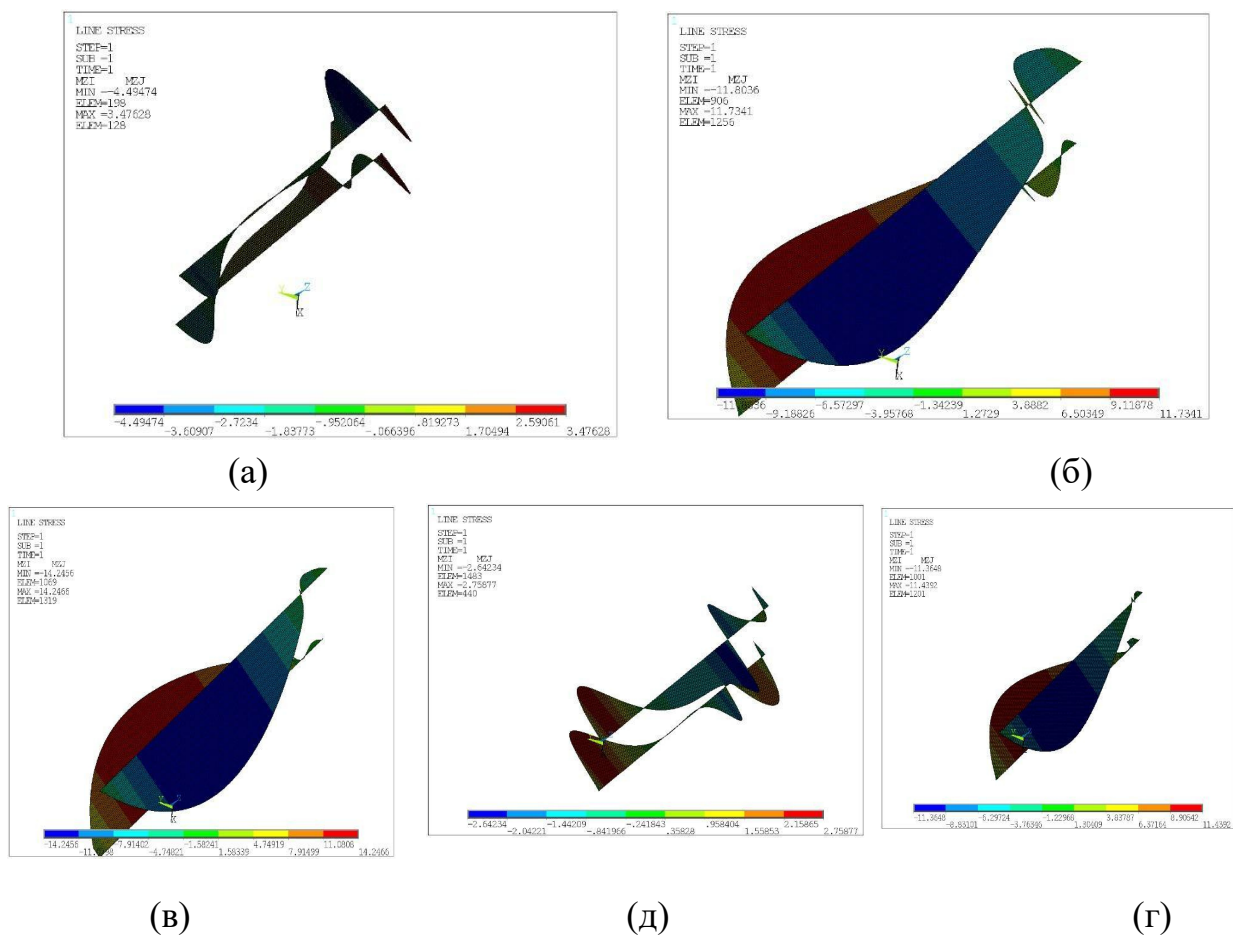
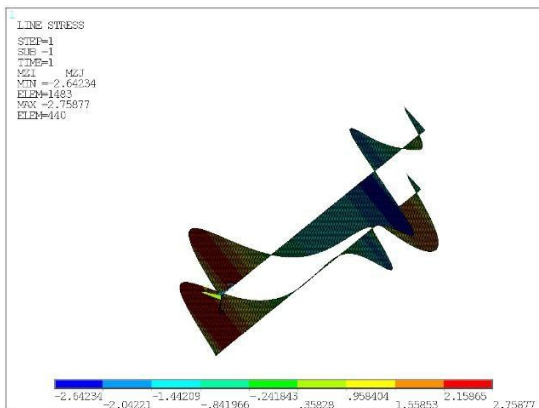
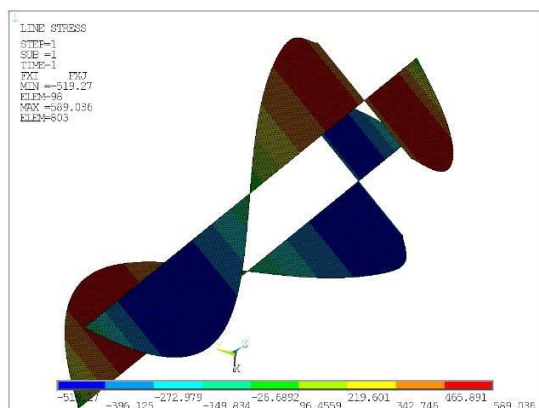


Рисунок 3.6 – Епюри внутрішніх силових факторів M_z , Н·м - згинальних моментів відносно вісі OZ:

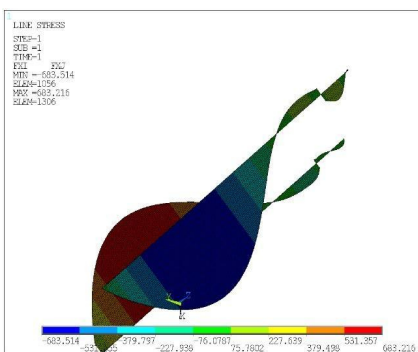
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



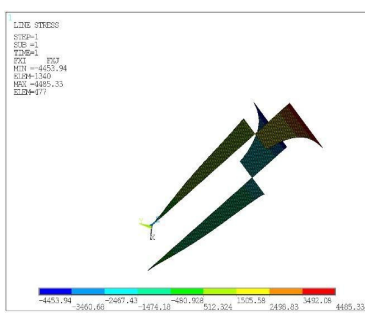
(а)



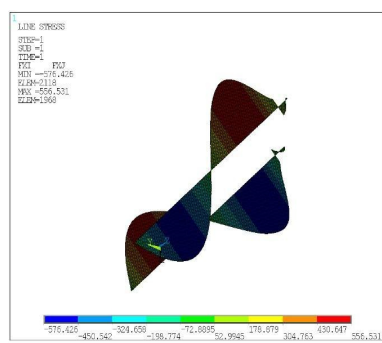
(б)



(в)



(д)



(г)

Рисунок 3.7 – Епюри внутрішніх силових факторів N (Fx), N – повздовжніх сил:

а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.

3.2 Спектральний аналіз косо затисненого кесона крила планера

3.2.1 Модальний аналіз.

Модальний аналіз – це аналіз, який виконується для визначення характеристик системи без будь-якого зовнішнього навантаження.

Модальний аналіз забезпечує огляд обмежень відповідей системи. Наприклад, він дає загальну відповідь на питання про те, якими є межі відповіді системи (наприклад, коли і скільки становить максимальне зміщення) для даного вхідного сигналу (наприклад, навантаження, прикладене із заданою амплітудою та частотою). Кожен предмет має власну частоту (або резонансну частоту), на якій він може вібрувати. Ця частота також є частотою, на якій об'єкт забезпечить передачу енергії з однієї форми в іншу (тут від вібрації до кінетики) з мінімальними втратами. У міру наближення частоти до резонансної амплітуда відгуку системи асимптотично зростає до нескінченності. Іншими словами, частота, на якій амплітуда досягає нескінченності, обчислюється за допомогою модального аналізу.

Модальний аналіз є основним типом динамічного аналізу, що забезпечує власні частоти, на яких конструкція резонує. Ці власні частоти мають першочергове значення в різних галузях техніки. Підвіски зазвичай налаштовані на різні власні частоти для легкових і гоночних автомобілів. Інженерам-конструкторам необхідно розрахувати власну частоту будівель, щоб сейсмічні хвилі, що виникають під час землетрусів, не відповідали власним частотам будівель.

3.2.2 Модальний аналіз косозатисненого кесона за допомогою Ansys.

FINISH

/SOL

modal solution

ANTYPE,2

!Визначає тип аналізу та статус перезапуску

MODOPT,LANP,12

!Визначає параметри модального аналізу

EQSLV,PCG

!Визначає тип розв'язника рівнянь

MXPAND,12, , ,1

!Визначає кількість режимів для розширення та запису для модального аналізу чи аналізу вигину

LUMPM,0

!Визначає формулювання матриці зосереджених мас

PSTRES,0 !Визначає, чи обчислюються чи включаються ефекти попереднього напруження

MODOPT,LANP,12,0,1000,

PCGOPT,0, ,AUTO, NO, ,AUTO

!Керує параметрами розв'язувача PCG

MSAVE,0

!Встановлює параметр збереження пам'яті розв'язувача. Цей параметр стосується лише розв'язувача PCG (включаючи PCG Lanczos)

/STATUS,SOLU

SOLVE

Таблиця 3.1 – Власні частоти коливань.

