

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

**Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів**

До захисту допущено:
Завідувач кафедри
_____ Сергій ПИСКУНОВ
(підпис)

« ____ » _____ 2022 р.

Дипломна робота

**на здобуття ступеня бакалавра за освітньо-професійною програмою
«Динаміка і міцність машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Проектування циліндричного двоступінчастого редуктора
удосконаленої установки СНТ-5П для випробувань матеріалів в умовах
складного напруженого стану
»**

Виконав (-ла): студент (-ка) IV курсу групи МП-81 Немикін Ілля Дмитрович	_____ (підпис)
Керівник: д.т.н., проф. Бобир Микола Іванович	_____ (підпис)
Консультант з деталей машин: к.т.н., доц. Лавренко Ярослав Іванович	_____ (підпис)
Консультант з теорії мех. і машин: к.т.н., доц. Заховайко Олександр Панасович	_____ (підпис)
Консультант з будівельної механіки: д.т.н., проф. Пискунов Сергій Олегович	_____ (підпис)
Консультант з теорії пружності: д.т.н., проф. Бабенко Андрій Єлісейович	_____ (підпис)
Консультант з чисельних методів: д.т.н., проф. Рудаков Костянтин Миколайович	_____ (підпис)
Консультант з теорії коливань: д.т.н., проф. Боронко Олег Олександрович	_____ (підпис)
Рецензент: д.т.н., проф. Данильченко Юрій Михайлович	_____ (підпис)

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

Студент (-ка) _____
(підпис)

Київ – 2022 рік

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

**Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів**

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма «Динаміка і міцність машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ПИСКУНОВ
(підпис)

«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту

Немикіну Іллі Дмитровичу

1. Тема роботи «Проектування циліндричного двоступінчастого редуктора удосконаленої установки СНТ-5П для випробувань матеріалів в умовах складного напруженого стану», керівник роботи Бобир Микола Іванович, д.т.н., проф., затверджені наказом по університету від 07.06.2022 р. № 923-с.
2. Термін подання студентом роботи 13.06.2022 р.
3. Вихідні дані до роботи Установка СНТ-5П для випробувань матеріалів в умовах складного напруженого стану, максимальна осьова сила на захваті – 110 кН, швидкість робочого ходу активного захвата – 5 мм/хв.
4. Зміст роботи Вибір двигуна, розрахунок і проектування передач та валів редуктора, проектування корегованого евольвентного зачеплення, розрахунок круглій ступінчатої пластини, розв'язання осесиметричної задачі методами теорії пружності, розрахунок деформованого стану випробувального зразка, визначення власних частот та відповідних власних форм коливань вала, оригінальна частина.
5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням презентацій тощо) 10 слайдів у презентації, записка містить 114 сторінок, 33 ілюстрації, 3 таблиці, додаток та 10 джерел використаної літератури.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Деталі машин	Лавренко Я.І., доц.		
Теорія механізмів і машин	Заховайко О.П., доц..		
Будівельна механіка	Пискунов С.О., проф.		
Теорія пружності	Бабенко. А.Є., проф.		
Чисельні методи	Рудаков К.М., проф.		
Теорія коливань	Боронко О.О., проф.		

7. Дата видачі завдання 01.10.2021 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури	01.12.2021 р.	
2	Виконання 1-2 розділів	01.02.2022 р.	
3	Виконання 3-4 розділів	01.04.2022 р.	
4	Виконання 5-6 розділів	01.06.2022 р.	
5	Передзахист	13.06.2022 р.	
6	Захист дипломної роботи	20.06.2022 р.	

Студент

Ілля НЕМИКІН

Керівник

Микола БОБИР

АНОТАЦІЯ

Мета даної роботи присвячена проектуванню циліндричного двоступінчастого редуктора удосконаленої установки СНТ-5П для випробувань матеріалів в умовах складного напруженого стану. В роботі були спроектовані елементи приводу випробувальної установки, оптимізовано зубчасту циліндричну передачу; розраховано методом скінчених елементів зразок круглої ступінчастої пластини; методами теорії пружності був розрахований напружений стан ексцентричного кільця при крученні моментом, а також були проведені числові розрахунки власних частот та відповідних власних форм проміжного валу модифікованого редуктора установки СНТ-5П.

