

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів

До захисту допущено
Завідувач кафедри
Сергій ПИСКУНОВ
_____ (підпис)

«__» _____ 2020 р.

Дипломна робота
освітньо-кваліфікаційного рівня “Бакалавр”

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему: Розрахунок і проектування конструктивних елементів та вузлів установки УСНС-3 для випробувань матеріалів в умовах плоско напруженого стану

Виконав: студент 4 курсу, групи МП-61

Цуркан Данііл Олексійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник к.т.н., доц. Заховайко Олександр Панасович
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант ДМ доц., к.т.н. Лавренко Я.І.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант ТММ доц., к.т.н. Заховайко О.П.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант Буд. механіка д.т.н., проф. Пискунов С.О.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант Теор. пружн. д.т.н., проф. Бабенко. А.Є.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант Чисельні методи д.т.н., проф. Рудаков К.М.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант Теор. коливань д.т.н., проф. Боронко О.О.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант Оригінальна ч. к.т.н, доц. Заховайко О. П.
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____ д.т.н., проф. Данильченко Ю.М.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2020 рік

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Інститут механіко-машинобудівний

Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів

Освітньо-кваліфікаційний рівень «Бакалавр»

Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ПИСКУНОВ

(підпис)

« ____ » _____ 2020 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Цуркану Даніїлу Олексійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розрахунок і проектування конструктивних елементів та вузлів установки УСНС-3 для випробувань матеріалів в умовах плоско напруженого стану»
керівник роботи Заховайко Олександр Панасович, к.т.н., доц.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом роботи 10.06.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи Установка УСНС-3 для випробувань матеріалів за розтягом-стиском, максимальна осьова сила на захваті – 67 кН, кутова швидкість захвата – 110 мм/хв.

4. Зміст роботи Вибір двигуна, розрахунок і проектування передач та валів редуктора, проектування корегованого евольвентного зачеплення, розрахунок круглої ступінчатої пластини, визначення НДС при крученні стержня з ексцентричним отвором методами теорії пружності, розрахунок деформованого стану зразка, визначення власних частот відповідних власних форм коливань вала, оригінальна частина.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням плакатів, презентацій тощо) 8 плакатів, записка містить 81 сторінки, 32 ілюстрації, 11 таблиць, додаток та 15 джерела використаної літератури.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
ДМ	к.т.н., доц. Лавренко Я.І.		
Теор. пружн.	д.т.н., проф. Бабенко. А.Є.		
ТММ	к.т.н., доц. Заховайко О.П.		
Буд. механіка	д.т.н., проф. Пискунов С.О.		
Чисельні методи	д.т.н., проф. Рудаков К.М.		
Теор. коливань	д.т.н., проф. Боронко О.О.		
Оригінальна частина	к.т.н, доц. Заховайко О. П		

7. Дата видачі завдання 01.10.2019 р.**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури	01.12.2019 р.	
2	Виконання 1-2 розділів	01.02.2020 р.	
3	Виконання 3-4 розділів	01.04.2020 р.	
4	Виконання 5-7 розділів	01.06.2020 р.	
5	Передзахист	11.06.2020 р.	
6	Захист дипломної роботи	17.06.2020 р.	

Студент

(підпис)

Даніїл ЦУРКАН

Керівник роботи

(підпис)

Олександр ЗАХОВАЙКО

Анотація

Дана дипломна робота освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» виконана на тему: модифікація та проектування конструктивних елементів та вузлів випробувальної установки УСНС-3 для випробування статичної міцності матеріалів за простого і складного навантаження в умовах плоского напруженого стану.

За даними вихідними параметрами було спроектовано двоступінчастий черв'ячний редуктор. За допомогою методу теорії механізмів та машин та програмного комплексу K-PRO модернізували зубчасте зачеплення для продовження строку експлуатації. Використовуючи методи двох розрахунків було визначено напружено деформований стан опорної плити для закріплення установки. За допомогою методів теорії пружності було визначено напружено деформований стан вихідного вала редуктора. Використовуючи програмне забезпечення Ansys і методом скінчених елементів визначили напружено деформований стан тонкостінного випробувального зразка. Методами теорії коливань були визначені власні частоти та власні форми коливань крутильних та згинальних коливань. В останньому оригінальному розділі було визначено напружено деформований стан кран балки за БНіП11-23-81 та перевірено отриманих даних розрахунком МСЕ в програмному середовищі Ansys та визначено мінімальний запас міцності.

Записка містить 81 сторінку, 32 рисунки, 11 таблиць. Ключові слова: випробувальна установка, редуктора, кінематична схема, циліндрична передача, черв'ячна передача, розрахунок валів, підшипники, зразок, напружено-деформований стан, опорна плита, коливання, власні частоти, власні форми. БНіП11-23-81, розрахунок напружено деформованого стану кран-балки

Робота складається з текстової та графічної частини, містить додаток зі специфікаціями до креслень

Abstract

This bachelor work is performed on the topic: modification and design of structural elements and components of the test installation USNS-3 to test the static strength of materials under simple and complex loads in a flat stress state.

Based on these initial parameters, a two-stage worm gearbox was designed. Using the method of the theory of mechanisms and machines and software K-PRO upgraded gearing to extend the service life. Using the methods of two calculations, the stress-strain state of the base plate was determined to secure the installation. Using the methods of the theory of elasticity, the stress-strain state of the output shaft of the gearbox was determined. Using Ansys software and the finite element method, the stress-strain state of a thin-walled test specimen was determined. The methods of oscillation theory were used to determine the natural frequencies and natural forms of oscillations of torsional and bending oscillations. In the last original section, the stress-strain state of the beam crane according to BNiP11-23-81 was determined and the obtained data were calculated by the ITU calculation in the Ansys software environment and the minimum safety margin was determined.

The note contains 81 pages, 32 figures, 11 tables, an application Keywords: *test setup, reducer, kinematic scheme, cylindrical transmission, worm gear, calculation of shafts, substrates, sample, stress-strain state, base plate, oscillations, normal modes, calculation of the stress-strain state of the crane beam*

The work consists of a text and graphic part, contains an application with specifications for drawings.

Зміст

1. Проектування і розрахунок привода випробувальної установки УСНС-3.....	8
1.1.Опис прототипу та кінематична схема привода	8
1.2. Вибір двигуна	10
1.3. Кінематичний і силовий розрахунок привода.....	11
1.4. Розрахунок передач редуктора	13
1.4.1. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі.....	13
1.4.1.1. Проектний розрахунок передачі	14
1.4.1.2. Попередні значення деяких параметрів передачі.....	14
1.4.1.3. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість. 15	
1.4.2. Розрахунок тихохідної черв'ячної передачі.....	16
1.4.2.1. Проектний розрахунок черв'ячної передачі	16
1.4.2.2. Попередні значення деяких параметрів передачі.....	17
1.4.2.3. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість ..	18
1.5. Розрахунок валів та їх опор.....	19
1.5.1. Розрахунок швидкохідного вала	19
1.5.1.1. Проектний розрахунок і конструювання вала	19
1.5.1.2. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників	20
1.5.1.3. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник.....	20
1.5.2. Розрахунок проміжного вала	21
1.5.2.1. Проектний розрахунок і конструювання вала	21
1.5.2.2. Перевірка статичної міцності вала.....	22
1.5.2.3. Розрахунок вала на витривалість	25
1.5.2.4. Розрахунок вала на жорсткість.....	27
1.5.2.5. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників	29
1.5.2.6. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник.....	30
1.5.2.7. Розрахунок довговічності підшипника.....	31
1.5.3. Розрахунок тихохідного вала.....	31
1.5.3.1. Проектний розрахунок і конструювання вала	31

1.5.3.2. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників	32
1.5.3.3. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник.....	32
2. Проектування корегованого евольвентного зачеплення зубчастих коліс.....	34
2.1. Показники якості зачеплення	34
2.2. Визначення параметрів некорегованої передачі.....	35
2.3. Визначення параметрів корегованої передачі.....	38
2.4. Висновки	45
3. Розрахунок круглої ступінчатої пластини	46
3.1. Перший розрахунок	48
3.2. Другий розрахунок.....	49
3.3. Визначення параметрів.....	50
4. Визначення НДС при крученні стержня з ексцентричним отвором.....	55
5. Чисельні розрахунки напружено-деформованого стану випробувального зразка	62
5.1. Вибір та проектування зразка	62
5.2. Постановка крайової задачі лінійної пружності.....	63
5.3. Алгоритм отримання розв'язку методом скінченних елементів	64
5.4. Розрахункова схема, результати розрахунків зразка.....	66
6. Визначення власних частот та відповідних власних форм коливань	68
6.1. Числові розрахунки власних частот та відповідних власних форм крутих коливань для системи з двома ступенями вільності	68
6.2. Чисельний розрахунок власних частот та відповідних власних форм згинальних коливань для системи з двома ступенями вільності.....	73
6.2.1. Метод сил.....	73
6.2.2. Метод Релея.....	76
6.2.3. Метод Донкерлі.....	77
7. Визначення напружено деформованого стану кран-балки за БНіП 1-23-81, та перевірка отриманих даних з результатом розрахунку МСЕ.....	78
7.1. Постановка задачі.....	78

7.2. Визначення напружено деформованого стану за БНіП1 1-23-81	79
7.3. Створення моделі та перевірка розрахунку за допомогою програмного забезпечення Ansys	86
7.4. Висновки та визначення запасу міцності балки.	90
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	91
ДОДАТОК.....	93

1. Проектування і розрахунок привода випробувальної установки УСНС-3

1.1.Опис прототипу та кінематична схема привода

Установка УСНС-3 використовується для випробування статичної міцності матеріалів за простого і складного навантаження в умовах плоского напруженого стану.

Установка УСНС-3 працює за допомогою верхнього (3) та нижнього (5) зажимів.

Просте навантаження: розтяг стиск.

За допомогою двигуна система осьового навантаження (Д) рух передається на черв'ячний редуктор осьового навантаження(12). Завдяки цьому по колонам рухається рухома траверса (7) і розтягує або стискає зразок. Зусилля регулюється за допомогою динамометра (6) та контролюється системою регулювання осьовою силою (15).

Просте навантаження: кручення.

За допомогою двигуна системи крутного моменту (1) рух передається на черв'ячний редуктор (2) і закручує зразок.

Процес контролюється системою регулювання крутним моментом (14).

Складне навантаження відбувається, коли працюють одночасно двигуни (Д) та (14). Результати фіксують за допомогою тензоментрів годинникового типу і надходять до системи реєстрації експериментальних даних (17).

В установці присутня система нагрівання зразка (16). Нижче показана схема привода, яку потрібно розрахувати і спроектувати рис.1.1.

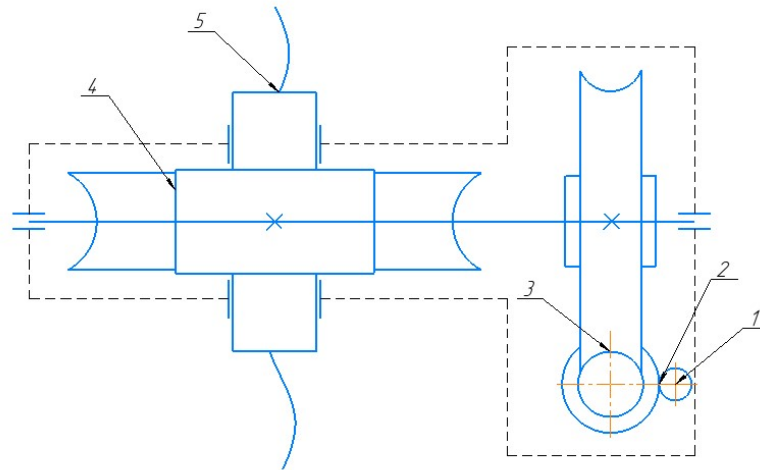


Рис.1.1 Кінематична схема приводу

1- двигун, 2 – циліндрична прямозуба передачі; 3 – черв'ячна передача; 4 – черв'ячна передача; 5 – гвинт.

Ескіз установки наведено на рис.1.2

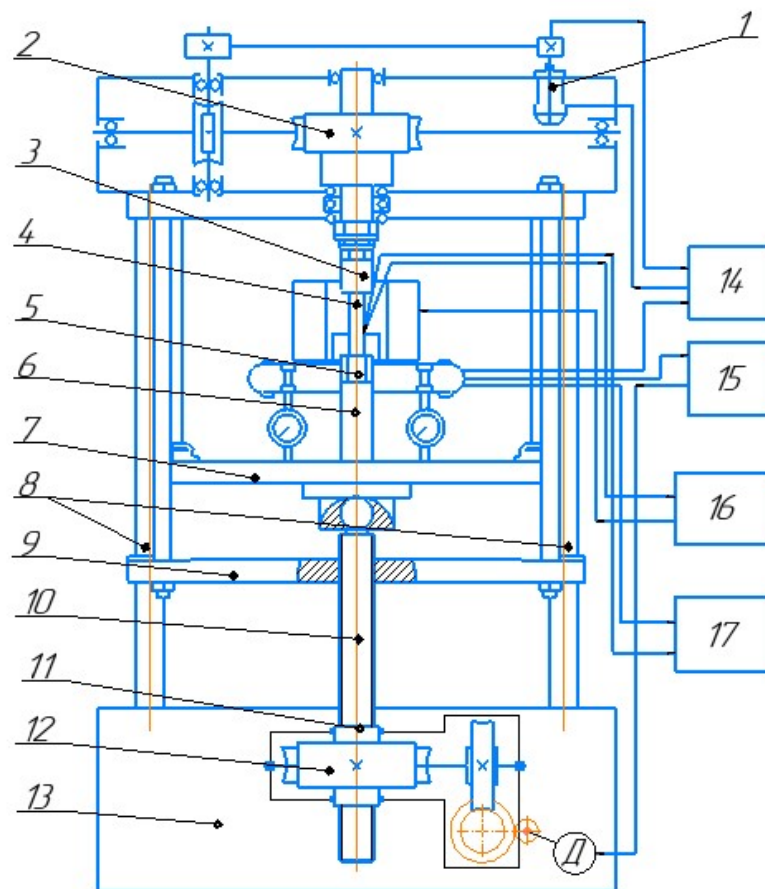


Рис.1.2 Ескіз установки

1 – двигун системи крутного моменту; 2 – редуктор черв'ячний; 3- верхній захват; 4- зразок; 5- нижній захват; 6 – динамометр; 7 – рухома траверса; 8 – колони; 9 – нерухома траверса; 10 – ходовий гвинт; 11 – розрізна гайка; 12 – черв'ячний двоступінчастий редуктор осьового навантаження; 13 – станина; Д – двигун системи осьового навантаження; 14 – система регулювання крутним моментом; 15 – система регулювання осьовою силою; 16 – система нагрівання зразка; 17 – система реєстрації експериментальних даних

1.2 Вибір двигуна

Розраховуємо номінальну потужність на валу двигуна [5]:

$$P_H = F * V = 67000 \cdot 110 \cdot \frac{10^{-3}}{60} = 122 \text{ Вт};$$

Знайдемо ККД редуктора:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5^k, \text{ де:}$$

η_1 – ККД прямозубої циліндричної передачі

η_2 – ККД черв'ячної передачі

η_3 – ККД черв'ячної передачі

η_4 – ККД передачі гвинт-гайка

η_5 – ККД однієї пари підшипників

k – кількість пар підшипників

$$\eta = 0,94 \cdot 0,87 \cdot 0,75 \cdot 0,43 \cdot 0,97 = 0,24;$$

Визначаємо загальне орієнтовне передатне відношення привода[5]:

$$i = i'_1 i'_2 i'_3, \text{ де}$$

i'_1 – передатне відношення прямозубої циліндричної передачі

i'_2 – передатне відношення черв'ячної передачі

i'_3 – передатне відношення черв'ячної передачі

$$i = 3 \cdot 8 \cdot 16 = 384;$$

Орієнтовна частота обертання валу двигуна[5]

$$n'_{\text{дв}} = ni';$$

$$n = V/pz = 110/(16 \cdot 1) = 6,87;$$

$$n'_{\text{дв}} = 384 \cdot 6,87 = 2640 \text{ хв}^{-1};$$

$$P_1 = 122,83/0,24 = 504,75 \text{ Вт};$$

Приймаємо електродвигун 4А63В2У3 з параметрами:

$$P = 550 \text{ Вт}; n = 2740 \text{ хв}^{-1}.$$

1.3. Кінематичний і силовий розрахунок привода

Обравши двигун уточнимо загальне передатне відношення привода[5]

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{2740}{6,87} = 398,54$$

Обчислимо розбивку між окремими передачами, так щоб

$$i = i_1 i_2 i_3$$

i_1 – передатне відношення прямозубої циліндричної передачі

i_2 – передатне відношення черв'ячної передачі

i_3 – передатне відношення черв'ячної передачі

Визначаємо кутові швидкості усіх валів привода[5]:

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2740}{30} = 286,79 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{286,79}{3} = 95,59 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = \frac{95,59}{8} = 11,95 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = \frac{11,95}{16} = 0,75 \text{ с}^{-1}$$

Знайдемо потужності:

$$P_k = P_{k-1} \eta_{k-1};$$

$$P_1 = 504,75 \text{ Вт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_1 = 504,75 \cdot 0,94 = 474,46 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \eta_2 = 474,46 \cdot 0,75 = 355,85 \text{ Вт};$$

$$P_4 = P_3 \eta_3 = 355,85 \cdot 0,87 = 309,58 \text{ Вт}$$

Визначемо крутні моменти:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{504,75}{286,97} = 1,76 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{474,46}{95,59} = 4,96 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{355,85}{11,95} = 29,78 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{309,58}{0,75} = 414,53 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Кінематичні та силові характеристики привода наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Кінематичні та силові характеристики привода

	Вали			
	I	II	III	IV
Передачі	Прямозуба циліндрична		Черв'ячна	Черв'ячна
η	0,95		0,87	0,75
i	3		8	16
ω , с ⁻¹	286,78	95,59	11,95	0,75
n, об/хв	2740	913	114	7
T, Н*м	1,76	4,96	29,78	414,53
P, Вт	504,75	474,46	355,84	309,59

1.4. Розрахунок передач редуктора

1.4.1. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі

Схему передачі наведено на Рис. 1.4

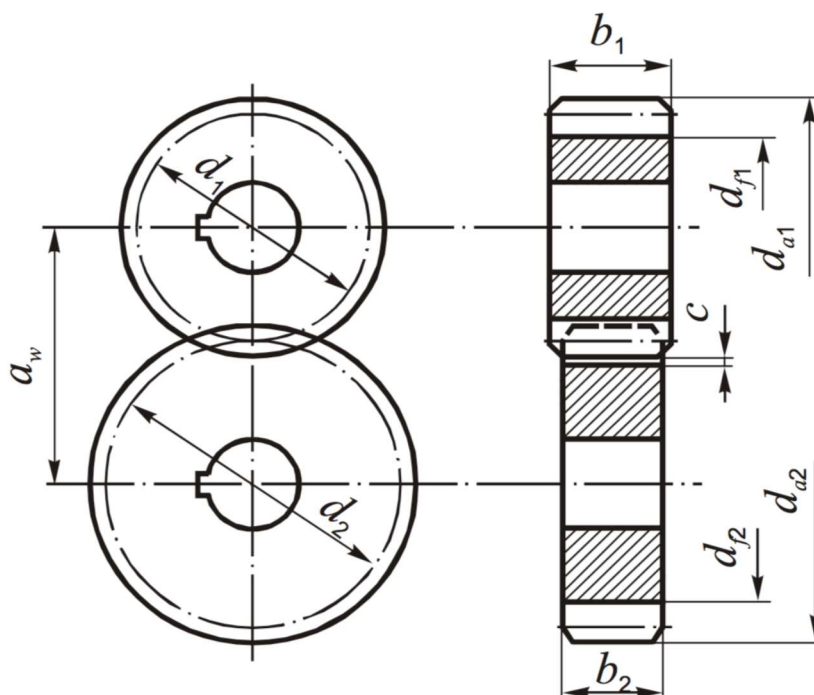


Рис. 1.3 Схема прямозубої циліндричної передачі

1.4.1.1. Проектний розрахунок передачі

Попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,4$.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U + 1) = 0,5 \cdot 0,4 (3 + 1) = 0,8;$$

В залежності від ψ_{bd} і $H < 350 \Rightarrow K_{H\beta} = 1$; $K_{\alpha} = 495 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубого зачеплення.[5]

Мінімальна міжосьова відстань передачі:

$$a_{\omega \min} = K_{\alpha} (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{U \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}} = 495 (3 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,76 \cdot 1}{3 \cdot 0,4 \cdot 486,82^2}} = \text{мм};$$

Фактична $a_{\omega} = 32,6 \text{ мм}$;

Число зубців: $z_1 = 25$; $z_2 = U \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75$.

Модуль зубців:

$$m'_n = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 32,6 \cdot 1}{25 + 75} = 0,65 \text{ мм};$$

Згідно з ГОСТ $m_n = 1 \text{ мм}$.

Перераховуємо a_{ω} при $m_n = 1$

$$a_{\omega} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{1(25 + 75)}{2} = 50 \text{ мм};$$

Приймаємо $a_{\omega} = 50 \text{ мм}$.

1.4.1.2. Попередні значення деяких параметрів передачі

1) Ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 25}{1} = 25 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 75}{1} = 75 \text{ мм}.$$

2) Ширина зубчастих вінців:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,4 \cdot 50 = 20 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 2 \text{ мм} = 22 \text{ мм}.$$

3) Колова швидкість зубчастих коліс:

$$V = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 286,78 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 3,58 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

Вибираємо ступінь точності $n_{СТ} = 9$ для всіх показників точності зубчастих коліс і передач.

4) Еквівалентна кількість числа зубців шестерні та колеса [5]:

$$z_{V1} = z_1 = 25; z_{V2} = z_2 = 75.$$

5) Коефіцієнт торцевого перекриття [5]:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{75} \right) \right] = 1,71.$$

6) Колова сила у зачепленні коліс: [5]

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,76 \cdot 10^3}{25} = 140,8 \text{ Н.}$$

1.4.1.3. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

Для розрахунку попередньо визначимо такі коефіцієнти:

- коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;
- коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців $Z_H = 1,77 * \cos\beta = 1,77 * 1 = 1,77$;
- коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній при $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,71}} = 0,76$;
- коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями в залежності від колової швидкості та ступеня точності $K_{H\alpha} = 1$;
- коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця $K_{H\beta} = 1$;
- коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців в залежності від колової швидкості, твердості зубців колеса та ступеня точності $K_{HV} = 1,06$.

Питома розрахункова колова сила [5]:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{140,8}{20} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 7,46 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Розрахункове контактне напруження [5]:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{U+1}{U}} = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{7,46}{25} \cdot \frac{3+1}{3}} = 234,87 \text{ МПа};$$

Стійкість зубців проти втомного викривування їхніх поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H = 234,87$ МПа, $[\sigma]_H = 486,8 \Rightarrow \sigma_H < [\sigma]_H$.

1.4.2. Розрахунок тихохідної черв'ячної передачі

Схему передачі зображено на Рис. 1.4.

