

Міністерство освіти і науки України  
Національний технічний Університет України  
"Київський Політехнічний Інститут"

# ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА

Методичні вказівки  
до виконання  
випускної атестаційної роботи бакалавра  
для студентів спеціальності  
"Динаміка і міцність машин"

Затверджено

Методичною радою НТУУ "КПІ"

Протокол № 8 від 27.04.2006 р.

Київ - 2006

Інженерна механіка: Метод. вказівки до викон. випуск. атестат. роботи бакалавра для студ. спец. "Динаміка і міцність машин" / Уклад.: А.Є. Бабенко, О.О. Боронко, Ю.М. Сидоренко та ін. – К.: НТУУ "КПІ", 2006. – 48с.: іл.

Методичні вказівки  
до виконання  
випускної атестаційної роботи бакалавра  
для студентів спеціальності  
"Динаміка і міцність машин"

Укладачі:           Бабенко Андрій Єлисейович, доктор техн. наук, професор  
                          Боронко Олег Олександрович, доктор техн. наук, професор  
                          Заховайко Олександр Панасович, канд. техн. наук, доцент  
                          Ковальчук Борис Іванович, доктор техн. наук, професор  
                          Рудаков Костянтин Миколайович, доктор техн. наук, професор  
                          Сидоренко Юрій Михайлович, канд. техн. наук  
                          Чемерис Олексій Миколайович, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний редактор:   Бобир Микола Іванович, доктор техн. наук, професор

Рецензент:           Струтинській Василь Борисович, доктор техн. наук, професор

## **ВСТУП**

Випускна атестаційна робота є комплексним технічним завданням, що підтверджує освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавра за напрямом 0902 – Інженерна механіка.

Завдання та його зміст потребують вмінь, які сформовані на базі вивчення фундаментальних та загальноінженерних дисциплін. Виконання завдання передбачає застосування знань математики, теоретичної механіки та опору матеріалів, теорії машин та механізмів, деталей машин, матеріалознавства та основних фахових дисциплін.

Випускна атестаційна робота складається з текстової та графічної частин і може бути виконана з застосуванням сучасних програмних засобів на ПЕОМ. В ході виконання роботи студенту необхідно реалізувати стандартні алгоритми розв'язування типових завдань, а в окремих випадках необхідно самостійно вдосконалювати відомі алгоритми та на їх основі розв'язувати конкретні задачі.

Завершена випускна атестаційна робота представляється для захисту в Державну екзаменаційну комісію з відзивом керівника та відповідною рецензією.

### **1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА**

#### **1.1. ВИМОГИ ДО СТРУКТУРИ АТЕСТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

1) Загальна структура роботи за своїм змістом базується на навчальному плані підготовки бакалавра з напрямку 0902 – Інженерна механіка для спеціальності 7.090201 – Динаміка і міцність машин. Виходячи з цього у випускній атестаційній роботі (далі ВАР) бакалавр повинен продемонструвати та підтвердити свій освітньо-кваліфікаційний рівень і вміння розв'язувати конкретні технічні завдання машинобудівного виробництва у відповідності до ОКХ.

2) Випускна атестаційна робота складається з текстової частини у вигляді розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини, яка включає креслення на 5 плакатах формату А1.

3) Текстова частина повинна містити наступні складові:

- титульний аркуш (додаток 1);
- завдання (додаток 2);
- анотацію (одна сторінка формату А4);
- зміст;
- розрахунково-пояснювальна частина;
- список літератури;
- додаток.

#### 4) Зміст складових текстової частини ВАР.

**Титульний аркуш** та **завдання** встановленого зразку (дод. 1, 2) повинні бути відповідно оформлені та підписані студентом, керівником і завідувачем кафедри.

**Анотація** ВАР повинна коротко відображати зміст виконаної роботи, відомості про обсяг роботи, кількість ілюстрацій, таблиць, додатків та джерел використаної літератури, перелік ключових слів (словосполучень), що є найістотнішими для розкриття суті роботи і які друкуються курсивом у називному відмінку.

**Зміст**, який подається на наступному після анотації аркуші, повинен включати вступ, найменування всіх розділів, підрозділів, пунктів основної частини роботи, список літератури, найменування додатків із зазначенням сторінок цих матеріалів.

**Розрахунково-пояснювальна частина** повинна відображати всі розрахунки та необхідні пояснення, викладені у послідовності розв'язування завдання; розрахункові схеми, математичні залежності, таблиці та алгоритми розв'язування конкретних задач.

**Список літератури** включає тільки ті найменування, на які є посилання в тексті, складається в алфавітному порядку з вихідними даними за стандартною формою.

До **додатків** включаються:

- відзив керівника;
- рецензія на роботу;
- допоміжні ілюстрації та таблиці.

5) Графічна частина складається з двох аркушів креслень формату А1. Рекомендується виконання креслень та 4...5 плакатів, які містять розрахункові схеми, графіки, діаграми, таблиці тощо, необхідні для ілюстрації доповіді під час захисту,

за допомогою пакетів AutoCAD, Solid Works або Компас та інш. В цьому випадку, за згодою завідувача кафедри, дозволяється друкування креслень на прозорих плівках формату А4 з демонстрацією під час захисту за допомогою епідіаскопа.

Всі креслення повинні бути виконані з дотриманням вимог державних стандартів і підписані студентом та керівником ВАР.

## **1.2. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

1. Атестаційна робота повинна бути написана українською мовою комп'ютерним способом. Для підготовки і друкування атестаційної роботи рекомендується використовувати текстовий редактор MS Word.

2. Робота оформляється на аркушах формату А4 (210 x 297 мм) із розрахунку не більше 40 рядків на сторінці (з висотою знаків не менше 1,8мм). Розмір поля: верхнє, нижнє та ліве – 25мм, праве – 10мм. Рекомендується шрифт – Times New Roman, 14пт.

3. Структурні елементи та розділи повинні починатися з нової сторінки. Слід намагатися, щоб сторінка, яка передує початку нового структурного елемента, була заповнена не менше ніж на половину.

Заголовки структурних елементів та розділів необхідно розміщувати на середині рядка та друкувати великими літерами без крапки в кінці. Не можна розміщувати заголовок в нижній частині сторінки, якщо після нього залишається тільки один рядок тексту.

Розділи, підрозділи, пункти та підпункти нумеруються арабськими цифрами. Номер підрозділу складається з номера розділу та порядкового номера підрозділу, розділених крапкою, наприклад, 1.1, 1.2 тощо.

4. Сторінки роботи нумеруються арабськими цифрами в правому верхньому куті сторінок зі збереженням наскрізної нумерації всього тексту. Титульний аркуш теж включають до нумерації, але номер сторінки не ставлять.

5. Ілюстрації необхідно розміщувати безпосередньо після тексту, в якому вони згадуються вперше, або на наступній сторінці. На всі ілюстрації повинні бути посилання в роботі.

Креслення, рисунки, графіки, схеми, діаграми повинні відповідати вимогам стандартів ЄСКД та ЄСДП.

Ілюстрації нумеруються арабськими цифрами в межах розділу та вказуються "Рисунок" або "Рис.", що разом з назвою ілюстрації (у разі необхідності) розміщується під рисунком, наприклад, "Рис. 3.2. Розрахункова схема випробувального зразка" (другий рисунок третього розділу).

6. Таблицю слід розміщувати безпосередньо після тексту, в якому вона згадується вперше, або на наступній сторінці. На всі таблиці повинні бути посилання в тексті. Нумерують таблиці згідно з вимогами 2.5. Слово "Таблиця" розміщується зліва над таблицею, наприклад, "Таблиця 2.1. Результати розрахунку" (перша таблиця другого розділу).

7. Формули та рівняння наводять безпосередньо після тексту, в якому вони згадуються, посередині рядка, з полями знизу та зверху не менше одного рядка. Для набору формул у текстовому редакторі MS Word рекомендується використовувати засіб MS Equation.

Номер формули або рівняння складається з номера розділу і порядкового номера, розділених крапкою, наприклад, (2.4) - четверта формула другого розділу. Номер проставляється в круглих дужках на рівні формули в крайньому правому положенні на рядку.

Пояснення символів та числових коефіцієнтів формул слід наводити безпосередньо під формулою, в тій самій послідовності, в якій вони надані в формулі. Перший рядок починають з абзацу словом "де" без двокрапки.

8. Додатки потрібно розміщувати у порядку посилань на них у тексті. Кожний додаток повинен починатися з нової сторінки. Додатки позначають посередині рядка великими літерами /А, Б, В.../. Наприклад, "Додаток А". Далі, симетрично до тексту, друкується заголовок додатка. Додатки повинні мати спільну з рештою частиною роботи наскрізну нумерацію сторінок.

### **1.3. ЗАХИСТ ВИПУСКНОЇ АТЕСТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

1. ВАР допускається до захисту за наявності позитивного відзиву керівника та

підпису завідувача кафедри. Захист роботи відбувається в термін, встановлений графіком навчального плану. Захист відбувається на відкритому засіданні державної атестаційної комісії у складі:

- голови ДАК – завідувач кафедри;
- професорів або доцентів випускаючої кафедри в кількості двох осіб;
- секретаря ДАК.

2. Захист починається з представлення секретарем студента членам ДАК. Для викладення основних положень студенту дається 10 хвилин. Після цього він відповідає на запитання членів ДАК. Потім секретар зачитує відзив керівника і рецензію. Після захисту на засіданні ДАК обговорюються результати захисту кожним студентом, приймається рішення про присвоєння освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавра з напрямку 0902 – Інженерна механіка з відповідною оцінкою.

## **1.4. ЗАВДАННЯ**

Загальна тема завдання ВАР: проектування та розрахунок елементів випробувальної установки та випробувального зразка.

Варіант завдання та необхідні додаткові вихідні дані визначаються керівником ВАР і фіксуються у відповідному розділі бланку завдання (Додаток 2).

Випускна атестаційна робота бакалавра передбачає розв'язання типових технічних завдань, які наведені нижче.

### **1.4.1. Провести проектування елементів привода випробувальної установки**

Для виконання цієї частини ВАР необхідно використати знання з дисциплін "Теорія механізмів і машин", "Теоретична механіка", "Опір матеріалів", "Матеріалознавство", "Деталі машин", "Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання", "Нарисна геометрія, інженерна та комп'ютерна графіка".

Метою проектування є модернізація існуючої випробувальної установки (машини) за рахунок встановлення нового привода, який би забезпечив нові силові і кінематичні параметри установки.

Вихідними даними для проектування є:

- кінематична схема діючої випробувальної установки (прототипу) [1, 2];
- кінематична схема проектного привода (табл. 1);
- зусилля на активному захваті та швидкість його переміщення (табл. 2).

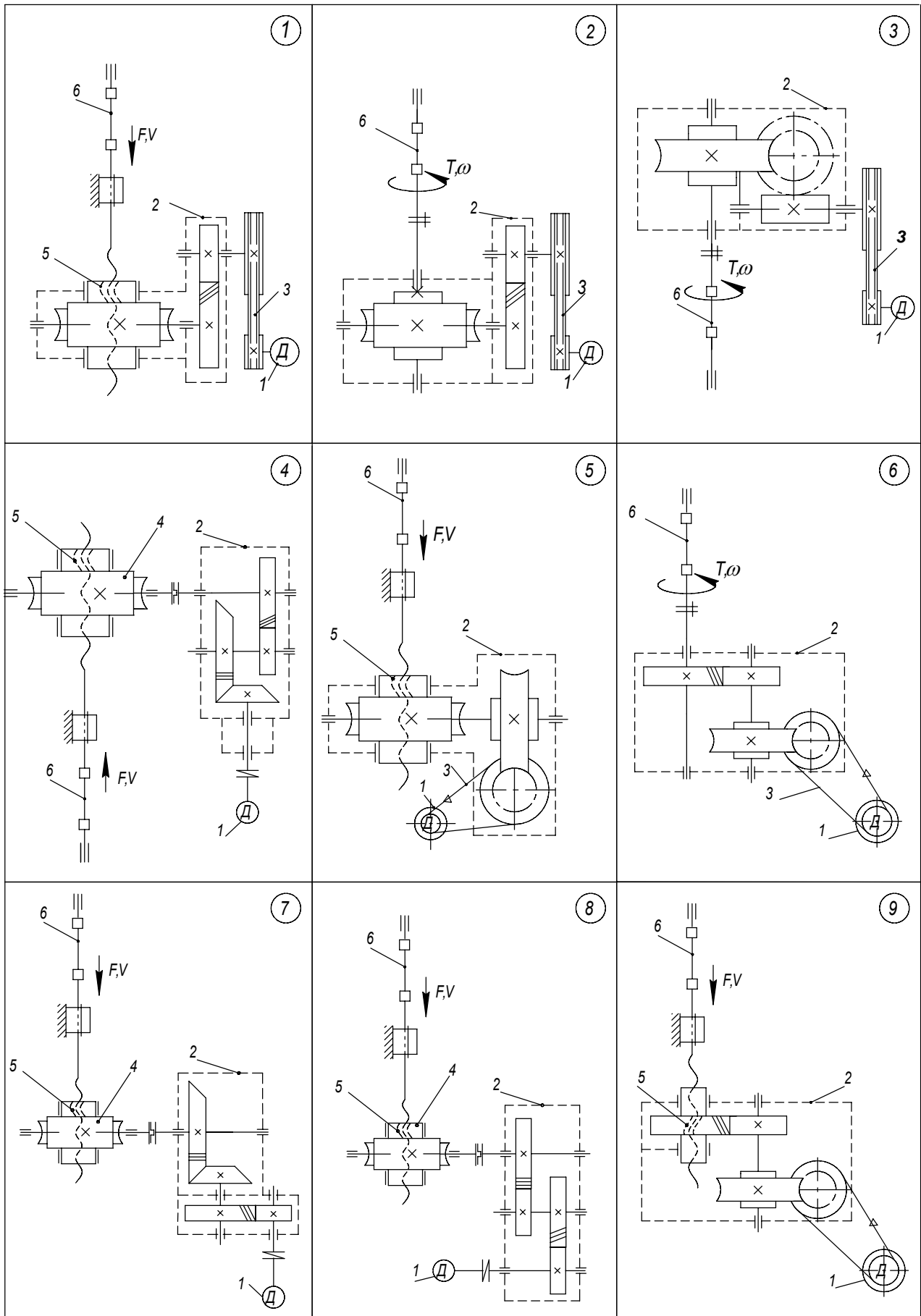
Виконання цієї частини ВАР проводити у такій послідовності:

- узгодити задану схему привода з кінематичною схемою існуючої установки і розробити кінематичну схему модернізованої установки з новими параметрами;
- вибрати електродвигун та провести кінематичний і силовий розрахунок привода, визнавши кутові швидкості і обертові моменти на кожному валу привода;
- взявши за основу розрахунок зубців коліс на контактну втому, виконати проектний розрахунок швидкохідної і тихохідної передач редуктора і визначити геометричні параметри передач;
- провести проектний розрахунок валів редуктора, визначивши з умови міцності на кручення їх характерні діаметри;
- з використанням атласів редукторів вибрати прототип заданого редуктора і на основі аналізу його конструкції виконати компоновальний ескіз редуктора, проводячи при цьому конструкторську розробку валів, підбір підшипників кочення, шпонок та інш. елементів;
- провести перевірний розрахунок проміжного вала редуктора на статичну міцність з врахуванням перевантаження і втому, а також підшипників цього вала на довговічність;
- виконати складальне креслення редуктора, додержуючись вимог діючих стандартів.

Результати виконання цієї частини ВАР бакалавра представити як окремий розділ пояснювальної записки. Ілюстрований матеріал подати у вигляді двох креслень: кінематичної схеми модернізованої випробувальної установки і складального креслення редуктора. Креслення виконуються на аркушах формату А1, а специфікації до креслень – на окремих стандартних аркушах формату А4 і підшиваються у пояснювальну записку.



Кінематичні схеми привода випробувальної установки



Вихідні дані для розрахунку привода випробувальної установки

Вар.	Максимальне зусилля на захваті $F$ , кН	Максимальна швидкість переміщення захвата $V$ , мм/с	Максимальний момент на захваті $T$ , кН·м	Максимальна кутова швидкість обертання захвата $\omega$ , с <sup>-1</sup>
0	50	2,4	5	0,10
1	60	2,1	6	0,12
2	67	1,8	7	0,09
3	75	1,7	8	0,07
4	80	1,5	9	0,08
5	90	1,4	10	0,06
6	100	1,0	11	0,07
7	125	1,2	12	0,05
8	140	1,3	14	0,04
9	150	1,2	15	0,03

Примітка. Вихідні дані  $F$ ,  $V$  чи  $T$ ,  $\omega$  вибираються згідно з кінематичною схемою привода.

#### **1.4.2. Провести оптимізацію циліндричної зубчастої передачі привода установки за геометричними показниками якості зачеплення**

Для виконання цієї частини ВАР необхідно використати знання з дисциплін "Деталі машин" та "Теорія механізмів і машин".

В залежності від кінематичної схеми привода установки, вибрати відповідну зубчасту передачу та провести коригування коліс, які цю передачу утворюють, щоб забезпечити найоптимальніші умови її роботи. Обчислити основні геометричні параметри коліс та передачі. За допомогою комп'ютерної програми PROF Z синтезувати профілі зубців коліс. Зробити висновки щодо впливу коефіцієнтів зміщення на форму зубців та на умови роботи передачі.

Використовувати такі рекомендації та послідовність виконання роботи в цій частині ВАР:

1. У відповідності до спроектованої схеми установки вибрати циліндричну

ступінь редуктора силового привода або відкритої зубчастої передачі механізму ручного привода рухомого захвата;

2. для закритої передачі, яка входить до складу силового привода установки, використавши результати проектувального розрахунку, дібрати з допомогою комп'ютерної програми PROF Z оптимальні значення коефіцієнтів зміщення коліс;

3. для відкритої зубчастої передачі механізму ручного привода рухомого захвата, користуючись рекомендаціями п. 2.2.2 даних методичних вказівок, призначити необхідні геометричні параметри передачі та з допомогою комп'ютерної програми PROF Z дібрати оптимальні значення коефіцієнтів зміщення коліс;

4. для передачі, яка входить до складу силового привода установки розрахувати розміри коліс коригованої та не коригованої передачі та побудувати профілі зубців колеса і шестерні;

5. для відкритої зубчастої передачі механізму ручного привода рухомого захвата розрахувати розміри коліс та побудувати профілі зубців колеса і шестерні коригованої передачі згідно з дібраними оптимальними значеннями коефіцієнтів зміщення і з коефіцієнтами, дібраними згідно з рекомендаціями [10 (табл. 4.2)].

Результати виконання цієї частини ВАР бакалавра представити як окремий розділ пояснювальної записки. Ілюстративний матеріал подати у вигляді плаката.

### 1.4.3. Провести проектування опорної плити

Для круглої опорної плити східчасто-змінної товщини (табл. 3, 4) побудувати в безрозмірній формі епюри  $M_r/qr_1^2$ ,  $M_t/qr_1^2$ ,  $wD/qr_1^4$  та визначити по IV теорії міцності граничне навантаження і максимальне переміщення, якщо  $h_l=8\text{мм}$ ,  $[\sigma]=160\text{Н/мм}^2$ , прийняти  $r_kD/EJ=0,5$ .

Таблиця 3.

Варіанти вихідних даних для проектування опорної плити

Варіант	0	1	2	3	4
$d_1$ , мм	450	470	480	490	500
$d_2$ , мм	900	980	1100	1150	1200
$h_2/h_1$	1,2	1,25	1,15	1,18	1,26

## Схеми опорної плити

<b>0</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>3</b>
<b>4</b>	<b>5</b>
<b>6</b>	<b>7</b>
<b>8</b>	<b>9</b>

#### **1.4.4. Провести розрахунок конструктивного елемента методами теорії пружності**

Для виконання цієї частини ВАР необхідно використати знання з дисциплін "Теорія пружності", "Математичний аналіз" та "Математична фізика". Для виконання необхідних обчислень можна скористатися системами "MATLAB", "MATCAD" та інш., які дозволяють розв'язати задачу.

В залежності від конструкції установки, вибрати відповідний конструктивний елемент з метою визначення його напруженого стану і розрахунку на міцність.

Виконання розрахунку конструктивного елемента методами теорії пружності базується на матеріалах попередньої курсової роботи з теорії пружності.

Послідовність виконання роботи цієї частини ВАР:

- у відповідності до спроектованої схеми установки за вказівкою викладача з дисципліни "Теорія пружності" вибрати конструктивний елемент;
- вибрати розрахункову схему;
- визначити тип задачі та вибрати відповідну систему рівнянь;
- визначити граничні умови;
- вибрати метод розв'язку сформульованої задачі;
- визначити напружено – деформований стан і надати одержаній інформації графічну форму у вигляді епюр розподілу напружень в небезпечних областях;
- виконати розрахунок на міцність враховуючи властивості матеріалу та умови роботи деталі;
- результат розв'язку задачі визначення НДС як частини бакалаврської роботи повинен бути представлений у вигляді розділу пояснювальної записки. Ілюстрований матеріал на захисті подати у вигляді плаката формату А1, на якому повинно бути відображено фізичку постановку задачі, висвітлено метод її розв'язку показані результати в аналітичній формі, якщо це можливо, і у вигляді епюр розподілу напружень.

#### **1.4.5. Провести числові розрахунки теплового та напружено-деформованого станів випробувального зразка із застосуванням метода скінчених елементів та відповідних програм**

Для виконання цієї частини ВАР необхідно використовувати знання з дисциплін "Опір матеріалів", "Теорія пружності" та "Числові методи в динаміці та міцності машин".

У відповідності до типу випробувального устаткування, що була запроектована, та можливих варіантів, відображених у табл. 5 та інших, обрати тип випробувального зразка. Із застосуванням методів опору матеріалів та у відповідності до варіанту вихідних даних завдання, що представлені у табл. 6, враховуючи рекомендації стандартів на випробувальні зразки, підібрати розміри зразка для випробування вказаного матеріалу на міцність на випробувальному устаткуванні, що спроектовано, забезпечивши вказаний у табл. 6 гарантований запас потужності устаткування. Обчислити тепловий та напружено-деформований стан зразка методом скінчених елементів.

Використовувати наступні послідовність та рекомендації:

- у відповідності до типу випробувальної устаткування, яка була запроектована, та можливих варіантів, відображених у табл. 5, обрати тип випробувального зразка;
- із застосуванням методів дисципліни "Опір матеріалів" та у відповідності до варіанту вихідних даних завдання, що представлені у табл. 6, враховуючи рекомендації стандартів на випробувальні зразки, підібрати розміри зразка для випробування вказаного у табл. 6 матеріалу на міцність, забезпечивши вказаний у табл. 6 гарантований запас потужності випробувального устаткування, що спроектовано;
- для проведення розрахунків теплового (якщо устаткування передбачає нагрів або охолодження зразка) та напружено-деформованого стану (у межах пружності) зразка використовувати метод скінчених елементів, наприклад за допомогою програм FEMAP Structural, NASTRAN, SolidWorks + Cosmos, CATIA, OKA та інші;
- використовувати властивості симетрії задачі;

- розв'язок отримати на 3-х вимірній скінчено-елементній сітці 2-го порядку наближення;
- отримані розподіли еквівалентних напружень в характерному перерізі зразка зобразити у вигляді графіків або таблиць, роздрукувати екранне зображення розподілу цих напружень на поверхні зразка.