Мода	Власна частота коливань моделі з L – перерізом, Гц
1	93677
2	10828
3	12834
4	13588
5	26842
6	27236
7	31692
8	32703
9	43572
10	48454
11	49327
12	52297

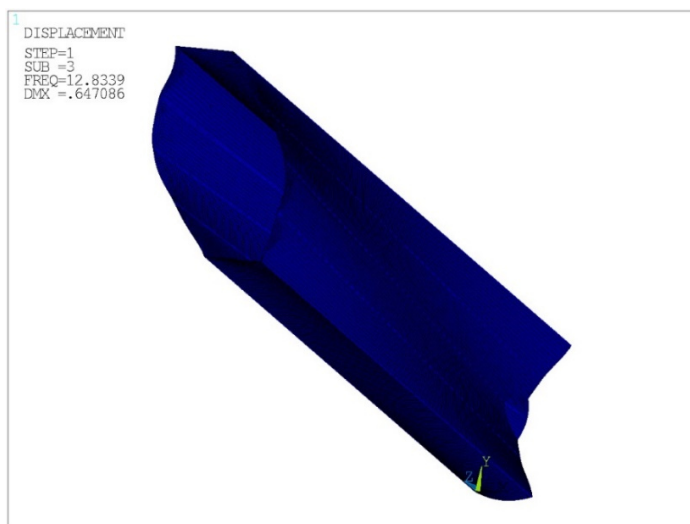


Рисунок 3.8 – Форма коливань кесона крила планера з L перерізом стрінгерів, що відповідає власній частоті 12,8339 Гц

3.2.3 Спектральний аналіз

Підтримуються два типи спектрального аналізу (ANTYPE, SPECTR): детермінований спектр відгуку метод і метод недетермінованих випадкових коливань. Допускається як збудження біля опори, так і збудження від опори. Три методи спектру відгуку: одноточковий, багатоточковий і динамічний метод аналізу конструкції. Метод випадкової вібрації використовує спектральну щільність потужності.

Припущення та обмеження

1. Структура лінійна.

2. Для спектрального аналізу одноточкового відгуку (SPOPT, SPRS) і методу аналізу динамічного дизайну (SPOPT, DDAM) структура збуджується спектром відомих компонентів напрямку та частоти, рівномірно діючи на всі опорні точки або на визначені невідтримувані головні ступені свободи (DOF).

3. Для аналізу багатоточкового спектру відгуку (SPOPT,MPRS) і спектральної щільності потужності (SPOPT,PSD), структура може збуджуватися різними вхідними спектрами в різних опорних точках або не підтримуватися вузлів. Допускається до десяти різних одночасних вхідних спектрів.

Можливість спектрального аналізу є окремим типом аналізу (ANTYPE, SPECTR), і їй має передувати частотно-модовий аналіз. Якщо потрібні комбінації режимів, потрібні режими також потрібно розширити.

Доступні чотири варіанти: одноточковий спектральний метод відгуку (SPOPT, SPRS), динамічний дизайн метод аналізу (SPOPT,DDAM), метод випадкової вібрації (SPOPT,PSD) і багатоточковий відгук спектральний метод (SPOPT, MPRS).

3.2.4 Одноточковий спектральний аналіз косозатисненого кесона за допомогою Ansys.

```

nuev= 9.1724
nu1=nuev-1
nu2=nuev+1
FINISH
/SOL
ANTYPE,8                               !Визначає тип аналізу та статус перезапуску
SPOPT,SPRS,12,0,0                       !Вибір типу спектру та інших параметрів спектру
SVTYP,3,0,                               !Визначає тип одноточкового спектра відгуку
SED,1,0,0,                               !Визначає напрямок збудження для спектра відгуку та аналізу PSD
ROCK,0,0,0,0,0,0,                       !Визначає спектр відгуку погойдування
FREQ,nu1,nu2,0,0,0,0,0,0,0,0           !Визначає точки частоти для таблиць SV проти FREQ.
SV,0.05,0.1,0.1,                         !визначає значення спектру, пов'язані з частотними точками.
SRSS,0.15,DISP, ,STATIC
/STATUS,SOLU
SOLVE

```


3.3 Висновок

В третьому розділі, методом скінчених елементів, побудовані симуляційні моделі статичного, модального та спектрального аналізів з визначенням напружено-деформівного та вібраційного станів. Побудова моделі містила задавання геометрії стержневих та оболонкових конструктивних елементів, розбиття на ансамбль скінчених елементів та прикладення граничних умов.

РОЗДІЛ 4

ПОЛІПШЕННЯ ГЕОМЕТРІЇ ПЕРЕРІЗУ СТРИНГЕРНОГО НАБОРУ
КЕСОНА КРИЛА ПЛАНЕРА4.1 Розрахунки геометрій розповсюджених перерізів стрингерного набору
за умови однакової металоемності

Геометрія стержня Z, T, П при збереженні маси рівної до L – подібного перерізу. Розглядаються

- L L – shaped section;
- Z Z – shaped section;
- T T – shaped section;
- П П – shaped section.

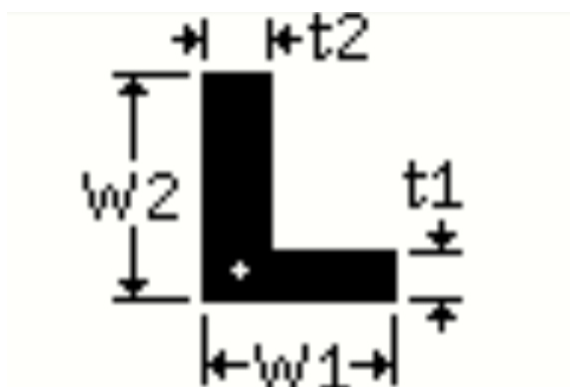


Рисунок 4.1 Геометрія L – подібного перерізу

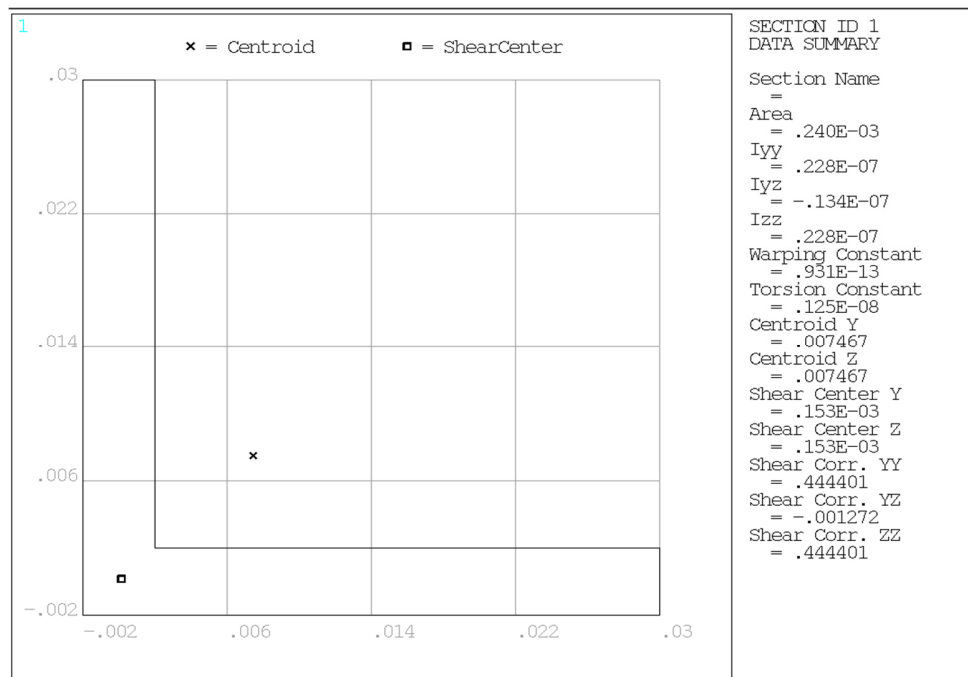


Рисунок 4.2 Геометричні характеристики L – подібного перерізу у симуляції

Геометричні розміри (лінійні розміри у м).

$$t_1 = t_2 = t = 0,004 \text{ м}$$

$$w_1 = w_2 = w = 0,032 \text{ м}$$

Площа перерізу:

$$A = w \cdot t \cdot 2 - t \cdot t = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$



Рисунок 4.3 Геометрія Z – подібного перерізу

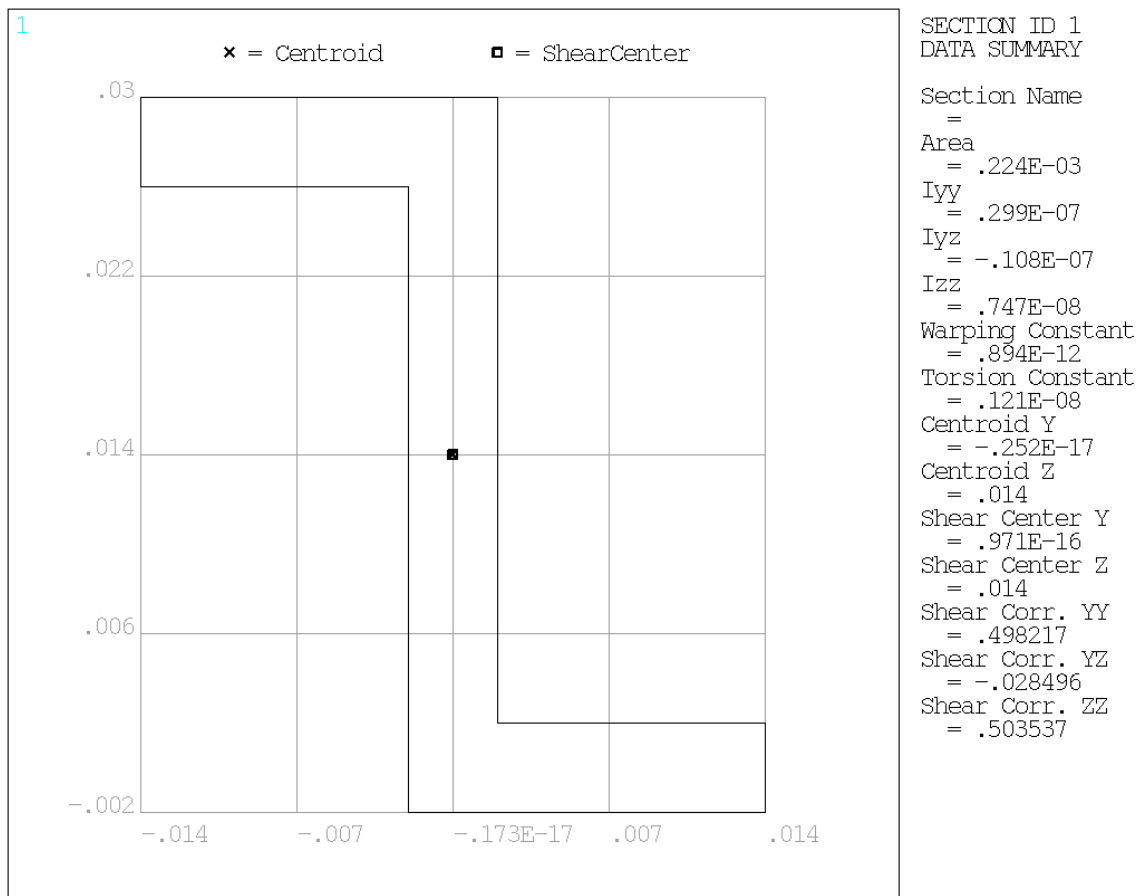


Рисунок 4.4 Геометричні характеристики Z – подібного перерізу у симуляції

Геометричні розміри (лінійні розміри у м).

$$t_1 = t_2 = t_3 = t = 0,004 \text{ м}$$

$$w_3 = w = 0,032 \text{ м}$$

Знайти $w_1 = w_2$ так, щоб площа A була незмінною.