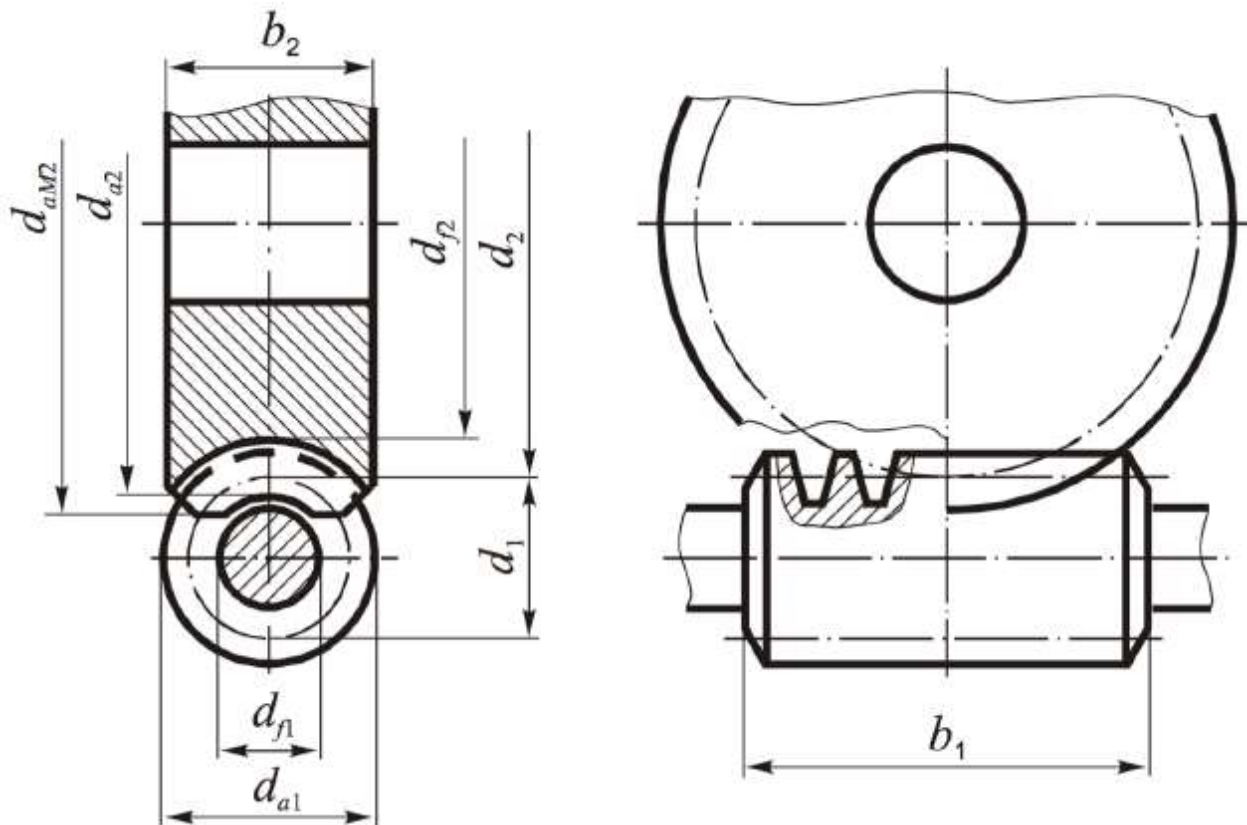


Рис. 1.4. Схема черв'ячної передачі

1.4.2.1. Проектний розрахунок черв'ячної передачі

Використовується допоміжний коефіцієнт $K_\alpha = 315 \text{ МПа}^{1/3}$ — для сталевго черв'яка та колеса з чавуну.[5]

Число витків черв'яка обираємо $z_1 = 2$, тоді число зубців черв'ячного колеса $z_2 = iz_1 = 16 \cdot 2 = 32$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка $q \geq 0,212z_2 = 0,212 \cdot 32 = 6,78$. Вибираємо за [6, табл. 28.1] $q = 8$.

Визначаємо коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{32}{57}\right)^3 (1 - 0,31) = 1,38;$$

Де $\theta = 57$ [6, табл. 28.5], $x = 0,5$ для легкого режиму навантаження передачі.

Визначаємо мінімальну міжосьову відстань:

$$\begin{aligned} a_{Wmin} &= K_{\alpha} \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\frac{T_4 \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{(z_2 \cdot [\sigma]_H)^2}} = 315 \left(\frac{32}{8} + 1\right)^3 \sqrt{\frac{414,52 \cdot 1,38 \cdot 10^2}{(46 \cdot 172)^2}} \\ &= 174,53 \text{ мм;} \end{aligned}$$

Визначаємо модуль передачі

$$m' = \frac{2a_{Wmin}}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 174,53}{32 + 8} = 8,73;$$

За стандартом вибираємо $m = 10$ мм, якому відповідає $q = 8$ [6, табл.28.1].

1.4.2.2. Попередні значення деяких параметрів передачі

Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

- Ділильні діаметри

$$d_1 = m q = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m z_2 = 10 \cdot 32 = 320 \text{ мм;}$$

- Діаметри вершин витків черв'яка та зубців колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 10 = 340 \text{ мм;}$$

- Діаметри западин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 10 = 296 \text{ мм;}$$

- Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am} \leq d_{a2} + 1,5m = 340 + 1,5 \cdot 10 = 355 \text{ мм};$$

- Ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ мм};$$

Приймаємо $b_2 = 775 \text{ мм};$

- Міжосьова відстань передачі

$$a_w = 0,5m(z_2 + q) = 0,5 \cdot 10(32 + 8) = 200 \text{ мм};$$

- Ділильний кут підйому лінії витків черв'яка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25; \quad \gamma = 14,32^\circ;$$

- Швидкість ковзання у зачепленні:

$$V_s = \frac{\omega_3 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{11,95 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{2 \cos(14,32^\circ)} = 0,49;$$

- Уточнене значення допустимого контактного напруження

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 175 - 35V_s = 175 - 35 \cdot 0,49 = 287,66 \text{ МПа};$$

- Еквівалентне число зубців колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3(14,32^\circ)} = 32,33;$$

- Колова сила, що діє на зубці колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_4}{d_2} = \frac{2 \cdot 414,52}{320} = 2590,7 \text{ Н};$$

1.4.2.3. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість

Визначимо коефіцієнти:

$Z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка і вінця колеса;[5]

$Z_H = 1,8$ – коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків та зубців;[5]

$Z_\varepsilon = 0,75$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні; [5]

$K_{H\beta} = 1,38$ (див. п. 1.4.2.1 розрахунку);

$K_{HV} = 1,25$ – коефіцієнт динамічного навантаження [6, табл. 28.6].

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{H\beta} K_{HV} = \frac{2590,7}{75} \cdot 1,38 \cdot 1,25 = 59,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Розрахункове контактне напруження [5]:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} = 215 \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{59,9}{320}} = 125,58 \text{ МПа};$$

Стійкість зубців проти заїдання і втомного викришування забезпечується, оскільки

$$\sigma_H = 125,58; [\sigma]_H = 162,5 \text{ МПа} \Rightarrow \sigma_H \leq [\sigma]_H.$$

1.5. Розрахунок валів та їх опор

1.5.1. Розрахунок швидкохідного вала

1.5.1.1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала берем Сталь 45, для якої $\sigma_B = 610 \text{ МПа}$; [6]

$$\sigma_T = 363 \text{ МПа} \quad [\tau] = 25 \text{ МПа}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4,67}{\pi \cdot 25}} = 9,84 \text{ мм};$$

З конструктивних міркувань оберемо $d = 31 \text{ мм}$.

$d_{\text{п}} = 25 \text{ мм}$ - діаметр під підшипники.

1.5.1.2. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників

Підбираємо підшипники кочення для вхідного вала редуктора за такими даними, одержаними при розрахунку вала[5]:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{30,44^2 + 37,7^2} = 48,46 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{22,49^2 + 233,67^2} = 234,75 \text{ Н}$$

Осьове навантаження вала $F_a = 277,88 \text{ Н}$; діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 25$; кутова швидкість вала $\omega = 95,6 \text{ с}^{-1}$ потрібна довговічність підшипників $L_h = 10000 \text{ год.}$, при 90% надійності, типовий режим навантаження вала – легкий (А), короткочасне перевантаження до 150%, робоча температура підшипників до 50°C. В перерізі В (оскільки для опори є найбільшим навантаженням)[6]:

$$\frac{F_a}{R_B} = \frac{277,8}{234,75} = 1,18 > 0,35$$

То для опор вала доцільно застосовувати радіально опорні роликові конічні підшипники серії 7605А для яких: $C_0 = 39000 \text{ Н}$; $C_r = 56100 \text{ Н}$. Підшипники обрано за ГОСТ 27365-87.[6]

1.5.1.3. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник

Для типового режиму навантаження (А) коефіцієнт інтенсивності: $K_e = 0,4$. Згідно з умови роботи підшипника, беремо: $V = 1$ – обертання внутрішнього кільця підшипника $K_\sigma = 1,5$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних перевантаженнях до 150%, $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт до 50°C; параметр осьового навантаження $e=0.3$ [6]

В даному випадку $R_r = R_B = 234,75$ Н та осьова сила $F_a = 277,8$ Н. Оскільки для опори В осьова сила більша від радіальної, доцільно вибрати для опори вала роликові радіально-опорні конічні підшипники серії 7605А[6]

Для визначення осьового навантаження R_{aB} на підшипник опори В попередньо обчислимо осьові складові сили у підшипниках опор А і В при навантаженні їх радіальними R_A і R_B

$$F_{sA} = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 48,46 = 12,07\text{Н}$$

$$F_{sB} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 234,75 = 58,45\text{Н}$$

Рівняння рівноваги вала

$$F_a + R_{aA} - R_{aB} = 0$$

Якщо $R_{aA} = R_A$, то

$$R_{aB} = F_a + F_{sA} = 277,8 + 12,07 = 289,95 \text{ Н} > F_{sB} = 58,45\text{Н}$$

Отже R_{aB} визначино правильно

$$\frac{R_{aB}}{(VR_B)} = \frac{289,5}{(1 \cdot 237,75)} = 1,23 > e = 0,3$$

Маємо за [6, таб. 32,2] $X = 0,4, Y = 1,7;$

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники опори

$$R = (XVR_r + YR_{aB})K_\sigma K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 237,75 + 1,7 \cdot 289,95) \cdot 1,5 \cdot 1 = 880,22 \text{ Н}$$

$$R_e = K_e R = 0,4 \cdot 880,22 = 352,09 \text{ Н}$$

1.5.2. Розрахунок проміжного вала

1.5.2.1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала берем Сталь 45, для якої $\sigma_B = 610$ МПа;[6]

$$\sigma_T = 363 \text{ МПа} \quad [\tau] = 25 \text{ МПа}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 28,01}{\pi \cdot 25}} = 17,87 \text{ мм};$$

З конструктивних міркувань оберемо $d = 51 \text{ мм}$.

$d_n = 45 \text{ мм}$ - діаметр під підшипники.

1.5.2.2. Перевірка статичної міцності вала

Сили в зачепленні (Рис. 1.5.):

$$F_{t1} = 609,23 \text{ Н-колова сила}$$

$$F_{r1} = 886,97 \text{ Н-радіальна сила}$$

$$F_{a1} = 2436,93 \text{ Н-осьова сила}$$

$$F_{r2} = 101,14 \text{ Н-радіальна сила}$$

$$F_{t2} = 277,88 \text{ Н-колова сила}$$

$$F_{a2} = 138,94 \text{ Н-колова сила}$$

Згинальний моменти від сил F_{a1}, F_{a2} :

$$M_{a1} = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 2436,93 \frac{80}{2} = 97477,27 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{a2} = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 138,94 \frac{201,6}{2} = 14005,35 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

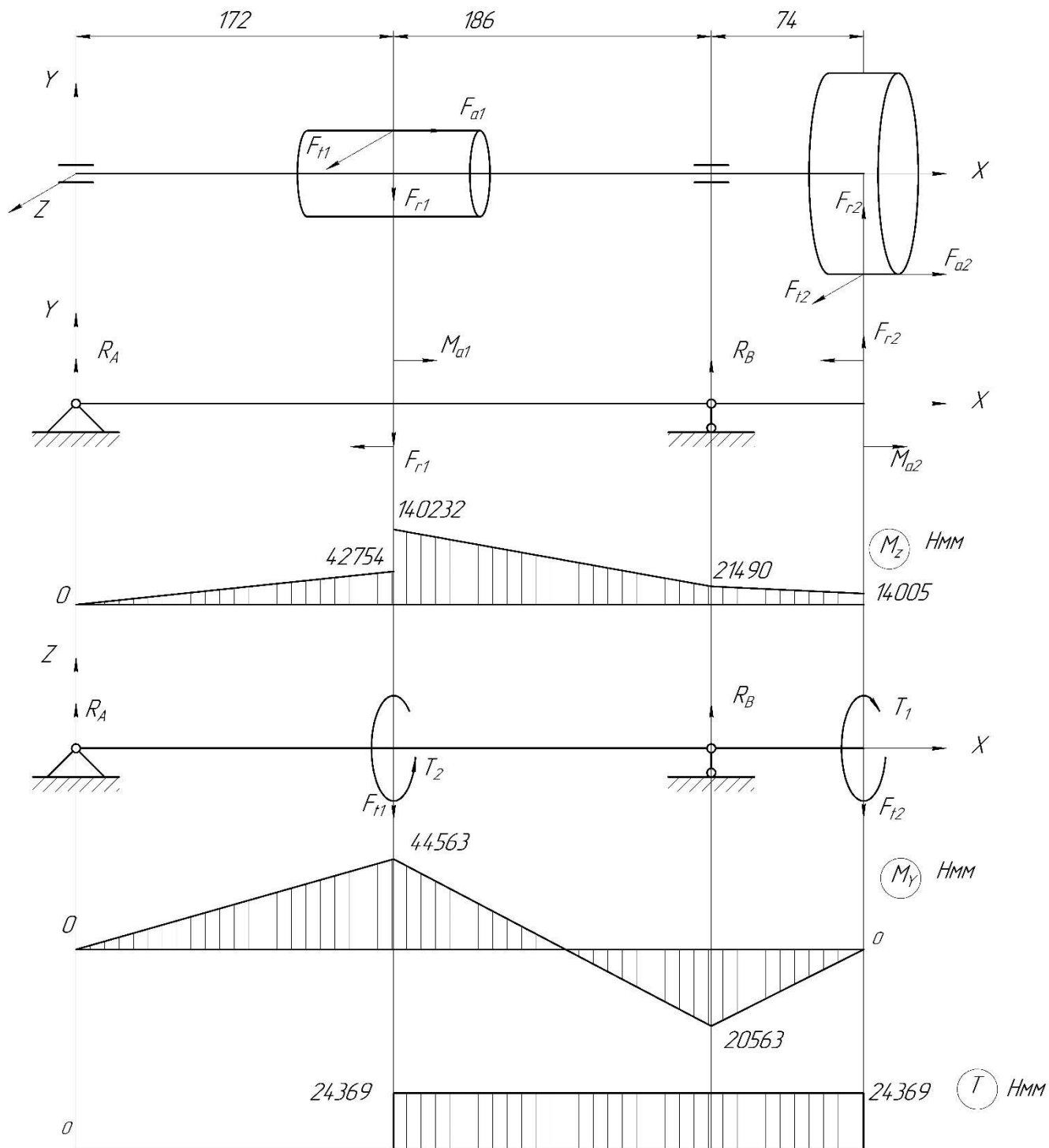


Рис. 1.5. Розрахункові схеми проміжного вала редуктора

У YX площині:

$$\sum M_{Ai} = -M_{a1} + M_{a2} - F_{r1}a + R_B(a + b) + F_{r2}(a + b + c) = 0;$$

$$\begin{aligned}
 R_B &= \frac{M_{a1} - M_{a2} + F_{r1}a - F_{r2}(a + b)}{a + b + c} = \\
 &= \frac{97477,27 - 14005,35 + 886,97 \cdot 172 - 101,14(172 + 186 + 74)}{172 + 186} \\
 &= 537,26 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

$$\sum Y_i = R_A - F_{r1} + F_{r2} + R_B = 0$$

$$R_A = F_{r1} - R_B - F_{r2} = 886,97 - 537,26 - 101,14 = 30,44 \text{ Н}$$

У ZX площині:

$$\sum M_{Ai} = F_{t1}a - R_B(a + b) + F_{t2}(a + b + c) = 0;$$

$$\begin{aligned}
 R_B &= \frac{F_{t1}a + F_{t2}(a + b + c)}{a + b} = \frac{609,23 \cdot 172 + 277,88 \cdot (172 + 186 + 74)}{172 + 176} = \\
 &= 628,03 \text{ Н};
 \end{aligned}$$

$$\sum Y_i = R_A - F_{t1} + R_B - F_{t2} = 0$$

$$R_A = F_{t1} - R_B + F_{t2} = 609,23 - 628,03 + 277,88 = 259,08 \text{ Н}$$

Сумарні згинальні моменти в перерізах I-I і II-II

$$M_I = \sqrt{(M_y^I)^2 + (M_z^I)^2} = \sqrt{140232^2 + 44563^2} = 147142,36 \text{ Нмм}$$

$$M_{II} = \sqrt{(M_y^{II})^2 + (M_z^{II})^2} = \sqrt{21490^2 + 21490^2} = 30391,44 \text{ Нмм}$$

Оскільки діаметри вала у перерізах I-I і II-II однакові, крутні моменти також однакові, а згинальний момент у перерізі I-I більший, ніж у перерізі II-II, то перевірку міцності слід виконувати для перерізу I-I.

Номінальні напруження в перерізі [5]:

$$\sigma_{зг} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 14142,36}{3,14 \cdot 51^3} = 11,3 \text{ Мпа}$$

$$\sigma_c = \frac{4(F_{a1} + F_{a2})}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot (2436,93 + 138,94)}{3,14 \cdot 51^2} = 1,26 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 24369,31}{3,14 \cdot 51^3} = 0,94 \text{ МПа}$$

За III-м критерієм міцності визначаємо еквівалентні напруження[6]:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_{\text{зг}} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(11,3 + 1,26)^2 + 4 \cdot 0,94^2} = 12,7 \text{ МПа}$$

Допустиме еквівалентне напруження[5]:

$$[\sigma]_{\text{екв}} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 363 = 290,4 \text{ МПа}$$

Максимальне еквівалентне напруження при короткому перевантаженні:

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} = \sigma_{\text{екв}} R_{\Pi} = 12,7 \cdot 2,2 = 27,95 \text{ МПа}$$

Умова статичної міцності виконується, оскільки

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} = 27,95 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{\text{екв}} = 290,4 \text{ МПа}$$

1.5.2.3. Розрахунок вала на витривалість

Границя втоми матеріалу вала для симетричного циклу[5]:

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 0,45 \cdot 610 = 274,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 610 = 152,5 \text{ МПа}$$

Амплітуди нормальних і дотичних напружень[5]

$$\sigma_a = \frac{M}{W_{OH}} = \frac{147142,36}{13016,38} = 11,3 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{T}{W_{PH}} = \frac{24369,32}{26032,76} = 0,47 \text{ МПа}$$

Відповідно моменти опору в небезпечному перерізу вала [5]:

$$W_{OH} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 51^3}{32} = 13016,38 \text{ мм}^3$$

$$W_{PH} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 51^3}{16} = 26032,76 \text{ мм}^3$$

Середнє значення нормальних та дотичних напружень[5]:

$$\sigma_m = \frac{4(F_{a1} + F_{a2})}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot (2436,93 + 138,94)}{3,14 \cdot 51^2} = 1,26 \text{ МПа}$$

$\tau_m = \tau_a = 0,47 \text{ МПа}$ – для випадку передавання навантажень;

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень від шпонкового паза[5]:

$$K_\sigma = 2,01 \quad K_\tau = 1,88$$

Коефіцієнти чутливості матеріалу вала до симетрії циклу напружень:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 610 = 0,322$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,322 = 0,161$$

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала $K_d = 0,73$;

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями[6]:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{274,5}{\frac{2,01 \cdot 11,3}{0,73} + 0,322 \cdot 1,26} = 8,76$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{K_d} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{152,5}{\frac{1,88 \cdot 0,47}{0,73} + 0,161 \cdot 0,47} = 119,07$$

Сумарний коефіцієнт запасу:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{8,76 \cdot 119,07}{\sqrt{8,76^2 + 119,07^2}} = 347,68$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності

$S = 347,68 > [S]_{min} = 1,5$, отже міцність вала у перерізі забезпечується.

1.5.2.4. Розрахунок вала на жорсткість

Для розрахунку прогину скористаємося методом Верещагіна (Рис. 1.10.).

Основний момент інерції перерізу вала:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3.14 \cdot 51^4}{64} = 331917,67 \text{ мм}^4$$

Прогин вала W і кут нахилу вала θ визначаємо за методом Верещагіна

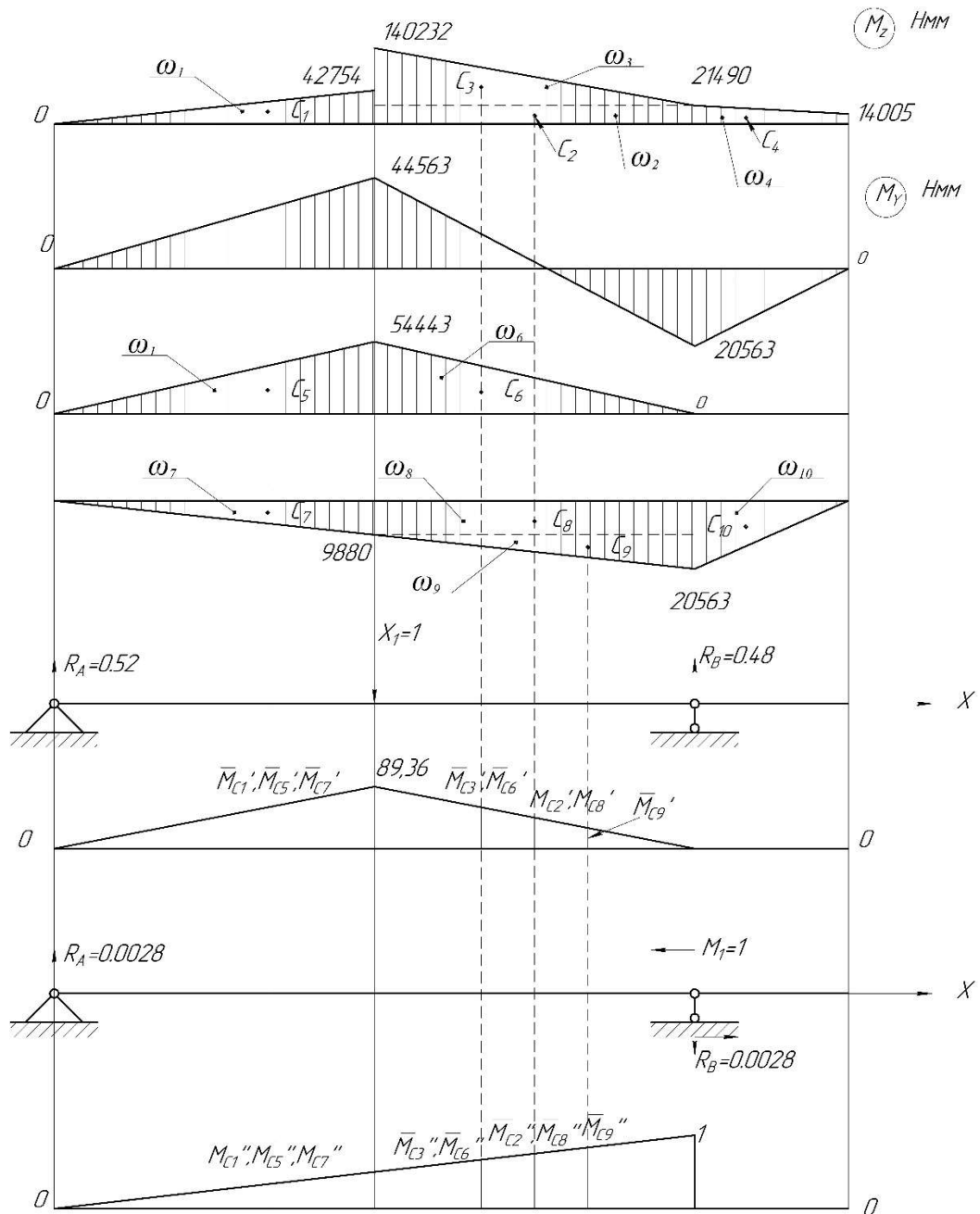


Рис. 1.10. Розрахункові схеми швидкохідного вала редуктора

У YX площині:

$$\begin{aligned}
 W_y &= \frac{\omega_1 M'_{c1} + \omega_2 M'_{c2} + \omega_3 M'_{c3} + \omega_4 M'_{c4}}{EI} \\
 &= \frac{3676844 \cdot 59,62 + 3997140 \cdot 44,64 + 11043006 \cdot 59,52 + 0}{2 \cdot 10^5 \cdot 331917,67} \\
 &= 0,016 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \theta_c &= \frac{\omega_1 M''_{c1} + \omega_2 M''_{c2} + \omega_3 M''_{c3} + \omega_4 M''_{c4}}{EI} \\
 &= \frac{3676844 \cdot 0,32 + 3997140 \cdot 0,74 + 11043006 \cdot 0,65 + 0}{2 \cdot 10^5 \cdot 331917,7} \\
 &= 0,0017 \text{ рад}
 \end{aligned}$$

У ZX площині:

$$\begin{aligned}
 W_z &= \frac{\omega_1 M'_{c1} + \omega_6 M'_{c6} - \omega_7 M'_{c7} - \omega_8 M'_{c8} - \omega_9 M'_{c9} - \omega_{10} M'_{c10}}{EI} \\
 &= \frac{4682098 \cdot 59,62 + 5063199 \cdot 59,52 - 849690 \cdot 59,62 - 1837680 \cdot 44,64 -}{2 \cdot 10^5 \cdot 45310,24} \\
 &\quad \frac{-993519 \cdot 29,76}{2 \cdot 10^5 \cdot 331917,7} = 0,0063 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \theta_B &= \frac{\omega_1 M'_{c1} + \omega_6 M'_{c6} - \omega_7 M'_{c7} - \omega_8 M'_{c8} - \omega_9 M'_{c9} - \omega_{10} M'_{c10}}{EI} \\
 &= \frac{4682098 \cdot 0,32 + 5063199 \cdot 0,65 - 849680 \cdot 0,32 - 1837680 \cdot 0,74 -}{2 \cdot 10^5 \cdot 45310,24} \\
 &\quad \frac{-993519 \cdot 0,83}{2 \cdot 10^5 \cdot 45310,24} = -3,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад}
 \end{aligned}$$

Допустимий прогин вала $[W] = 0.005m$ [5]

$$W = \sqrt{W_y^2 + W_z^2} = \sqrt{0.016^2 + 0.0063^2} = 0.017 \text{ мм}$$

$$W = 0,017 \text{ мм} \leq [W] = 0,05 \text{ мм}$$

Повний кут нахилу:

$$\theta = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2} = \sqrt{(0,0017)^2 + (3,5 \cdot 10^{-5})^2} = 0,0017 \text{ рад}$$

$$\theta = 0,0017 \text{ рад} \leq [\theta] = 0,01 \text{ рад}$$

Умову жорсткості забезпечено

1.5.2.5. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників

Підбираємо підшипники кочення для вхідного вала редуктора за такими даними, одержаними при розрахунку вала[6]:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{248,57^2 + 259,08^2} = 359,048 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{537,26^2 + 628,03^2} = 826,48 \text{ Н}$$

Осьове навантаження вала $F_a = 2575,87 \text{ Н}$; діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 45$; кутова швидкість вала $\omega = 11,94 \text{ с}^{-1}$ потрібна довговічність підшипників $L_h = 10000 \text{ год.}$, при 90% надійності, типовий режим навантаження вала – середні(СН), короткочасне перевантаження до 150%, робоча температура підшипників до 50°C. В перерізі В (оскільки для опори є найбільшим навантаженням)[6]:

$$\frac{F_a}{R_B} = \frac{2575,87}{826,48} = 3,12 > 0,35$$

То для опор вала доцільно застосовувати радіально опорні роликові конічні підшипники серії 7309А для яких: $C_0 = 72 \text{ кН}$; $C_r = 101 \text{ кН}$. Підшипники обрано за ГОСТ 27365-87.