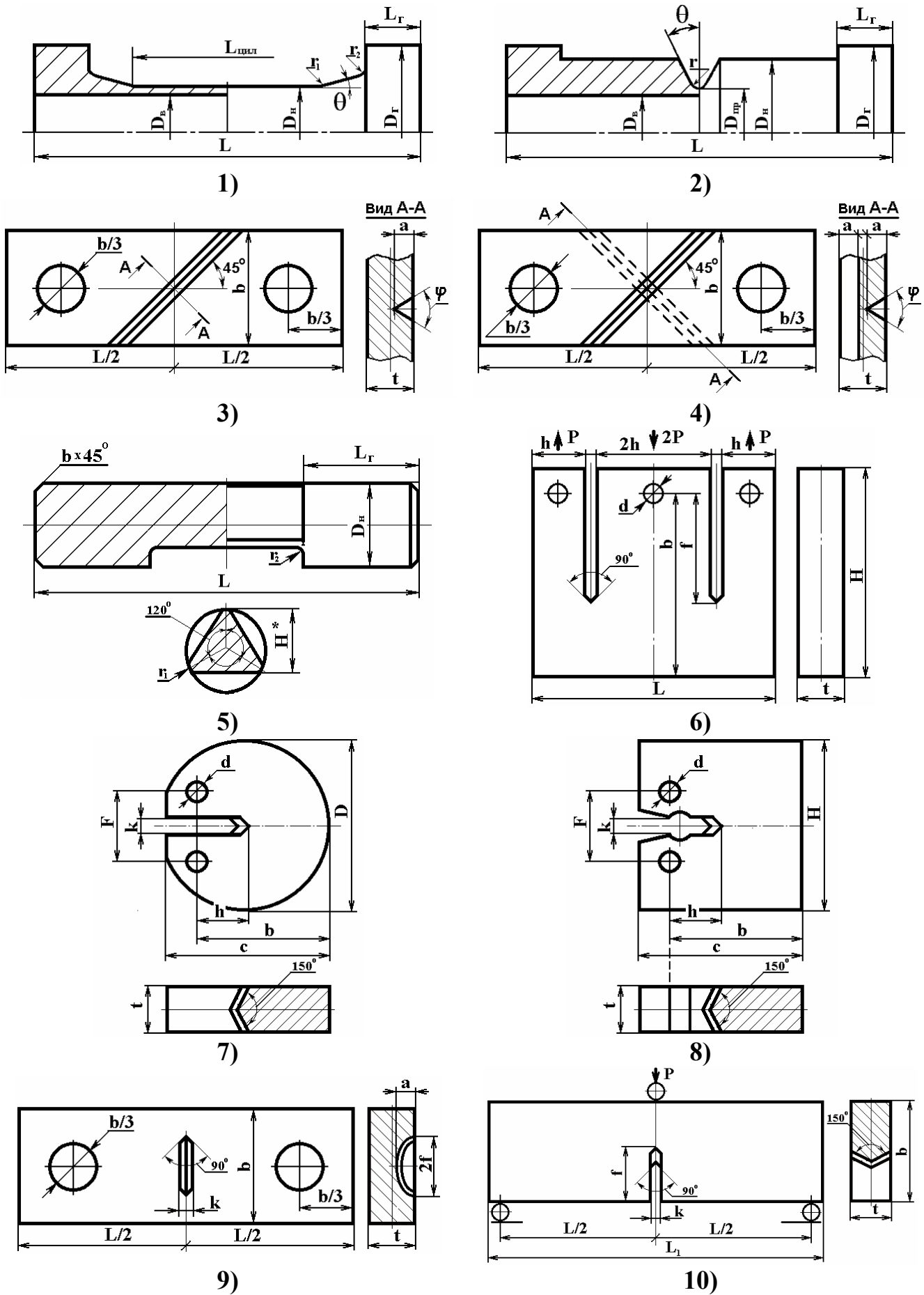
Результати виконання цієї частини ВАР бакалавра представляються у вигляді розділу у записці та одного плакату.

Таблиця 6.

Вихідні дані для розрахунку випробувального зразка

Вар.	Модуль Юнга, МПа	Коеф. Пуассона	Коеф. лінійного температурного подовження, 1/К	Коеф. теплопровідності, Вт/(мм К)	Границя міцності $\sigma_B$ , МПа	Гарантований запас потужності устаткування
0	$2.1 \cdot 10^5$	0.3	$1.25 \cdot 10^{-5}$	0,027	600	3.5
1	$2.0 \cdot 10^5$	0.27	$1.23 \cdot 10^{-5}$	0,033	1100	2.5
2	$2.1 \cdot 10^5$	0.33	$1.38 \cdot 10^{-5}$	0,025	1750	1.5
3	$1.7 \cdot 10^5$	0.24	$1.45 \cdot 10^{-5}$	0,030	1350	2.0
4	$1.07 \cdot 10^5$	0.17	$2.8 \cdot 10^{-5}$	0,270	800	3.0
5	$1.94 \cdot 10^5$	0.28	$1.50 \cdot 10^{-5}$	0,056	1100	1.8
6	$2.23 \cdot 10^5$	0.32	$1.45 \cdot 10^{-5}$	0,044	1400	1.6
7	$2.15 \cdot 10^5$	0.29	$1.27 \cdot 10^{-5}$	0,033	1100	2.0
8	$1.3 \cdot 10^5$	0.24	$1.20 \cdot 10^{-5}$	0.038	260/1140	5.0
9	$1.1 \cdot 10^5$	0.25	$2.08 \cdot 10^{-5}$	0.465	150	4.0

Схеми прототипу випробувального зразка





#### **1.4.6. Визначити власні частоти та відповідні власні форми крутильних коливань системи з двома ступенями вільності та перевірити умови ортогональності**

Для виконання цієї частини ВАР необхідно використовувати знання з дисциплін "Опір матеріалів", "Теорія коливань та стійкість руху".

В залежності від кінематичної системи привода (табл. 1) установки вибрати відповідну розрахункову схему крутильних коливань валу з двома ступенями вільності. Використовувати такі рекомендації та послідовність виконання роботи в цій частині ВАР:

- обчислити параметри коливної системи з двома ступенями вільності (жорсткість вала, моменти інерції коліс);
- скласти рівняння для потенціальної і кінетичної енергій коливної системи;
- отримати вирази для матриць інерції та жорсткості коливної системи;
- за допомогою рівнянь Лагранжа II роду скласти диференціальне рівняння крутильних коливань системи з двома ступенями вільності;
- обчислити першу та другу власну частоту коливної системи;
- знайти першу та другу власну форму коливань;
- перевірити умови ортогональності власних форм коливань відносно матриць жорсткості та інерції;
- обчислити першу та другу власні частоти за методом Релея.

Результати виконання цієї частини ВАР бакалавра представити як окремий розділ пояснювальної записки та винести на плакат.

## **2. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ТИПОВИХ РОЗРАХУНКІВ**

### **2.1. Проектування елементів привода випробувальної установки**

Методичні вказівки до проектування приводів випробувальних машин з прикладами розрахунку наведені в [1-3].

Тут розглянуто деякі загальні положення і рекомендації щодо порядку виконання цієї частини роботи.

### 2.1.1. Розробка кінематичної схеми установки

Привод машин для дослідження механічних властивостей матеріалів при розтягу (стиску) або крученні включає електродвигун, клинопасову передачу, двоступінчатий редуктор, а в деяких приводах ще й відкриту черв'ячну передачу. Редуктори зазвичай нестандартні, з вертикальним тихохідним валом, у який (в установках на розтяг-стиск) умонтовується передача гвинт-гайка. Приводи повинні забезпечити кутове або вертикальне лінійне переміщення захватів машини з надто малими швидкостями. В машинах на кручення рухомий захват за допомогою муфти з'єднується з тихохідним валом редуктора.

Під час розробки кінематичної схеми нової модернізованої випробувальної установки необхідно замінити існуючий привод на новий з іншими кінематичними і силовими параметрами. Схема цього привода задається (табл. 1). Всі інші конструктивні елементи установки залишаються без змін.

Слід зауважити, що схеми приводів, представлені у табл. 1, можуть бути використані згідно з варіантом завдання у будь-якій з запропонованих установок (прототипів). Тому під час розробки кінематичної схеми нової установки необхідно узгодити схему привода зі схемою прототипу. Це стосується, в основному, вузлів з'єднань тихохідного вала редуктора з захватом установки. При цьому допускається внесення змін у схему привода (зміна розташування вихідних кінців валів, використання додаткових муфт, шліцевих з'єднань тощо).

В кінематичних схемах установок, у яких використовують приводи №3, №5 (табл. 1), необхідно передбачити установа на вході редуктора паралельно з пасовою передачею відкритої прямозубої циліндричної передачі ручного привода, який би дозволив в аварійних ситуаціях розвантажити зразок. Зубчате колесо передачі може бути встановлено на вихідному кінці черв'яка, як зі сторони пасової передачі рядом зі шківом, так і з протилежного боку.

Кінематичну схему нової модернізованої установки необхідно представити на стандартному аркуші формату А1.

### 2.1.2. Вибір двигуна, кінематичний і силовий розрахунок привода

**Необхідну потужність електродвигуна** розраховують за номінальною потужністю, яка необхідна для забезпечення заданої швидкості переміщення захвата при максимальному навантаженні, з врахуванням коефіцієнта корисної дії (ККД) привода.

Для розрахунку **частоти обертання двигуна** привода, який містить передачу гвинт-гайка, необхідно спочатку з розрахунку цієї передачі на стійкість проти спрацювання визначити параметри різьби передачі, підібрати стандартну трапецеїдальну різьбу і розрахувати частоту обертання гайки, яка б забезпечила задану швидкість переміщення захвата.

Необхідна **частота обертання двигуна** визначається за частотою обертання захвата для машин на кручення або частотою обертання гайки для машин на розтяг-стиск і орієнтовним передавальним відношенням привода, яке визначається як добуток рекомендованих передавальних відношень передач.

За необхідною потужністю і частотою обертання вибирається електродвигун.

**Кінематичний розрахунок привода** полягає у розрахунку фактичного передавального відношення привода і його окремих передач, а також обчисленні кутових швидкостей обертання усіх валів привода.

**Силовий розрахунок привода** полягає у визначенні потужностей на усіх валах привода з врахуванням ККД окремих передач і обчисленні обертових моментів.

### 2.1.3. Розрахунок і конструювання редуктора

Для **зубчастих і черв'ячних передач** редуктора виконується тільки **проектний розрахунок**. Для цього необхідно визначити допустимі напруження на контактну втому активних поверхонь зубців, вибрати необхідні коефіцієнти і обчислити мінімальну між осьову відстань для циліндричних і черв'ячних передач або мінімальний зовнішній ділительний діаметр зубчатого колеса для конічних передач. Після чого розраховується модуль передачі і обчислюються геометричні параметри передачі. Перевірні розрахунки на міцність зубців передач можна не проводити.

**Проектний розрахунок валів** полягає у визначенні його діаметра у характерних перерізах з умови міцності на чисте кручення.

Для швидкохідного і тихохідного валів обчислюють зазвичай діаметри вихідних кінців, а для проміжного вала – діаметр вала під зубчастим колесом.

Якщо заздалегідь відомо, що ділянка вала, діаметр якої розраховується, зазнає тільки деформації кручення, допустиме напруження беруть  $[\tau]=35\dots40\text{МПа}$ , якщо на ділянці вала окрім крутного діє ще й згинальний момент, беруть знижені допустимі напруження  $[\tau]=20\dots25\text{МПа}$ . Щоб врахувати вплив шпонкових пазів, розрахункові значення діаметрів вала збільшують в 1,05...1,1 рази.

Для проміжного вала після виконання компоувального ескізу редуктора і уточнення положення опор і довжини вала провести перевірний розрахунок вала на статичну міцність при перевантаженні ( $K_n=2,2$ ) з побудовою епюр згинальних і крутних моментів, а також обчислити коефіцієнт запасу з розрахунку на втому.

Перед конструюванням редуктора необхідно з використанням атласів редукторів [7-9] вибрати прототип заданого редуктора і детально вивчити його конструкцію, призначення кожної деталі і вузла, умови складання, транспортування і монтажу.

Конструкторська розробка редуктора починається з виконання компоувального ескізу редуктора, на якому в масштабі але без детальної проробки зображають його елементи. При цьому проводять конструкторську розробку валів і їх спряжень з посадженими деталями. За діаметрами валів з врахування сил, що діють на опори валів, підбирають підшипники кочення певного типорозміру, конструюють підшипникові вузли, визначають розміри корпусу. Підшипники проміжного вала перевіряють на динамічну вантажність. Приклади компоувальних ескізів редуктора та методика їх виконання наведені в [6, 9]. Компоувальне креслення рекомендується показати керівникові до чистового викреслювання редуктора. Складальне креслення редуктора виконується на стандартному аркуші формату А1.

#### **2.1.4. Зміст розділу пояснювальної записки**

Пояснювальна записка до цієї частини роботи повинна бути оформлена у вигляді окремого розділу і включати наступні параграфи:

1. Проектування привода випробувальної установки.
  - 1.1. Опис випробувальної установки (прототипу).
  - 1.2. Опис кінематичної схеми проектованого привода.
  - 1.3. Вибір двигуна.
  - 1.4. Кінематичний та силовий розрахунок привода.
  - 1.5. Проектний розрахунок швидкохідної передачі редуктора.
  - 1.6. Проектний розрахунок тихохідної передачі редуктора.
  - 1.7. Проектний розрахунок валів редуктора.
  - 1.8. Перевірний розрахунок проміжного вала редуктора на статичну міцність і втому.
  - 1.9. Обґрунтування вибору підшипників редуктора та перевірка підшипників проміжного вала на динамічну вантажність.

Пояснювальна записка до розділу повинна містити такі схеми і ескізи:

- кінематичну схему випробувальної установки (прототипу);
- кінематичну схему проектованого привода;
- ескіз проміжного вала редуктора з шестернями, колесами і підшипниками;
- розрахункову схему проміжного вала редуктора з епюрами згинальних і крутних моментів.

За необхідністю включаються інші рисунки і схеми, якщо це потрібно для ясності викладення матеріалу.