Дана робота містить в собі: 24 ілюстрації, 2 додатки та 10 джерел використаної літератури.

Ключові слова: *установка, електромеханічний привід, зубчата циліндрична передача, редуктор, метод скінчених елементів, зразок, напружено-деформований стан, ступінчаста пластина, коливання, власні частоти, базисна функція.*

Робота має текстову та графічну частину, а також містить 2 додатки зі специфікаціями до креслень. Під час її виконання були застосовані сучасні програмні засоби на ПЕОМ.

ABSTRACT

The purpose of this work is devoted to the calculation and design of structural elements and components of the SNT-5P machine for testing materials in conditions of complex stress. The drive elements of the test setup were designed, the gear transmission was optimized; calculated by the method of finite elements, a sample of a round stepped plate; The stress state of the eccentric ring at torsional moment was calculated by the methods of the theory of elasticity, and also numerical calculations of natural frequencies and corresponding natural forms of the intermediate shaft of the modified reducer of the SNT-5P machine were carried out.

This work contains: 24 illustrations, 2 additions and 10 sources of literature.

Keywords: electromechanical drive, reducer, gear cylindrical transmission, finite element method, sample, installation, stress-strain state, stepped plate, oscillations, natural frequencies, basic function.

The work consists of text and graphic parts, and also contains an 2 additions with specifications for drawings and is made using modern software on a PC.

Зміст

1. ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИПРОБУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ СНТ-5П	9
<i>1.1. Проектний розрахунок</i>	<i>9</i>
1.1.1. Опис прототипу та кінематична схема привода 9	9
1.1.2. Вибір двигуна	12
1.1.3. Кінематичний і силовий розрахунок привода	13
<i>1.2. Розрахунок передач редуктора</i>	<i>15</i>
1.2.1. Розрахунок косозубої циліндричної передачі	15
1.2.2. Параметри навантаження зубчастої передачі	15
1.2.3. Матеріали зубчастих коліс.....	16
1.2.4. Допустимі напруження.....	16
1.2.5. Проектний розрахунок передачі.....	17
1.2.6. Попередні значення деяких параметрів передачі.....	18
1.2.7. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість.....	18
1.2.8. Розрахунок допустимих поверхонь зубців на контактну міцність.....	19
1.2.9. Розрахунок зубців на витривалість при згині.....	19
1.2.10. Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням	20
1.2.11. Розрахунок параметрів зубчастої передачі	21
1.2.12. Розрахунок сил у зачепленні передачі.....	21
<i>1.3. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі</i>	<i>22</i>
1.3.1. Параметри навантаження зубчастої передачі	22
1.3.2. Матеріали зубчастих коліс	22
1.3.3. Допустимі напруження	22
1.3.4. Проектний розрахунок передачі	24
1.3.5. Попередні значення деяких параметрів передачі	25
1.3.6. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість	25
1.3.7. Розрахунок допустимих поверхонь зубців на контактну міцність	26
1.3.8. Розрахунок зубців на витривалість при згині	26
1.3.9. Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням	27
1.3.10. Розрахунок параметрів зубчастої передачі	28
1.3.11. Розрахунок сил у зачепленні передачі	28