1.5.2.6. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник

Для типового режиму навантаження (СН) коефіцієнт інтенсивності: $K_e = 0,57$. Згідно з умови роботи підшипника, беремо: $V = 1$ – обертання внутрішнього кільця підшипника $K_\sigma = 1,5$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних перевантаженнях до 150%, $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт до 50°C; параметр осьового навантаження $e = 0,36$ [6]

В даному випадку $R_r = R_B = 826,48$ Н та осьова сила $F_a = 2575,87$ Н. Оскільки для опори В осьова сила більша від радіальної, доцільно вибрати для опори вала роликові радіально-опорні конічні підшипники серії 7309А

Для визначення осьового навантаження R_{aB} на підшипник опори В попередньо обчислимо осьові складові сили у підшипниках опор А і В при навантаженні їх радіальними R_A і R_B

$$F_{SA} = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 359,05 = 107,28\text{Н}$$

$$F_{SB} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 826,48 = 246,95\text{Н}$$

Рівняння рівноваги вала

$$F_a + R_{aA} - R_{aB} = 0$$

Якщо $R_{aA} = R_A$, то

$$R_{aB} = F_a + F_{SA} = 2575,87 + 107,28 = 2683,16 \text{ Н} > F_{SB} = 246,95\text{Н}$$

Отже R_{aB} визначино правильно

$$\frac{R_{aB}}{(VR_B)} = \frac{2683,16}{(1 \cdot 826,48)} = 3,24 > e = 0,36$$

Маємо за [6, таб. 32,2] $X = 0,4, Y = 1,6$;

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники опори

$$R = (XVR_r + YR_{aB})K_\sigma K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 826,48 + 1,6 \cdot 2683,16) \cdot \\ \cdot 1,5 \cdot 1 = 1357,6 \text{ Н}$$

$$R_e = K_e R = 0,4 \cdot 1357,6 = 773,83 \text{ Н}$$

1.5.2.7. Розрахунок довговічності підшипника

Для 90%-ї надійності коефіцієнт $a_1 = 1$, а для звичайних умов експлуатації серійних роликкових радіально-опорних конічних підшипників коефіцієнт $a_{23} = 0,7$

Розрахунковий ресурс підшипників, млн. об,

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{101000}{773,83} \right)^{\frac{10}{3}} = 2,47 \cdot 10^{12} \text{ млн. об}$$

Тут показник $p = \frac{10}{3}$ для роликкових радіально-опорних конічних підшипників

Розрахункова довговічність підшипника, год.

$$L_h = \frac{1745L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 2,47 \cdot 10^{12}}{95,6} = 5,79 \cdot 10^{15} \text{ год}$$

Попередньо вибраний підшипник серії 7309А для опори В вала має довговічність більшу від заданої потрібної. Для опори А вала беремо такий самий підшипник.

1.5.3. Розрахунок тихохідного вала

1.5.3.1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала берем Сталь 45, для якої $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$; [6]

$\sigma_T = 355 \text{ МПа}$; $[\tau] = 25 \text{ МПа}$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 414,52}{\pi \cdot 25}} = 43,87 \text{ мм};$$

З конструктивних міркувань оберемо $d = 110$ мм.

$d_n = 110$ мм- діаметр під підшипники.

1.5.3.2. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників

Підбираємо підшипники кочення для вхідного вала редуктора за такими даними, одержаними при розрахунку вала:[5]

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{30,5^2 + 1295,4^2} = 1259,7 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{912,5^2 + 1259,4^2} = 1584,5 \text{ Н}$$

Осьове навантаження вала $F_a = 647$ Н; діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 110$; кутова швидкість вала $\omega = 0,75 \text{ с}^{-1}$ потрібна довговічність підшипників $L_h = 10000$ год., при 90% надійності, типовий режим навантаження вала – середній нормальний (СН), короткочасне перевантаження до 150%, робоча температура підшипників до 50°C. В перерізі В (оскільки для опори є найбільшим навантаженням):[6]

$$\frac{F_a}{R_B} = \frac{647}{1584} = 0,4 > 0,35$$

То для опор вала доцільно застосовувати радіально опорні кулькові упорні підшипники серії 7000А для яких: $C_0 = 208000$ Н; $C_r = 220000$ Н. Підшипники обрано за ГОСТ 27365-87.

1.5.3.3. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник.

Для типового режиму навантаження (СН) коефіцієнт інтенсивності: $K_e = 0,57$. Згідно з умови роботи підшипника, беремо: $V = 1$ – обертання внутрішнього кільця підшипника $K_\sigma = 1,5$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних перевантаженнях до 150%, $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт до 50°C; параметр осьового навантаження $e=0,5$ [6]

В даному випадку $R_r = R_B = 1584$ Н та осьова сила $F_a = 647$ Н. Оскільки для опори В осьова сила більша від радіальної, доцільно вибрати для опори вала роликові радіально-опорні конічні підшипники серії 7000А

Для визначення осьового навантаження R_{aB} на підшипник опори В попередньо обчислимо осьові складові сили у підшипниках опор А і В при навантаженні їх радіальними R_A і R_B

$$F_{sA} = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 1295,7 = 387\text{Н}$$

$$F_{sB} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 1584 = 473\text{Н}$$

Рівняння рівноваги вала

$$F_a + R_{aA} - R_{aB} = 0$$

Якщо $R_{aA} = R_A$, то

$$R_{aB} = F_a + F_{sA} = 647 + 387 = 1034\text{Н} > F_{sB} = 473\text{Н}$$

Отже R_{aB} визначино правильно

$$\frac{R_{aB}}{(VR_B)} = \frac{1034}{(1 \cdot 1584)} = 0,65 > e = 0,36$$

Маємо за [6] $X = 0,4, Y = 1,16$;

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники опори

$$R = (XVR_r + YR_{aB})K_\sigma K_T = (0,4 \cdot 1584 + 1,16 \cdot 1067) \cdot 1,5 \cdot 1 = 3205\text{Н}$$

$$R_e = K_e R = 0,57 \cdot 3205 = 1827\text{Н}$$

2. Проектування корегованого евольвентного зачеплення зубчастих коліс

До складу спроектованого редуктора відносяться прямозуба циліндрична передача, яка була розрахована за заданою максимальною силою, швидкості переміщення захвата випробувальної установки з урахуванням кількості циклів. Для проектування було використано передатне відношення та режим навантаження, так як кількість зубців шестерні та колеса більша ніж 17, тому передбачається виготовлення коліс без корегування. Оскільки показники якості зачеплення не перевірялись, є необхідність їх визначити, для оптимізації передачі. Для корекції евольвентного зачеплення необхідно вибрати коефіцієнт зміщення на основі аналізу показників якості.[7],[1]

2.1. Показники якості зачеплення

Для оцінки якості зубчастого зачеплення скористаємося якісними показниками передач. Вони дають змогу оцінити безшумність та плавність роботи передачі. Якісними показниками передачі вважають[7]:

- Коефіцієнт торцевого перекриття ε_{α} ;
- коефіцієнт питомого ковзання λ ;
- коефіцієнт питомого тиску Θ ;

Враховується також коефіцієнт товщини зубця при вершин, так як сильне загострення зубця, яке може вплинути на зменшення міцності при вершинні.

Коефіцієнт торцевого перекриття (позначений як «ea» в програмі K-PRO) який контролює неперервність зачеплення. Для даної зубчастої передачі приймається $\varepsilon_{\alpha} = 1,15$. [7]

Коефіцієнт питомого ковзання описує ступінь ковзання коліс у зачепленні. При розрахунку у програмі K-PRO виберемо такі коефіцієнти зміщення за яких буде спостерігатися найближчі значення коефіцієнтів питомого ковзання, які позначенні в програмі як «lam1» і «lam2». Також коефіцієнт питомого тиску

враховує залежність контактних напружень від кривизни профілю (в програмі позначений як «teta»)[7]

Слід враховувати при виборі коефіцієнтів зміщення такі умови: відсутність підрізання та загострення вершин зубців, та неперервність зачеплення. При деяких від'ємних коефіцієнтів зміщення відбувається підрізання ніжки, а також за додатних значень можливе загострення головки зуба. Отже вибрані коефіцієнти зміщення шестерні та колеса мають бути більше ніж за $x_{\min 1}$ та $x_{\min 2}$ (позначені відповідно як «xmin1» і «xmin2» в програмі K-PRO) які розраховуються в програмі. За загострення зубця відповідає коефіцієнт товщини зубця («sk1» і «sk2»), граничні значення якого обираються за структурою матеріалу і видом термообробки. Для термообробки поліпшення обираємо $S_a \geq 0,25 \dots 0,3$. [7]

2.2. Визначення параметрів некорегованої передачі

Для розрахунку не коригованої зубчастої передачі задаємо коефіцієнти зміщення $x_1 = 0$; $x_2 = 0$.

Вхідні дані:

Кількість зубців шестерні	$z_1 = 25$;
Кількість зубців колеса	$z_2 = 75$;
Модуль зачеплення	$m = 1,0$;
Кут нахилу лінії зуба	$\beta = 0$;
Міжосьва відстань	$a_w = 50\text{мм}$;

Таблиця 2.1. Показники якості зачеплення до корегування

x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2	teta
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119
0,000	0,000	0,7198	0,7962	1,7144	2,2452	0,3036	0,3119

$$x_{mi1} = -0.4706 \quad x_{min2} = -3.4118$$

Коефіцієнт зміщення шестерні $x1=0.000$

Коефіцієнт зміщення колеса $x2=0.000$

Параметри з'єднання:

Міжосьова відстань:	50
Кут зачеплення:	20
Висота зуба:	2.25
Коефіцієнт торцевого перекриття	1,7144
Коефіцієнт тиску в полюсі	0,3119

Параметри шестерні

Радіус ділильного кола	12,500
Радіус початкового кола	12,500
Радіус кола вершин	13,500
Радіус кола впадин	11,250
Радіус основного кола	11,746

Коеф. Товщини по колу вершин 0,719

Коефіцієнт питомого ковзання 2,245

Параметри колеса

Радіус ділильного кола 37,500

Радіус початкового кола 37,500

Радіус кола вершин 38,500

Радіус кола впадин 36,250

Радіус основного кола 35,239

Коеф. Товщини по колу вершин 0,796

Коефіцієнт питомого ковзання 0,304

Таблиця 2.2. Координати шестерні до корегування

№	Уч-к	хк	ук	№	Уч-к	хк	ук
1	Прхд	1,3525	11,1684	11	Евлв	0,8646	12,1555
2	Прхд	1,1332	11,2594	12	Евлв	0,841	12,2637
3	Прхд	1,0131	11,3964	13	Евлв	0,8109	12,3829
4	Прхд	0,9542	11,528	14	Евлв	0,7736	12,5129
5	Прхд	0,9245	11,6561	15	Евлв	0,7285	12,6532
6	Прхд	0,9123	11,7884	16	Евлв	0,6747	12,8034
7	Евлв	0,9096	11,838	17	Евлв	0,6115	12,9632
8	Евлв	0,9042	11,8997	18	Евлв	0,5385	13,1321
9	Евлв	0,8955	11,9733	19	Евлв	0,4548	13,3096
10	Евлв	0,8825	12,0586	20	Евлв	0,3599	13,4952

Таблиця 2.3. Координати колеса до корегування

№	Уч-к	хк	ук	№	Уч-к	хк	ук
1	Прхд	1,4558	36,2207	11	Евлв	0,8856	37,1843
2	Прхд	1,2598	36,2811	12	Евлв	0,8439	37,3154
3	Прхд	1,1524	36,377	13	Евлв	0,7994	37,4503
4	Прхд	1,1004	36,4587	14	Евлв	0,7518	37,5891
5	Прхд	1,0717	36,5267	15	Евлв	0,7011	37,7315
6	Прхд	1,0535	36,5881	16	Евлв	0,6472	37,8777
7	Евлв	1,025	36,6993	17	Евлв	0,5901	38,0274
8	Евлв	0,994	36,8146	18	Евлв	0,5296	38,1808
9	Евлв	0,9605	36,9339	19	Евлв	0,4656	38,3376
10	Евлв	0,9244	37,0571	20	Евлв	0,3981	38,4979

Проаналізуємо отримані показники зубчастого зачеплення до корегування. Бачимо що умова неперервності виконується $ea = 1,7144 > 1,15$. Умова рівномірного спрацювання шестерні та колеса не виконується тому, що коефіцієнти ковзання значно відрізняються: для шестерні $\lambda_{a1} = 2,245$, для колеса $\lambda_{a2} = 0,3036$

2.3.Визначення параметрів корегованої передачі

Для розрахунку параметрів корегувальної передачі скористаємося програмою K-PRO.

Процес розрахунку параметрів:

1. Запуск програми K-PRO
2. Вводимо дані:
 - Кількість зубців z_1 і z_2 ;
 - Модуль зачеплення m ;
 - Кут нахилу β ;

Вхідні дані:

Кількість зубців шестерні	$z_1 = 25;$
Кількість зубців колеса	$z_2 = 75;$
Модуль зачеплення	$m = 1,000;$
Кут нахилу лінії зуба	$\beta = 0;$

3. Задаємо діапазон зміни x_1 та x_2 в межах від -1 до 1.

Таблиця 2.4. Показники зачеплення для діапазону x_1 та x_2 від -1 до 1

x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2	teta
-1.000	1.000	0,843	0,624	1,701	-8,979	0,000	0,312
-0.800	0.800	0,848	0,668	1,737	-20,435	0,060	0,312
-0.600	0.600	0,837	0,707	1,753	34,707	0,120	0,312
-0.400	0.400	0,811	0,742	1,753	7,788	0,180	0,312
-0.200	0.200	0,772	0,771	1,740	3,835	0,241	0,312
0.000	0.000	0,720	0,796	1,7114	2,245	0,304	0,312
0.200	-0.200	0,655	0,816	1,678	1,386	0,368	0,312
0.400	-0.400	0,578	0,831	1,632	0,847	0,435	0,312
0.600	-0.600	0,489	0,840	1,575	0,477	0,505	0,312
0.800	-0.800	0,389	0,844	1,509	0,207	0,578	0,312
1.000	-1.000	0,278	0,843	1,432	0,000	0,655	0,312

$$x_{\min 1} = -0.471 \quad x_{\min 2} = -3.412$$

Підберемо оптимальний проміжок значень коефіцієнтів зміщення при якому коефіцієнти питомого ковзання найближчі за значенням, це зменшує знос зубців. Отже обираємо $0,400 \leq x_1 \leq 0,600$. Порівняємо коефіцієнт торцевого перекриття $\epsilon\alpha$ з допустим значенням коефіцієнта торцевого перекриття для прямозубих зачеплень восьмого класу точності $[\epsilon\alpha] = 1,15$. Щоб забезпечить рівномірно мірного зносу зубців колеса повинна виконуватись умова $\epsilon\alpha \geq [\epsilon\alpha]$.

Для більшої точності при знаходженні коефіцієнтів зміщення, необхідно звузити діапазон x_1 та x_2 . Для цього підтвердим розрахунок та проведемо ще один розрахунок з новими коефіцієнтами зміщення і знову вводимо вхідні данні.

Загострення зубців не відбувається, так як при термообробці поліпшення коефіцієнт товщини зубця становить $S_a \geq 0.25 \dots 0.3$ Для даного зачеплення коефіцієнт товщини зубця для шестерні $sk1 = 0,578$ для колеса $sk2 = 0,831 > 0.3$

Таблиця 2.5. Показники зачеплення для діапазону x_1 та x_2 від 0,400 до 0,600

x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2	teta
0,400	-0,400	0,578	0,831	1,632	0,847	0,435	0,312
0,420	-0,420	0,570	0,832	1,627	0,804	0,442	0,312
0,440	-0,440	0,561	0,833	1,621	0,762	0,449	0,312
0,460	-0,460	0,553	0,834	1,616	0,722	0,456	0,312
0,480	-0,480	0,544	0,835	1,611	0,684	0,463	0,312
0,500	-0,500	0,535	0,836	1,605	0,646	0,470	0,312
0,520	-0,520	0,526	0,837	1,599	0,610	0,477	0,312
0,540	-0,540	0,517	0,838	1,593	0,575	0,484	0,312
0,560	-0,560	0,508	0,839	1,588	0,541	0,491	0,312
0,580	-0,580	0,499	0,840	1,582	0,509	0,498	0,312
0,600	-0,600	0,489	0,840	1,575	0,477	0,505	0,312

$$x_{min1} = -0.471 \quad x_{min2} = -3.412$$

Для отримання більш точного значення коефіцієнта зміщення звузімо діапазон коефіцієнтів зміщення до $0,580 \leq x_1 \leq 0,600$. Обираємо той діапазон в якому коефіцієнти питомого ковзання найближчі за значенням.

Таблиця 2.6. Показники зачеплення для діапазону x_1 та x_2 від 0,580 до 0,600

x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2	teta
0,580	-0,580	0,499	0,840	1,582	0,509	0,498	0,312
0,582	-0,582	0,498	0,840	1,581	0,505	0,499	0,312
0,584	-0,584	0,497	0,840	1,580	0,502	0,500	0,312
0,586	-0,586	0,496	0,840	1,580	0,499	0,500	0,312
0,588	-0,588	0,495	0,840	1,579	0,496	0,501	0,312
0,590	-0,590	0,494	0,840	1,579	0,493	0,502	0,312
0,592	-0,592	0,493	0,840	1,578	0,486	0,502	0,312
0,594	-0,594	0,492	0,840	1,577	0,486	0,503	0,312
0,596	-0,596	0,491	0,840	1,577	0,483	0,504	0,312
0,598	-0,598	0,490	0,840	1,576	0,480	0,505	0,312
0,600	-0,600	0,489	0,840	1,575	0,477	0,505	0,312

$$x_{min1} = -0.471 \quad x_{min2} = -3.412$$

Для задоволення точності значення коефіцієнтів зміщення зменшемо ще діапазон до $0,584 \leq x_1 \leq 0,586$ при якому коефіцієнти питомого ковзання найближчі за значенням

Таблиця 2.7. Показники зачеплення для діапазону x_1 та x_2 від 0,584 до 0,586

x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2	teta
0,584	-0,584	0,497	0,840	1,580	0,502	0,500	0,312
0,584	-0,584	0,497	0,840	1,580	0,502	0,500	0,312
0,584	-0,584	0,497	0,840	1,580	0,502	0,500	0,312
0,585	-0,585	0,497	0,840	1,580	0,501	0,500	0,312
0,585	-0,585	0,496	0,840	1,580	0,501	0,500	0,312
0,585	-0,585	0,496	0,840	1,580	0,501	0,500	0,312
0,585	-0,585	0,496	0,840	1,580	0,500	0,500	0,312
0,585	-0,585	0,496	0,840	1,580	0,500	0,500	0,312
0,586	-0,586	0,496	0,840	1,580	0,500	0,500	0,312
0,586	-0,586	0,496	0,840	1,580	0,499	0,500	0,312
0,586	-0,586	0,496	0,840	1,580	0,499	0,500	0,312

$$x_{min1} = -0.471 \quad x_{min2} = -3.412$$

Після того як отримали необхідну точність коефіцієнтів зміщення при яких значення λ_1 і λ_2 співпали, можемо дати ствердну відповідь на запит програми.

Обраний коефіцієнт зміщення шестерні $x_1=0.586$

Обраний коефіцієнт зміщення колеса $x_2=-0.586$

Параметри з'єднання:

Міжосьова відстань: $a_w = 50$

Кут зачеплення: $alt_w = 20$

Висота зуба: $h_i = 2,250$

Коефіцієнт торцевого перекриття $ea = 1,580$

Коефіцієнт тиску в полюсі $teta = 0,312$

Параметри шестерні

Радіус дільного кола $12,500$

Радіус початкового кола $12,500$

Радіус кола вершин	14,058
Радіус кола впадин	11,835
Радіус основного кола	11,746
Коеф. Товщини по колу вершин	0,496
Коефіцієнт питомого ковзання	0,500

Параметри колеса

Радіус ділильного кола	37,500
Радіус початкового кола	37,500
Радіус кола вершин	37,915
Радіус кола впадин	35,665
Радіус основного кола	35,238
Коеф. Товщини по колу вершин	0,840
Коефіцієнт питомого ковзання	0,500

Таблиця 2.8. Координати шестерні після корегування

№	Уч-к	хк	ук	№	Уч-к	хк	ук
1	Прхд	1,423	11,7501	11	Евлв	0,9459	12,6337
2	Прхд	1,2397	11,823	12	Евлв	0,9011	12,7671
3	Прхд	1,147	11,9199	13	Евлв	0,8492	12,9083
4	Прхд	1,1075	11,994	14	Евлв	0,7897	13,0568
5	Прхд	1,0894	12,0484	15	Евлв	0,7221	13,2125
6	Прхд	1,0803	12,0912	16	Евлв	0,646	13,3748
7	Евлв	1,0637	12,1823	17	Евлв	0,561	13,5435
8	Евлв	1,0424	12,2823	18	Евлв	0,4665	13,7182
9	Евлв	1,0161	12,391	19	Евлв	0,3623	13,8984
10	Евлв	0,9841	12,5082	20	Евлв	0,2479	14,0838

Таблиця 2.9. Координати шестерні після корегування

№	Уч-к	хк	ук	№	Уч-к	хк	ук
1	Прхд	1,4323	35,6352	11	Евлв	0,8194	36,6927
2	Прхд	1,2139	35,7038	12	Евлв	0,7869	36,8115
3	Прхд	1,0866	35,8212	13	Евлв	0,7517	36,9345
4	Прхд	1,0174	35,9359	14	Евлв	0,7136	37,0618
5	Прхд	0,9741	36,0482	15	Евлв	0,6727	37,1933
6	Прхд	0,9444	36,1651	16	Евлв	0,6286	37,3289
7	Евлв	0,924	36,2617	17	Евлв	0,5814	37,4686
8	Евлв	0,9014	36,3628	18	Евлв	0,531	37,6123
9	Евлв	0,8765	36,4683	19	Евлв	0,4772	37,76
10	Евлв	0,8492	36,5783	20	Евлв	0,42	37,9117

Проаналізувавши дані корегованого зубчастого зачеплення. Умова неперервності зачеплення виконується так як $ea = 1,580 > 1,15$. Умова рівномірного спрацювання колеса і шестерні виконується, оскільки коефіцієнти ковзання однакові: $\lambda_{m1} = 0.500$ та $\lambda_{m2} = 0.500$. Коефіцієнти зміщення перевищують свої мінімальні значення $x_{min1} = 0.586 > -0.471$ $x_{min1} = 0.586 > -3.412$, отже підрізання зубців не відбувається [7]

На рис.2.1. показано профілі зубців шестерні і колеса до корегування та після виконання в програмі Компас 3D.