## **2.2 Проектування коригованого евольвентного зачеплення зубчастих коліс**

Як відомо, при проектуванні зубчастих передач часто користуються рекомендаціями щодо вибору коефіцієнтів зміщення, наведеними в довідковій літературі. Так в методичній літературі наведені таблиці для вибору коефіцієнтів зміщення залежно від кількості зубців коліс для силових передач за вільного вибору міжосьової відстані та для силових і кінематичних передач за заданої міжосьової відстані [10, табл. 4.1 і 4.2].

Ці рекомендації дозволяють спроектувати цілком працездатні зубчасті механіз-

ми, проте залишаються ще значні можливості для їх покращення.

Розглянемо послідовність виконання роботи та вимоги щодо її оформлення за кожним із названих в п. 4.2 варіантів.

### **2.2.1. Циліндрична зубчаста передача, яка входить до складу силового привода установки**

Це замкнута силова передача, геометричні розміри якої були отримані при проектуванні електромеханічного привода. Для подальших розрахунків необхідні будуть такі параметри передачі:

- міжосьова відстань  $a_w$ ;
- модуль зачеплення  $m$ ;
- кількість зубців шестерні  $z_1$  і  $z_2$ .

Колеса передбачалося нарізати без зміщення інструменту, тобто некорегованими. При цьому показники якості зачеплення не досліджувались.

Отже подальша робота буде спрямована на оптимізацію зачеплення за геометричними показниками якості шляхом корегування зубчастих коліс, тобто на визначення оптимальних коефіцієнтів зміщення.

До геометричних показників якості належать:

- коефіцієнт питомого ковзання  $\lambda$ ;
- коефіцієнт торцевого перекриття  $\epsilon_\alpha$ ;
- коефіцієнт питомого тиску  $\theta$ .

Слід також враховувати коефіцієнт товщини зубця у вершині, оскільки надмірне загострення зубця може призвести до неприпустимого зменшення його міцності у вершині в перший момент контакту.

При виконанні курсового проекту з теорії механізмів і машин проводився синтез евольвентного зачеплення за вільного вибору міжосьової відстані за допомогою комп'ютерної програми PROF Z, яка розроблена на кафедрі ДММ та ОМ [10].

В нашому випадку завдання полягає в тому, щоб покращити зубчасту передачу, не змінюючи міжосьової відстані, знайденої з умови контактної міцності зуба. Зрозуміло, незмінними мають залишитися також модуль і кількість зубців коліс переда-

чі. З допомогою програми PROF Z можна визначити коефіцієнти зміщення також і при заданій міжосьовій відстані. Робота програми аналогічна, лише накладена додаткова умова:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2, \quad (1)$$

де  $x_{\Sigma}$  – сумарний коефіцієнт зміщення;

$x_1$  – коефіцієнт зміщення шестерні;

$x_2$  – коефіцієнт зміщення колеса.

Користуючись умовою (1), знаходять таку комбінацію  $x_1$  та  $x_2$ , за якої показники якості зачеплення будуть найкращими.

**Порядок розрахунку параметрів передачі з корегованими та некорегованими колесами:**

- 1) Запуск програми.
- 2) Вводять дані:
  - кількість зубців  $z_1, z_2$ ;
  - модуль зачеплення  $m$ ;
  - кут нахилу зубця  $\beta$ .

Підтвердивши, що **задана міжосьова відстань**, вводять її значення.

- 3) Задають діапазон зміни  $x_1$  в межах від -1 до 1.

- 4) Вибирають оптимальну комбінацію коефіцієнтів зміщення  $x_1$  та  $x_2$ .

При цьому керуються вимогами максимального зближення коефіцієнтів питомого ковзання  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$ , допустимими значення коефіцієнтів перекриття  $\varepsilon_{\alpha}$ , питомого тиску  $\theta$  [10]. Що стосується коефіцієнтів товщини зубців у вершині, то їх допустимі значення вибирають згідно з рекомендаціями [10, с. 23], у відповідності до призначених видів термообробки шестерні та колеса передачі при її розрахунку на міцність.

**Зауваження:** При потребі уточнення значень коефіцієнтів зміщення інтервал зміни  $x_1$  можна додатково розкрити в вузьких межах, наприклад від 0,4 до 0,5, залежно від конкретного випадку. Для цього на запит програми, чи хочете ви провести розрахунок з новим зміщенням, слід відповісти ствердно, знову ввести задану міжосьову відстань і новий інтервал зміни  $x_1$ .

5) Після вибору коефіцієнтів зміщення слід розрахувати параметри коліс та передачі, ствердно відповівши на запит програми.

6) Розраховують координати точок профілю зубця (мінімум 18 точок) кожного колеса.

Приклад розв'язку подібної задачі приведений у [10, с.32].

7) Щоб отримати координати профілю некорегованої передачі, слід повторити розрахунок та вибрати коефіцієнти зміщення  $x_1 = x_2 = 0$ .

### 2.2.2. Відкрита циліндрична зубчаста передача, яка входить до складу ручного приводу переміщень рухомого захвату

Розрахунок цієї передачі при проектуванні приводу не проводився. Оскільки ця передача не силова, тобто її призначення – переміщення захвата або без навантаження зразка або для його розвантаження зразка в аварійному режимі, то розміри передачі визначають з конструктивних міркувань.

Міжосьову відстань  $a_w$  визначають, округлюючи розмір спроектованого редуктора приводу установки по висоті до найближчого значення, згідно з рядом нормальних лінійних розмірів.

Значення модуля зачеплення призначають зі співвідношення  $m \approx 0,02 \dots 0,025 a_w$ , округлюючи до найближчого з рекомендованого ряду модулів (табл. 7).

Таблиця 7.

Рекомендований ряд модулів для відкритої зубчастої передачі

$m, \text{мм}$	2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0; 7,0; 8,0; 10,0
----------------	---

Передавальне число  $u$  призначають, орієнтуючись на значення, наведені в табл. 8 (згідно з рядом нормальних лінійних розмірів)

Таблиця 8.

Рекомендовані значення передавальних чисел відкритої зубчастої передачі

$u$	1,0; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3
-----	---



**Вибрані значення модуля та передавального числа обов'язково узгоджуються з керівником даної частини ВАР!**

### **Порядок розрахунку параметрів відкритої передачі.**

1. Розраховують кількість зубців:  $z_1 = \frac{2a_w}{[(u+1)m]}$ , округлюючи до меншого цілого числа;  $z_2 = z_1 u$ . Знайдене значення теж округлюють до цілого числа.
2. Проводять обчислення за допомогою програми PROF Z згідно з описаним в п. 2.2.1 алгоритмом та вибирають оптимальні значення коефіцієнтів зміщення  $x_1$  та  $x_2$ .
3. Обчислюють параметри коліс та передачі з вибраними коефіцієнтами зміщення.
4. Розраховують координати точок профілю зубця (мінімум 18 точок) кожного колеса.
5. Обчислюють параметри коліс та передачі з коефіцієнтами зміщення, вибраними згідно з рекомендаціями [10, табл. 4.2] або при  $x_1=x_2=0$  (після узгодження з викладачем) та розраховують коефіцієнти точок профілю зубця кожного колеса.

### **2.2.3. Вимоги до оформлення пояснювальної записки в даній частині ВАР бакалавра**

Текстова частина записки має містити детальний опис всіх дій, пов'язаних з вибором оптимальних значень коефіцієнтів зміщення, розрахунками параметрів коліс і передачі та побудовою профілів зубців.

Умовно цю частину записки можна розділити на три складові: преамбула, основна частина і висновки.

В преамбулі вказати місце та призначення передачі в складі приводу, умови, за якими визначались розміри передачі та сформулювати, з якою метою проводиться корегування.

В основній частині розкрити, за якими показниками якості зачеплення оптимізується передача, користуючись рекомендаціями, викладеними в п. 2.2.1. (підпункт

4). Навести таблицю показників якості, за якою вибирались коефіцієнти зміщення, скопіювавши її з файла O.dat). Дати детальний аналіз отриманих даних. Якщо вибрався додатковий інтервал, то слід навести всі таблиці з відповідними коментарями до них.

Привести також результати розрахунків параметрів коліс і передачі та таблиці координат профілів зубців шестерні і колеса як з оптимальними коефіцієнтами зміщення, так і з нульовими (для силової закритої передачі) або рекомендованими чи нульовими (для відкритої передачі).

За отриманими даними накреслити профілі зубців шестерні і колеса. При цьому профілі зубців з оптимальними коефіцієнтами зміщення та нульовими чи рекомендованими будують в одній системі координат, суміщаючи їх для порівняння. Прокоментувати вплив коефіцієнтів зміщення на форму зубців та як це, зокрема, відбивається на їх міцності.

Зробити висновки з проведеного коригування.

#### **2.2.4. Вимоги до оформлення плакату**

Плакат має заголовок, який повторює назву параграфа пояснювальної записки, а саме:

##### **"Оптимізація циліндричної зубчастої передачі привода установки за геометричними показниками якості зачеплення"**

На плакат необхідно винести:

- основні показники якості зачеплення та формули, за якими вони визначаються;
- фрагменти таблиць показників якості для оптимізованої і не оптимізованої передачі;
- нові параметри коліс та передачі;
- зображення профілів зубців шестерні і колеса (скопіювати їх у відповідному масштабі із пояснювальної записки).

Розміри таблиць і рисунків на плакаті мають бути такими, щоб поле листа було заповнене повністю, а товщина ліній – оптимальною. Бажано використовувати різні

кольори, щоб підкреслити вплив зміщення на форму зубця.

Тексти на плакаті повинні бути набрані, по можливості, максимально крупним шрифтом.

### 2.3. Проектування опорної плити

Напружено-деформований стан плити визначається модифікованим методом початкових параметрів в формі метода двох розрахунків [11]. В даному методі використовується безрозмірна форма розрахунків. Спочатку вираховуються безрозмірні аргументи  $\lambda_i$ , а потім відносні жорсткості  $D_i/D_1 = (h_i/h_1)^3$ , які входять до матриці  $L_i$  та вектора  $X$ . Величини  $r_i$  в виразах  $X$  і  $w$  замінюють на  $i = r_{i1}/r_{i2}$ . Вектори навантаження  $Ri$ , вектор  $X$  (вектор НДС) пропорційні параметру  $\alpha = qr_1^2/D_1$ , який в процесі розрахунків не обчислюється. Не обчислюється і величина  $r_1^2\alpha$ , що пропорційна переміщенню  $w$ . Будуються безрозмірні епюри  $M_r/qr_1^2$ ,  $M_t/qr_1^2$ ,  $wD/qr_1^4$ .

Із IV теорії міцності знаходимо  $q_{max}$  і відповідно до схеми  $P_{max}$ . Наприклад, для схеми 0  $P = \pi qr_1^2$ . По величині  $P$  знаходимо масу розривної машини, яка може бути встановлена на цю плиту. Якщо розрахункова маса виявиться меншою ніж маса розривної машини, то потрібно збільшити  $h_l$ . Із епюр  $M_r, M_t$  знаходимо  $q_{max}$ , а далі  $P_{max}$ ,  $M_{max}$ .

Всі етапи розрахунків відтворюються в пояснювальній записці. Крім того по даному матеріалу готується плакат А1. На цей плакат виноситься основний алгоритм (формули розрахунку НДС для ділянки, початкові вектори двох розрахунків, епюри). Приводяться також результати розрахунків по знаходженню товщин, максимальних переміщень.

### 2.4. Розрахунок прототипу конструктивного елемента методами теорії пружності

В пояснювальній записці необхідно відобразити такі етапи розв'язку задачі:

1. В першу чергу висвітлити фізичну суть задачі і на її фізичну модель, показати які фактори враховуються моделлю, а які відкидаються і на яких підставах.

2. Звернути увагу і обґрунтувати математичну постановку, якою може бути система диференційних рівнянь в часткових похідних або варіаційний метод.

3. При виборі математичної постановки обґрунтувати вибір системи рівнянь (системи рівнянь в переміщеннях – Нав'є, в напруженнях – Бельтрамі-Мітчела, розв'язок Папковича-Нейбера або Буссінеска-Гальоркіна) відповідно при варіаційному методі (мінімуму потенціальних енергії – Лагранжа, мінімуму доповнювальних робіт – Кастільяно, принципу Рейснера).