Площа перерізу

$$A = w_1 \cdot z \cdot t + w \cdot t - 2 \cdot t \cdot t$$

$$w_1 \cdot z = \frac{A - (w \cdot t - 2 \cdot t \cdot t)}{2 \cdot t} = 0,016$$

$$w_1 = w_2 = 0,016 \text{ м}$$

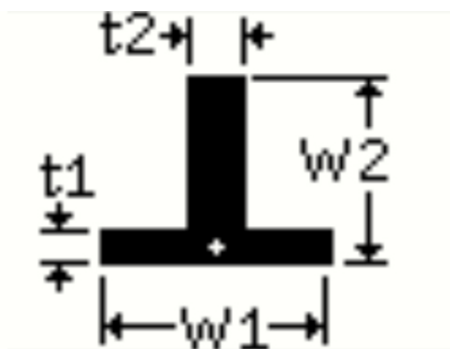


Рисунок 4.5 Геометрія Т – подібного перерізу

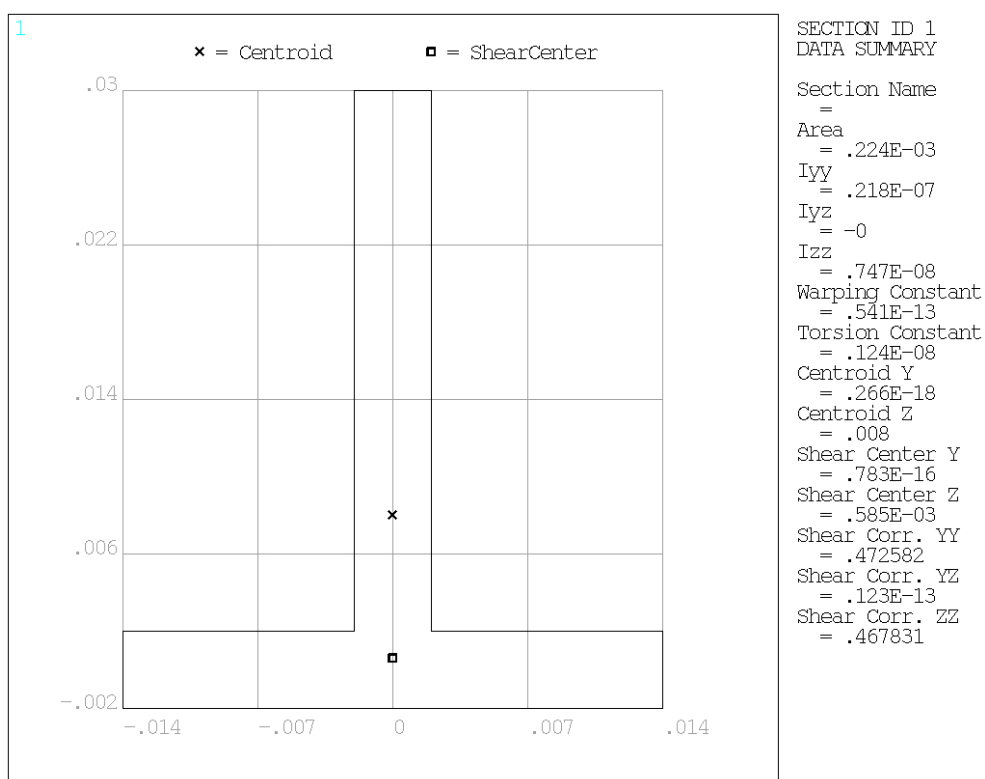


Рисунок 4.6 Геометричні характеристики Т – подібного перерізу у симуляції

$$t_1 = t_2 = t = 0,004 \text{ м}$$

$$w_2 = w = 0,032 \text{ м}$$

Знайти w_1 так, щоб площа A була незмінною.

$$A = w_1 \cdot t \cdot t + w \cdot t - t \cdot t$$

$$w_1 \cdot t = \frac{A - (w \cdot t - t \cdot t)}{t} = 0,028$$

$$w_1 = 0,028 \text{ м}$$

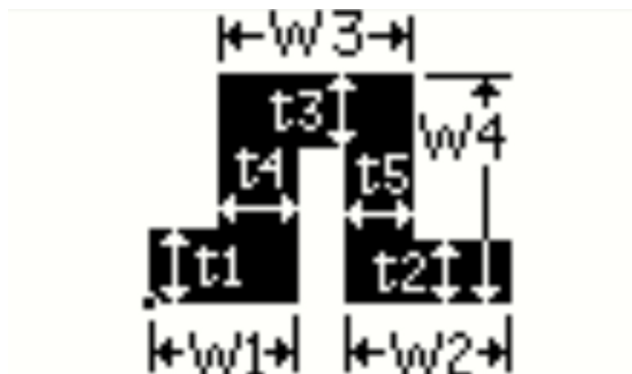


Рисунок 4.7 Геометрія П – подібного перерізу

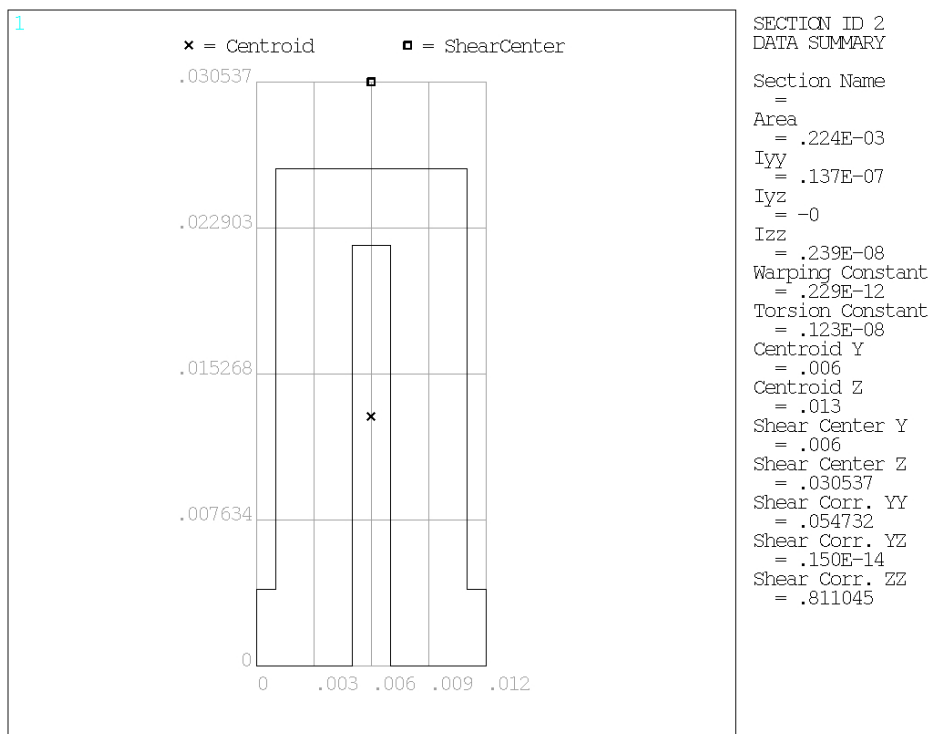


Рисунок 4.8 Геометричні характеристики П – подібного перерізу у симуляції

$$t_1 = t_2 = t_3 = t_4 = t_5 = t = 0,004 \text{ м}$$

$$w_4 = w = 0,032 \text{ м}$$

Знайти $w_1=w_2=w_3 / 2$ так, щоб площа А була незмінною.

$$A = \left(\frac{w_1 \Pi}{2} + w_1 \Pi + \frac{w_1 \Pi}{2} \right) \cdot t + 2 \cdot w \cdot t - 4 \cdot t \cdot t$$

$$w_1 \Pi = \frac{A - (2 \cdot w \cdot t - 4 \cdot t \cdot t)}{2 \cdot t} = 4 \cdot 10^{-3}$$

4.2 Результати симуляцій моделей для різних перерізів стрінгерного набору

Результати дослідження напружено-деформованого стану для прерізів Z, T, П.

Нижче на рисунках (4.9 – 4.12) приведені результати обчислень для геометрії П – перерізу, поясів в Ansys.