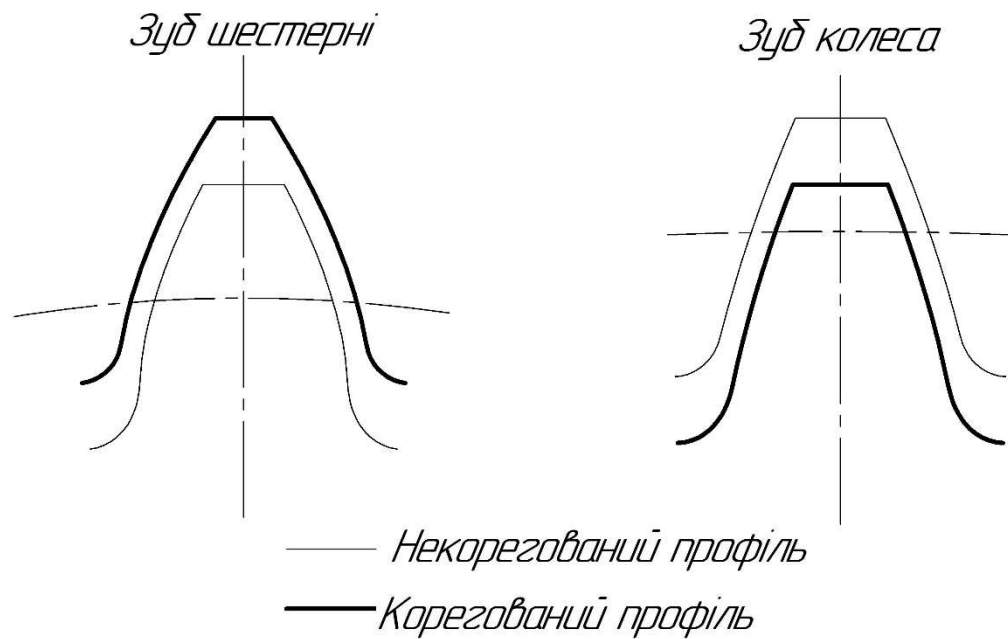


Рис.2.1. Профілі зубців шестерні і колеса до і після корегування

2.4.Висновки

Провівши аналіз характеристик зубчастого евольвентного зачеплення, яке входить до складу спроектованого редуктора випробувальної установки. Було виявлено, що не виконується умова рівномірного спрацювання зубців, так як різні значення коефіцієнтів питомого ковзання, для цього було зроблено корекцію зачеплення за допомогою програми K-PRO та підбрано відповідно оптимальні характеристики зачеплення $x_{min1} = x_{min2} = 0,586$ і $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,500$. Після проведення корекції цих параметрів знос зубчастого циліндричного зачеплення став рівномірним, тобто термін служби зачеплення збільшиться.[7]

3. Розрахунок круглої ступінчатої пластини

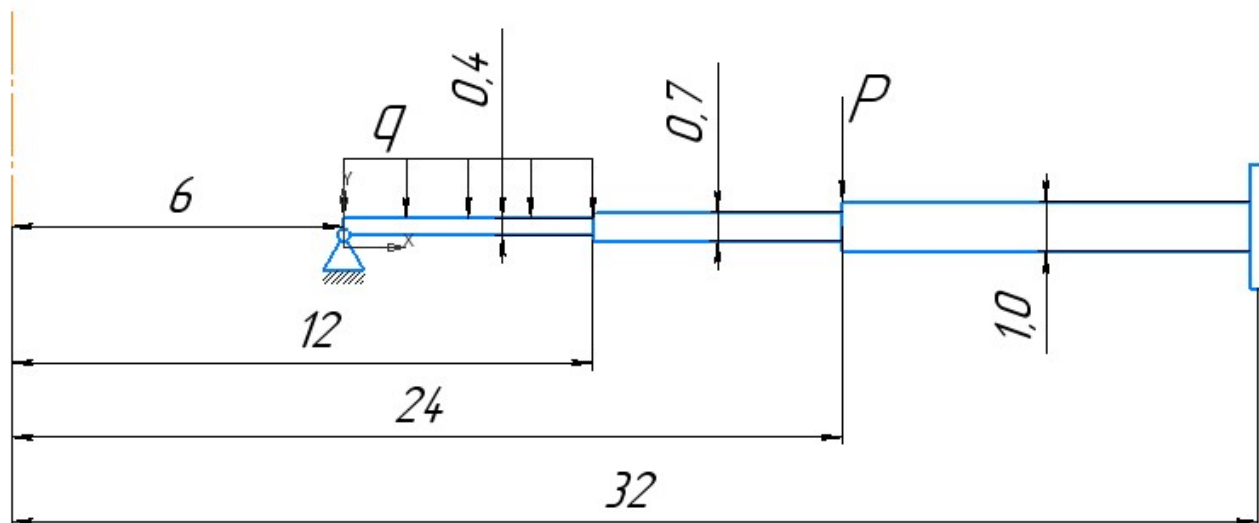


Рис.3.1. Розрахункова схема

Дано: $a = 3$ см; $k_1 = 2$; $k_2 = 4$; $k_3 = 8$; $k_4 = 12$; $h_1 = 0.4$; $h_2 = 0.7$; $h_3 = 1$; $q_1 = 2q$; $H = 1.2$; $P = 2q$; $\mu = 0.3$; $[\sigma] = 160$ МПа; $E = 2 * 10^5$ Мпа [1]

Для заданої кругової ступінчатої пластини визначити допустимі навантаження та побудувати епюри використовуючи IV теорію міцності.[1]

Розрахуємо значення λ_i для кожної ділянки:

$$\lambda_i = \frac{r_{i1}}{r_{i2}}$$

$$\lambda_1 = \frac{6}{12} = 0,5$$

$$\lambda_2 = \frac{12}{24} = 0,5$$

$$\lambda_3 = \frac{24}{36} = 0,67$$

Визначимо циліндричну жорсткість поверхні[8]:

$$D_1 = \frac{Eh_1^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2 \cdot 10^7 \cdot 0,4^3}{12(1-0,3^2)} = 1,17 * 10^5 \text{ Н * см}$$

$$D_2 = \frac{Eh_2^3}{12(1-\mu^2)} = 6,28 * 10^5 \text{ Н * см}$$

$$D_3 = \frac{Eh_3^3}{12(1-\mu^2)} = 1,83 * 10^6 \text{ Н * см}$$

Знайдемо моменти інерції ребра відносно осі x

$$I_x = \frac{bH^3}{12} = \frac{1 * 1,2^3}{12} = 0,144 \text{ см}^4$$

Матрицю переходу від початку до кінця ділянки, визначаємо за формулою[8]

$$L_i = \begin{pmatrix} \Psi_{\theta\theta}(\lambda_i) & \frac{D_i}{D_1} \Psi_{\theta m}(\lambda_i) \\ \frac{D_i}{D_1} \Psi_{r\theta}(\lambda_i) & \Psi_{rm}(\lambda_i) \end{pmatrix}$$

$$L_1 = \begin{pmatrix} 0,512 & 0,375 \\ 0,341 & 0,737 \end{pmatrix}$$

$$L_2 = \begin{pmatrix} 0,512 & 0,069 \\ 1,828 & 0,737 \end{pmatrix}$$

$$L_3 = \begin{pmatrix} 0,633 & 0,018 \\ 4 & 0,802 \end{pmatrix}$$

Запишемо матрицю переходу через ребро:

$$L_p = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{EI_x}{RD_1} & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{2 * 10^7 * 0,144}{36 * 1,17 * 10^5} & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0,68 & 1 \end{pmatrix} [8]$$

Вектори навантаження для ділянки визначають за формулою

$$R_i = \begin{pmatrix} \frac{P_{i1}}{D_i} \Psi_{\theta p}(\lambda_i) + \frac{q_i r_{i2}^2}{D_i} \Psi_{\theta q}(\lambda_i) \\ \frac{P_{i1}}{D_1} \Psi_{rp}(\lambda_i) + \frac{q_i r_{i2}^2}{D_1} \Psi_{rq}(\lambda_i) \end{pmatrix}$$

Запишемо визначені сили прикладені по колу на початку ділянок

$$P_{11} = p + q\pi(r_{32}^2 - r_{31}^2) = 2q * 2\pi R + q\pi(12^2 - 6^2) = 680,24q$$

$$P_{21} = 680,24q - 2q * 2\pi R = 678,24q$$

$$P_{31} = P = 2q$$

Розподілене навантаження на ділянках отримується

$$q_1 = -2q$$

$$q_2 = 0$$

$$q_3 = 0$$

Визначемо вектори навантаження для кожної ділянки [8]

$$R_1 = \begin{pmatrix} \frac{P_{11}}{D_1} \psi_{\theta p}(0,5) + \frac{q_1 r_{12}^2}{D_1} \psi_{\theta q}(0,5) \\ \frac{P_{i1}}{D_1} \psi_{rp}(0,5) + \frac{q_i r_{i2}^2}{D_1} \psi_{rq}(0,5) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 10.923 * 10^{-5} \\ 31.576 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

$$R_2 = \begin{pmatrix} \frac{P_{21}}{D_1} \psi_{\theta p}(0,5) + \frac{q_2 r_{22}^2}{D_1} \psi_{\theta q}(0,5) \\ \frac{P_{21}}{D_1} \psi_{rp}(0,5) + \frac{q_2 r_{22}^2}{D_1} \psi_{rq}(0,5) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.008 * 10^{-5} \\ 0.029 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

$$R_3 = \begin{pmatrix} \frac{P_{31}}{D_3} \psi_{\theta p}(0,66) + \frac{q_3 r_{32}^2}{D_3} \psi_{\theta q}(0,66) \\ \frac{P_{31}}{D_1} \psi_{rp}(0,66) + \frac{q_3 r_{32}^2}{D_1} \psi_{rq}(0,66) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} q$$

3.1. Перший розрахунок

У початковій точці вектор стану буде мати вигляд[8]:

$$\bar{X}_{11} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix},$$

Вектори стану на початку і у кінці кожної ділянки отримаємо за рахунок матриці переходу від початку до кінця ділянки

$$\bar{X}_{12} = \bar{X}_{21} = L_1 \bar{X}_{11} = \begin{pmatrix} 0,512 \\ 0,341 \end{pmatrix}$$

$$\bar{X}_{22} = L_2 \bar{X}_{21} = \begin{pmatrix} 0,286 \\ 1,188 \end{pmatrix}$$

$$\bar{X}_{32} = L_3 \bar{X}_{22} = \begin{pmatrix} 0,202 \\ 2,098 \end{pmatrix}$$

3.2. Другий розрахунок

Оскільки по зовнішньому контуру пластина підкріплена ребром, але не навантажена зовнішніми силами і моментом, то будемо мати вектор стану в початковій точці першої ділянки обираємо у вигляді [8]:

$$\bar{\bar{X}}_{11} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Вектори стану другого розрахунку на початку і у кінці кожної ділянки визначаємо за допомогою матриць переходу від початку до кінця ділянки і векторів навантаження[8]:

$$\bar{\bar{X}}_{12} = L_1 \bar{\bar{X}}_{11} + R_1 = \begin{pmatrix} 10,923 * 10^{-5} \\ 31,576 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

$$\bar{\bar{X}}_{22} = L_2 \bar{\bar{X}}_{21} + R_2 = \begin{pmatrix} 7,812 * 10^{-5} \\ 43,291 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

$$\bar{\bar{X}}_{32} = L_3 \bar{\bar{X}}_{31} + R_3 = \begin{pmatrix} 5,725 * 10^{-4} \\ 65,971 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

Сумарній вектор стану розраховується за формулою[8]:

$$X = \bar{\bar{X}}C + \bar{X}$$

Сталу C обираємо так, щоб задовільнити граничні умови на зовнішньому контурі пластини, а саме, при $r = r_{32}$; $\frac{M_r}{D} = 0$ [8]

Вектор стану для точки на зовнішньому контурі

$$X_{32} = \overline{X}_{32}C + \overline{\overline{X}}_{32} = \begin{pmatrix} \left(\frac{\bar{\theta}}{r}\right)_{32}C + \left(\frac{\bar{\theta}}{r}\right)_{32} \\ \left(\frac{\overline{M_r}}{D}\right)_{32}C + \left(\frac{\overline{M_r}}{D}\right)_{32} \end{pmatrix}$$

Тоді з граничних умов визначають

$$\left[\left(\frac{\overline{M_r}}{D_1}\right)_{n2} C + \left(\frac{\overline{M_r}}{D_1}\right)_{n1} \right] \frac{DR}{EJ_x} = \left(\frac{\bar{\theta}}{r}\right)_{n2} C + \left(\frac{\bar{\theta}}{r}\right)_{n1} \quad [8]$$

Або з урахуванням обчислених раніше компоненти $\overline{\overline{X}}_{32}$ та \overline{X}_{32}

$$[2,09 * C + 65,97 * 10^{-5} * q] * \frac{1,83 * 10^6 * 36}{2 * 10^7 * 0,144} = 0,203C + 5,72 * 10^5$$

Тоді $C = -31,443 * 10^{-5} * q$; сумарний вектор стану на початку і в кінці кожної ділянки:

$$X_{11} = \overline{X}_{11}C + \overline{\overline{X}}_{11} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} * (-31,443 * 10^{-5} * q) + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -31,443 * 10^{-5} * q \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned} X_{12} &= \overline{X}_{12}C + \overline{\overline{X}}_{12} = \begin{pmatrix} 0,512 \\ 0,341 \end{pmatrix} * (-31,443 * 10^{-5} * q) + \begin{pmatrix} 10,923 * 10^{-5} \\ 31,576 * 10^{-5} \end{pmatrix} q \\ &= \begin{pmatrix} -5,183 * 10^{-5} \\ 20,847 * 10^{-5} \end{pmatrix} q \end{aligned}$$

$$X_{22} = \overline{X}_{22}C + \overline{\overline{X}}_{22} = \begin{pmatrix} -1,188 * 10^{-5} \\ 5,925 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

$$X_{32} = \overline{X}_{32}C + \overline{\overline{X}}_{32} = \begin{pmatrix} -0,645 * 10^{-4} \\ -0,002 * 10^{-5} \end{pmatrix} q$$

3.3. Визначення параметрів

Визначаємо величину радіального і кругового згинальних моментів M_r та M_t

Знаходимо величину моменту M_r [8]:

$$X_{ij} = \begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix} q, \Rightarrow \frac{M_r}{D_1} = B, \quad M_r = D_1 * B$$

$$M_{r11} = 0$$

$$M_{r12} = M_{r21} = 24,437q$$

$$M_{r22} = M_{r31} = 6,945q$$

$$M_{r32} = -0,003q$$

Знайдемо відносний кут повороту θ [8]:

$$\theta_{11} = A_{11}r_{11} = 0$$

$$\theta_{12} = A_{12}r_{12} = -0,62 * 10^{-3}q$$

$$\theta_{22} = A_{22}r_{22} = -4,3 * 10^{-3}q$$

$$\theta_{32} = A_{32}r_{32} = -2,33 * 10^{-2}q$$

Коловий момент M_t знаходимо за формулою [8]:

$$M_{tij} = \mu M_{rij} + \left(\frac{\theta}{r}\right)_{ij}(1 - \mu^2)D$$

$$M_{t11} = -33.540q$$

$$M_{t12} = 1.801q$$

$$M_{t2} = 1.801q$$

$$M_{t22} = 0.816q$$

$$M_{t31} = 0.816q$$

$$M_{t32} = -10.763q$$

Знаходимо напруження σ_r та σ_t

$$\sigma_{rij} = \frac{\sigma M_{rij}}{h_i^2}$$

$$\sigma_{r11} = 0$$

$$\sigma_{r12} = 916.385q$$

$$\sigma_{r21} = 299.227q$$

$$\sigma_{r22} = 85.044q$$

$$\sigma_{r32} = 41.671q$$

$$\sigma_{r3} = -0.019q$$

$$\sigma_{tij} = \frac{6M_{tij}}{h_i^2}$$

$$\sigma_{t11} = -1257.75q$$

$$\sigma_{t12} = 67.55q$$

$$\sigma_{t21} = 22.059q$$

$$\sigma_{t2} = 9.987q$$

$$\sigma_{t3} = 4.893q$$

$$\sigma_{t32} = -64.579q$$

За 4 теорією міцності визначаємо $\sigma_{\text{екв}}^4$

$$\sigma_{\text{екв}}^4 = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 + \sigma_r \sigma_t}$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{11} = 1257.7q$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{12} = 848.8q$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{21} = 572.3q$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{22} = 142.74q$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{31} = 148.04q$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{32} = 64.5 q$$

Визначимо переміщення на початках та кінцях ділянок[8]:

$$W_{i2} = W_{i1} + \left(\frac{\theta}{r}\right)_{i1} r_i^2 * \psi_{\omega\theta}(\lambda_{11}) + \left(\frac{M_r}{D}\right)_{11} r_i^2 \psi_{\omega M}(\lambda_M) + \sum \frac{P_K r_i^2}{D_i} \psi_{\omega P}(\lambda_K) +$$

$$+ \sum \frac{q_j r_i^4}{D_i} \psi_{\omega q}(\lambda_j) + \sum \frac{M_l r_i^2}{D_i} \psi_{\omega M}(\lambda_l)$$

$$W_{11} = 0$$

$$W_{12} = W_{21} = 0.015q \text{ см}$$

$$W_{22} = W_{31} = 0,0209q$$

$$W_{32} = 0.0192q$$

Знайдемо максимальне значення розподіленої сили q за умовою міцності:

$$\sigma_{\text{екв4}}^{\text{max}} = 1257.7q$$

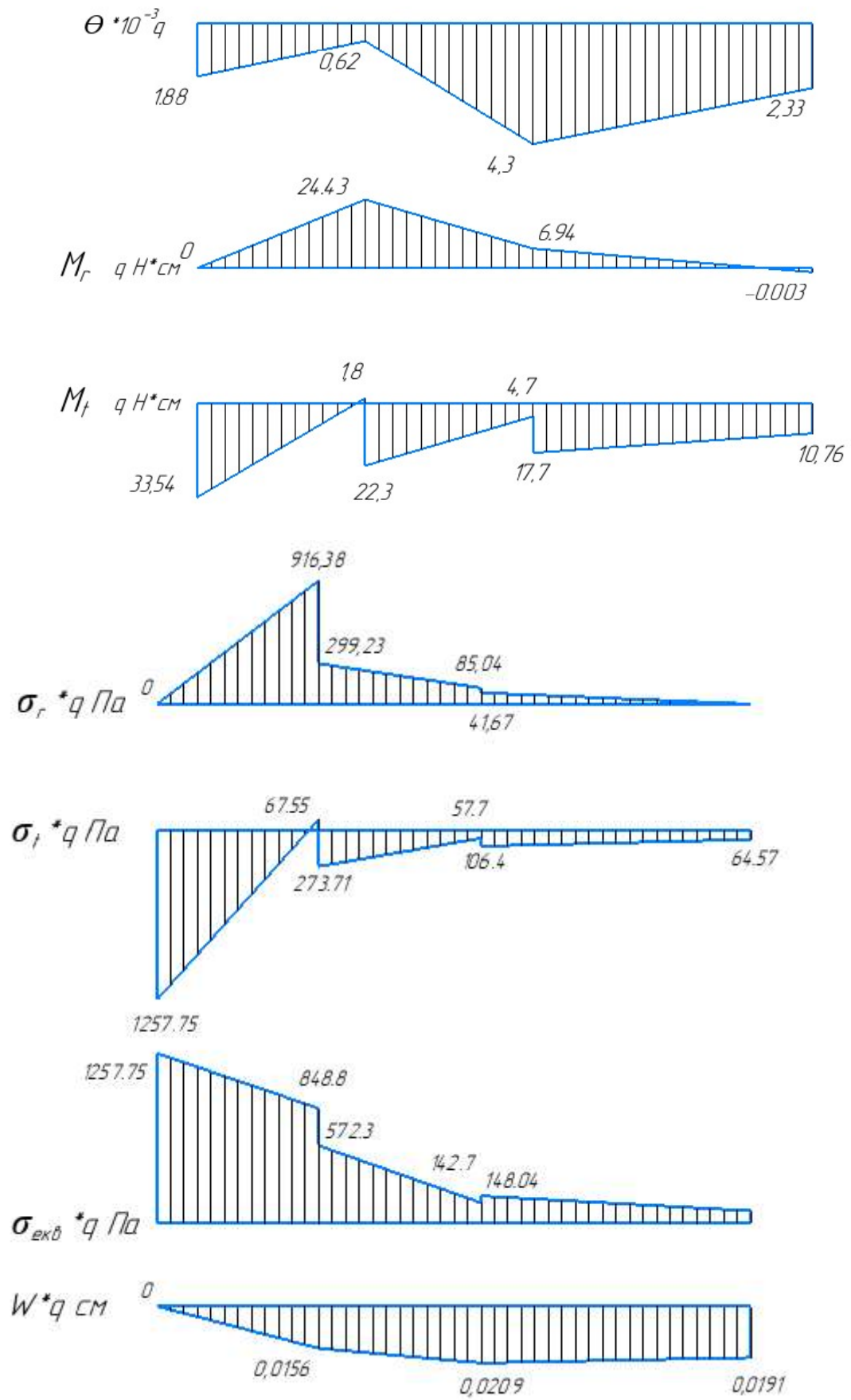
$$\sigma_{\text{екв4}} = \sigma_{\text{екв4}}^{\text{max}} [q] \leq [\sigma]$$

$$[q] = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{екв4}}^{\text{max}}} = 12.72 \text{ кН}$$

Отже, для виконання умови міцності розподілене навантаження повину бути:

$$q \leq 12.72 \text{ кН}$$

Після отримання необхідних даних при розрахунку побудуємо епюри:



4.Визначення НДС при крученні стержня з ексцентричним отвором

Поперечний переріз скрученого стержня являє собою кільцеву область S площини z , обмежену зовні кільцем Γ_0 радіусом r_0 , а з внутрішньої сторони ексцентричним кільцем Γ_1 радіусом r_1 . Площі в середині Γ_0 та Γ_1 позначаються S_0 та S_1 так що $S = S_0 - S_1$. Відстань між центрами колами позначається e . Функція, яка здійснює конформне перетворення кругового кільця σ площини $\zeta = \rho e^{i\vartheta}$ в області S , записується у вигляді за рядом Лорана [9]

$$z = x + iy = \omega(\zeta) = \frac{\zeta}{1-a\zeta} = \frac{\rho(\cos\vartheta - a\rho) + i\rho \sin\vartheta}{1+a^2-2a\rho \cos\vartheta} \quad (5.1)$$

де a – постійна, якщо $a\rho < 1$ в області σ , це означає що при $\rho_1 \leq \rho \leq \rho_0$

Кола γ_0, γ_1 радіусів ρ_0, ρ_1 – зовнішні та внутрішні границі кільця σ – перехід в кола Γ_0, Γ_1 – границі області S . [9]

Функція напружень Φ , для даної задачі кручення для області S запишсується у вигляді

$$\Phi = \Phi_0(x, y) + C_1 \Phi_1(x, y)$$

При чому

$$\nabla^2 \Phi_0 = -2; \quad \Phi_0|_{\Gamma_0} = 0; \quad \Phi_0|_{\Gamma_1} = 0$$

$$\nabla^2 \Phi_1 = 0; \quad \Phi_1|_{\Gamma_1} = 0;$$

$$\Phi_1 = 1 \text{ на } \Gamma_1$$

Провівши де-які розрахунки запишемо функцію напружень для площі S у новому вигляді [9]

$$\Phi(x, y) = (C_1 - X_0) \frac{\ln \frac{\rho}{\rho_0}}{\ln \frac{\rho}{\rho_0}} + \Phi_*(x, y) - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\rho_1^k \rho^{2k} - \rho_0^{2k}}{\rho^k \rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta)$$

$$C_* = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} X(\vartheta) d\vartheta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Phi_*(x, y)|_{\Gamma_1} d\vartheta$$

$$C = C_* - \left[\frac{\pi r_1^4}{2} + 2\pi e^2 r_1^2 + 2\pi e^2 \rho_1^2 \sum_{s=1}^{\infty} \frac{a^s}{(1-a^2 \rho_1^2 a^s)^2} \right] - \text{жорсткість стержня}$$