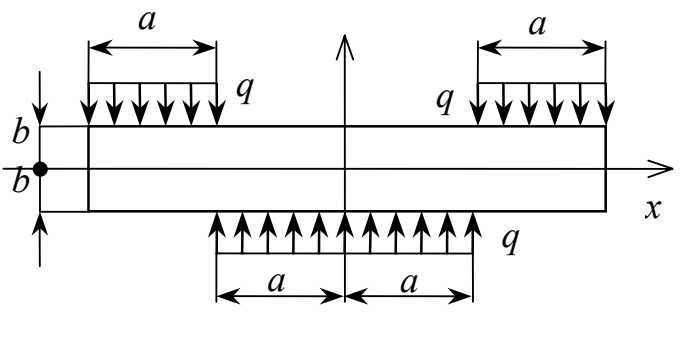
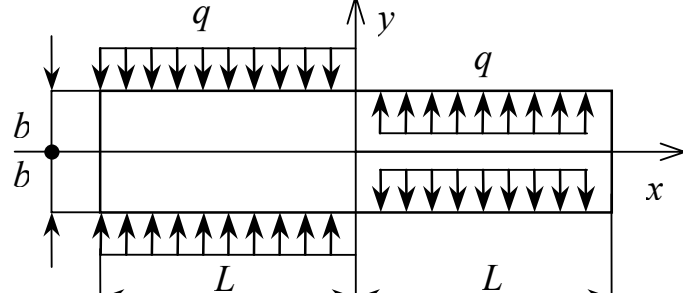
4. Обґрунтувати вибір крайових умов і сформулювати їх в математичному вигляді.

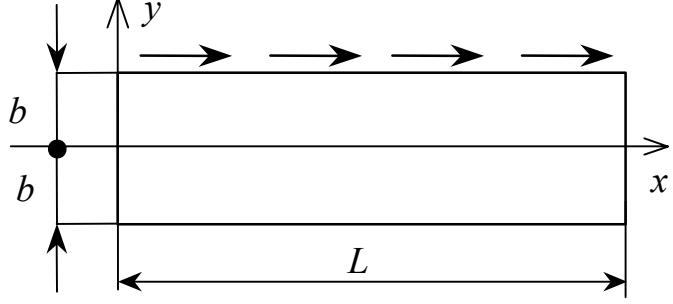
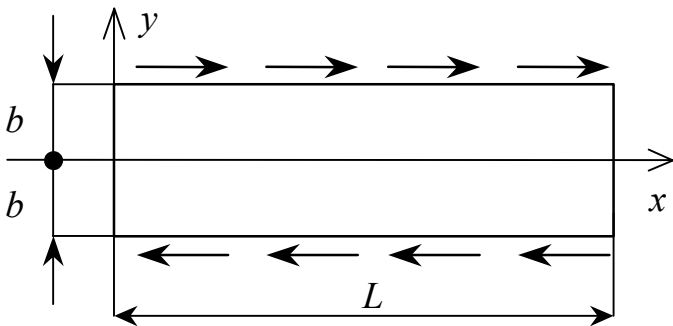
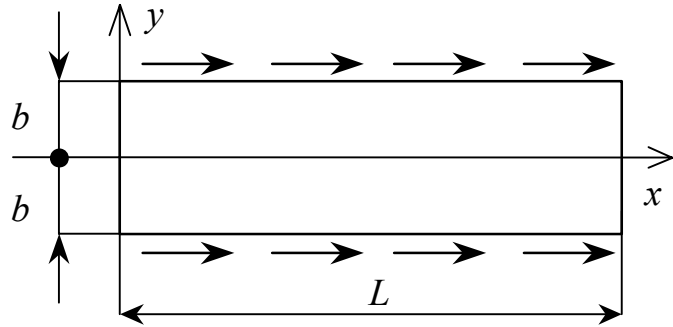
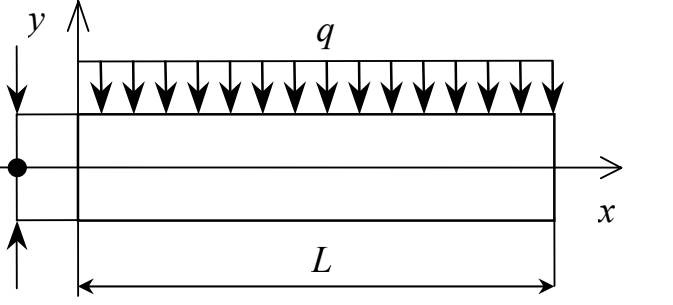
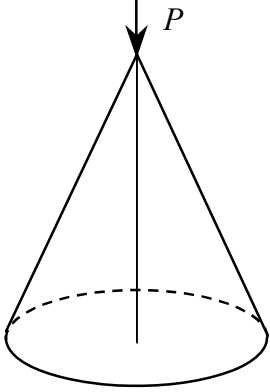
5. Вибір математичного методу розв'язку задачі, яким може бути розклад шуканих функцій в рядах, застосування інтегральних перетворень, методів теорії функцій комплексної змінної, інтегральні рівняння;

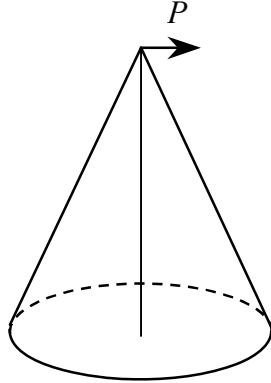
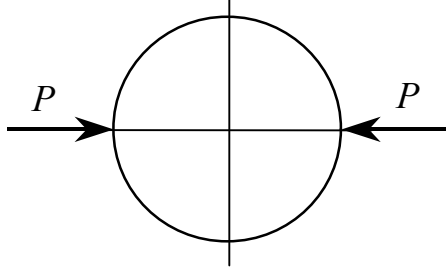
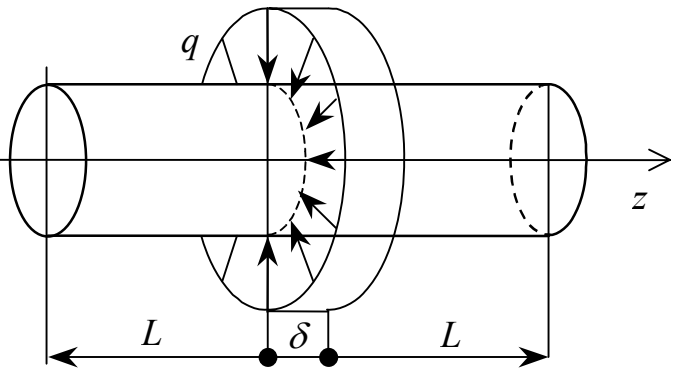
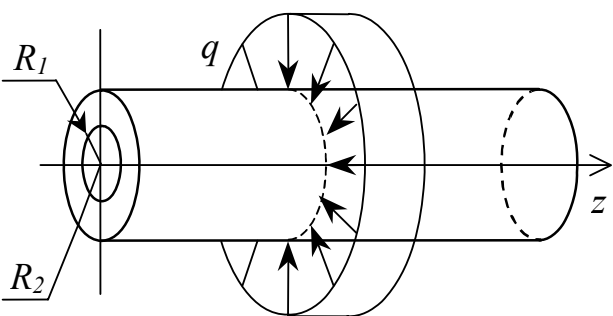
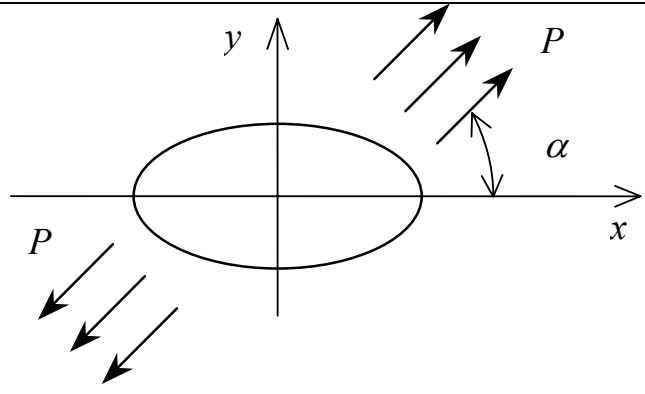
6. Висвітлити метод розв'язку.

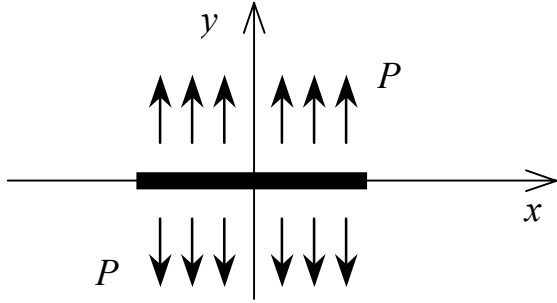
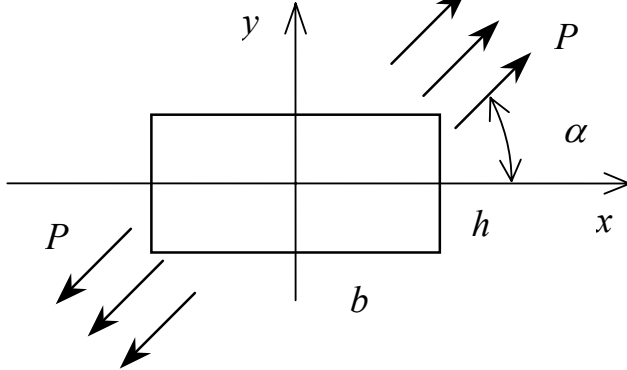
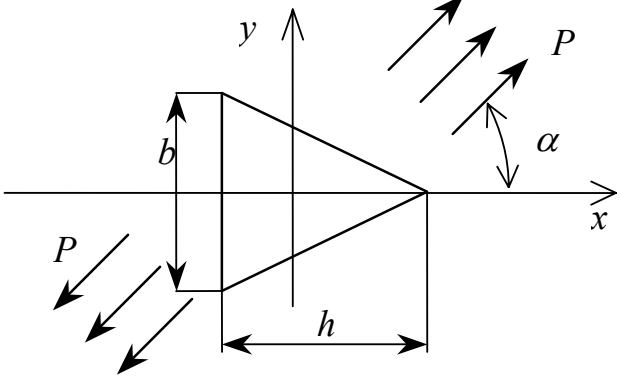
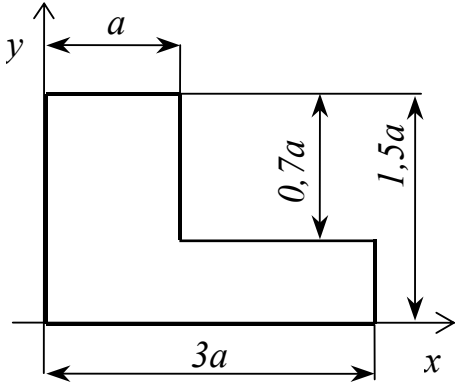
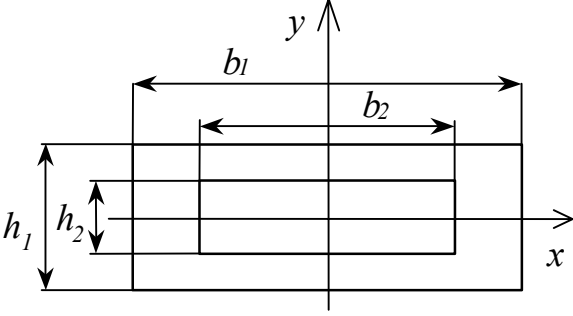
7. Обов'язково проілюструвати результати визначення напружено-деформованого стану в графічній формі.

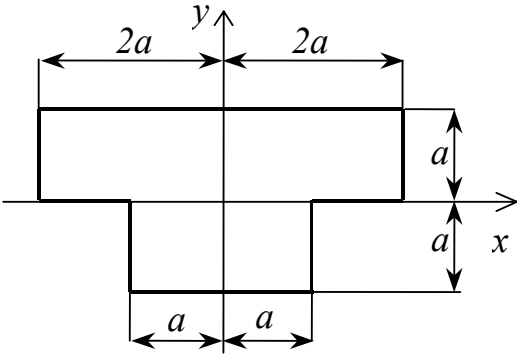
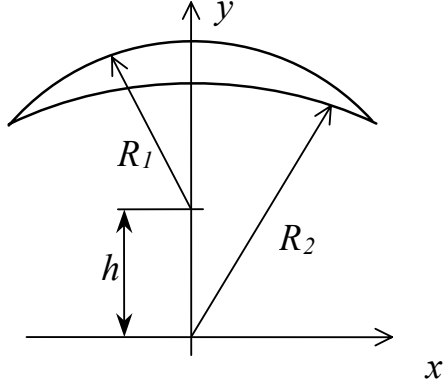
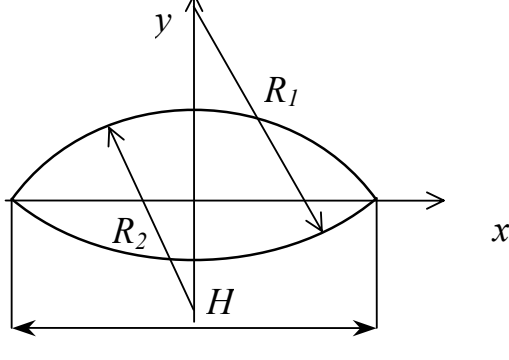
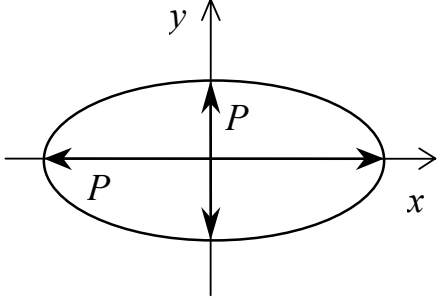
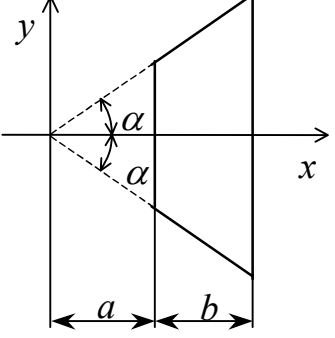
Далі наведено типові розрахункові схеми які можуть бути використані при виконанні роботи. На приведених малюнках показано форму конструктивного елемента, сили які прикладені до тіла та вказано літературне джерело, в якому висвітлено метод розв'язку задачі.