<i>1.4. Розрахунок валів та їх опор</i>	29
1.4.1. Розрахунок швидкохідного вала	29
1.4.1.1. Проектний розрахунок і конструювання вала	29
1.4.2. Розрахунок проміжного вала	29
1.4.1.1. Проектний розрахунок і конструювання вала	29
1.4.2.2. Перевірка статичної міцності вала.....	29
1.4.2.3. Розрахунок вала на витривалість	32
1.4.2.4. Розрахунок вала на жорсткість	33
1.4.2.5. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників ..	35
1.4.2.6. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник	36
1.4.2.7. Розрахунок довговічності підшипника	36
1.4.2.8. Підбір і перевірка на міцність шпонки вала	37
1.4.3. Розрахунок тихохідного вала	37
1.4.3.1. Проектний розрахунок і конструювання вала	37
 <i>1.5. Проектування і розрахунок інших елементів привода</i>	37
1.5.1. Тепловий розрахунок редуктора	37
1.5.2. Визначення кількості і сорту мастила	38
 2. ПРОЕКТУВАННЯ КОРЕГОВАНОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС	39
2.1. Мета проведення корегування	39
2.2. Вибір коефіцієнтів зміщення	39
2.3. Розрахунок параметрів некорегованої передачі.....	40
2.4. Розрахунок параметрів корегованої передачі	43
2.5. Висновки	48
 3. РОЗРАХУНОК ОПОРНОЇ ПЛИТИ СХІДЧАСТО-ЗМІННОЇ ТОВЩИНИ	49
3.1. Обчислення характеристик ділянок	49
3.2. Обчислення векторів навантажень.....	50
3.3. Обчислення векторів стану	51
3.4. Обчислення колових згинальних моментів	52
3.5. Обчислення допустимого навантаження	53
3.6. Обчислення прогинів	54

4. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНОГО ЕЛЕМЕНТА МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ	56
4.1. Задача Сен-Венана для ексцентричного кільця	56
4.2. Приближене рішення задачі кручення	59
5. ПРОЕКТУВАННЯ ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ	62
5.1. Вибір типу зразка та його конструювання	62
5.2. Постановка крайової задачі пружності	63
5.3. Метод розв'язування крайової задачі лінійної пружності	65
5.4. Розрахункова схема	67
5.5. Результати розрахунків	68
6. РОЗРАХУНКИ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ВІДПОВІДНИХ ВЛАСНИХ ФОРМ КРУТИЛЬНИХ ТА ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ	70
6.1. Визначення власних крутильних частот	70
6.2. Визначення власних згинальних частот методом сил	75
6.3. Визначення першої власної частоти методом Релея	79
6.4. Визначення першої власної частоти методом Донкерлі	80
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	82
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	84

1. ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИПРОБУВАЛЬНОЇ

УСТАНОВКИ СНТ-5П

1.1. Проектний розрахунок

1.1.1. Опис прототипу та кінематична схема привода

Кінематична схема випробувальної установки СНТ-5П є частиною вихідних даних для проектування, метою якого є модернізація даної машини.

Технічна характеристика випробувальної установки СНТ-5П:

1. Максимальне осьове зусилля $F=110$ Кн,
на стиск $F=10$ Кн.
2. Швидкість переміщення захвату $V=5$ мм/хв.
3. Максимальний крутний момент $0,8$ кН*м.
4. Максимальний тиск в зразку 50 МПа.
5. Діапазон температур випробувань - $180...600^{\circ}\text{C}$.

Установка СНТ-5П призначена для дослідження механічних властивостей металів за складного напруженого стану.

Установка створює осьове навантаження наступним чином: крутний момент від двигуна через циліндричну передачу передається на черв'як, черв'ячне колесо обертає вал з черв'яком, який в свою чергу з'єднаний з черв'ячним колесом, який передає оберти на шліцевий вал із встановленим веденим валом. На ведений вал передається крутний момент, який зумовлює його рух і відповідно розтяг зразка силою F .

Кінематична схема(рис 1.1, 1.2.) і опис прототипу:

Зразок 1 знаходиться в гідравлічних захватах 2,3. Випробування проводяться в вакуумній камері 4.

Станина навантажуючого пристрою є рамою, що складається з основи і траверси, сполучених двома колонами. У траверсі встановлений робочий

гідроциліндр 10 і рейкова зубчаста передача 11, що дозволяє також випробувати зразок 1 на кручення. Керується золотником 12.

Захвати машини 5,6 для їх переміщення має механічний привід, за допомогою якого встановлюється необхідний робочий простір, що відповідає розмірам випробовуваного зразка. Привід пасивного захоплення складається з електродвигуна 25, черв'ячної передачі 26, гвинта 27 і циліндричного двохступінчатого редуктора 7, розташованих в основі. Черв'ячне колесо 26 є одночасно гайкою, що сполучається з гвинтом 27, до якого кріпиться робочий захват 6. В процесі переміщення гвинт із захопленням утримується від провертання за допомогою універсального шарніра 8.