Зазначимо що, що при переході до інтегрування по площині кругового кільця σ елемент площі до треба замінити добуток елемента площі $\rho d\rho d\vartheta$ кругового кільця на квадрат модуля добутка перетворюючої функції $|\omega'(\zeta)|^2$ через C_* позначена геометрична жорсткість суцільного стержня [9]

Проекція τ_s вектора τ на дотичних до траєкторії дотичних напружень $\Phi = \text{const}$

$$\tau_{xz} \frac{dx}{ds} + \tau_{yz} \frac{dy}{ds} = -G\alpha \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y} n_y + \frac{\partial \Phi}{\partial x} n_x \right) = -G\alpha \frac{\partial \Phi}{\partial n}$$

$$\tau_s = -G\alpha \left[\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right]$$

Так як $\delta n = |\omega'(\zeta)|\delta\rho$. Зокрема, на приналежних сімейств траєкторій $\Phi = \text{const}$ на контурах $\Gamma_0 \Gamma_1$

$$(\tau_s)_0 = -G\alpha \left[\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right]_{\Gamma_0}$$

$$(\tau_s)_1 = -G\alpha \left[\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right]_{\Gamma_1}$$

Модуль τ вектора дотичних напружень дорівнює абсолютній величині τ_s

$$m_z = G\alpha \int_F 2\Phi dF - \text{крутний момент}$$

$$\alpha = \frac{m_z}{GC} - \text{погонний кут закручування}$$

Абсциси точок перетину цих кіл з віссю x дорівнюють відповідно (рисунок 5.1)

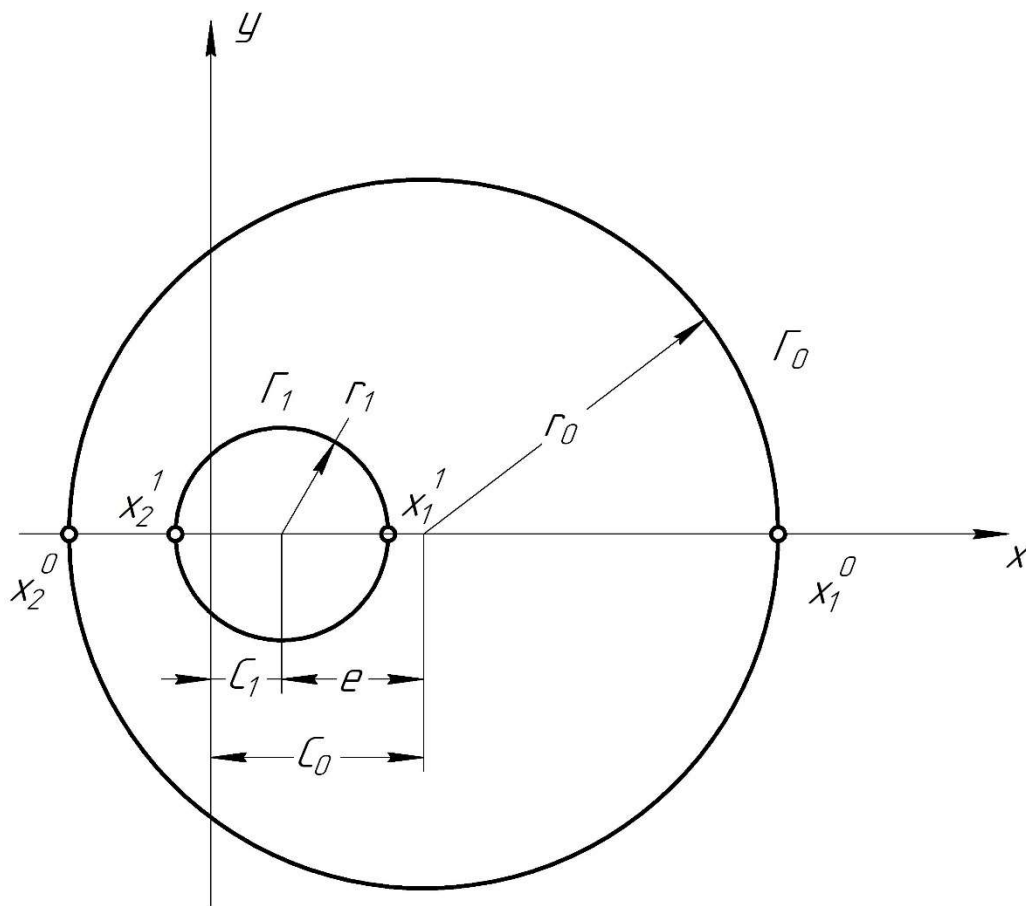


Рис.5.1. Ексцентричне кільце.

$$x_1^0 = \frac{\rho_0}{1 - a\rho_0}, x_2^0 = -\frac{\rho_0}{1 + a\rho_0}; x_1^1 = \frac{\rho_1}{1 - a\rho_1}, x_2^1 = -\frac{\rho_1}{1 + a\rho_1}$$

Отже абсциси центрів кіл Γ_0, Γ_1 та їх радіуси та відстані між центрами будуть записуватись[9]:

$$\begin{cases} c_0 = \frac{1}{2}(x_1^0 + x_2^0) = \frac{a\rho_0^2}{1 - a^2\rho_0^2} \\ c_1 = \frac{1}{2}(x_1^1 + x_2^1) = \frac{a\rho_1^2}{1 - a^2\rho_1^2} \end{cases} \quad (5.2)$$

$$\begin{cases} r_0 = \frac{1}{2}(x_1^0 - x_2^0) = \frac{a\rho_0^2}{1 - a^2\rho_0^2}, r_1 = \frac{a\rho_1^2}{1 - a^2\rho_1^2} \\ e = c_0 - c_1 = a[r_0^2 - r_1^2 - (c_0^2 - c_1^2)] \end{cases} \quad (5.3)$$

Три рівняння (5.3) дозволяють визначити параметри ρ_0, ρ_1, a по заданим геометричним розмірам поперечного перерізу S :

$$\begin{cases} \rho_0 = \frac{2r_0}{\sqrt{1+4a^2r_0^2+1}}, \rho_1 = \frac{2r_1}{\sqrt{1+4a^2r_1^2+1}} \\ a = e[(r_0 - r_1 + e)(r_0 + r_1 - e)(r_0 + r_1 + e)(r_0 - r_1 - e)]^{-1/2} \end{cases} \quad (5.4)$$

Рівняння кіл Γ_0, Γ_1 записуються у вигляді [9]

$$\begin{cases} r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2 = 0 \\ r_1^2 - (x - c_1)^2 - y^2 = 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Функція напружень суцільного круглого стержня с поперечним перерізом S_0 записується у вигляді [9]

$$\Phi_*(x, y) = \frac{1}{2}[r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] \quad (5.6)$$

та її значення на Γ_1 по (5.5) і (5.3) будемо мати [9]

$$\begin{aligned} \Phi_*|_{\Gamma_1} &= \frac{1}{2}\{[r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] - [r_1^2 - (x - c_1)^2 - y^2]\} \\ &= \frac{1}{2}\frac{e}{a} + ex = \frac{1}{2}\frac{e}{a} + \frac{e}{a} \sum_{k=1}^{\infty} (a\rho_1)^k \cos k\vartheta \end{aligned}$$

Тут використано легко отримане по (5.1) представлене x_{Γ_1} , тригонометричним рядом

$$\Phi(x, y) = \Phi_*(x, y) + e \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a^k a^{k-1}}{1 - a^k} \left(\rho^k - \frac{\rho_0^{2k}}{\rho^k} \right) \cos k\vartheta$$

Де $a = \frac{\rho_1^2}{\rho_0^2}$, при чому $C_1 = \frac{e}{2a}$.

Знайдемо $\frac{\partial \Phi}{\partial y}$ та $\frac{\partial \Phi}{\partial x}$ для кожної границі Γ_0, Γ_1

Для Γ_0

$$\frac{\partial \Phi_*}{\partial x} |_{\Gamma_0} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2}[r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] \right) = -x + c_0$$

$$\frac{\partial \Phi_*}{\partial y} \Big|_{\Gamma_0} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{2} [r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] \right) = -y$$

$$\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} \Big|_{\Gamma_0} = \left(\frac{\partial \Phi_*}{\partial y} n_y + \frac{\partial \Phi_*}{\partial x} n_x \right) = (-x + c_0) - y$$

Для Γ_1 :

$$\frac{\partial \Phi_*}{\partial x} \Big|_{\Gamma_1} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} \{ [r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] - [r_1^2 - (x - c_1)^2 - y^2] \} \right) = x + (c_0 - 2c_1)$$

$$\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} \Big|_{\Gamma_1} = y$$

$$\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} \Big|_{\Gamma_0} = \left(\frac{\partial \Phi_*}{\partial y} n_y + \frac{\partial \Phi_*}{\partial x} n_x \right) = x + (c_0 - 2c_1) + y$$

$$\begin{aligned} |\omega'(\zeta)|^2 &= (1 - 2a\rho \cos\vartheta + a^2\rho^2)^{-2} \\ &= \frac{1 + a^2\rho^2}{(1 - a^2\rho^2)^3} + 2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(a\rho)^2}{(1 - a^2\rho^2)^2} \left(\frac{1 + a^2\rho^2}{1 - a^2\rho^2} + k \right) \cos k\vartheta \end{aligned}$$

Дотичні напруження в стержні визначаються за формулою [9]

$$\tau_s = -G\alpha \left[\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right]$$

Вздовж границі Γ_0 :

$$\begin{aligned} (\tau_s)_0 &= -G\alpha \left[\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right] \Big|_{\Gamma_0} \\ &= -G\alpha \left[(-x + c_0) - y \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right] \Big|_{\Gamma_0} \end{aligned}$$

Вздовж границі :

$$\begin{aligned}
(\tau_s)_1 = & -G\alpha \left[\frac{\partial \Phi_*}{\partial n} - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right]_{\Gamma_1} = \\
& -G\alpha \left[x + (c_0 - 2c_1) + y \right. \\
& \left. - \frac{1}{|\omega'(\zeta)|^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k\rho_1^k}{\rho_1^{2k} - \rho_0^{2k}} \frac{\rho^{2k} + \rho_0^{2k}}{\rho_1^{k+1}} (\rho^k \cos k\vartheta + q_k \sin k\vartheta) \right]_{\Gamma_1}
\end{aligned}$$

Знайдемо дотичні напруження в небезпечних точках перерізу $(x_1^0, x_2^0, x_1^1, x_2^1)$

Для точок x_1^0, x_2^0 :

$$\begin{aligned}
\tau_{xz} &= G\alpha \frac{\partial \Phi_*}{\partial y} \Big|_{\Gamma_0} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{2} [r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] \right) = -y \\
\tau_{yz} &= -G\alpha \frac{\partial \Phi_*}{\partial x} \Big|_{\Gamma_0} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} [r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] \right) = x - c_0 \\
\alpha &= \frac{m_z}{GC}
\end{aligned}$$

$$C = C_* - \left[\frac{\pi r_1^4}{2} + 2\pi e^2 r_1^2 + 2\pi e^2 \rho_1^2 \sum_{s=1}^{\infty} \frac{a^s}{(1 - a^2 \rho_1^2 a^s)^2} \right]$$

Отже маємо

$$\begin{aligned}
\tau_{yz} \Big|_{\Gamma_0} (x_1^0, 0) &= -\frac{m_z}{C} (-x + c_0) = -\frac{m_z}{C} \left(-\frac{\rho_0}{1 - a\rho_0} + c_0 \right) \\
\tau_{xz} \Big|_{\Gamma_0} (x_1^0, 0) &= -\frac{m_z}{C} (-y) = 0 \\
\tau_{yz} \Big|_{\Gamma_0} (x_2^0, 0) &= -\frac{m_z}{C} (-x + c_0) = -\frac{m_z}{C} \left(-\frac{\rho_0}{1 + a\rho_0} + c_0 \right) \\
\tau_{xz} \Big|_{\Gamma_0} (x_2^0, 0) &= 0
\end{aligned}$$

В точках x_1^1, x_2^1 маємо

$$\begin{aligned}\tau_{yz}|_{\Gamma_1}(x_1^1, 0) &= -\frac{m_z}{C} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} \{ [r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2] - [r_1^2 - (x - c_1)^2 - y^2] \} \right) \right] \\ &= -\frac{m_z}{C} [x + (c_0 - 2c_1)] = -\frac{m_z}{C} \left[\frac{\rho_1}{1 - a\rho_1} + (c_0 - 2c_1) \right]\end{aligned}$$

$$\tau_{xz}|_{\Gamma_1}(x_1^1, 0) = 0$$

$$\tau_{yz}|_{\Gamma_1}(x_1^2, 0) = -\frac{m_z}{C} \left[-\frac{\rho_1}{1 + a\rho_1} + (c_0 - 2c_1) \right]$$

$$\tau_{xz}|_{\Gamma_1}(x_1^2, 0) = 0$$

5. Чисельні розрахунки напружено-деформованого стану випробувального зразка

5.1. Вибір та проектування зразка

Ця частина виконана згідно з Методичними рекомендаціями [1].

Враховуючи максимальну осьову силу на гвинті редуктора $N_{max} = 67$ кН та запас потужності устаткування $k = 5$, визначимо потрібну площу поперечного перерізу зразка з умови міцності [1].

Умова міцності зразка:

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \quad (5.1)$$

$$N = \frac{N_{max}}{k}, \sigma_{max} = \frac{\sigma_B}{\alpha}, \quad (5.2)$$

де σ_B – границя міцності матеріалу, α – коефіцієнт концентрації напружень.

Маємо $\sigma_B = 1140$ МПа, $\alpha = 1,05$ [1].

Виразуємо необхідну площу поперечного перерізу зразка:

$$A \leq \frac{N_{max} \cdot \alpha}{k \cdot \sigma_B} = \frac{67000 \cdot 1,05}{5 \cdot 1140} = 12,34 \text{ мм}^2; \quad (5.3)$$

При розтягу A є площею перерізу зразка, але переріз зразка – трубчастий, має два незалежних розміру: внутрішній d_B та зовнішній d_3 діаметри. Тому [1]

$$A = \pi(d_H^2 - d_B^2)/4 = \pi \frac{(d_H + d_B)(d_H - d_B)}{2} = \pi D \delta \quad (5.4)$$

де

$$D = (d_3 + d_B)/2 - \text{середній діаметр трубки}; \quad (5.5)$$

$$\delta = (d_3 - d_B)/2 - \text{товщина стінки трубки}. \quad (5.6)$$

Обиремо $D/\delta = 15$, тоді $A = 15\pi\delta^2$, де $\delta = \sqrt{A/(15\pi)}$. Отже отримується, що

$$\delta = \sqrt{A/(15\pi)} = \sqrt{12,34/(15\pi)} \approx 0,5 \text{ мм}. \quad (5.7)$$

Тоді середній діаметр трубки $D = 15\delta = 7,5$ мм.

Зовнішній діаметр: $d_3 = D + \delta = 8$ мм

Внутрішній діаметр: $d_B = D - \delta = 7$ мм

Робоча довжина зразка (циліндра) визначається наступним чином:

$$L_{цил} = 5d_3 = 40 \text{ мм}$$

Діаметр головки 16мм

Довжина головки 10

Загальна довжина зразка 80 мм

Кут нахилу перехідної частини зразка 9°

Радіуси заокруглень перехідної частини зразка 2 мм

Модуль Юнга $E = 1,3 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,24$.

5.2. Постановка крайової задачі лінійної пружності

Проаналізувавши НДС пружної задачі. Її розв'язки будемо знаходити серед полів деформації, переміщень та напружень. Вони необхідні для визначення в першому наближенні характеристик деформації та міцності.

В постановці задачі позначимо об'єм тіла Ω , саме тіло обмежене поверхнею S . Використаємо систему Лагранжевих координат. Необхідні фізичними величинами для дослідження - напруження, деформації, зусилля та переміщення. Будемо вважати, що матеріал ізотропний. Будемо розглядати тільки малі деформації.

Припустимо [2], що в початковий момент t_0 в розглядуваному тілі переміщення $U_{ij}(\vec{x}, t_0)$, деформації $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t_0)$ та напруження $\sigma_{mn}(\vec{x}, t_0)$ мають нульові значення. Нехай після цього в об'ємі тіла Ω , а також на частині його поверхні $S_G = S_U \cup S_P$ за деякий проміжок часу [2] відбудеться зміна навантажень, тобто на час t прикладемо: $P_m(\vec{x}, t)$ - поверхневі сили на S_P ; відбулися переміщення $U_i(\vec{x}, t)$ - на S_U . Тоді для визначення в кожній точці (її однорідного околу) тіла величин: $U_i(\vec{x}, t)$ - переміщень, $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t)$ - деформацій, $\sigma_{mn}(\vec{x}, t)$ - напружень. маємо наступну крайову задачу [2] рівняння рівноваги як окремий випадок рівняння руху, в узагальненому вигляді:

$$\nabla_n \sigma_{mn} = 0 \quad (5.8)$$

геометричні рівняння (для малих деформацій), в узагальненому вигляді:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (\nabla_i U_j + \nabla_j U_i). \quad (5.9)$$

Усі деформації є пружними:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e. \quad (5.10)$$

фізичні рівняння:

$$\sigma_{mn} = E_{mnij} \varepsilon_{ij}^e. \quad (5.11)$$

де E_{mnij} – тензор модулів пружності.

Додатково були використані граничні умови на поверхнях S_U і S_P [2]:

$$U_i|_{S_U} = U_i; \quad (5.12)$$

$$\sigma_{mn} \nu_n|_{S_P} = P_m. \quad (5.13)$$

Для зручності будемо застосовувати варіаційну постановку задачі. Для отримання варіаційної постановки задачі використовувались співвідношення (5.8), (5.9), (5.13), симетрія властивостей тензора напружень $\sigma_{mn} = \sigma_{nm}$ і теорема Гауса-Остроградського [2]. У результаті отримаємо наступний функціонал відносно варіацій переміщень і зв'язаних із ними деформацій:

$$F = \int_{\Omega} \sigma_{mn} \delta \varepsilon_{mn} d\Omega - \int_{S_P} P_m \delta U_m dS = 0, \quad (5.14)$$

що в купі з кінематичними граничними умовами на поверхні S_U визначить незлічену можливих (віртуальних) напружено-деформованих станів. Дійсний напружено деформований стан є одним з віртуальних, проте він додатково задовольняє лінійним фізичним рівнянням зв'язків $\sigma_{mn} \propto \varepsilon_{mn}$, тобто (5.10) ... (5.11) [2].

5.3 Алгоритм отримання розв'язку методом скінченних елементів

Лінійний закон Гука (5.11) запишемо у вигляді [2]

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^e\}, \quad (5.15)$$

де $[D]$ – матриця модулів пружності.

В випадку пружної ізотропії матеріалу [2]:

$$[D] = 2G \cdot \begin{pmatrix} a & b & b & 0 & 0 & 0 \\ b & a & b & 0 & 0 & 0 \\ b & b & a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c \end{pmatrix}, \quad (5.16)$$

де $2G = E/(1 + \mu)$;

$$a = (1 - \mu)/(1 - 2\mu);$$

$$b = \mu/(1 - 2\mu); c = 0,5;$$

E – модуль Юнга; μ – коефіцієнт Пуассона.

Всі деформації-пружні [2]:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^e\} \quad (5.17)$$

Враховуючи (5.17), і (5.16), записали вираз (5.9) та (5.15) у вигляді:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (5.18)$$

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}_e \quad (5.19)$$

де $\{q\}_e = \{(q^1, q^2, q^3)_1, \dots, (q^1, q^2, q^3)_M\}^T = \{q_1, q_2, \dots, q_{3M}\}^T$ -вектор переміщень в вузлах скінчено елементної сітки; $[B]$ – матриця диференціювання у глобальних координатах; $[B]$ пов'язана лише з типом скінченого елемента і системою глобальних координат [2].

Записали функціонал (5.14) з суперпозицією робіт по скінченним елементам, оскільки скінченні елементи взаємодіють один з одним у вузлах, але не перетинаються [2]

$$F = \sum_e \int_{\Omega^e} \{\delta q\}_e^T [B]^T [D] [B] \{q\}_e d\Omega - \sum_e \int_{S_p^e} \{\delta q\}_e^T [\varphi]^T \{p\} dS = 0, \quad (5.20)$$

де вектор навантажень $\{p\} = \{p_1, p_2, p_3\}^T$; S_p^e - сторона скінченного елемента, що виходить на S_p тіла; символ Σ позначає суму по всіх скінченних елементах, що містять розглядуваний ступінь свободи вузла [2].

Вирази $\{\delta q\}_e^T$ і $\{q\}_e$ можна винести за межі інтегралів, оскільки в підінтегральних виразах є вектори, що не залежать від параметрів інтегрування. З (5.20), шляхом групування інтегралів, отримаємо [2]:

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \cdot \{q\}_e - \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{S_p^e} [\varphi]^T \{p\} dS = 0 \quad (5.21)$$

Позначимо:

$$[K]_e = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (5.22)$$

$$\{P\}_e = \int_{S_p^e} [\varphi]^T \{p\} dS \quad (5.23)$$

Тоді:

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T ([K]_e \{q\}_e - \{P\}_e) = 0 \quad (5.24)$$

Оскільки $\{\delta q\}_e^T$ є довільними, то, отримано САР, в якій ще необхідно врахувати кінематичні граничні умови (5.12) [2]:

$$[K]\{q\} = \{P\} \quad (5.25)$$

Система записана відносно глобального вектору дійсних переміщень $\{q\}$ у вузлах скінченно елементної сітки. Додавання за ступенями свободи вузлів, в (5.25) позначено наступним чином: $[K] = \sum_e [K]_e$; $\{P\} = \sum_e \{P\}_e$. Вектор $\{P\}$ відображає зовнішні силові навантаження [2].

5.4. Розрахункова схема, результати розрахунків зразка

В цій частині роботи було розглянуто розтяг зразка, що має вигляд тонкостінної трубки [1]. Розглянемо тільки половину зразка, оскільки він симетричний відносно площини, нормаль якої є віссю циліндра. До зразка прикладено зосереджене зусилля. На поверхні зразка на площині симетрії задано відсутність переміщення вздовж осі циліндра та відсутність повороту у циліндричній системі координат.

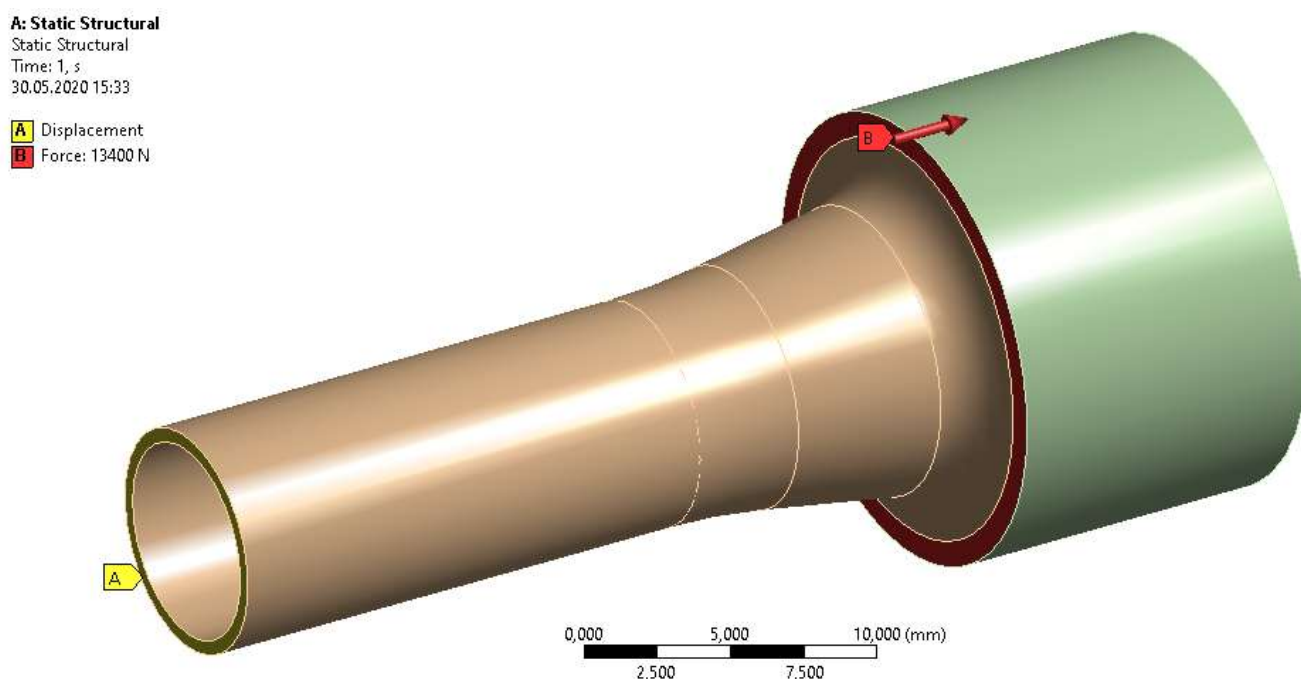


Рис.5.1 Розрахункова схема зразка

В програмному середовищі Ansys [3, 4] був отриманий розв'язок задачі НДС зразка в пружній області. Покажемо розподіл напружень від зосередженої сили (Рис. 5.2).