<p>№1. Визначити напружено-деформований стан при згині полоси операційним методом (<math>a=20b</math>, <math>q=1\text{кН/м}</math>, <math>b=1\text{см}</math>) [12].</p>	
<p>№2. Визначити напружено-деформований стан при згині полоси операційним методом (<math>L=20b</math>, <math>q=10\text{кН/м}</math>, <math>b=1\text{см}</math>) [12].</p>	

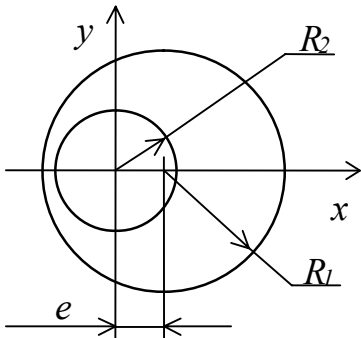
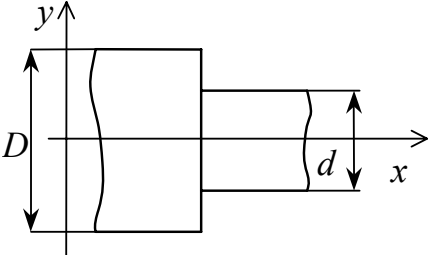
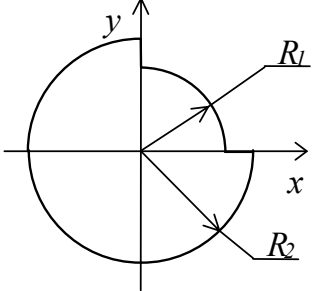
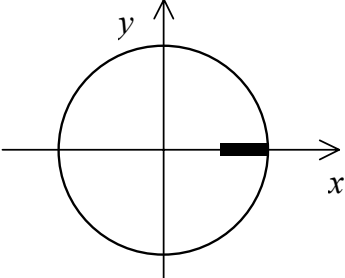
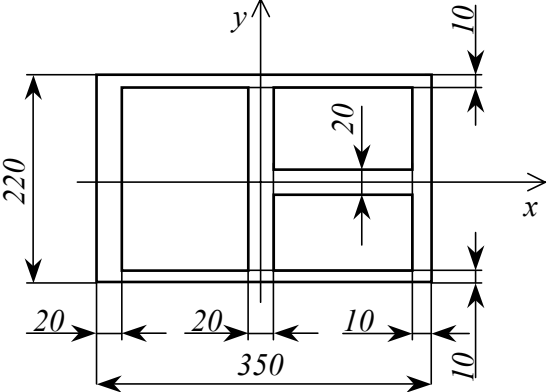
<p>№3. Визначити напружено-деформований стан при згині поло- си операційним методом (<math>L=20b</math>, <math>b=2\text{см}</math>, <math>X^+= 20\text{кН/см}</math>, <math>X^- =Y^+ =Y^- =0</math>) [12].</p>	
<p>№4. Визначити напружено-деформований стан при згині поло- си операційним методом (<math>L=20b</math>, <math>b=2\text{см}</math>, <math>X^- =-ax^2</math>, <math>X^+=ax^2</math>, <math>Y^- =Y^+ = 0</math>) [12].</p>	
<p>№5. Визначити напружено-деформований стан при згині поло- си операційним методом (<math>L=20b</math>, <math>b=2\text{см}</math>, <math>X^- =ax^3</math>, <math>X^+ =ax^3</math>, <math>Y^- = Y^+ = 0</math>) [12].</p>	
<p>№6. Визначити напружено-деформований стан при згині поло- си операційним методом (<math>L=30b</math>, <math>b=1\text{см}</math>, <math>X=0</math>, <math>X^+ =0</math>, <math>Y = 0</math>, <math>Y^+ = -q</math>) [12].</p>	
<p>№7 Визначити напружено-деформований стан при стисканні конуса силою направленою вздовж його осі [13].</p>	

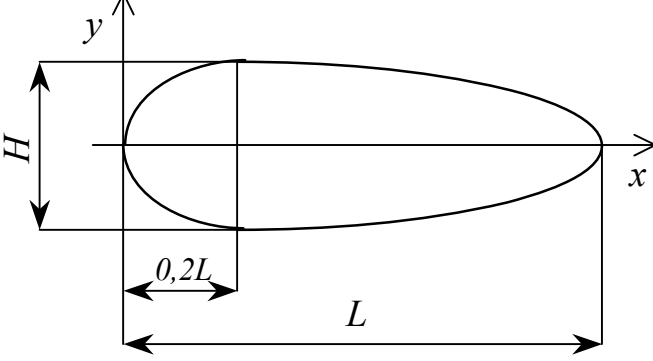
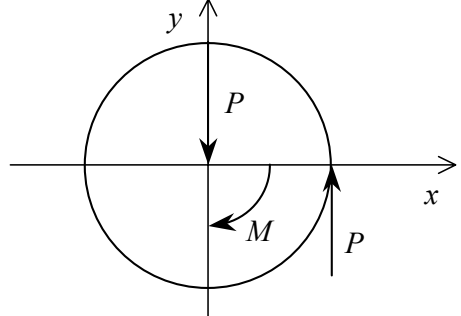
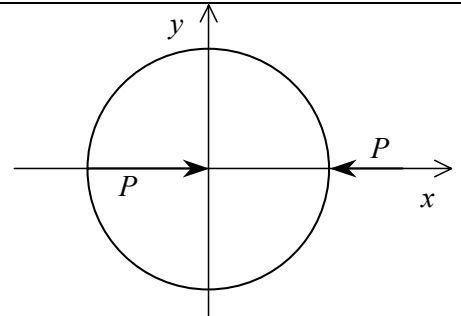
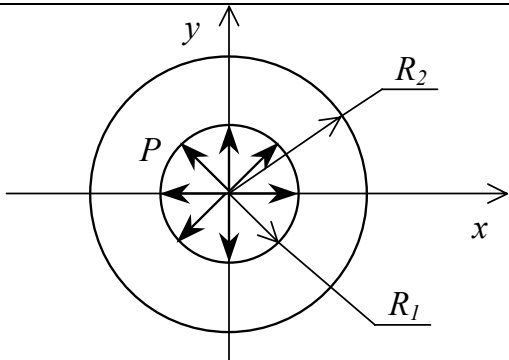
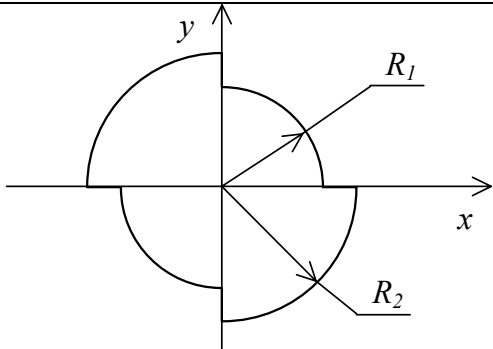
<p>№8 Визначити напружено-деформований стан при згинанні конуса силою направленою по нормалі його осі [13].</p>	
<p>№9 Визначити напружено-деформований стан при стисканні кулі силою направленою вздовж осі [13].</p>	
<p>№10 Визначити напружено-деформований довгого циліндра силами направленими по нормалі до поверхні (<math>L=20\delta</math>) [14].</p>	
<p>№11 Визначити напружено-деформований нескінчендовгого циліндра силами направленими по нормалі до поверхні (<math>R_2=2R_1</math>) [14].</p>	
<p>№12. Визначити напружено-деформований стан і концентрацію напружень нескінченної пластини з еліптичним отвором [15, 16, 22].</p>	

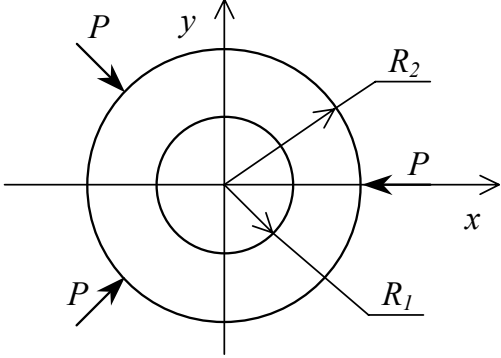
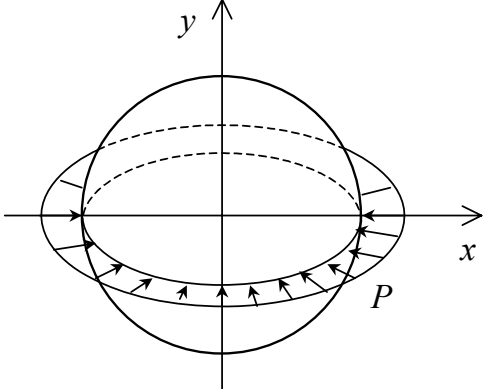
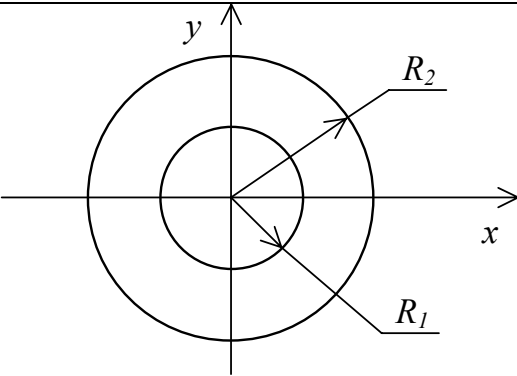
<p>№13. Визначити напружено-деформований стан нескінченної пластини з тріщиною [15].</p>	 <p>The diagram shows a horizontal x-axis and a vertical y-axis. A thick black horizontal line represents a crack along the x-axis. Above and below the crack, there are two sets of three upward-pointing arrows, each labeled 'P', representing a uniform load.</p>
<p>№14. Визначити напружено-деформований стан і концентрацію напружень нескінченної пластини з прямокутним отвором (<math>b=3h</math>) [15, 16, 22].</p>	 <p>The diagram shows a horizontal x-axis and a vertical y-axis. A rectangle is centered on the y-axis. The width of the rectangle is labeled 'b' and its height is labeled 'h'. Diagonal arrows labeled 'P' are shown on the right side of the rectangle, with an angle <math>\alpha</math> relative to the horizontal x-axis.</p>
<p>№15. Визначити напружено-деформований стан і концентрацію напружень нескінченної пластини з трикутним отвором (<math>b=k \cdot h</math>, <math>k=0,8</math>; <math>\alpha=30^\circ</math>) [15, 16, 22].</p>	 <p>The diagram shows a horizontal x-axis and a vertical y-axis. A triangular hole is centered on the y-axis. The height of the triangle is labeled 'b' and its base width is labeled 'h'. Diagonal arrows labeled 'P' are shown on the right side of the triangle, with an angle <math>\alpha</math> relative to the horizontal x-axis.</p>
<p>№16. Визначити напружено-деформований стан при крученні стержня моментом, перетин показаний на рисунку [17].</p>	 <p>The diagram shows an L-shaped cross-section in the xy-plane. The horizontal leg has a width of '3a'. The vertical leg has a height of '1,5a'. The inner corner is rounded with a radius of '0,7a'. The outer corner of the horizontal leg has a radius of 'a'.</p>
<p>№17. Визначити напружено-деформований стан при крученні стержня моментом, перетин показаний на рисунку (<math>h_2=3h_1</math>, <math>b_1=4h_1</math>, <math>b_2=8h_1</math>) [17].</p>	 <p>The diagram shows a cross-section of a shaft with a central hole. The outer diameter is labeled 'h<sub>1</sub>' and the inner diameter is labeled 'h<sub>2</sub>'. The outer radius is labeled 'b<sub>1</sub>' and the inner radius is labeled 'b<sub>2</sub>'. The x and y axes are shown.</p>