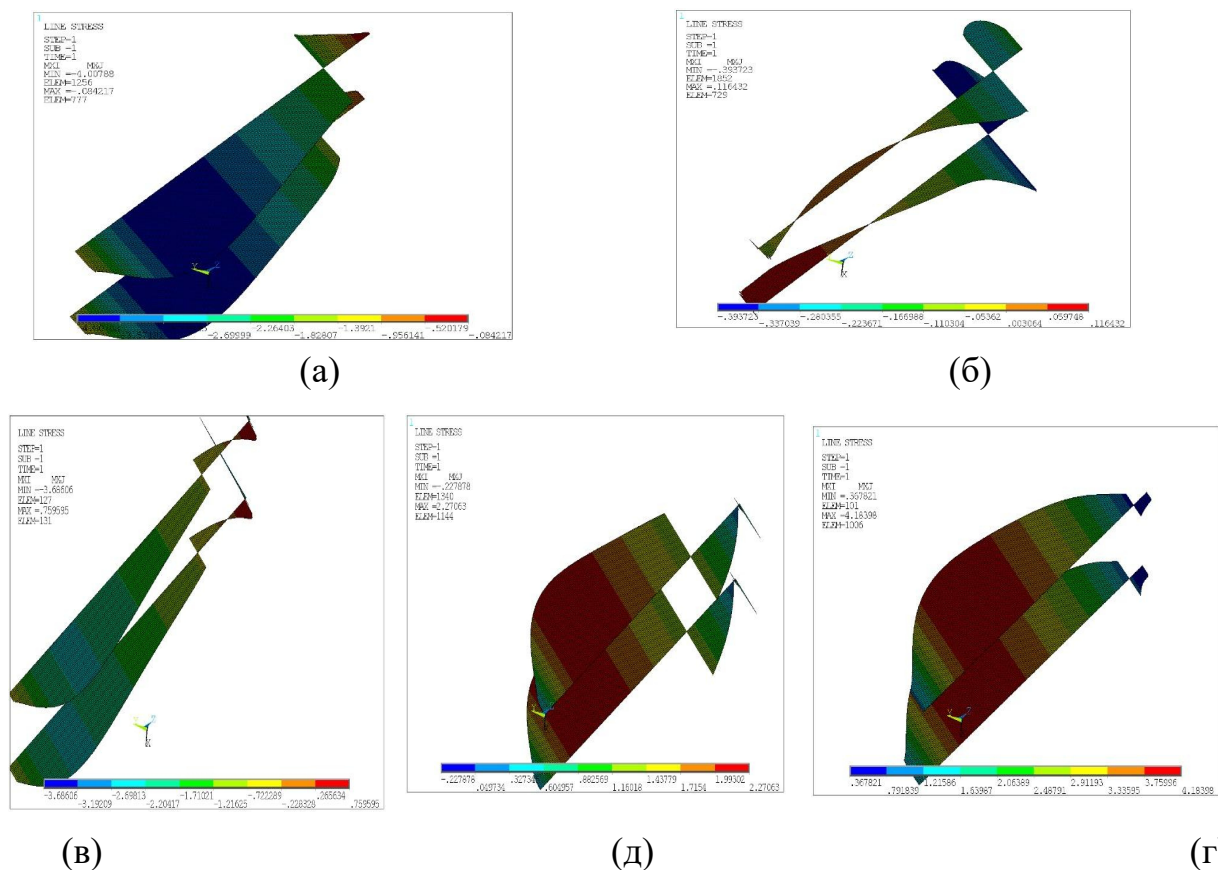
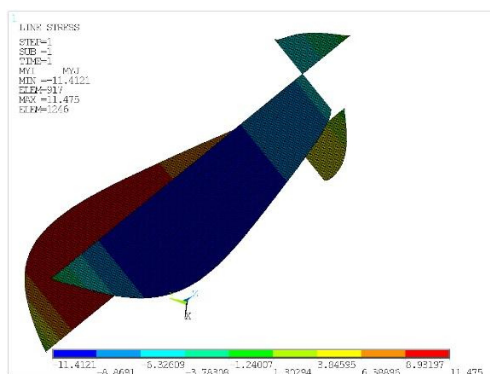
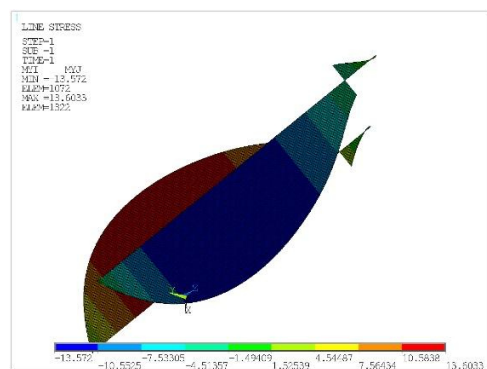


Рисунок 4.9 – Епюри внутрішніх силових факторів $M_{кр}$ (Мх), Н·м - крутних моментів:

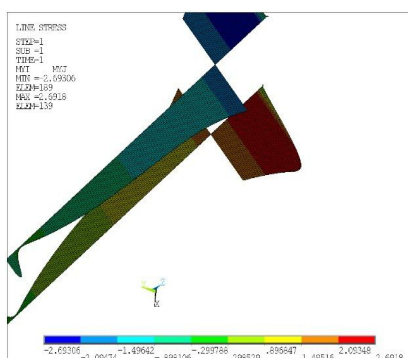
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



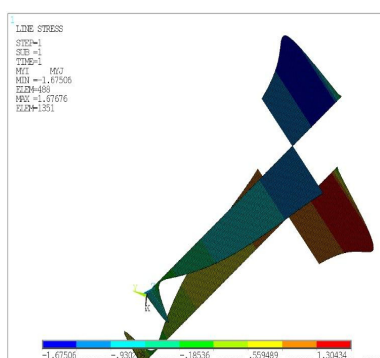
(а)



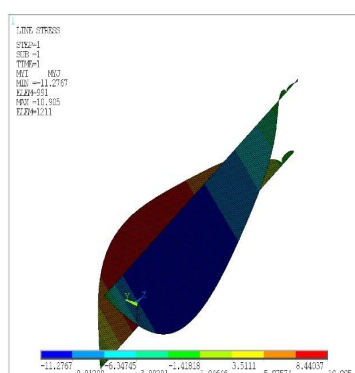
(б)



(в)



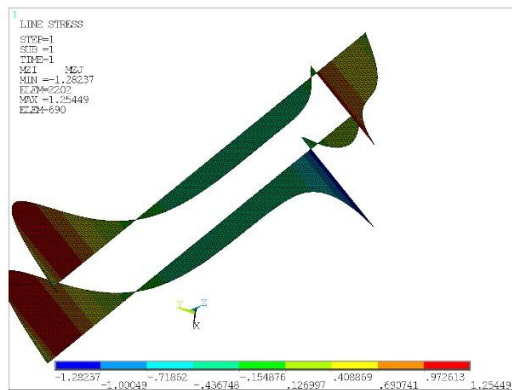
(д)



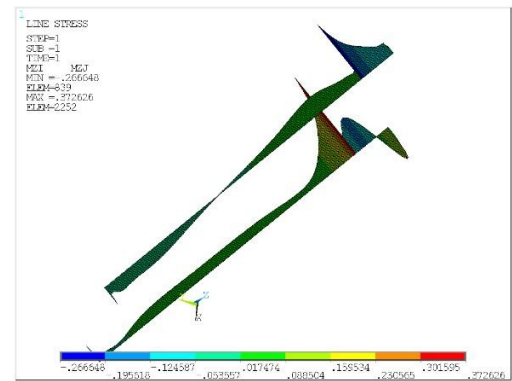
(г)

Рисунок 4.10 – Епюри внутрішніх силових факторів M_y , Н·м - згинальних моментів відносно вісі OY :

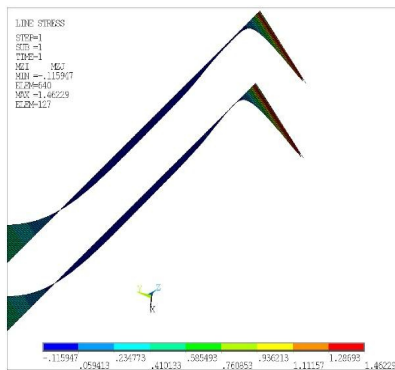
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



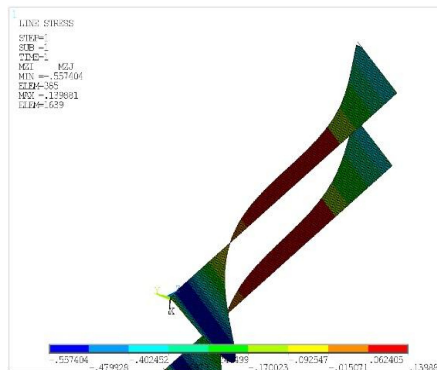
(a)



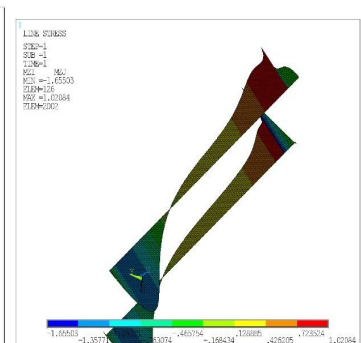
(б)



(в)



(г)



(д)

Рисунок 4.11 – Епюри внутрішніх силових факторів M_z , Н·м - згинальних моментів відносно вісі OZ:

а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.