В процесі роботи в захват 3 з напірної гідромагістралі подається тиск.

Управління захватами гідравлічне через блок контрольно-регулювальної апаратури 21, який з'єднаний з плунжерами 9.

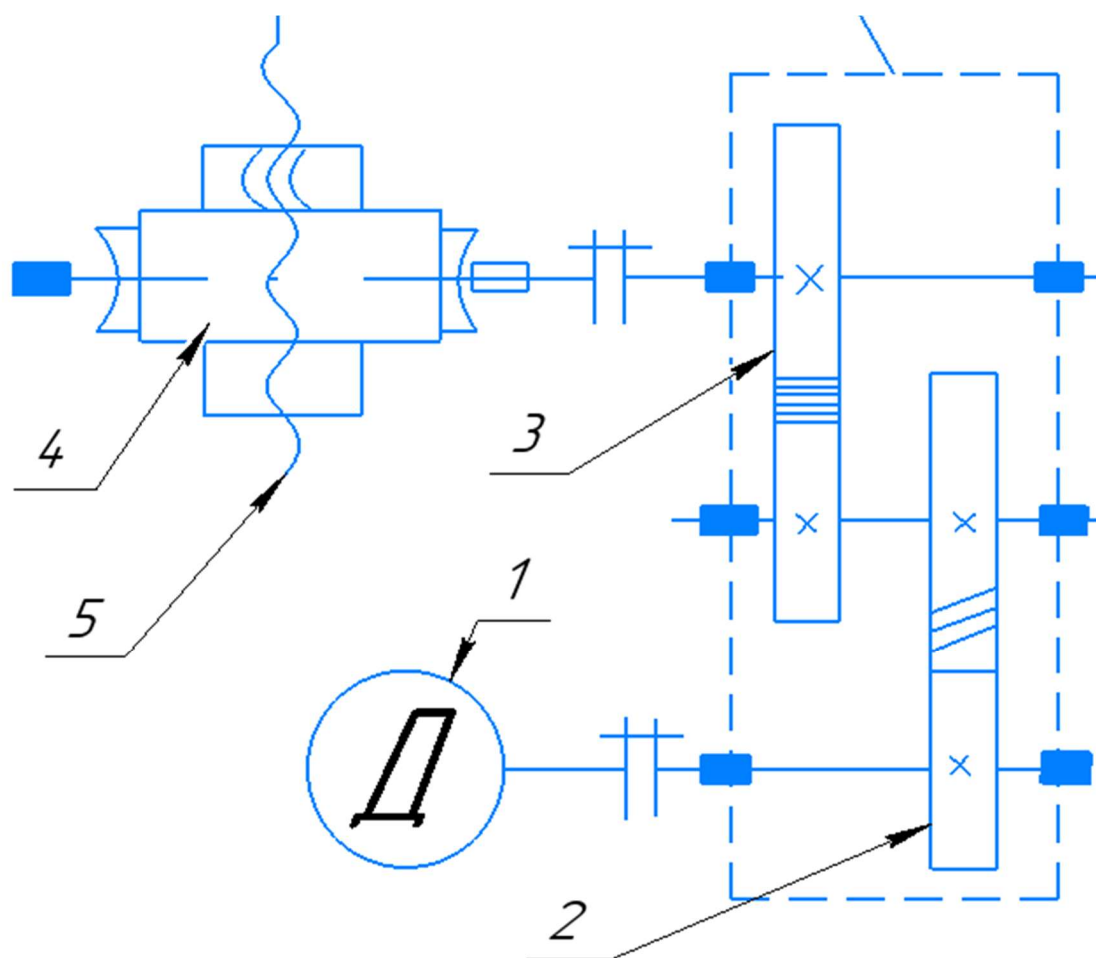


Рис. 1.1. Кінематична схема приводу: 1- двигун, 2 – циліндрична косозуба передачі; 3 – циліндрична прямозуба; 4 – черв'ячна передача; 5 – гвинт.