Визначемо коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом для заокруглення [1]:

$$K_{\sigma_{Max}} = \frac{\sigma_{\text{конц.}}}{\sigma_{\text{ном}}} = \frac{1157}{1137} = 1.017$$

Отже, складний напружений стан у досліджуваному зразку не сильно впливає на результат, тобто зразок спроектовано вірно.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

30.05.2020 15:50

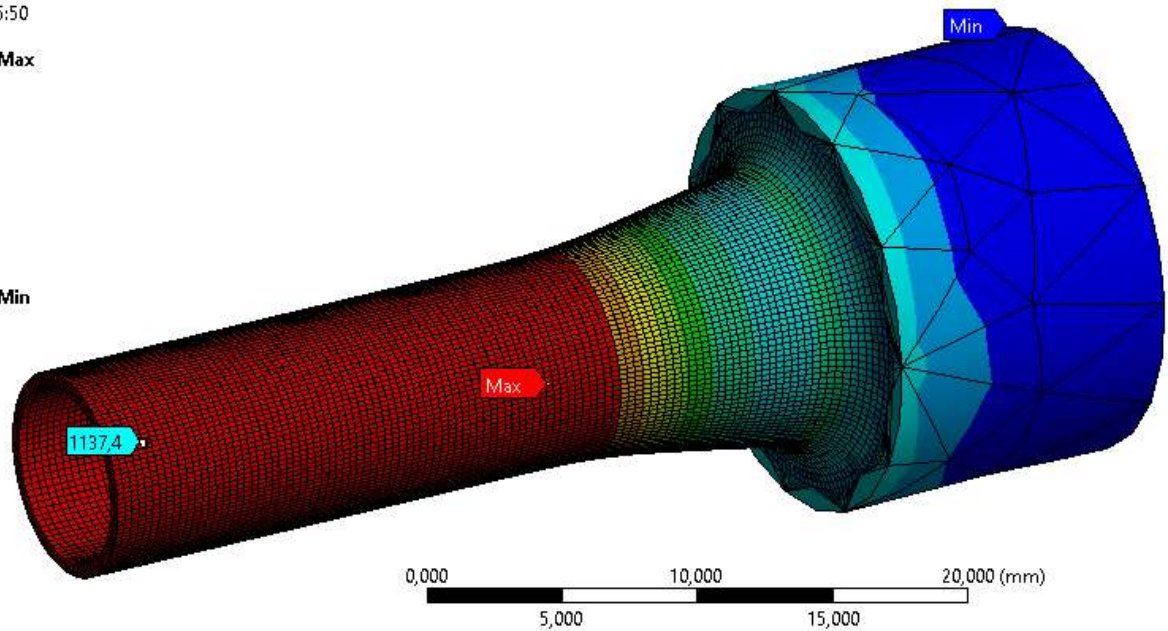
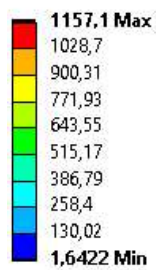


Рис.5.2. Випробувальний зразок: розподілення напружень за Мізесом, по поверхні, МПа

6. Визначення власних частот та відповідних власних форм коливань

6.1. Числові розрахунки власних частот та відповідних власних форм крутних коливань для системи з двома ступенями вільності

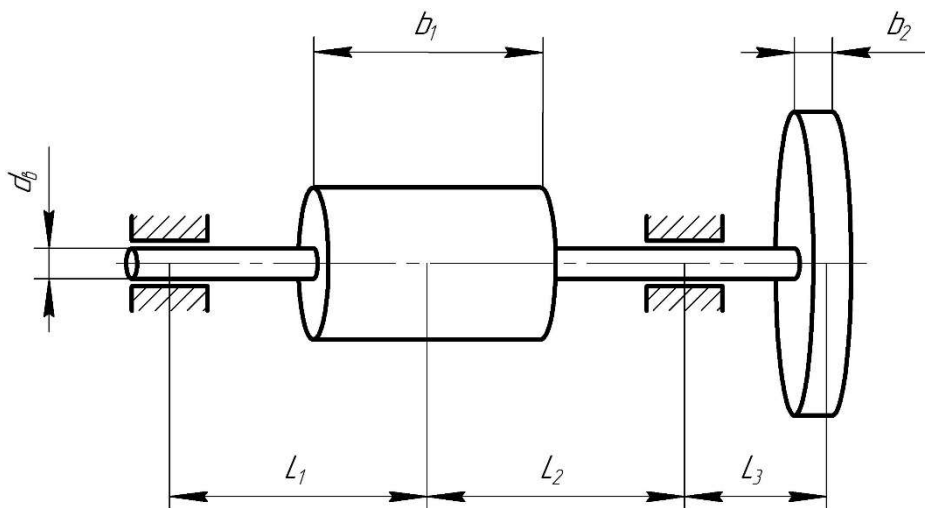


Рис. 6.1. Схема валу

Дано: $L=432\text{мм}$, $d=51\text{мм}$, $G=8\cdot 10^4\text{МПа}$, $b_1=154\text{мм}$, $b_2=47\text{мм}$.

За узагальнені координати приймаємо кути повороту φ_1 та φ_2 черв'яка та черв'ячного колеса. Як матеріал для черв'яка використовується Сталь 45 з густиною $\rho_{ст}=7826\text{кг/м}^3$, а для черв'ячного колеса використовується чавун СЧ15 з густиною $\rho_{ч}=7500\text{кг/м}^3$. [1]

Жорсткість стержня визначається по формулі [10]

$$k = \frac{G \cdot I_P}{l}, \quad (6.1)$$

де $L = 432\text{ мм}$, I_P – полярний момент інерції, який визначається за формулою:

$$I_P = \frac{\pi \cdot d_B^4}{32} = \frac{\pi \cdot 51^4}{32} = 6.638 \times 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (6.2)$$

Де d_B – діаметр вала.

$$k = \frac{G \cdot I_P}{l} = \frac{8 \times 10^{10} \cdot 6.638 \times 10^{-7}}{432 \times 10^{-3}} = 1,229 * 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.3)$$

Значення I_1, I_2 – осьових моментів інерції для черв'яка та черв'ячного колеса знайдемо за формулою [10]:

$$I_1 = \frac{\pi \rho_1 h_1 D_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7826 \cdot 154 \times 10^{-3} (100 \times 10^{-3})^4}{32} = 0.012 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}; \quad (6.4)$$

$$I_2 = \frac{\pi \rho_2 h_2 D_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7500 \cdot 47 \times 10^{-3} (214,2 \times 10^{-3})^4}{32} = 0.073 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}. \quad (6.5)$$

де D_1, D_2 – відповідно значення діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса,

h_1, h_2 – відповідно їх ширина.

Запишемо вирази для кінетичної та потенційної енергії [10, 11]:

$$T = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \dot{\phi}_2^2; \quad (6.6)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k (\phi_2 - \phi_1)^2. \quad (6.7)$$

Підставляючи значення кінетичної і потенціальної енергій до рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = 0 \quad (6.8)$$

Отримаємо систему рівнянь у вигляді: [10, 11]

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 + k\phi_1 - k\phi_2 = 0 \\ I_2 \ddot{\phi}_2 - k\phi_1 + k\phi_2 = 0 \end{cases} \quad (6.9)$$

Складемо матриці інерції та жорсткості [10]:

$$[a] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} [c] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

Запишемо рівняння вільних коливань у матричному вигляді [10]:

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.11)$$

Рішення шукаємо у вигляді: $\{\phi\} = \{\Phi\} \cos(\omega t - \beta)$

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.12)$$

$$\begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.13)$$

Прирівнявши детермінант до нуля отримаємо [10]:

$$\det \begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} = 0; \quad (6.14)$$

$$(k - \omega^2 I_1)(k - \omega^2 I_2) - k^2 = 0; \quad (6.15)$$

$$k^2 - \omega^2 k I_1 - \omega^2 k I_2 + \omega^4 I_1 I_2 - k^2 = 0. \quad (6.16)$$

Визначимо корені цього рівняння [10, 11] $\omega^4 I_1 I_2 - \omega^2 k(I_1 + I_2) = 0$;

$$\omega^2 [\omega^2 I_1 I_2 - k(I_1 + I_2)] = 0; \quad (6.17)$$

$$\omega^2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

$$\begin{cases} \omega_1^2 = 0 \\ \omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \frac{1.229 \times 10^5 (0.012 + 0.073)}{0.012 \cdot 0.073} = 1.209 \times 10^7 \text{ c}^{-2} \end{cases} \quad (6.20)$$

Підставивши значення частот матимемо:

- у першому випадку $\omega_1^2 = 0$ [11]

$$\begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{11} = 1 \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.21)$$

$$k - k \Phi_{12} = 0 \Rightarrow \Phi_{12} = 1 \quad (6.22)$$

$$\begin{Bmatrix} \Phi_{11} \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (6.23)$$

- у другому випадку $\omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}$

$$\begin{bmatrix} k - \left(\frac{k(I_1+I_2)}{I_1 I_2}\right) I_1 & -k \\ -k & k - \left(\frac{k(I_1+I_2)}{I_1 I_2}\right) I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{21} = 1 \\ \Phi_{22} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.24)$$

$$k - \frac{k(I_1+I_2)}{I_2} - k\Phi_{22} = 0 \Rightarrow \Phi_{22} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{0.012}{0.073} = -0.163 \quad (6.25)$$

Зобразимо знайдені значення форм коливань в графічному вигляді [11]:

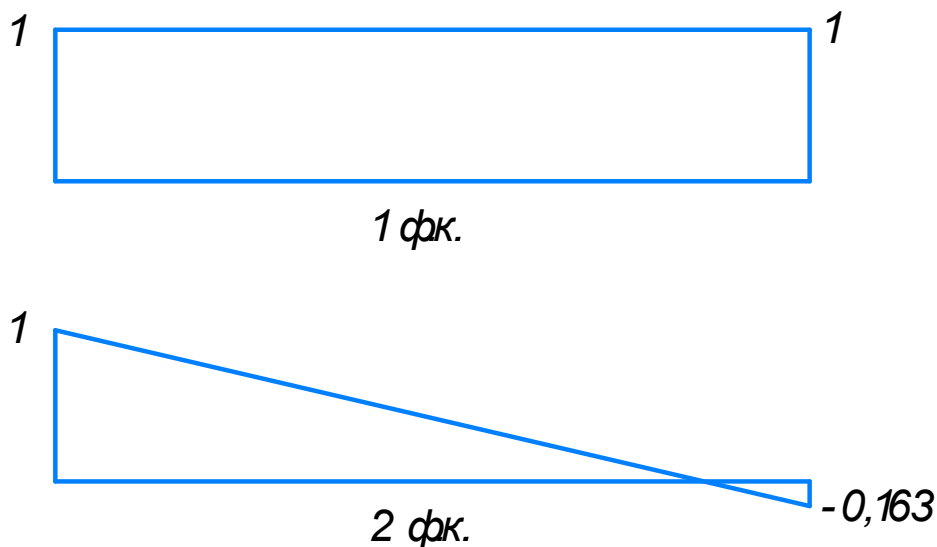


Рис. 6.2. Власні форми коливань

Однією з властивостей власних форм коливань є їх ортогональність, а саме:

$$\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_s = 0 \quad (6.26)$$

$$\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_s = 0 \quad (6.27)$$

-У першому випадку перевірка [11]:

$$\{1 \quad 1\} \cdot \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} = 0; \quad (6.29)$$

$$\{1 \quad 1\} \cdot \begin{bmatrix} 0.035 & 0 \\ 0 & 0.951 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{0.012}{0.073} \end{Bmatrix} = 0; \quad (6.30)$$

-У другому випадку перевірка:

$$\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{1}{I_2} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.31)$$

$$\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} 8,022 * 10^5 & -8,022 * 10^5 \\ -8,022 * 10^5 & 8,022 * 10^5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{0,012}{0,073} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.32)$$

Визначаємо власні частоти методом Релея [11]:

$$\omega_l^2 = \frac{\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_l}{\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_l}; \quad (6.33)$$

Підставляючи отримані значення отримаємо [11]:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}}{\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}} = \frac{\{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}{\{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Bmatrix}} = 0; \quad (6.34) \\ \omega_2^2 &= \frac{\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}} = \frac{\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\} \begin{Bmatrix} k + k\frac{I_1}{I_2} \\ k - k\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\} \begin{Bmatrix} I_1 \\ -I_1 \end{Bmatrix}} = \\ &= \frac{k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) + \frac{I_1}{I_2} k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \frac{k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \frac{k \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1} = \\ &= k \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} = \\ &= \frac{1.229 \times 10^5 \cdot (0.012 + 0.073)}{0.012 \cdot 0.073} = 1.209 \times 10^7 \text{с}^{-2}; \quad (6.35) \end{aligned}$$

Отже, $\begin{cases} \omega_1 = 0 \\ \omega_2 = \sqrt{1.209 \times 10^7} = 3477 \text{с}^{-1} \end{cases}$

6.2. Чисельний розрахунок власних частот та відповідних власних форм згинальних коливань для системи з двома ступенями вільності

6.2.1. Метод сил

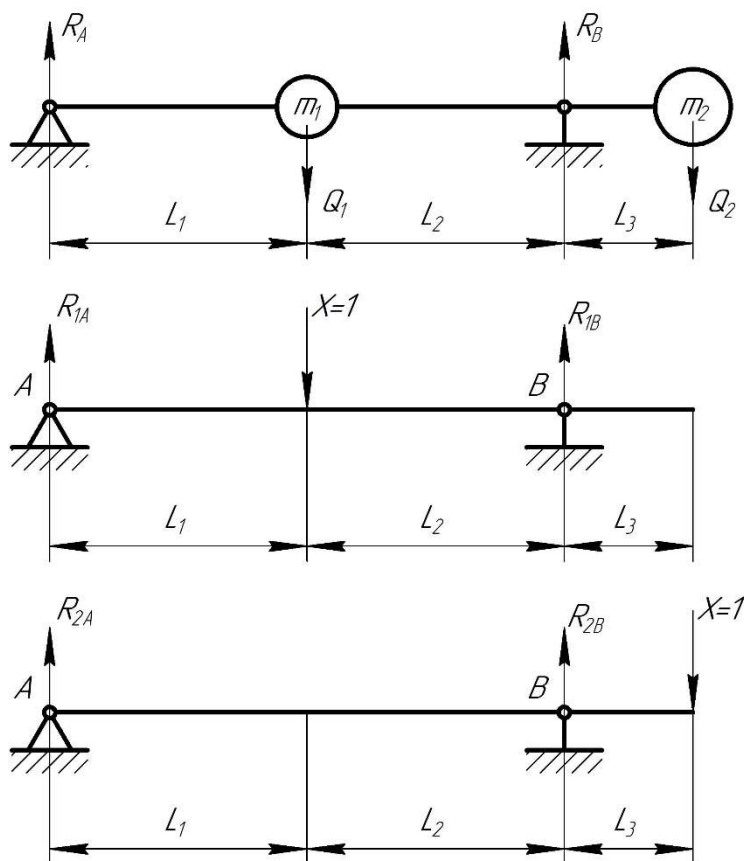


Рис. 6.3. Силова схема валу та одиничні схеми

Визначимо реакції:

$$R_A = \frac{-Q_2 L_3 + Q_1 L_2}{L_1 + L_2} = \frac{-105.84 * 0.074 + 92.216 * 0.186}{0.172 + 0.186} = 26.2964 \text{ H}$$

$$R_B = \frac{Q_1 L_1 + Q_2 (L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2} = \frac{92.216 * 0.172 + 105.84 * (0.172 + 0.186 + 0.074)}{0.172 + 0.186} = 172.263 \text{ H}$$

$$R_{1B} = \frac{X L_1}{L_1 + L_2} = \frac{1 * 0.172}{0.172 + 0.186} = 0.48 \text{ H} \quad R_{1A} = X - R_{1B} = 1 - 0.48 = 0.52 \text{ H}$$

$$R_{2A} = \frac{-XL_3}{L_1 + L_2} = \frac{-1 * 0.074}{0.172 + 0.186} = -0.207 H$$

$$R_{2B} = \frac{X * (L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2} = \frac{1 * (0.172 + 0.186 + 0.74)}{0.172 + 0.186} = 1.207 H$$

$$m_1 = 9.46 \text{ кг}$$

$$m_2 = 10.8 \text{ кг}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64} = \frac{\pi \cdot (51 \times 10^{-3})^4}{64} = 3.319 \times 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (6.36)$$

$$EI = 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 3.319 \cdot 10^{-7} = 6.97 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2 \quad (6.37)$$

Визначимо переміщення $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$.

$$\delta_{11} = \left(\int_0^{L_1} R_{1A} * x * R_{1A} * x dx + \int_0^{L_2} R_{1B} * x * R_{1B} * x dx \right) * \frac{1}{EI} = 1.367 * 10^{-8} \text{ м}$$

$$\begin{aligned} \delta_{12} &= \left(\int_0^{L_1} R_{1A} x (-R_{2A}) * x dx + \int_0^{L_2} (R_{1A}(x + L_1) - x)(-R_{2A})(x + L_1) dx \right) \frac{1}{EI} = \\ &= 8.38 * 10^{-9} \text{ м} \end{aligned}$$

$$\delta_{22} = \left(\int_0^{L_1} (-R_{2A}) * x * (-R_{2A}) * x dx + \int_0^{L_2} x * x dx \right) \frac{1}{EI} = 1.131 * 10^{-8} \text{ м}$$

Запишемо диференційні рівняння в переміщеннях [11]:

$$\begin{cases} w_1 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ w_2 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 \end{cases} \quad (6.38)$$

Знайдемо переміщення [11]

$$w_i = W_i \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (6.39)$$

Підставимо (6.57) в (6.56) отримаємо:

$$\begin{cases} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) \cdot W_1 + \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \cdot W_2 = 0 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 \cdot W_1 + (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \cdot W_2 = 0 \end{cases} \quad (6.40)$$

Отже ми повинні отримати не тривіальний розв'язок маємо, що детермінант останньої матриці(6.58) має бути рівний нулю:

$$\det \begin{bmatrix} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} = 0 \quad (6.41)$$

Вирішимо визначник, отримуємо характеристичне рівняння відносно ω^2 , з якого знаходимо ω^2_1, ω^2_2 [11]:

$$(\omega^2 m_1 \delta_{11} - 1)(\omega^2 m_2 \delta_{22} - 1) - \omega^4 m_1 m_2 \delta_{12} \delta_{21} = 0; \quad (6.42)$$

$$\omega^4 m_1 m_2 \delta_{11} \delta_{22} - \omega^2 m_1 \delta_{11} - \omega^2 m_2 \delta_{22} + 1 - \omega^4 m_1 m_2 \delta_{12} \delta_{21} = 0; \quad (6.43)$$

$$\omega^4 (\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12} \delta_{21}) m_1 m_2 - \omega^2 (m_2 \delta_{22} + m_1 \delta_{11}) + 1 = 0; \quad (6.44)$$

Визначили власні частоти: $\omega_1^2 = 4749440c^{-2}$, $\omega_2^2 = 24404127c^{-2}$

$$\omega_1 = 2179c^{-1}, \omega_2 = 4940c^{-1}$$

Знайшовши власні форми коливань та перевіримо умови ортогональності. Так як кожній частоті відповідає власна форма коливань, то розглянемо два випадки, підставляючи до відповідної матриці значення знайдених двох частот та знайдемо W_{1i}, W_{2i} [11].

$$\begin{bmatrix} (\omega_i^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_i^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_i^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_i^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{1^3} \\ W_{2^3} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.45)$$

При $\omega_1^2 = 4749440c^{-2}$ і нормованій $W_{1i} = 1$ отримаємо з розв'язку рівняння таку першу власну форму [11]:

$$\begin{bmatrix} (\omega_1^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_1^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_1^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_1^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{11} \\ W_{12} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.46)$$

$$\{W\}_1 = \left\{ \begin{matrix} 1 \\ -0.897 \end{matrix} \right\}$$

Аналогічно при $\omega_2^2 = 24404127c^{-2}$ і нормованій $W_{21} = 1$

$$\begin{bmatrix} (\omega_2^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_2^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_2^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_2^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{21} \\ W_{22} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.47)$$

$$\{W\}_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0,976 \end{Bmatrix}$$

Так як однією з властивостей власних форм коливань є їх ортогональність, то перевіримо виконання цієї умови [11]:

$$\begin{aligned} \{W\}_2^T [a] \{W\}_1 &= 0; , \\ \cdot \{1 \quad -1,279\} \begin{bmatrix} 14,752 & 0 \\ 0 & 45,191 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ 0,976 \end{Bmatrix} &\approx 0 \end{aligned} \quad (6.48)$$

Зобразимо отримані власні форми згинальних коливань на рисунку (Рис. 6.4):

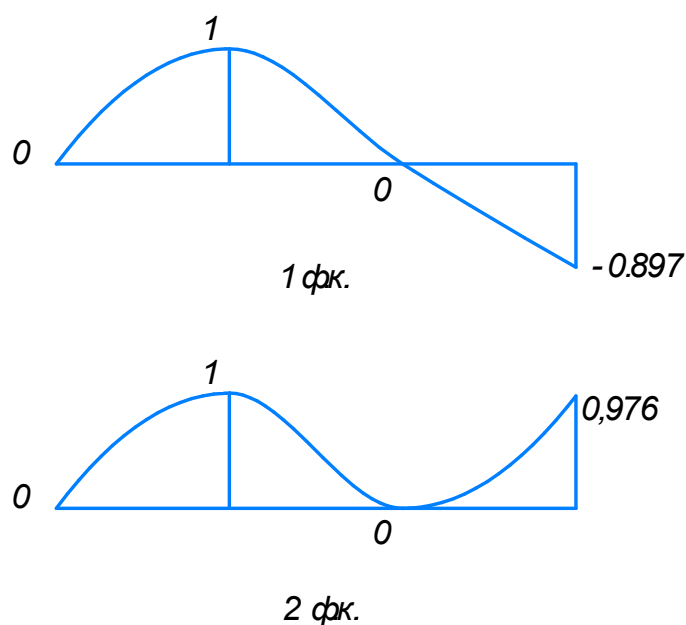


Рис. 6.4. Власні форми коливань

6.2.2 Метод Релея

$$\omega_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^2 Q_i W_i}{\sum_{i=1}^2 m_i W_i^2}; Q_i = m_i g; \quad (6.49)$$

Визначимо переміщення за допомогою інтеграла Мора:

$$\begin{aligned} W_1 &= \left(\int_0^{L_1} (-R_A)x(-R_{1A})x dx + \int_0^{L_2} (-R_A(x+L_1) + Q_1x)(-R_{1A}(x+L_1) + x) dx \right) \frac{1}{EI} = \\ &= 3.806 * 10^{-7} \text{ м} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_2 &= \left(\int_0^{L_1} (-R_A)^2 x^2 dx + \int_0^{L_2} (-R_A(x+L_1) + Q_1x)(-R_{2A}(x+L_1)) dx + \int_0^{L_3} Q_2 x^2 dx \right) \frac{1}{EI} = \\ &= 4.204 * 10^{-7} \text{ м} \end{aligned}$$

$$\omega_1^2 = \frac{Q_1 * W_1 + Q_2 * W_2}{m_1 * (W_1)^2 + m_2 * (W_2)^2} \quad (6.50)$$

$$\omega_1^2 = \frac{92.716 * 3.806 * 10^{-7} + 105.84 * 4.204 * 10^{-7}}{9.461 * (3.806 * 10^{-7})^2 + 10.8 * (4.204 * 10^{-7})^2} = 5.6 * 10^6 \text{ c}^{-2}$$

$$\omega_1 = 2366 \text{ c}^{-1}$$

6.2.3 Метод Донкерлі

$$\frac{1}{\omega_1^2} = \frac{1}{(\omega_1')^2} + \frac{1}{(\omega_2')^2}; \quad (6.51)$$

$$\frac{1}{(\omega_1')^2} = m_1 \delta_{11} = 9.461 \cdot 1.367 \cdot 10^{-8} = 1.293 \cdot 10^{-7} \quad (6.52)$$

$$\frac{1}{(\omega_2')^2} = m_2 \delta_{22} = 10.8 \cdot 1.31 \cdot 10^{-8} = 1,222 \cdot 10^{-7} \quad (6.53)$$

$$\frac{1}{\omega_1^2} = 1.293 \cdot 10^{-7} + 1.222 \cdot 10^{-7} = 2.515 \cdot 10^{-7} \quad (6.54)$$

$$\omega_1^2 = 3.976 * 10^6 \text{ c}^{-2}$$

$$\omega_1 = 1994 \text{ c}^{-1}$$

Щоб порівняти, значення першої власної частоти згиннаючих коливань:

- методом сил : $\omega_1 = 2173 \text{ c}^{-1}$
- методом Релея: $\omega_1 = 2368 \text{ c}^{-1}$
- методом Донкерлі: $\omega_1 = 1994 \text{ c}^{-1}$

Похибка результатів:

$$\delta_{\text{Релея}} = \left| \frac{2173 - 2368}{2173} \right| \cdot 100\% = 8.9\%$$

$$\delta_{\text{Донкерлі}} = \left| \frac{2173 - 1994}{2173} \right| \cdot 100\% = 8.2\%$$

7.Визначення напружено деформованого стану кран-балки за БНіП11-23-81, та перевірка отриманих даних з результатом розрахунку МСЕ.