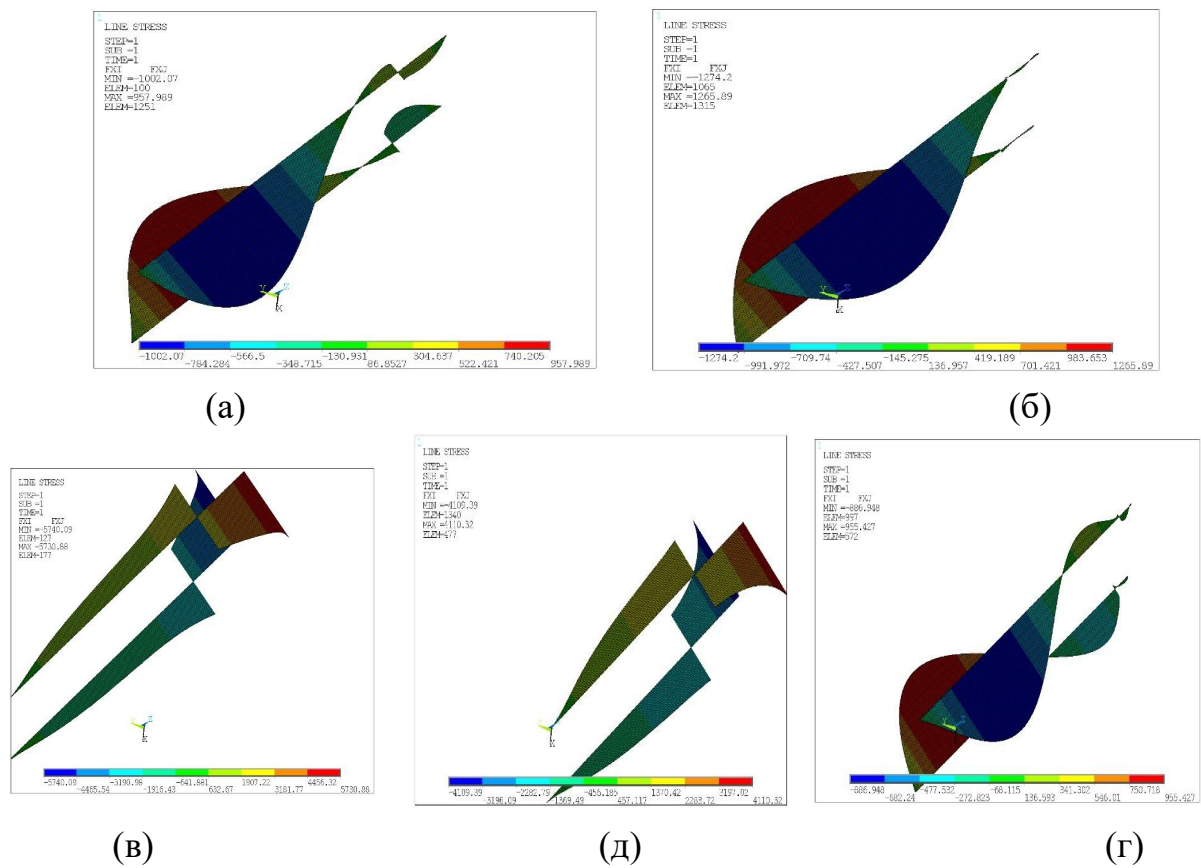


Рисунок 4.12 – Епюри внутрішніх силових факторів $N (F_x)$, N - повздовжніх

сил:

- а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.

Нижче на рисунках (4.13 – 4.16) приведені результати обчислень для геометрії Т – перерізу, поясів в Ansys.

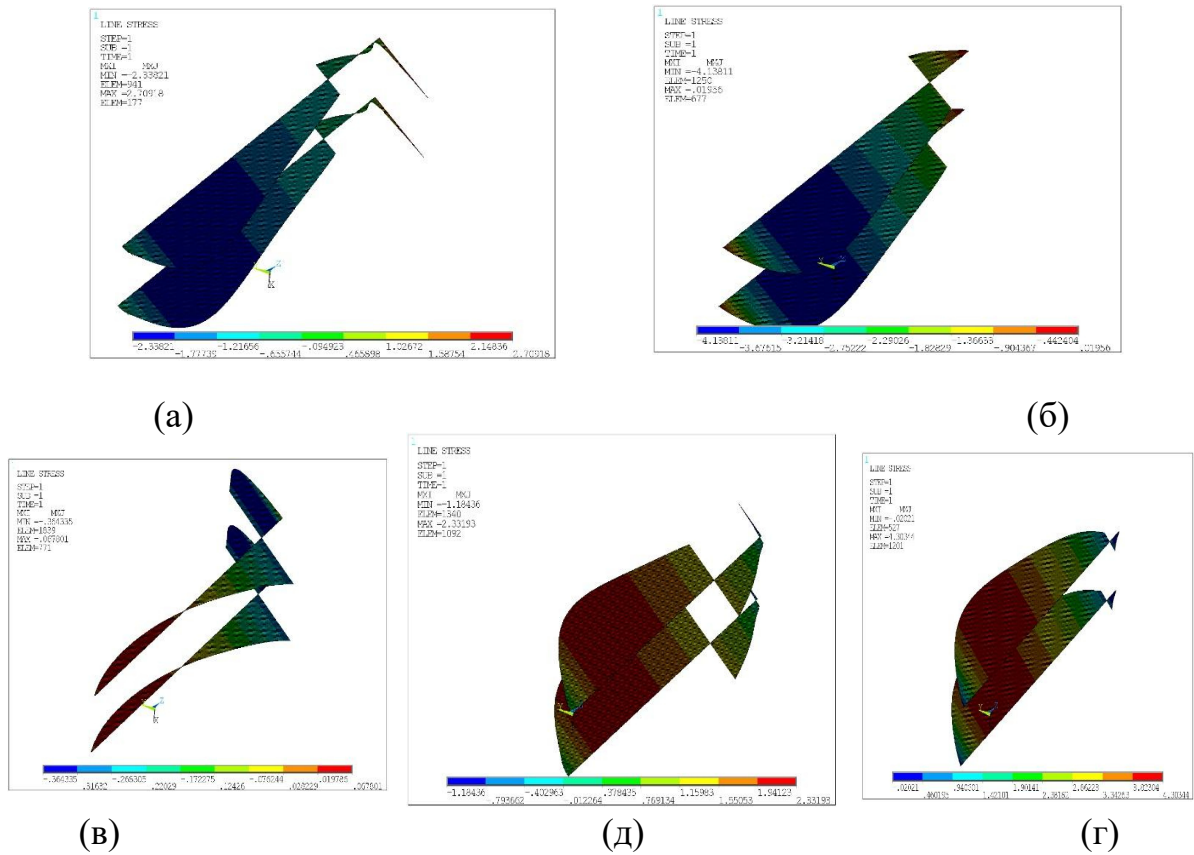
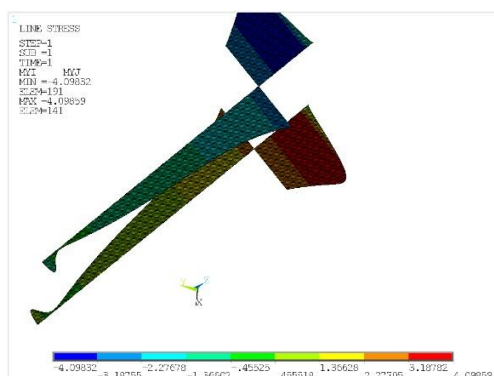
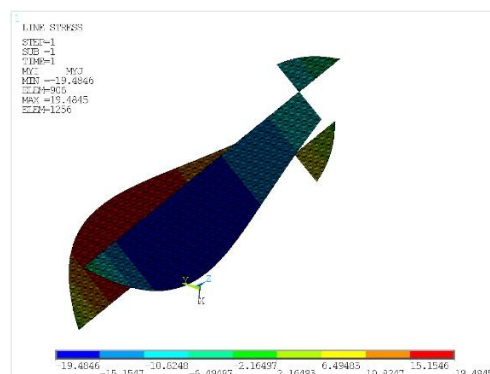


Рисунок 4.13 – Епюри внутрішніх силових факторів $M_{кр}$ (M_x), Н·м - крутних моментів:

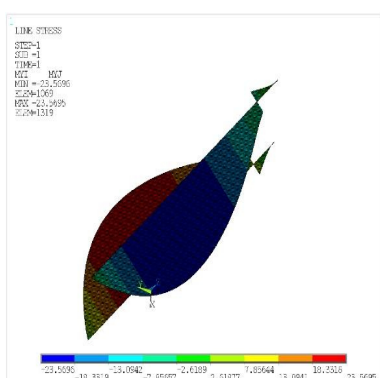
- а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



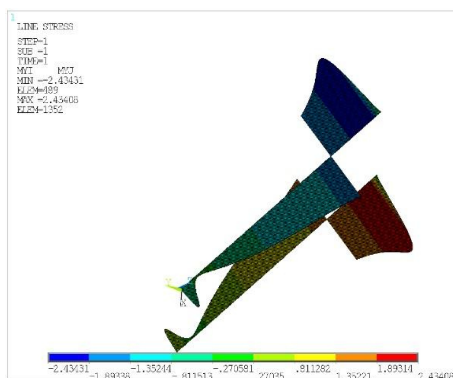
(a)



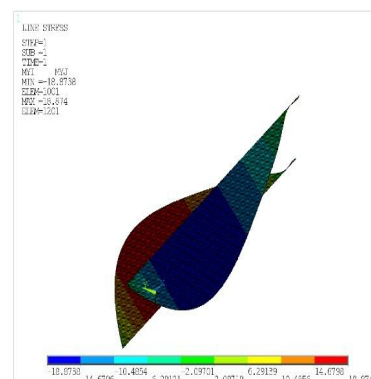
(б)



(в)



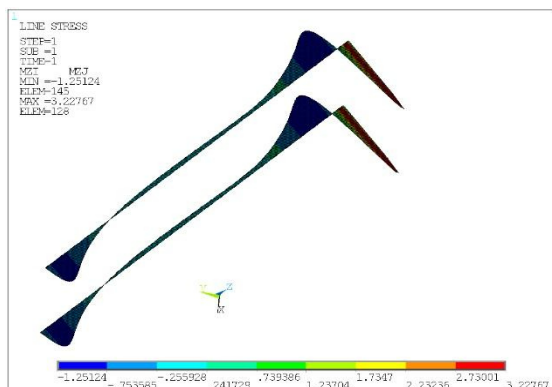
(д)



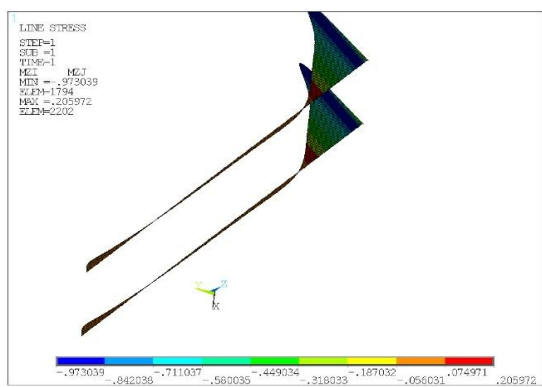
(г)

Рисунок 4.14 – Епюри внутрішніх силових факторів M_y , Н·м - згинальних моментів відносно вісі OY:

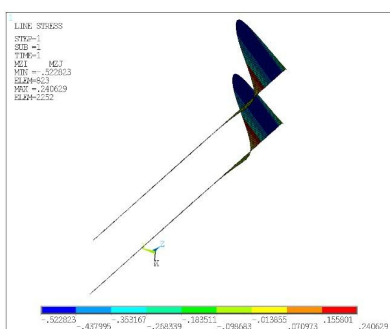
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



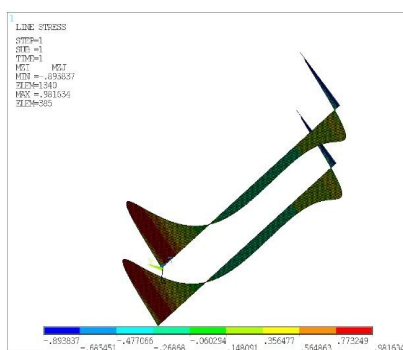
(а)



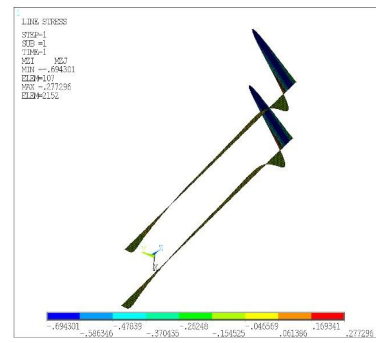
(б)



(в)



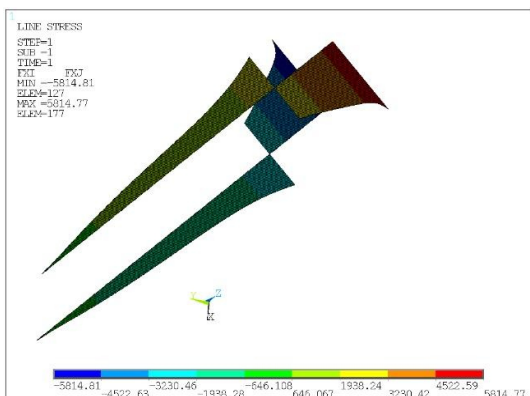
(д)



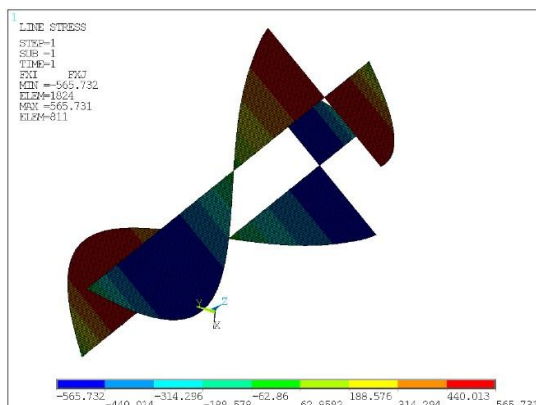
(г)

Рисунок 4.15 – Епюри внутрішніх силових факторів M_z , Н·м - згинальних моментів відносно вісі OZ:

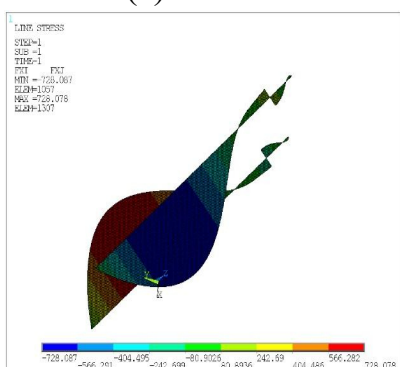
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



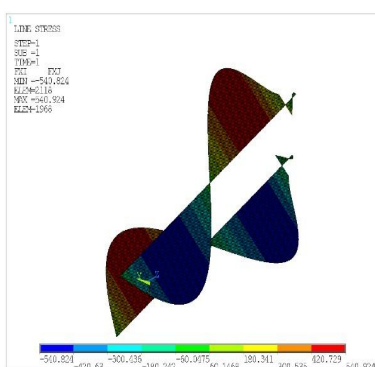
(a)



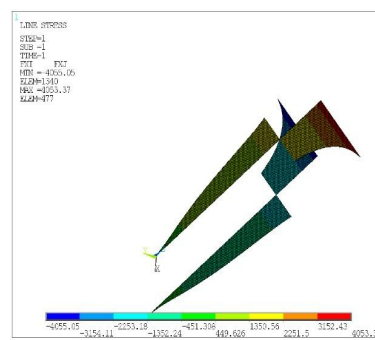
(б)



(в)



(д)



(г)

Рисунок 4.16 – Епюри внутрішніх силових факторів $N (F_x)$, N - поздовжніх сил:
 а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій
 ПОЯС.

Нижче на рисунках (4.17 – 4.20) приведені результати обчислень для геометрії Z – перерізу, поясів в Ansys.

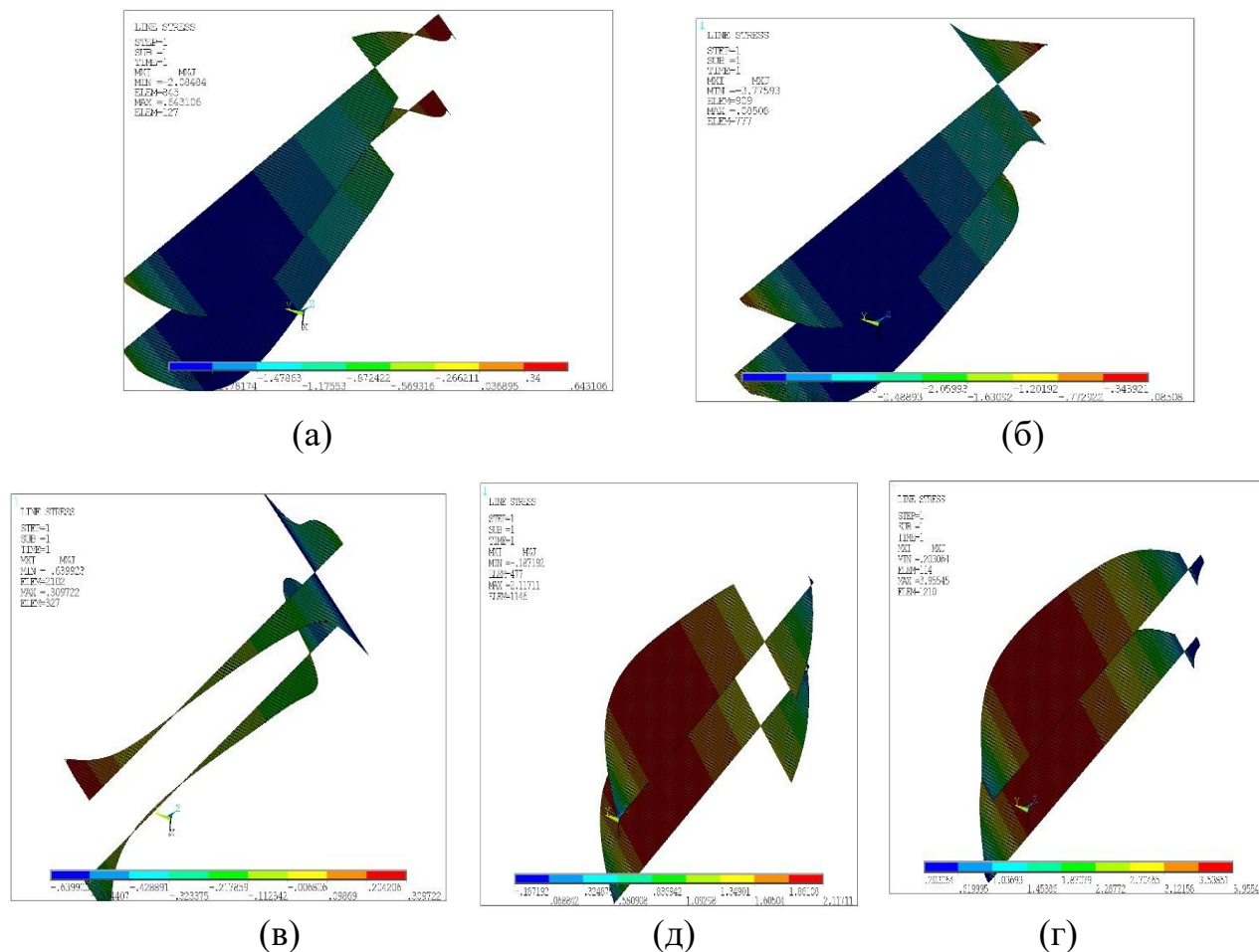
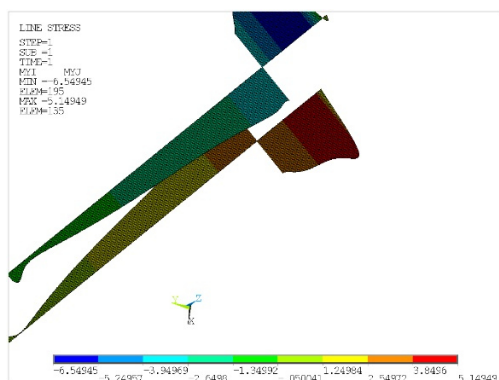
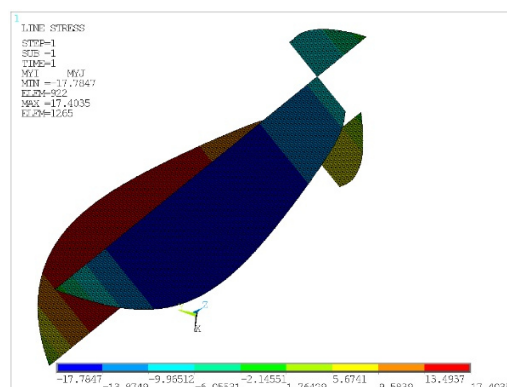


Рисунок 4.17 – Епюри внутрішніх силових факторів $M_{кр}$ (M_x), Н·м - крутних моментів:

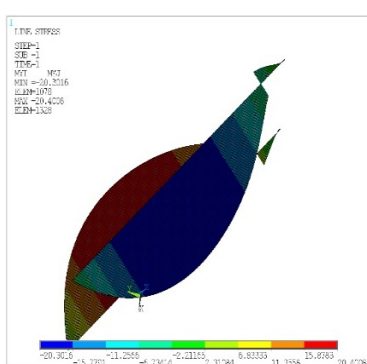
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс



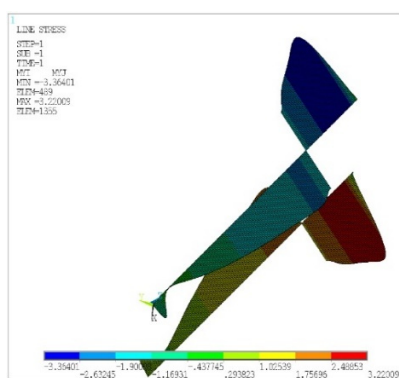
(а)



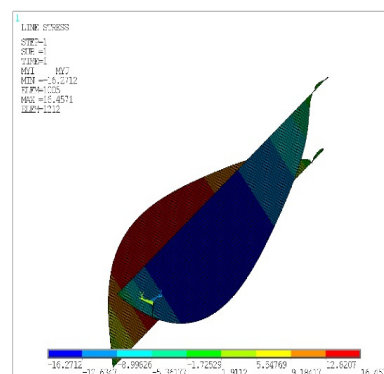
(б)



(в)



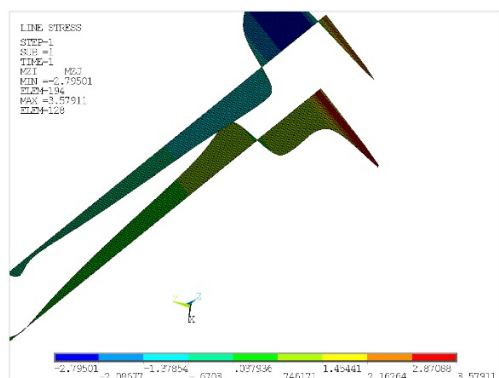
(д)



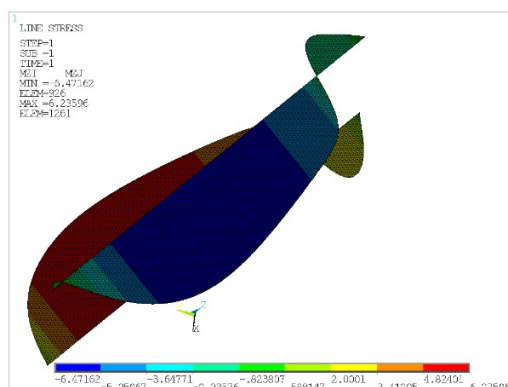
(г)

Рисунок 4.18 – Епюри внутрішніх силових факторів M_u , Н·м - згинальних моментів відносно вісі ОУ:

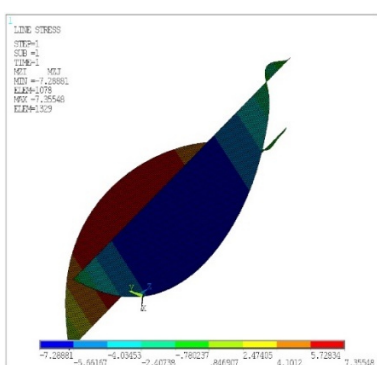
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



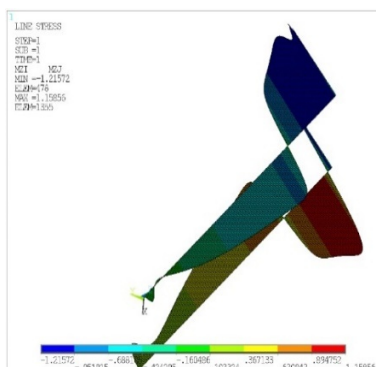
(а)



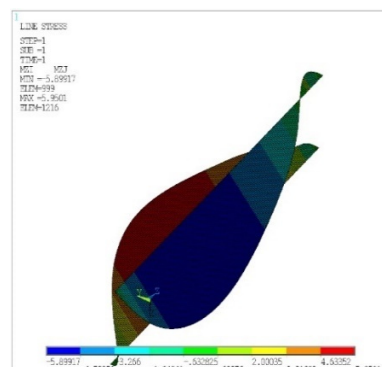
(б)



(в)



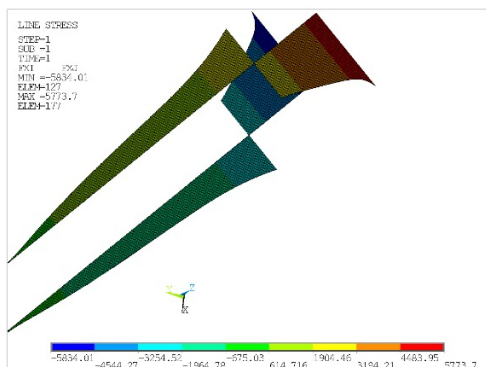
(г)



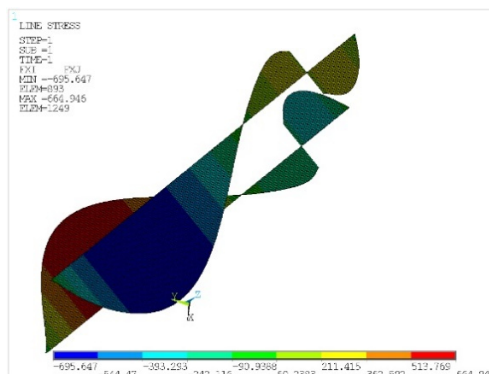
(д)

Рисунок 4.19 – Епюри внутрішніх силових факторів M_z , Н·м - згинальних моментів відносно вісі OZ:

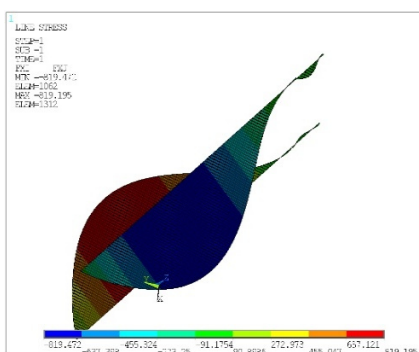
а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.



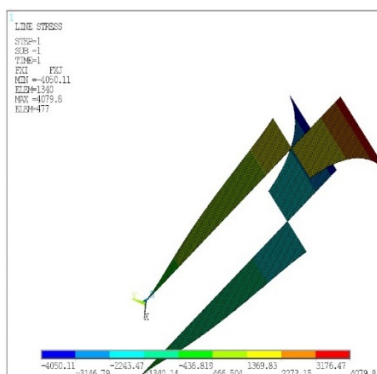
(а)



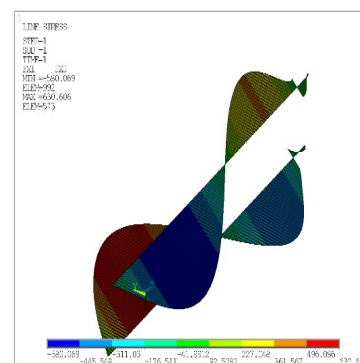
(б)



(в)



(д)



(г)

Рисунок 4.20 – Епюри внутрішніх силових факторів $N (F_x)$, N - повздовжніх

сил:

а) зелений пояс; б) жовтий пояс; в) жовтогарячий пояс; г) червоний пояс; д) синій пояс.

4.3 Результати модального та одноточкового спектрального аналізів косозатисненого кесона для прерізів

Результати модального та одноточкового спектрального аналізів косозатисненого кесона для прерізів Z, T, П.

Таблиця 4.1 – Власні частоти коливань моделей Z, T, П – прерізів.

Мода	Власні частоти коливань моделей Z, T, П – прерізів, Гц		
	Z	T	П
1	93677	93854	93850
2	10828	10849	10833
3	12834	12897	12968
4	13588	13641	13683
5	26842	27058	26852
6	27236	27378	27359
7	31692	31811	31923
8	32703	32797	32838
9	43572	37715	39269
10	48454	38106	40654
11	49327	45564	45751
12	52297	51920	52496

Таблиця 4.2 – Таблиця внутрішніх силових факторів.

Моделі перерізів	Внутрішні силові фактори		
	F_x	F_y	F_z
L – переріз	12,161	252,98	-309,01
П – переріз	16770	1,6820	2,3927
Т – переріз	2535,7	-0,29430	0,13956
Z – переріз	12,161	252,98	309,01

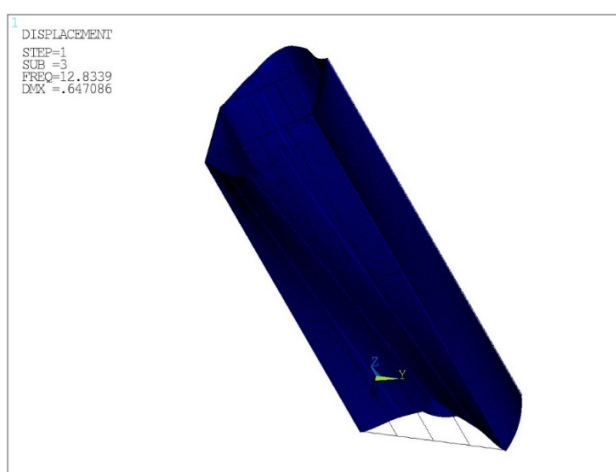


Рисунок 4.21 – Форма коливань кесона крила планера з Z перерізом стрінгерів, що відповідає власній частоті 128339 Гц