<p>№18. Визначити напружено-деформований стан при крученні стержня моментом, перетин показаний на рисунку [17, 18].</p>	
<p>№19. Визначити напружено-деформований стан при крученні стержня моментом, перетин показаний на рисунку (<math>R_1=1,25h</math>, <math>R_2=2h</math>) [19].</p>	
<p>№20. Визначити напружено-деформований стан при крученні стержня моментом, перетин показаний на рисунку (<math>R_1=5H</math>, <math>R_2=3H</math>, <math>H=4\text{см}</math>) [19].</p>	
<p>№21. Визначити напружено-деформований стан в нескінченній пластині з еліптичним отвором, до границі якого прикладене рівномірно розподілене навантаження інтенсивністю <math>p</math> [15, 22].</p>	
<p>№22. Визначити напружено-деформований стан при крученні моментом стержня з перетином у вигляді рівнобедреної трапеції. (використати варіаційні методи) [12].</p>	



<p>№23. Визначити напружено-деформований стан в ексцентричному кільці до внутрішньої границі якого прикладене рівномірно розподілене навантаження інтенсивністю <math>p</math> (<math>p=10\text{кН/м}</math>, <math>R_1=3e</math>, <math>R_2=e</math>, <math>e=3\text{см}</math>) [12].</p>	
<p>№24. Визначити напружено-деформований стан при крученні ексцентричного кільця моментом (<math>R_1=4R_2</math>, <math>R_2=e</math>, <math>e=1\text{см}</math>) [12].</p>	
<p>№25. Визначити напружено-деформований стан при крученні моментом ступінчатого стержня з круглим перетином (<math>D=2d</math>) [17].</p>	
<p>№26. Визначити напружено-деформований стан при крученні моментом стержня з шліцом (<math>R_1=0,8R_2</math>) [17].</p>	
<p>№27. Визначити напружено-деформований стан при крученні моментом стержня з тріщиною [18].</p>	
<p>№28. Визначити напружено-деформований стан при крученні моментом тонкостінного стержня (перетин показаний на малюнку) [12].</p>	

<p>№29. Визначити напружено-деформований стан при згині стержня зосередженою силою (перетин типу авіаційного профілю показаний на малюнку). Скористатися варіаційними методами (<math>H=2\text{см}</math>, <math>L=30\text{см}</math>) [12].</p>	
<p>№30. Визначити напружено-деформований стан в круглій пластині радіусом <math>R</math> навантаженій як показано на малюнку (<math>M=P \cdot R</math> [15]).</p>	
<p>№31. Визначити напружено-деформований стан в круглій пластині радіусом <math>R</math> навантаженій як показано на малюнку [15].</p>	
<p>№32. Визначити напружено-деформований стан у розрізаному круговому кільці внутрішнім радіусом <math>R_1</math> і зовнішнім <math>R_2 = 2 \cdot R_1</math> навантаженому рівномірно розподіленим навантаженням <math>p</math> на внутрішній границі [15].</p>	
<p>№33. Визначити напружено-деформований стан при крученні моментом стержня з шліцом (<math>R_1 = 0,8 \cdot R_2</math>) [17].</p>	

<p>№34. Визначити напружено-деформований стан у круговому кільці внутрішнім радіусом <math>R_1</math> і зовнішнім <math>R_2 = 2 \cdot R_1</math> навантаженому як показано на малюнку [15].</p>	
<p>№35. Визначити напружено-деформований стан у кулі навантаженої рівномірно розподіленим тиском <math>p</math> по екватору [12, 13, 18].</p>	
<p>№36. Визначити напружено-деформований стан у круговому кільці внутрішнім радіусом <math>R_1</math> і зовнішнім <math>R_2 = 2 \cdot R_1</math> при заданих температурних умовах <math>T = A \cdot \cos \theta</math> при <math>\rho = R_1</math>, <math>T = 2 \cdot A \cdot \sin \theta</math> при <math>\rho = R_2</math>, <math>R_2 = R_1</math> [20].</p>	
<p>№37. Визначити напружено-деформований стан у нескінченній пластині при умові, що нагрівання відбувається за рахунок джерел тепла рівномірно розподілених по площі кругового кільця [21].</p>	

## 2.5. Числові розрахунки теплового та напружено-деформованого станів випробувального зразка

Перший етап – обрати тип випробувального зразка. Він повинен відповідати типу випробувального установки, яка була запроектована. Можливі варіанти типів зразків відображені у табл. 5. Додаткові рекомендації у табл. 9.

## Додаткові рекомендації

Основні робочі зусилля випробувальної установки	Тип зразка (табл. 5)
Розтягувальне	1) ... 9)
Стискувальне	1), 10)
Розтягувальне та стискувальне	1)
Закручувальне	1), 2)
Розтягувальне та закручувальне	1), 2)

Другий етап – підібрати розміри зразка. Тут доцільно застосувати методи дисципліни "Опір матеріалів".

Спочатку необхідно оцінити максимально можливу геометричну характеристику робочого перерізу зразка за формулою  $A \leq N / \sigma_{\max}$ , де  $N$  – руйнівне зусилля,  $\sigma_{\max}$  – максимальне напруження перерізу. Руйнівне зусилля повинне гарантувати вказаний у табл. 6 запас потужності випробувального устаткування (позначимо його як  $k$ ), тобто  $N = N_{\max} / k$ , де  $N_{\max}$  – максимальне зусилля (або крутний момент), яке забезпечує устаткування. Величину  $\sigma_{\max}$  потрібно обчислити за формулою  $\sigma_{\max} = \sigma_B / \alpha$ , де  $\alpha$  – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, який можна обрати, наприклад, згідно з рекомендаціями параграфів 32 та 59 підручника з опору матеріалів [23]. Формули для  $A$  приведені у таблиці 10.

Таблиця 10.

## Формули для розрахунку параметра А

Тип напруженого стану	Тип зразка (табл. 5)	Формула для А
Центральне розтягнення або стискання	1) ... 5), 9)	площа перерізу
Позацентрове розтягнення	6), 7), 8)	$\approx 0.4t(b - h)$
Згинання	10)	$\approx 0.2t(b - f)^2$
Кручення	1), 2)	$W_K / \sqrt{3}$

Тут  $t$ ,  $b$  та  $h$  відповідають позначенням на малюнках 6), 8) та 10) табл. 5;  $W_k$  – момент опору перерізу при крученні.

У випадку одночасного розтягнення та кручення трубчастого зразка потрібно:

- задатися відношенням  $D/\delta \approx (10...20)$ , де  $\delta$  – товщина стінки трубки;  $D$  – середній діаметр трубки;
- використовувати наближені формули для обчислення площі перетину  $A \approx \pi D\delta$  та полярного моменту опору при крученні  $W_p \approx \pi D^2\delta/2$  (див. параграф 57 у [23]);
- використовувати відповідну теорію міцності матеріалу для обчислення еквівалентного напруження.

Отримані значення розмірів зразка необхідно відкоригувати (у меншу сторону) відповідно до рекомендацій стандартів на випробувальні зразки. Якщо отримані розміри зразків оказались завеликими для випробувального устаткування, їх потрібно зменшити.

Для подальшого проведення числових розрахунків із застосуванням методу скінчених елементів (МСЕ) необхідно створити розрахункову модель зразка. При цьому доцільно урахувати відповідні рекомендації [39 (розділ 1.6)], зокрема обов'язково використати властивості симетрії задачі. Допускається деяке спрощення геометрії у місцях, які віддалені від робочої частини зразка або майже не впливають на його тепловий та напружено-деформований стан (потрібне обґрунтування).

Для проведення розрахунків доцільно застосовувати середовище FEMAP + FEMAP Structural або FEMAP + NASTRAN, яке вивчалось на практичних заняттях з дисципліни "Числові методи в динаміці та міцності машин". Однак можна використовувати й інші програмні пакети, наприклад, SolidWorks + Cosmos, CATIA, OKA тощо. Нижче будемо орієнтуватися на FEMAP + FEMAP Structural.

На основі розрахункової моделі створюється скінченно-елементна модель зразка. Її можна створювати як безпосередньо [39 (розділ 3.4)], так і через геометричну модель зразка [39 (розділ 3.3)]. При цьому рекомендується створення тривимірної або вісесиметричної скінченно-елементної сітки другого порядку наближення, зі згущенням сітки у зонах, де очікується концентрація напружень. Термомеханічні

характеристики матеріалу задані у таблиці 6.

Якщо устаткування передбачає нагрів або охолодження зразка, необхідно провести розрахунків **стаціонарного** теплового стану зразка [39 (розділ 5)]. При цьому до моделі зразка прикладаються граничні умові, відповідні розрахункової моделі зразка, які, у свою чергу, повинні відповідати деякому типовому режиму нагріву зразка або його охолодження (для МСЕ обов'язкова наявність граничних умов першого роду).

Розрахунки статичного напружено-деформованого стану потрібно провести у межах пружності матеріалу зразка з урахуванням теплових деформацій, якщо проводився розрахунок теплового стану [39 (розділ 6)]. Граничні умови повинні відповідати деякому типовому режиму навантаження та обов'язково мати ГУ 1-го роду.

З багатьох отриманих результатів (температури, переміщення, напруження тощо) необхідно роздрукувати екранне зображення розподілу на поверхні зразка тільки температури (якщо розраховувалась) та еквівалентних напружень (за Мізесом). Розподіл еквівалентних напружень у характерному перерізі зразка необхідно зобразити у вигляді епюри, графіку або таблиці. Додатково можна роздрукувати екранне зображення розподілу інших величин, які є характерними для задачі або доказують правильність прикладених граничних умов, наприклад, переміщень (засвідчують правильність прикладення ГУ 1-го роду, врахування симетрії задачі). Пояснення щодо виконання цих дій приведені у [39 (розділ 8)].

Результати виконання цієї частини ВАР бакалавра представляються у вигляді розділу у записці с такими підрозділами:

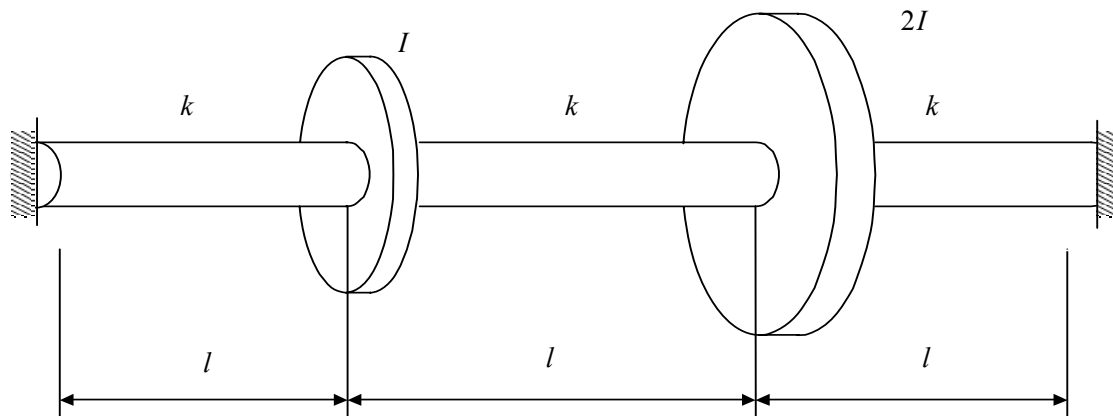
- вибір випробувального зразка та його розрахункової моделі;
- постановка крайових задач стаціонарної теплопровідності (якщо така задача розв'язувалася) та (термо)пружності;
- метод скінчених елементів (основні формули);
- створення скінченно-елементної моделі випробувального зразка (основні відомості, особливості);
- результати розрахунків та їх аналіз;

Оформлюється один плакат з основними відомостями про цю частину САР та ілюстраціями результатів розрахунків.

## 2.6. Чисельні розрахунки власних частот та відповідних власних форм крутих коливань системи з двома ступенями вільності

Приклад:

Дано:  $l=2\text{м}$ ,  $I_1=2\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $I_2=4\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $k=5000\text{кН/м}$ .