7.1.Постановка задачі

При розрахунку кранових конструкцій та їх частин необхідно враховувати підвищену небезпеку праці, пов'язану з підйом та переміщенням вантажів. Тому виникла необхідність максимально повного аналізу напружено деформованого стану елементів таких конструкцій та більш точного визначення запасів міцності конструкції з використанням чисельних методів за допомогою програмного комплексу Ansys.

В роботі об'єктом дослідження була кран-балка для під'йому вантажу вагою 5 т. Балка виготовлена з листового прокату. Матеріал – сталь Ст.3сп5. Кран-балкою пересувається таль вагою 5,65 кН, з допомогою якої підіймається вантаж вагою до 50 кН. Балка має коробчасту будову і складається з верхньої полиці товщиною 12 мм; нижньої полиці товщиною 16 мм, та двох стінок товщиною по 6 мм.(рис.7.1)

Таблиця 7.1. Фізико-механічні властивості сталі 3сп5 при $T=20^{\circ}$

Сортамент	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Відносне видовження, δ , %
Труба, ГОСТ8696-74	372	245	23
Прокат ГОСТ535-2005	480	245	26
Лист ГОСТ14637-89	480	245	26

Пересування талі по кран-балці забезпечується за рахунок нижнього поясу, тобто основне навантаження сприймає нижній пояс кран-балки, по якому пересувається таль. Тому нижня полиця має більшу товщину. Для забезпечення стійкості стінок встановлюються поперечні мембрани по всій довжині балки на однаковій відстані у 797,5мм. Загальна довжина балки складає 10,5 м.

7.2. Визначення напружено деформованого стану за БНіП11-23-81

За нормами проектування та розрахунку таких конструкцій, передбаченими БНіП 11-23-81 (будівельні норми і правила), для введення в експлуатацію дана конструкція має бути випробувана з перевантаженням на 25% у порівнянні з проектною вагою вантажу, тобто випробувальний вантаж матиме вагу $Q=50,0+12,50=62,5$ кН. Тоді максимальне навантаження на балку складає

$$R_1 = 5,65 + (50,0+12,50)=66,7\text{кН}$$

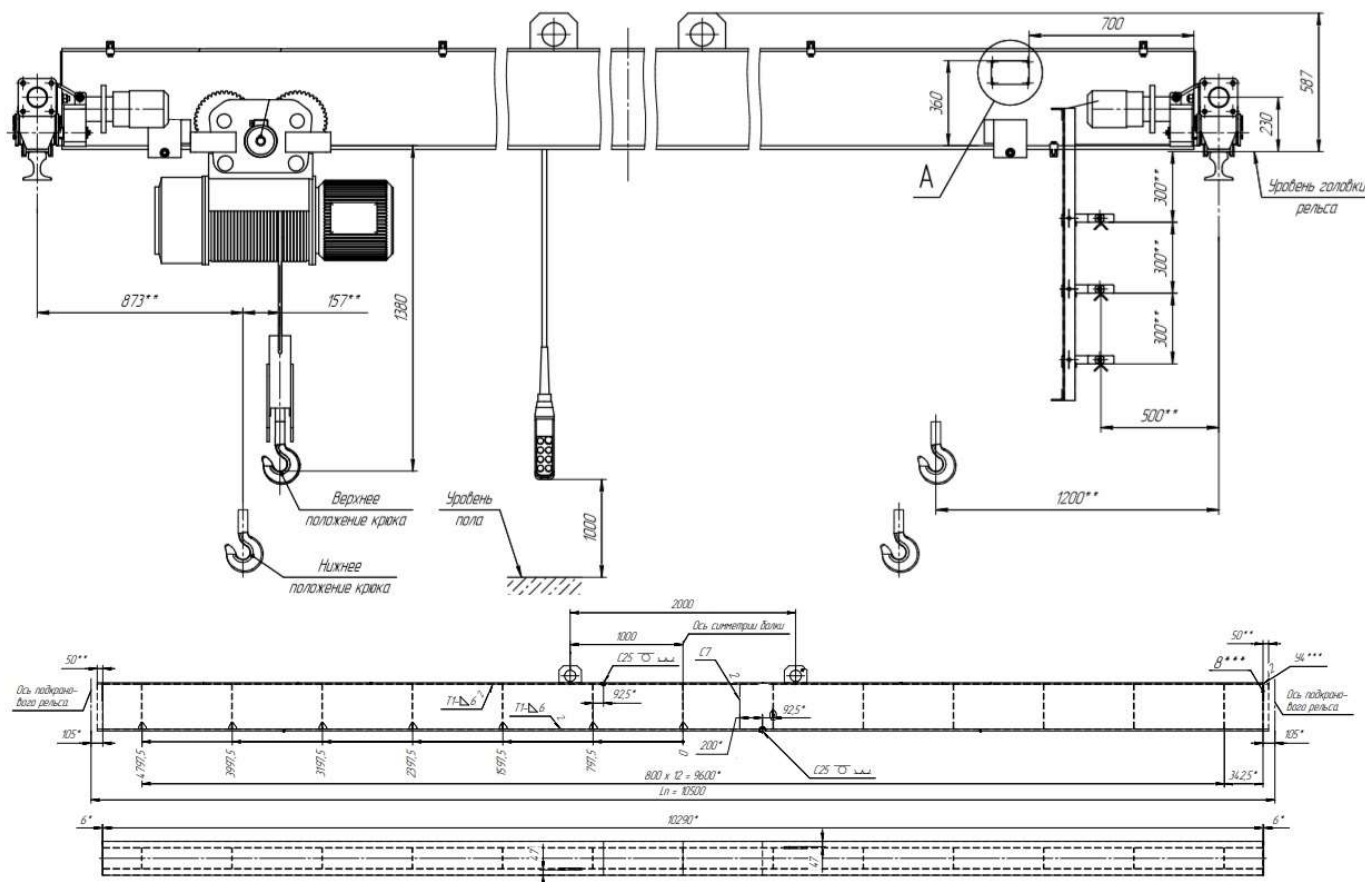


Рис.7.1 Габаритный эскиз кран-балки

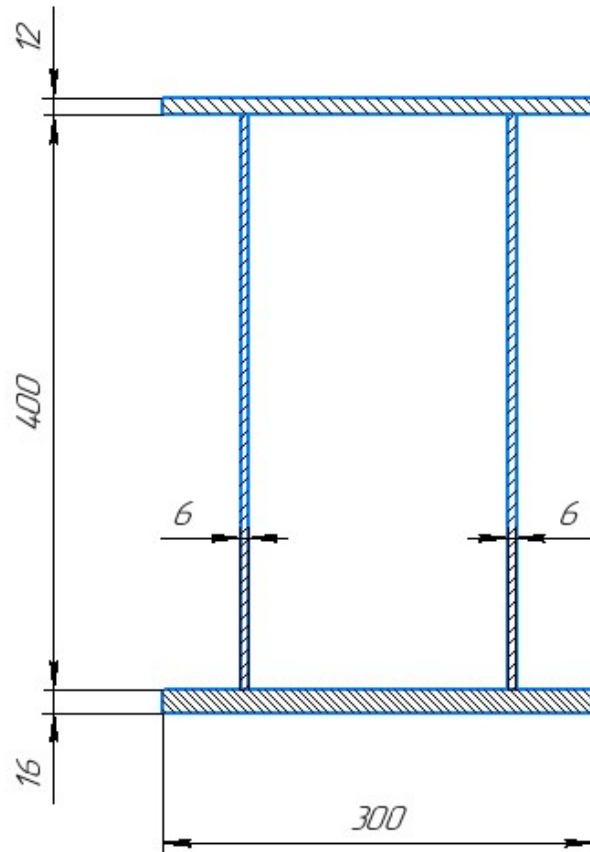


Рис.7.2 Поперечний переріз кран-балки.

Як нам відомо балка навантажена від талі яка передає навантаження на нижній пояс рисунок 7.4. , а через нижній пояс передається навантаження на всю балку.

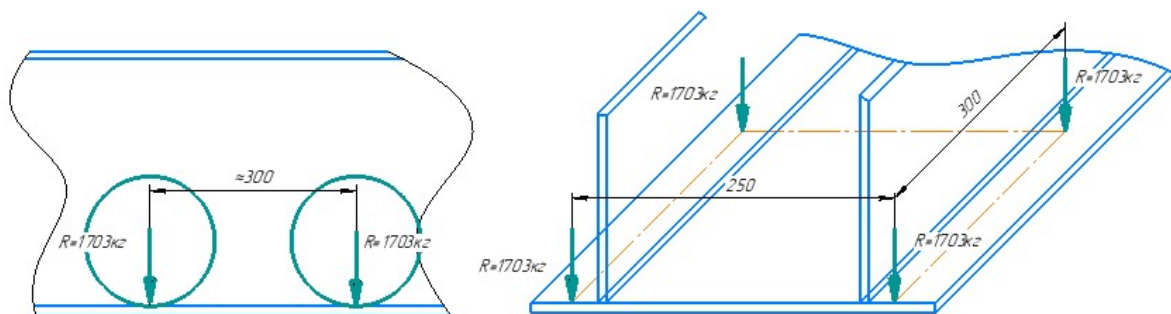


Рис.7.3. Навантаження балки від талі

Неважко зрозуміти, що найбільше навантаження балки має місце при знаходження талі по центру кран-балки. Як зображено на рисунку 7.4. навантаження від талі розподіляється по чотирьом колесам, для спрощення проектного розрахунку зведемо це навантаження в одну силу, яка буде прикладена до центру балки та направлена в низ. Оскільки кран-балка пересувається в перпендикулярному напрямку до пересування талі по рельсах, тому будемо мати шарнірно оперту балку. Отже зробимо схему навантаження балки рис.7.4

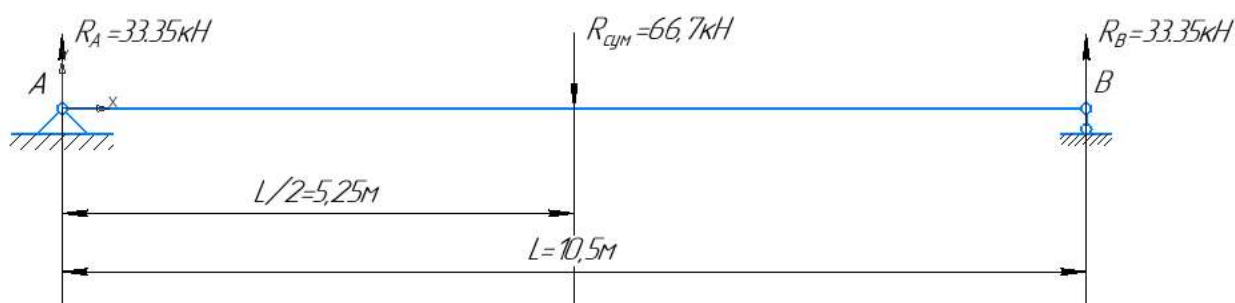


Рис.7.4. Схема навантаження балки

Як бачимо балка навантажена однією силою $R_{\text{сум}}=66,7$ кН тому, скористаємося розрахунком БНіП11-23-81 згинаючих елементів пункт 5.12 [12] в якому знаходяться нормальні напружені, згинаючих елементів в одній із головних площин

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq \sigma_T * \gamma_c$$

M - згинаючий момент від навантаження W - момент опору в головній площині, $\sigma_T = 245$ МПа – границя текучості сталі ст3сп5 $\gamma_c = 1,1$ - коефіцієнт експлуатації конструкції.

Визначимо моменти інерції кожної полички та стінки окремо відносно їх центру маси. Так як всі елементи балки мають прямокутну форму геометрії то скористаємося формулою для знаходження моменту інерції:

$$J_x = \frac{bh^3}{12}; J_y = \frac{b^3h}{12}$$

Для знаходження загального моменту інерції перерізу скористаємося формулою переходу до головних осей координат та просумуємо всі моменти інерцій відносно головних осей.

$$J_x = J_{x0} + a^2 F$$

де J_{x0} – момент інерції відносно власних осей координат; a^2 – найкоротша відстань до осі координат; F – площа.

Таблиця 7.2. Геометричні характеристики деталей перерізу відносно власних систем координат.

Деталь	$J_{x0}, \text{м}^4$	$J_{y0}, \text{м}^4$	$F, \text{м}^2$	$J_x, \text{м}^4$	$J_y, \text{м}^4$
Верхня полиця	$4,32 \cdot 10^{-8}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$	0,0036	$1,83 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$
Нижня полиця	$10,24 \cdot 10^{-8}$	$3,6 \cdot 10^{-5}$	0,0048	$1,71 \cdot 10^{-4}$	$3,6 \cdot 10^{-5}$
Бічні стінки	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$7,2 \cdot 10^{-2}$	0,0024	$3,3 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$

Знайдемо з урахуванням формули переходу головні моменти інерцій перерізу відносно центра мас, так як полицьки мають різну товщину тому центр мас зсунувся по осі у низ на 17,45 мм

Моменти інерції відносно головних осей перерізу:

$$J_x = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{м}^4$$

$$J_y = 1,04 \cdot 10^{-5} \text{м}^4$$

Знаючи головні моменти інерції визначмо моменти опору перерізу [12]

$$W_x = \frac{J_x}{Y_{max}} = \frac{4,2 \cdot 10^{-4}}{0,225} = 1,86 \cdot 10^{-3} \text{м}^3$$

$$W_y = \frac{J_y}{X_{max}} = \frac{1,04 \cdot 10^{-5}}{0,15} = 7,0 \cdot 10^{-5} \text{м}^3$$

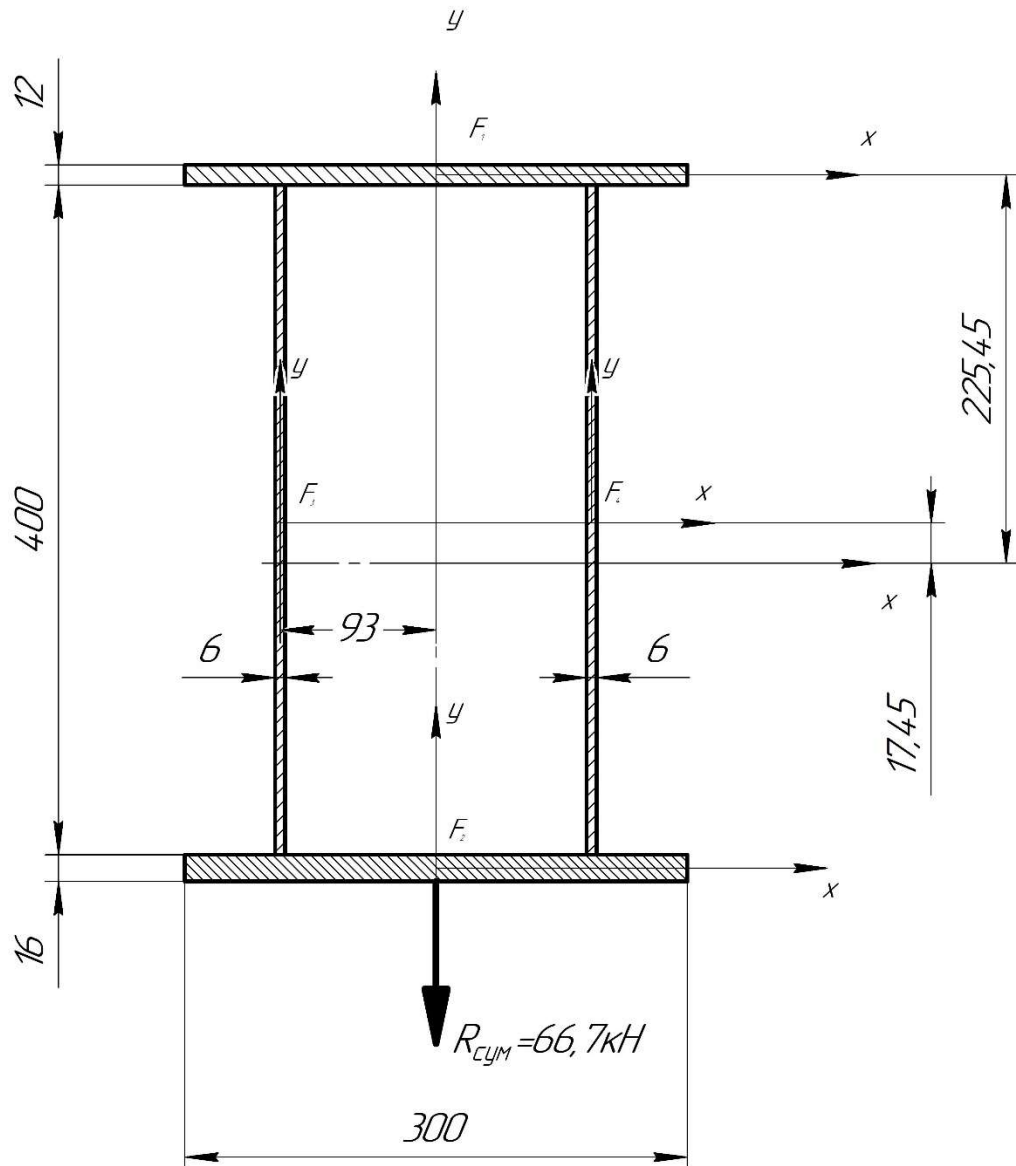


Рис.7.5. Геометричні характеристики перерізу балки

Знайдемо максимальний момент від сили який діє на балку та побудуємо епюру на розтягнутих волокнах рисунок 7.6

Знаючи згинальний момент та поперечну силу яка діє на балку можемо знайти максимальні напруження в небезпечному перерізі [12]:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{175.1 \cdot 10^3}{1.86 \cdot 10^{-3}} = 94.1 \text{ МПа} < [\sigma]$$

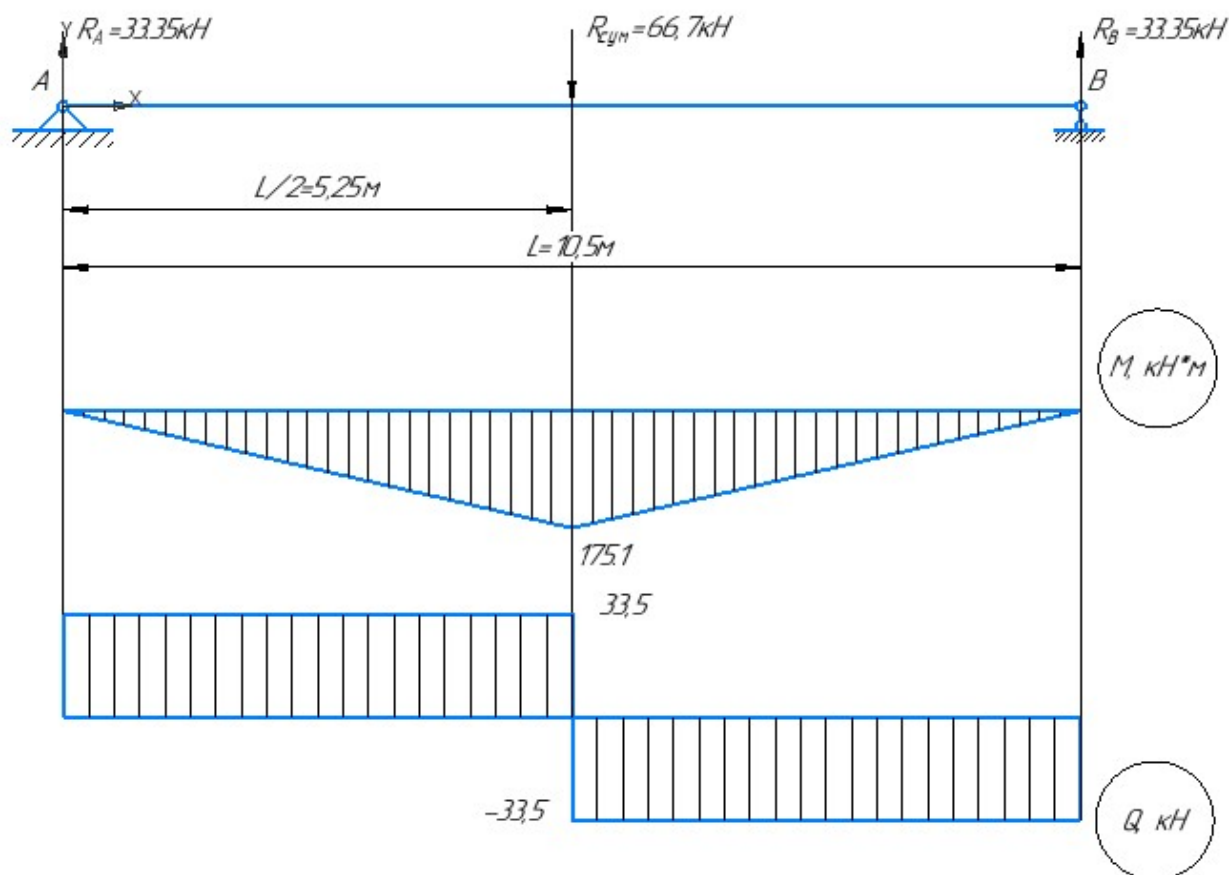


Рис.7.6. Розрахункова схема балки.