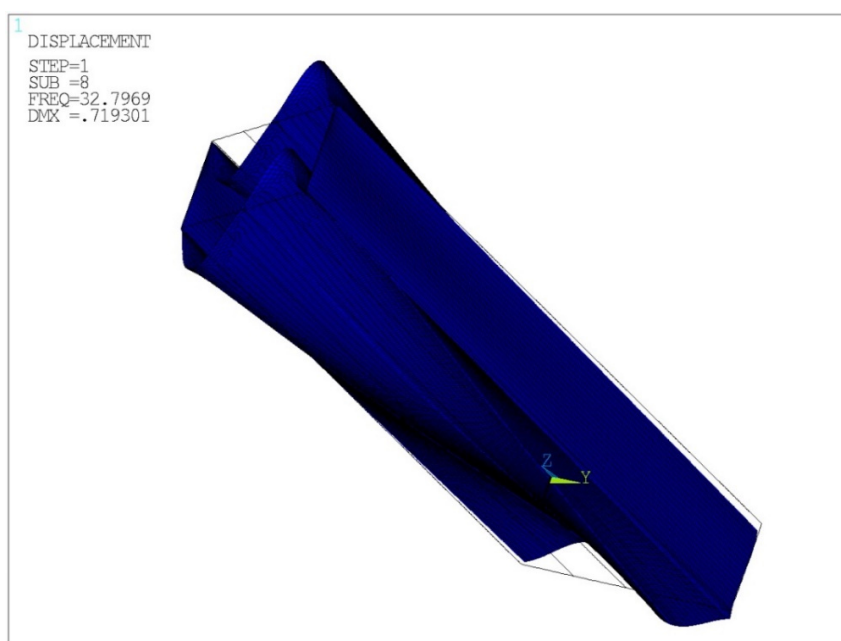


Рисунок 4.22 – Форма коливань кесона крила планера з Т перерізом стрінгерів, що відповідає власній частоті 327969 Гц

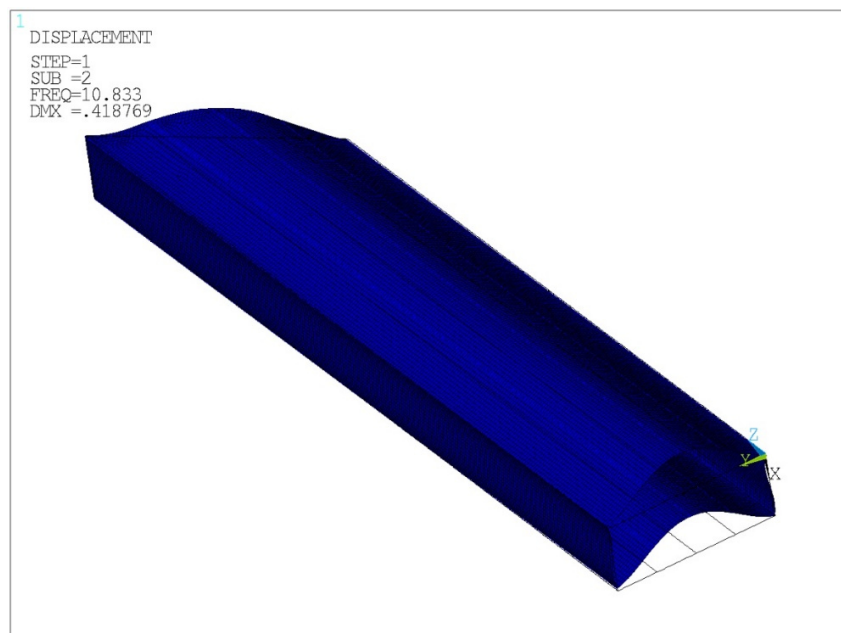


Рисунок 4.22 – Форма коливань кесона крила планера з І перерізом стрінгерів, що відповідає власній частоті 10833 Гц

4.4 Висновок

Навантаження відбувалося нормованою силою у 1000 Н яка рівномірно розподілена на кожен кінець балок жорсткого стрінгера. Прикладена сила нормована тому ми не можемо дивитися на результати с точки зору напружень, ми не побачимо залежності. Саме тому в роботі побудовані епюри внутрішніх силових факторів.

З аналізу епюр виявилось що в результаті розподілення епюр внутрішніх силових факторі згинальних моментів які провокуються нерівномірністю згинання, виявляється що найкращим є П – подібний переріз, друге місце поділяють L – подібний та T – подібний і найгіршим є Z – подібний.

Амплітудні силові фактори які виникають при збудженні коливань за першою власною частотою, при однакових коефіцієнтах розсіювання, порівняно однакові, тобто якогось вирашу у вібраційному стані не виявлено.

Вібраційний стан практично однаковий.

ВИСНОВКИ

У дипломній роботі розглядається проектування та аналіз кесона, який слугує конструктивним елементом крила планера літака. В першому розділі приділено увагу алгоритму розрахунку конструкції крила та використанню методу скінченних елементів для моделювання напруженого та вібраційного станів. Він також містить огляд основних типів і властивостей динамічного аналізу.

Переходячи до другого розділу, виконано технічні розрахунки косозатисненого кесона крила планера. Розглянуто схему навантаження та сили, що діють на кесон в додатково навантаженому стані.

У третьому розділі побудовано симуляційні моделі з використанням методу скінченних елементів для визначення напружено-деформованого та вібраційного станів. Для цього задається геометрія конструктивних елементів ядра і оболонки, розбиття їх на скінченні елементи і накладаються граничні умови. В якості прикладеного навантаження використовується нормована сила 1000 Н, рівномірно розподілена на кожному кінці жорстких балок-стрингерів. Оскільки сила є нормованою, основна увага приділяється аналізу епюр внутрішніх силових факторів, а не абсолютним значенням напружень.

Аналіз діаграм показує, що П – подібний переріз демонструє найкращі показники з точки зору згинальних моментів, викликаних нерівномірністю згину, за ним слідує Г – подібний і Т – подібний перерізи, які ділять між собою друге місце. Z – подібний переріз має найгірші показники в цьому відношенні.

Щодо вібраційного стану, то амплітудні силові фактори на першій власній частоті, при однакових коефіцієнтах розсіювання, виявляються відносно однаковими для всіх форм перерізів. Таким чином, не було виявлено суттєвої переваги з точки зору вібраційного стану між різними формами перерізу.

Таким чином, аналіз показує, що П – подібний переріз є найбільш сприятливим з точки зору згинальних моментів, в той час як різні форми перерізу демонструють схожі вібраційні стани.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

- 1 Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма X Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 18–21 квітня 2023 р.) / редкол.: О. Г. Гусак, І. В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2023. – 283 с.
- 2 Raymer, Daniel P. Aircraft Design: A Conceptual Approach [Текст]. - second edition. - American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., Washington, D.C., 1989. - 746 p.
- 3 Komarov, V.A. New approach to improving the Aircraft. Structural design Process [Текст]/V.A. Komarov, T.A. Weishaar// Journal of aircraft, MarchApril 2002, Volume 39, Number 2, P. 227-23
- 4 E. L. Wilson, A. Der Kiureghian, and E. Bayo. "A Replacement for the SRSS Method in Seismic Analysis". Earthquake and Structural Dynamics. Vol. 9, No. 2. University of California, Berkeley. pp. 187. March 1981.
- 5 Fleury, C. Unified Approach to Structural Weight Minimization [Текст]/C. Fleury//Comp. methods in applied mechanics and engineering. - 1978. - №20. - P. 17-38.
- 6 IUTAM Symposium on Topological Design Optimization of Structures, Machines and Materials: Status and Perspectives/M.P. Bendsoe, N. Olhoff, O. Sigmund. - Dordrecht: Springer, 2006. - 608 p.
- 7 Nita, G. M., Mahgoub, M. A., Sharyatpanahi, S. G., Cretu, N. C., & El-Fouly, T. M. (2017). Higher order statistical frequency domain decomposition for operational modal analysis. Mechanical Systems and Signal Processing, 84, 100–112.
- 8 Guillaume, P. (2006). MULTIVARIABLE FREQUENCY-DOMAIN SYSTEM IDENTIFICATION ALGORITHMS FOR MODAL ANALYSIS. IFAC Proceedings Volumes, 39(1), 94–109. doi:10.3182/20060329-3-au-2901.00008.

- 9 Zhang, N., Yao, J., Huang, Z., & Wang, Y. (2013). Accurate multiscale finite element method for numerical simulation of two-phase flow in fractured media using discrete-fracture model. *Journal of Computational Physics*, 242, 420–438. doi:10.1016/j.jcp.2012.12.006
- 10 Oh, C.-S., Kim, N.-H., Kim, Y.-J., Baek, J.-H., Kim, Y.-P., & Kim, W.-S. (2011). A finite element ductile failure simulation method using stress-modified fracture strain model. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(1), 124–137.
- 11 Liu N, Jeffers AE (2018) Rational Bézier triangles for the analysis of isogeometric higher-order gradient damage models. In: 13th World congress on computational mechanics (WCCM XIII) and 2nd Pan American congress on computational mechanics (PANACM II), New York City, NY, USA.
- 12 ANSYS, I. Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications; ANSYS, Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2016.
- 13 ANSYS, I. Ansys mechanical apdl structural analysis guide. 2012.
- 14 ANSYS, ANSYS Mechanical APDL. Basic analysis guide/ANSYS help, release 15.0, November 2013, ANSYS. Inc., Canonsburg, PA, 2017.
- 15 Viana, F.A.C. V.S., Jr, Butkewitsch, S. and Leal, M.F. Optimization of aircraft structural components by using nature-inspired algorithms and multi-fidelity approximations, *J Global Optimization*, 2009, 45, (3), pp 427–449.
- 16 Wright, J.R. and Cooper, J.E. *Introduction to Aircraft Aeroelasticity and Loads*, John Wiley & Sons, West Sussex, England, UK, 2007.
- 17 Bindolino, G., Ghiringhelli, G., Ricci, S. and Tarraneo, M. Multilevel structural optimization for preliminary wing-box weight estimation, *J Aircraft*, 47, (2), pp 475–489, March-April 2010.
- 18 Wu, J.; Yuan, S.; Zhou, G.; Ji, S.; Wang, Z.; Wang, Y. Design and Evaluation of a Wireless Sensor Network Based Aircraft Strength Testing System. *Sensors* 2009, 9, 4195.

19 Mieloszyk, J.; Goetzendorf-Grabowski, T.; Mieszalski, D. Rapid geometry definition for multidisciplinary design and analysis of an aircraft. *Aviation* 2016, 20, 60–64.

20 Dankwort C., Weidlich R., Guenther B., Blaurock J. E.: Engineers' CAx education-it's not only CAD. *Computer-Aided Design*, Vol. 36, 2004, pp. 1439–1450.