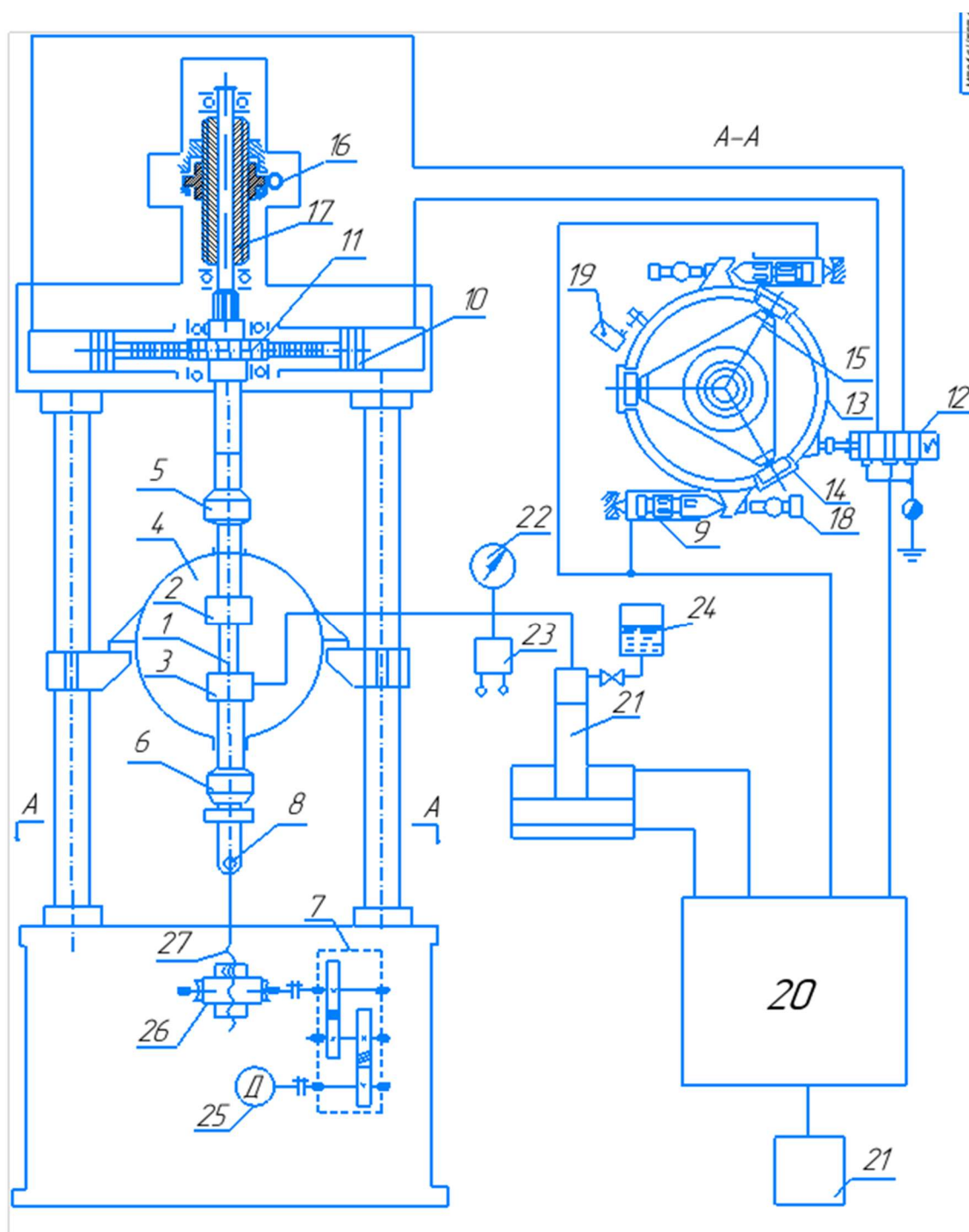


Рис. 1.2. установка: 1 трубчатый зразок; 2, 3 рабочие захваты; 4 вакуумная камера; 5, 6 захваты машины; 7 цилиндрический двухступенчатый редуктор; 8 универсальный шарнир; 9 плунжеры; 10 гидроцилиндры; 11 рейковая зубчатая передача; 12 золотник; 13 барабан; 14 подшипники; 15 хрестовина; 16 червячный редуктор; 17 резьбовая втулка; 18 упоры; 19 микровимикач; 20 насос; 21 блок контрольно-регулювальної апаратури; 22 манометр; 23 електричний датчик тиску; 24 резервуар; 25 електродвигун, 26 черв'ячна передача, 27 гвинт.