Визначимо допустимі напруження для листової сталі ст3сп5 [12]:

$$[\sigma] = \sigma_T \cdot \gamma_c$$

Де γ_c – коефіцієнт умов роботи кранових конструкцій, для даної конструкції обираємо за БНіП11-23-81 $\gamma_c = 1,1$, так як дана конструкція є суцільна складова балка виготовлена з сталі, яка має границю текучості до 400 МПа; σ_T – границя текучості сталі 3сп5 245 МПа [12]

$$[\sigma] = 245 \cdot 1,1 = 269,5 \text{ МПа}$$

Визначимо дотичні напруження при зсуві у стінках білки [12]:

$$\tau = \frac{Q * S}{J * t} = \frac{33,5 \cdot 10^3 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4}}{3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 0,006} = 19,8 \text{ МПа} < [\tau]$$

$$[\tau] = 0.58 * \frac{\sigma_T}{\gamma_T} = 135,5 \text{ МПа}$$

Де γ_T – коефіцієнт надійності для сталі ст3сп5 оберемо по БНіП11-23-81 1,05
[12]

Визначимо прогин балки за допомогою способу Верещагіна рисунок
7.7

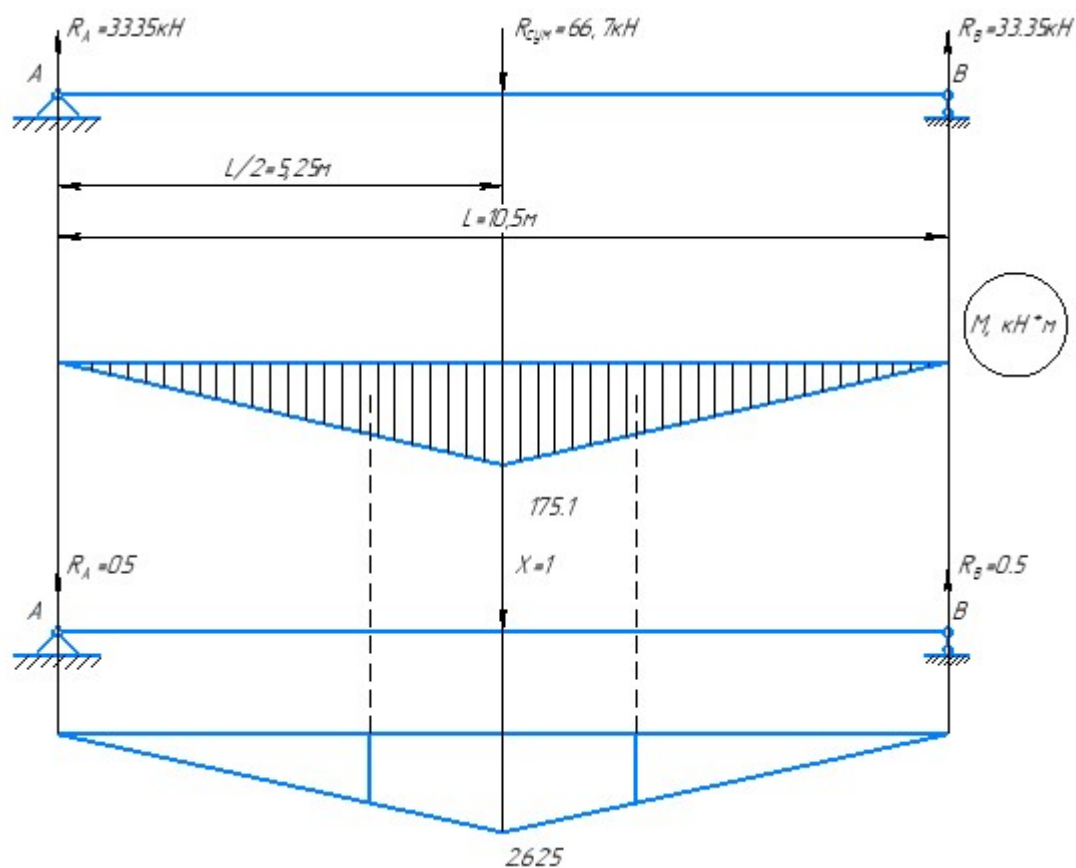


Рис.7.7 Переміщення балки під навантаженням

Прогин балки:

$$W = \left(\frac{1}{2} \cdot 5,25 \cdot 175,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 5,25 \cdot 0,5 + \frac{1}{2} \cdot 5,25 \cdot 175,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 5,25 \cdot 0,5 \right) \frac{1}{EJ}$$

$$= 0,018 \text{ м} = 1,8 \text{ см}$$

Допустимий прогин балки за БНіП11-23-81 1/500 [12]

$$\frac{1050}{500} = 2.1 \text{ см}$$

Для подальшої перевірки стійкості стінок балки необхідно визначити умовну гнучкість стінок [12]

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_{ef}}{t} \sqrt{\frac{\sigma_T}{E}} = \frac{0.4}{0.006} \sqrt{\frac{245 * 10^6}{2.1 * 10^{11}}} = 2.27$$

Де h_{ef} – висота стінки 0,4 м ; t – товщина стінки 0,006 м

За СНіП11-23-81 умовна гнучкість стінок не перевищують 2.5(При наявності місцевого навантаження), то розрахунок на стійкість стінок балки не потрібен.

Визначимо еквівалентне навантаження [12]:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} < 1.15\sigma_T \cdot \gamma_c$$

95,09МПа < 1,15 * 245 * 1,1 = 309,9МПа – умова виконується

Як бачимо всі умови міцності та жорсткості забезпечуються, то можемо приступити до перевірки розрахунку за МСЕ в програмі Ansys [12, 3 ,4].

7.3. Створення моделі та перевірка розрахунку за допомогою програмного забезпечення Ansys

Модель побудована згідно наявних креслень кран-балки.(див Додаток).

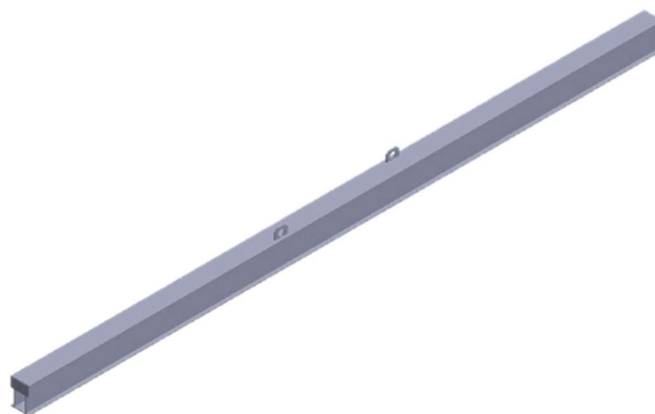


Рис.7.8. 3D-модель кран-балки для розрахунку

Для проведення аналізу необхідно створити матеріал із заданими за умовою характеристиками рисунок 7.9.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/>
6	<input checked="" type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>
7	Derive from	Young's Modu...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	<input type="checkbox"/>
9	Poisson's Ratio	0,3		<input type="checkbox"/>
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	<input type="checkbox"/>
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	<input type="checkbox"/>
12	<input checked="" type="checkbox"/> Strain-Life Parameters			<input type="checkbox"/>
20	<input checked="" type="checkbox"/> S-N Curve	<input checked="" type="checkbox"/> Tabular		<input type="checkbox"/>
24	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	269,5	MPa	<input type="checkbox"/>
25	<input checked="" type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	269,5	MPa	<input type="checkbox"/>
26	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	460	MPa	<input type="checkbox"/>
27	<input checked="" type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	270	MPa	<input type="checkbox"/>

Рис.7.8. Вікно введення властивостей матеріалу.

3D-модель для розрахунку балки виконана у вигляді 1/4 її частини, тобто і від зусиль використовувалися їх 1/4 частини. Була згенерована скінченно-елементна сітка з максимальним розміром скінченного елемента 50 мм.

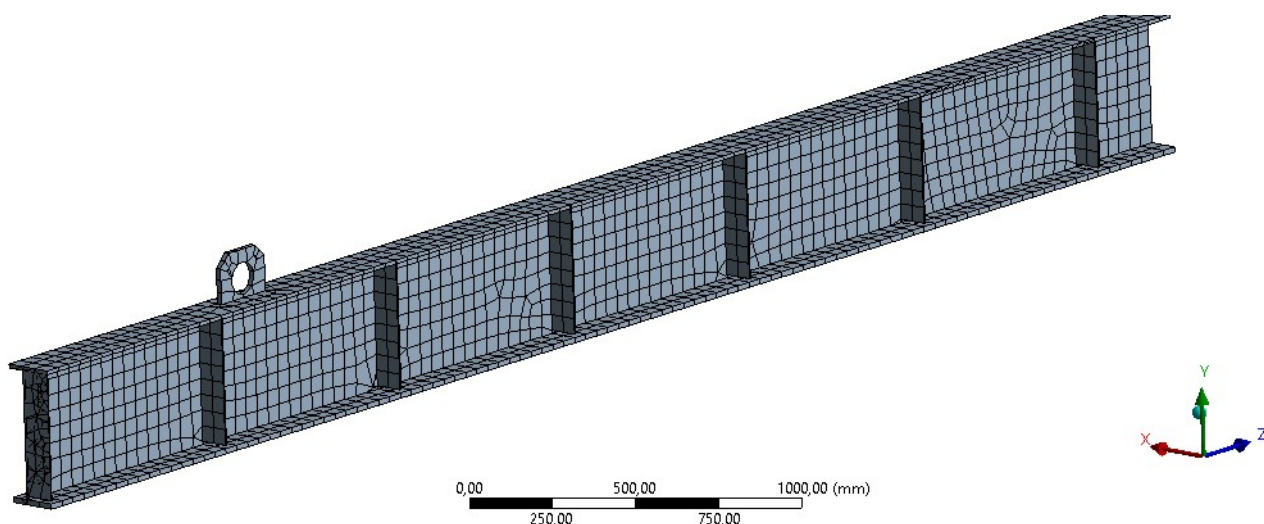


Рис.7.9. Скінчено-елементна сітка для розрахунку.

Важливо правильно вказати закріплення для моделі. Оскільки для розрахунку використовується лише 1/4 частина всієї моделі, необхідно це врахувати. Треба заборонити переміщення моделі у напрямках по нормалі до відсічених поверхонь, а також задати відповідне закріплення на торцях балки.

Відповідно до попередніх розрахунків навантаження на балку ($R_{\text{сум}}=66,7$), тому прикладемо відповідне зусилля на балку рисунок 7.10

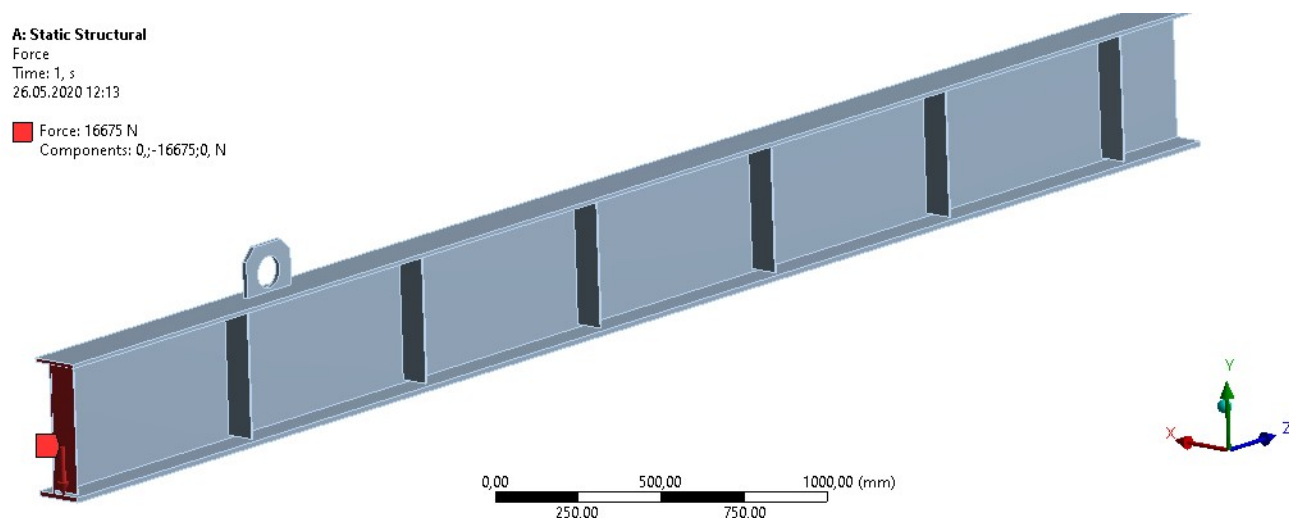


Рис.7.10 Прикладені до моделі навантаження

На малюнках 7.11-7.13. зображені отримані результати які визначені в програмному середовищі Ansys [3, 4].

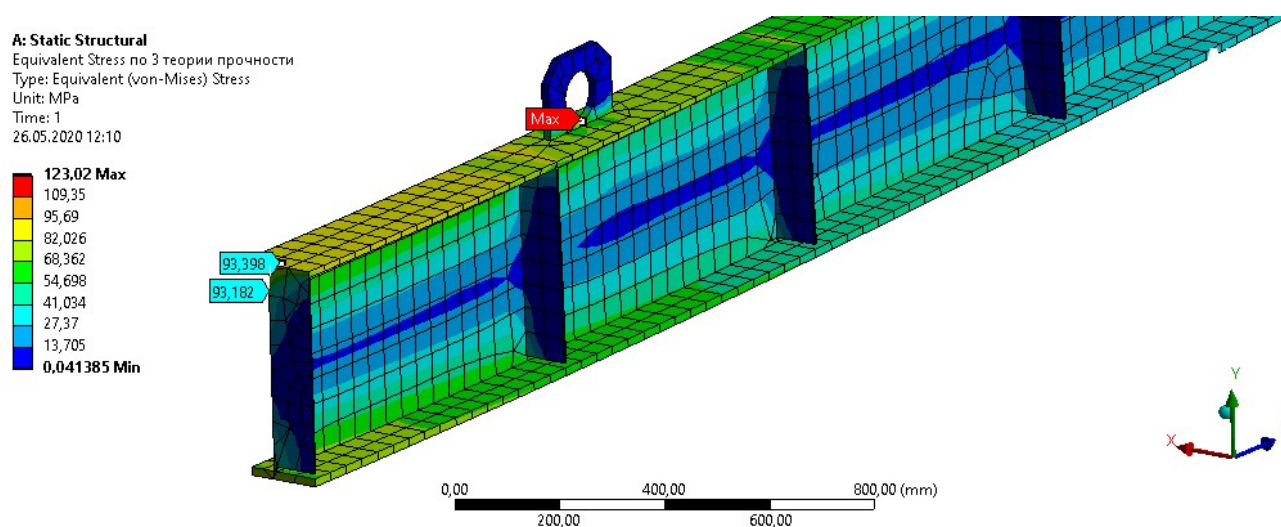


Рис.7.11 Еквівалентні напруження.

Як бачимо що максимальні напруження в отворі проушини яку зрізають після монтажу балки, а розраховані напруження в небезпечному перерізі отримуються приблизно 93,3-95,6 МПа.

A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
26.05.2020 12:14

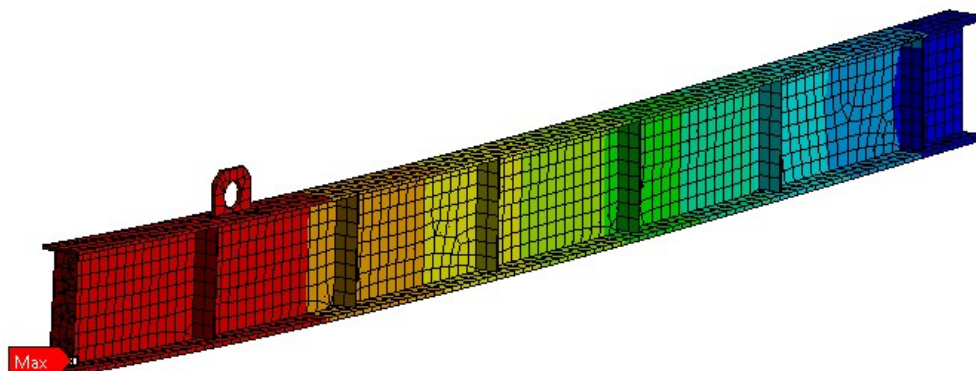
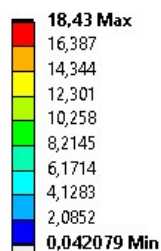


Рис.7.12 Переміщення балки під навантаженням.

A: Static Structural
Shear Stress сдвиг в площині стінки
Type: Shear Stress(YZ Plane)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
26.05.2020 12:16

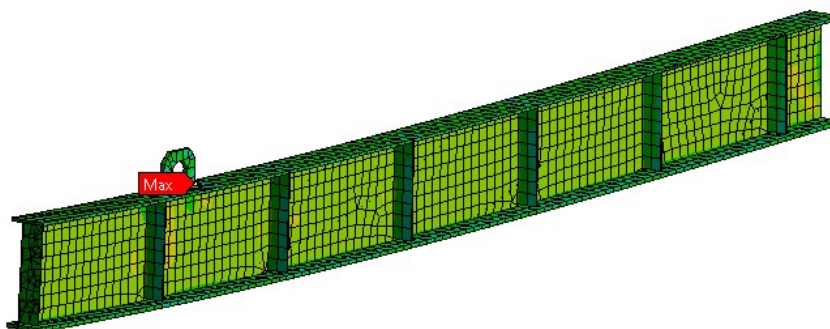
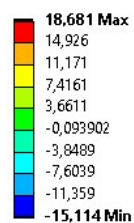


Рис.7.13.Зсув в площині стінок.

A: Static Structural
Safety Factor коеф запаса прочности по эквивалентным напряжениям
Type: Safety Factor
Time: 1
26.05.2020 12:26

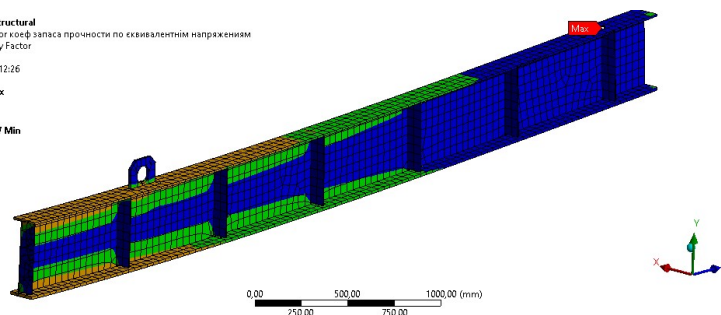


Рис.7.14. Запас міцності розрахований за Ansys.

7.4. Висновки та визначення запасу міцності балки.

Порівнюючи результати розрахунків, отриманих з допомогою методу скінченних елементів у середовищі Ansys [3, 4] на повній моделі з результатами, отриманими за стандартним формулам БНіП11-23-81 [12], бачимо, що розрахунок статичної міцності кран-балки методами опору матеріалів дає цілком задовільні результати. Тому можна зробити висновок, що оскільки розрахунки за стандартом БНіП11-23-81 [12] не потребують значних зусиль, розрахунки на міцність і жорсткість кран-балки доцільно проводити саме методами опору матеріалів за стандартами БНіП11-23-81 [12] для листових металевих конструкцій без залучення громіздких і часто вартісних розрахунків чисельними методами.

З попередніх отриманих результатів можемо визначити запас міцності кран-балки. Отже маємо максимальні еквівалентні напруження 95,09 МПа за розрахунками БНіП11-23-81, та розраховані допустимі напруження 269,5 МПа.

Запас міцності становитиме приблизно $\frac{269,5}{95,09} \approx 2,8$.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання випускної атестаційної роботи бакалавра з напрямку 0902 – Інженерна механіка для спеціальності 7.090201 – Динаміка і міцність машин / Укл.: А.Є. Бабенко, О.О. Боронко, О.П. Заховайко, Б.І. Ковальчук, К.М. Рудаков, Ю.М. Сидоренко, О.М. Чемерис. Під загальною редакцією М.І. Бобиря. – К.: НТУУ "КПІ", 2004. – 47 с.: ил.
2. Рудаков К. М. Чисельні методи аналізу в динаміці та міцності конструкцій: Навч. посібник. – К.: НТУУ „КПІ”, 2007. – 379 с.: іл.
3. ANSYS Structural Analysis Guide ANSYS Release 12.1. (2019), available at : www.ansys.com/ .
4. ANSYS Theory. (2009), available at : www.ansys.com/
5. Б.І. Ковальчук, О.П. Заховайко. Метод. вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин для студ. спец. «Динаміка і міцність машин» – К.: НТУУ «КПІ», 2011.
6. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для вузів. – К.: Вища шк., 1993.
7. 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.Протащук та ін.- К.: НТУУ «КПІ», 2000. – 40 с.
8. . Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. Учебное пособие для студентов вузов, «Машиностроение», 1973
9. Лурье А. И. Теория упругости г. Москва 1970 г. 940 стр.
10. Василенко Н.В. Теория колебаний. – Киев: Вища школа, 1992. – 423с
- 11.. «Теорія коливань та стійкості руху» Збірник завдань до курсового проектування та практичних занять для студентів спеціальності «Динаміка та міцність машин» / Укл. Бобир М.І., Бабенко А.Є., Боронко О.О. Трубачов С.І.-К.: НТУУ «КПІ», 2010.- 171 с.

12. Шлемин Ф.М, Поддубный В.П. Строительные нормы и правила г. Москва центральный институт проектирования 1990 г. 97с.
13. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование улов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высш. шк., 2007.
14. 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.
15. Опір матеріалів / Підручник. Під ред. Г.С.Писаренка. К.: Вища школа, 1993. – 655 с

ДОДАТОК.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание																				
Перв. примен.			МП6.1.УСНС3.02.00.00	Редуктор черв'ячний двоохступінчастий																						
							<u>Документація</u>																			
							<u>Сборочные единицы</u>																			
							Справ. №		1	МП6.1.УСНС3.02.01.00	Стакан	1														
									2	МП6.1.УСНС3.02.02.00	Стакан гвинта	1														
									<u>Детали</u>																	
									3	МП6.1.УСНС3.02.00.01	Корпус	1														
									4	МП6.1.УСНС3.02.00.02	Корпус	1														
									5	МП6.1.УСНС3.02.00.03	Стакан	1														
									6	МП6.1.УСНС3.02.00.04	Швидкохідний вал	1														
									7	МП6.1.УСНС3.02.00.05	Прокладка	1														
									8	МП6.1.УСНС3.02.00.06	Прокладка	1														
									9	МП6.1.УСНС3.02.00.07	Масловіддіюче кільце	1														
									10	МП6.1.УСНС3.02.00.08	Прокладка	1														
									11	МП6.1.УСНС3.02.00.09	Кришка	1														
									12	МП6.1.УСНС3.02.00.10	Прокладка	1														
									13	МП6.1.УСНС3.02.00.11	Масловіддіюче кільце	1														
									14	МП6.1.УСНС3.02.00.12	Промісний вал	1														
									15	МП6.1.УСНС3.02.00.13	Стакан	1														
16	МП6.1.УСНС3.02.00.14	Прокладка	1																							
17	МП6.1.УСНС3.02.00.15	Масловіддіюче кільце	1																							
18	МП6.1.УСНС3.02.00.16	Масловіддіюче кільце	1																							
19	МП6.1.УСНС3.02.00.17	Масловіддіюче кільце	1																							
Підп. і дата			МП6.1.УСНС3.02.00.00	Редуктор черв'ячний двоохступінчастий																						
							<u>МП6.1.УСНС3.02.00.00</u>																			
							<u>Ізм. Лист</u>																			
							<u>№ докум.</u>																			
							<u>Підп.</u>																			
							<u>Дата</u>																			
							Взам. інв. №			МП6.1.УСНС3.02.00.00	Редуктор черв'ячний двоохступінчастий															
														<u>Лит.</u>												
														<u>Лист</u>												
														<u>Листов</u>												
														1 4												
														Підп. і дата			МП6.1.УСНС3.02.00.00	Редуктор черв'ячний двоохступінчастий								
																					<u>Інт. № подл.</u>					
																					<u>Разраб.</u>					
																					<u>Пров.</u>					
																					<u>Н.контр.</u>					
																					<u>Утв.</u>					
																					Цуркан Д. О.					
																					Лавренко Я. І.					
НТУУ "КПІ" ММІ																										
Копирова																										
Формат А4																										

Формат	Зона	Паз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
				<i>Стандартные изделия</i>			
		51		Болт М6-6дх20.109.35 ГОСТ 7798-70	10		
		52		Болт М6-6дх28.109.35 ГОСТ 7798-70	4		
		53		Болт М8-6дх25.109.35 ГОСТ 7798-70	12		
		54		Болт М8-6дх40.109.35 ГОСТ 7798-70	12		
		55		Болт М12х15-6дх30.109.35 (S18) ГОСТ 7798-70	6		
		56		Болт М12х15-6дх35.109.35 (S18) ГОСТ 7798-70	6		
		57		Болт М12х15-6дх45.109.35 (S18) ГОСТ 7798-70	6		
		58		Винт АМЗ-6дх12 ГОСТ 11074-93	4		
		59		Винт АМ5-6дх14.109.35 ГОСТ 11644-75	4		
		60		Винт АМ8х1-6дх14.109.35 ГОСТ 17475-80	5		
		61		Винт М6х12 ГОСТ 28963-91	6		
		62		Кольцо А110.50 ХГА ГОСТ 13940-86	2		
		63		Крышка 2- 62 х26 ГОСТ 11641-73	1		
		64		Крышка 2- 170 х112 ГОСТ 11641-73	1		
		65		Масленка 1. 2. КД6 ГОСТ 19853-74	6		
		66		Подшипник 2007122А ГОСТ 27365-87	2		
		67		Подшипник 7309А ГОСТ 27365-87	2		
		68		Подшипник 7605А ГОСТ 27365-87	2		
		69		Рым-болт М10 ГОСТ 4751-73	4		
		70		Шайба 5 65Г ГОСТ 6402-70	4		
		71		Шайба 6 65Г ГОСТ 6402-70	20		
		72		Шайба 8 65Г ГОСТ 6402-70	24		
		73		Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70	18		
		74		Шайба А.5.02.Ст3 ГОСТ 11371-78	4		
		75		Шайба А.6.02.Ст3 ГОСТ 11371-78	20		
		76		Шайба А.8.02.Ст3 ГОСТ 11371-78	24		
		77		Шайба А.12.02.Ст3 ГОСТ 11371-78	18		
		78		Шпонка 10 х 8 х 50 ГОСТ 23360-78	1		
		79		Шпонка 28х10х160 ГОСТ29175-91	1		
		80		Пробка 2-Б 3/8-Ст3Гпс ОСТ 26.260.460-99	2		
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата	МП6.1.УСНС3.02.00.00		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			3