Розв'язок [40]:

Запишемо вирази для кінетичної та потенціальної енергій :

$$T = \frac{1}{2}(I_1\dot{\varphi}_1^2 + I_2\dot{\varphi}_2^2); \quad \Pi = \frac{1}{2}\left[k\varphi_1^2 + \frac{1}{2}k(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + k\varphi_2^2\right]$$

Запишемо рівняння вільних коливань :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_j} = Q_j; \quad Q_j = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_j}, j=1,2.$$

Отримаємо систему :

$$\begin{cases} I_1\ddot{\varphi}_1 + k\varphi_1 + k\varphi_1 - k\varphi_2 = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + k\varphi_2 + k\varphi_2 - k\varphi_1 = 0. \end{cases} \quad \text{або} \quad \begin{cases} I_1\ddot{\varphi}_1 + 2k\varphi_1 - k\varphi_2 = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + 2k\varphi_2 - k\varphi_1 = 0. \end{cases}$$

Складемо матриці інерції та жорсткості :

$$[a] = \begin{pmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{pmatrix}; \quad [c] = \begin{pmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{pmatrix}$$

Запишемо рівняння вільних коливань в матричному вигляді :

$$\begin{pmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = 0$$

Після перетворень , та введення заміни :

$$n^2 = \frac{k}{I}; \quad I_1 = I; \quad I_2 = 2I.$$

Отримаємо:

$$\begin{pmatrix} 2n^2 - \omega^2 & -n^2 \\ -n^2 & 2n^2 - 2\omega^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} = 0$$

Прирівнявши детермінант до нуля отримаємо :

$$\det \begin{pmatrix} 2n^2 - \omega^2 & -n^2 \\ -n^2 & 2n^2 - 2\omega^2 \end{pmatrix} = 0 ; \omega^4 - 7500\omega^2 + 9375000 = 0$$

Знайдемо корні цього рівняння :

$$\omega_1^2 = 1585, \omega_2^2 = 5915$$

Підставляємо значення частот.

$$\omega_1^2 = 1585 \frac{1}{c^2} ;$$

$$\begin{pmatrix} 2n^2 - 1585 & -n^2 \\ -n^2 & 2n^2 - 2 \cdot 1585 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{11} \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = 0$$

За умовою нормування  $\Phi_{11}=1$ , звідки  $\Phi_{12}=1,366$ .

$$\omega_2^2 = 5915 \frac{1}{c^2} ;$$

$$\begin{pmatrix} 2n^2 - 5915 & -n^2 \\ -n^2 & 2n^2 - 2 \cdot 5915 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{21} \\ \Phi_{22} \end{Bmatrix} = 0$$

За умовою нормування  $\Phi_{21}=1$ , звідки  $\Phi_{22}=-0,366$ .

Умова ортогональності :

$$\{1 \quad 1,366\} \begin{pmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0,366 \end{Bmatrix} = 0$$

$$\{1 \quad 1,366\} \begin{Bmatrix} 2,366k \\ -1,732k \end{Bmatrix} = 0$$

$$\{1 \quad 1,366\} \begin{pmatrix} I & 0 \\ 0 & 2I \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0,366 \end{Bmatrix} = 0$$

$$\{1 \quad 1,366\} \begin{Bmatrix} I \\ -0,732I \end{Bmatrix} = 0$$

Розв'язок за методом Релея:

$$\omega_l^2 = \frac{\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_l}{\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_l}$$



$$\{\Phi\}_1^T [c] \{\Phi\}_1 = \{1 \quad 1,366\} \begin{pmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1,366 \end{Bmatrix} = 15000$$

$$\{\Phi\}_1^T [a] \{\Phi\}_1 = \{1 \quad 1,366\} \begin{pmatrix} I & 0 \\ 0 & 2I \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1,366 \end{Bmatrix} = 9,464$$

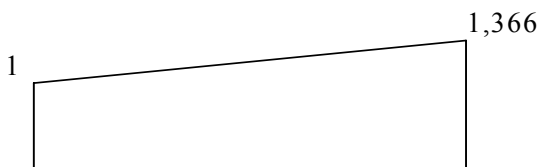
$$\omega_1^2 = 1585.$$

$$\{\Phi\}_1^T [c] \{\Phi\}_1 = \{1 \quad -0,366\} \begin{pmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0,366 \end{Bmatrix} = 15000$$

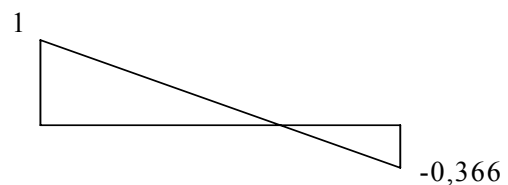
$$\{\Phi\}_1^T [a] \{\Phi\}_1 = \{1 \quad -0,366\} \begin{pmatrix} I & 0 \\ 0 & 2I \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0,366 \end{Bmatrix} = 2,536$$

$$\omega_2^2 = 5915.$$

Власні форми коливань.



Перша форма



Друга форма

Для свого варіанта за формулами обчислити параметри коливної системи.

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32}; \quad I_1 = \frac{\rho \pi D_1^4}{32} h_1; \quad I_2 = \frac{\rho \pi D_2^4}{32} h_2; \quad c = \frac{GI_\rho}{l}.$$

де  $d$  – діаметр вала;  $D_1, D_2$  – діаметри коліс;  $\rho$  - густина матеріалу;  $G$  – модуль пружності при зсуві;  $l$  - довжина ділянки;  $h_1, h_2$  – товщини коліс.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ**

**Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів**

**ВИПУСКНА АТЕСТАЦІЙНА РОБОТА**

**бакалавра з напрямку 0902 – Інженерна механіка  
для спеціальності 7.090201 – Динаміка і міцність машин**

Студент \_\_\_\_\_

(приз віще, ім'я, по-батькові)

групи МП \_\_\_\_ ( \_\_\_\_\_ )

(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ ( \_\_\_\_\_ )

(приз віще, ім'я, по-батькові) (підпис)

Завідувач кафедри ДММ та ОМ \_\_\_\_\_ ( \_\_\_\_\_ )

(приз віще, ім'я, по-батькові) (підпис)

**Київ – 2006**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ**

**Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів  
Напрям 0902 – Інженерна механіка  
для спеціальності 7.090201 – Динаміка і міцність машин**

**ЗАВДАННЯ  
НА ВИПУСКНУ АТЕСТАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА**

---

(Приз віще, ім'я, по-батькові)

1. Тема: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Затверджена наказом по ММІ від "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 200\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін здачі студентом завершеної роботи "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 200\_\_ р.

3. Додаткові вихідні для роботи \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

4. Дата видачі завдання "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 200\_\_ р.

Керівник \_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_)

(підпис)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

(підпис)

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Проектирование электромеханического привода машины для исследований механических свойств материалов. Методические указания к курсовому проектированию по динамике и основам проектирования машин / Сост. Заховайко А.А. – К.: КПИ, 1988.
2. Проектування привода випробувальної машини. Методичні вказівки до курсового проектування з деталей машин / Укл. Ковальчук Б.І., Заховайко А.А. – К.: НТУУ "КПІ", 2004.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для вузів. – К.: Вища шк., 1993.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Изд. 6-е. – М.: Высшая школа, 2000.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справ. пособие / Под ред. С.А. Чернавского. Изд. 6-е. – М.: Машиностроение, 1984.
6. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991.
7. Детали машин. Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. Изд. 5-е в двух частях. – М.: Машиностроение, 1992.
8. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – К.: Вища шк., 1990.
9. Дьяченко С.К., Столбовой С.В. Детали машин. Атлас конструкций. – К.: Техніка, 1984.
10. Профільювання циліндричного евольвентного зачеплення з використанням персональної ЕОМ. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни "Теорія механізмів і машин" для студентів спеціальності "Динаміка і міцність машин" / Укл.: О.П.Заховайко, О.Б.Овсієнко, О.М.Проташук та ін.- К.: НТУУ "КПІ", 2000. – 40 с.
11. Чемерис О.М. Методичні вказівки до розв'язування задач симетричного згину круглих пластин з дисципліни "Будівельна механіка машин" для студентів спеціальності ДММ. – К.: КПІ, 1992.

12. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970.
13. Рекач В.Г. Руководство к решению задач по теории упругости. – М.: Высшая школа, 1966.
14. Колтунов М.А., Васильев Ю.Н., Черных В.А. Упругость и прочность цилиндрических тел. – М.: Высшая школа, 1975. – 526с.
15. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. – М.: Наука, 1966. – 707с.
16. Савин Г.Н. Концентрация напряжений около отверстий. – М.: Гостехиздат, 1951. – 468с.
17. Арутюнян Н.Х., Абрамян Б.Л. Кручение упругих тел. – М.: Физматлит, 1963. – 686с.
18. Новацкий В. Теория упругости. – М.: Мир, 1975.
19. Уфлянд Я.С. Интегральные преобразования в теории упругости. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 367с.
20. Коваленко А.Д. Основы термоупругости. – Киев: Наукова думка, 1970. – 305с.
21. Коренев В.Г. Задачи теории теплопроводности и термоупругости. – М.: Наука, 1980.
22. Савин Г.Н. Распределение напряжений около отверстий. – Киев: Наукова думка, 1968.
23. Опір матеріалів / Підручник. Під ред. Г.С.Писаренка. К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
24. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е изд., перераб. доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
25. Иванов М.Н., Детали машин. Учеб. для машиностр. спец. вузов. 4-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
26. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др.; Под общ. Ред. В.Н.Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
27. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1984. – 831 с.

28. Хан Х. Теория упругости: Основы линейной теории и ее применения: Пер. с нем. – М.: Мир, 1988. – 344 с., ил.
29. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1988. – 712 с.
30. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967. – 599 с.
31. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. – К.: Наук. думка, 1976. – 416 с.
32. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. - 539с.
33. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
34. Бате Н., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. - 447 с.
35. Рудаков К.М. Конспект лекцій з дисципліни "Числові методи в динаміці та міцності машин". Частина I. К.: НТУУ "КПІ", НВЦ "Надійність", 2000. – 105 с.
36. Рудаков К.М. Конспект лекцій з дисципліни "Числові методи в динаміці та міцності машин". Частина II. К.: НТУУ "КПІ", НВЦ "Надійність", 2000. – 105 с.
37. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. М.: ДМК Пресс, 2001. – 448 с., ил. (Серия "Проектирование").
38. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. М.: ДМК Пресс, 2004. – 700 с., ил. (Серия "Проектирование").
39. Рудаков К.М. FEMAP. Геометричне та скінченно-елементне моделювання конструкцій для розрахунків у MSC.Nastran: Посібник. – К.: НТУУ "КПІ", 2005. – 210 с. (ел. версія)
40. Василенко Н.В. Теория колебаний. – Киев: Вища школа, 1992. – 423с.
41. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – Київ: Вища шк., 2004. – 525с.

## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП .....	3
1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА .....	3
1.1. Вимоги до структури атестаційної роботи .....	3
1.2. Вимоги до оформлення атестаційної роботи .....	5
1.3. Захист випускної атестаційної роботи .....	6
1.4. Завдання .....	7
1.4.1. Провести проектування елементів привода випробувальної установки	7
1.4.2. Провести оптимізацію циліндричної зубчастої передачі привода установки за геометричними показниками якості зачеплення .....	10
1.4.3. Провести проектування опорної плити .....	11
1.4.4. Провести розрахунок конструктивного елемента методами теорії пружності .....	13
1.4.5. Провести числові розрахунки теплового та напружено- деформованого станів випробувального зразка із застосуванням ме- тоду скінчених елементів та відповідних програм .....	14
1.4.6. Визначити власні частоти та відповідні власні форми крутильних ко- ливань системи з двома ступенями вільності та перевірити умови ор- тогональності .....	17
2. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ТИПОВИХ РОЗРАХУНКІВ	
2.1. Проектування механізму навантаження випробувальної установки .....	17
2.1.1. Розробка кінематичної схеми установки .....	18
2.1.2. Вибір двигуна, кінематичний і силовий розрахунок привода .....	19
2.1.3. Розрахунок і конструювання редуктора .....	19
2.1.4. Зміст розділу пояснювальної записки .....	20
2.2. Проектування коригованого евольвентного зачеплення зубчастих коліс ...	21

2.2.1. Циліндрична зубчаста передача, яка входить до складу силового привода установки .....	22
2.2.2. Відкрита циліндрична зубчаста передача, яка входить до складу ручного привода переміщень рухомого захвату .....	24
2.2.3. Вимоги до оформлення пояснювальної записки в даній частині ВАР бакалавра .....	25
2.2.4. Вимоги до оформлення плакату .....	26
2.3. Проектування опорної плити .....	27
2.4. Розрахунок прототипу конструктивного елемента методами теорії пружності .....	27
2.5. Числові розрахунки теплового та напружено-деформованого станів випробувального зразка .....	35
2.6. Чисельні розрахунки власних частот та відповідних власних форм крутих коливань системи з двома ступенями вільності .....	39
<b>ДОДАДКИ</b>	
Додаток 1.....	42
Додаток 2.....	43
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ</b> .....	44