1.1.2. Вибір двигуна

Розраховуємо номінальну потужність на валу двигуна:

$$P_H = F \cdot V = 110000 \cdot 5 \cdot 10^{-3} / 60 = 9,16 \text{ Вт};$$

Знайдемо ККД редуктора:

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

η_1 – ККД косозубої циліндричної передачі

η_2 – ККД прямозубої циліндричної передачі

η_3 – ККД черв'ячної передачі

η_4 – ККД передачі гвинт-гайка

η_5 – ККД однієї пари підшипників

k – кількість пар підшипників

$$\eta = 0,985 \cdot 0,975 \cdot 0,55 \cdot 0,6 \cdot 0,999 = 0,3029;$$

Визначаємо загальне орієнтовне передатне відношення привода:

$$i = i'_1 i'_2 i'_3, \text{ де}$$

i'_1 – орієнтовне передатне відношення прямозубої циліндричної передачі

i'_2 – орієнтовне передатне відношення косозубої циліндричної передачі

i'_3 – орієнтовне передатне відношення черв'ячної передачі

$$i = 4 \cdot 5 \cdot 60 = 1200;$$

Орієнтовна частота обертання валу двигуна

$$n'_{\text{ос}} = n i';$$

$$n = V / p z = 5 / (7 \cdot 1) = 0,714;$$

$$n'_{\text{дв}} = 1200 \cdot 0,714 = 857,143 \text{ хв}^{-1};$$

$$P_1 = 9,16 / 0,3029 = 30,26 \text{ Вт};$$

Приймаємо електродвигун 4А50В4У3 з параметрами:

$$P = 90 \text{ Вт}; n = 1370 \text{ хв}^{-1}. [1]$$

1.1.3. Кінематичний і силовий розрахунок привода

Обравши двигун уточнимо загальне передатне відношення привода

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{1370}{0,714} = 1918$$

Обчислимо розбивку між окремими передачами, так щоб

$$i = i_1 i_2 i_3$$

i_1 – передатне відношення косозубої циліндричної передачі

i_2 – передатне відношення прямозубої циліндричної передачі

i_3 – передатне відношення червячної передачі

Визначаємо кутові швидкості усіх валів привода:

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 1370}{30} = 143,39 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{143,39}{4,5} = 31,44 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = \frac{31,44}{6} = 5,25 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = \frac{5,25}{70} = 0,074 \text{ с}^{-1}$$

Знайдемо потужності:

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

$$P_1 = 90 \text{ Вт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_1 = 90 * 0,985 = 88,65 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \eta_2 = 88,65 * 0,985 = 87,32 \text{ Вт};$$

$$P_4 = P_3 \eta_3 = 87,32 * 0,975 = 85,13 \text{ Вт}$$

Знайдемо крутні моменти:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{90}{143,39} = 0,6276 \text{ Н * м};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{88,65}{31,44} = 2,819 \text{ Н * м};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{86,43}{5,25} = 16,464 \text{ Н * м};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{85,13}{0,074} = 1139,27 \text{ Н * м};$$

Кінематичні та силові характеристики привода наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Кінематичні та силові характеристики привода

	Вали			
	I	II	III	IV
Передачі	Муфта (двигун)		Косозуба циліндрична	Прямозуба циліндрична
η	0,985		0,985	0,975
i	-		4,5	6
ω , с ⁻¹	143,39	31,44	5,25	0,074
n, об/хв	1370	300,439	50,156	0,714
T , Н*м	0,6276	2,819	16,464	1139,27
P , Вт	90	88,65	87,32	85,13

1.2. Розрахунок передач редуктора

1.2.1. Розрахунок косозубої циліндричної передачі

Схему передачі наведено на Рис. 1.3.

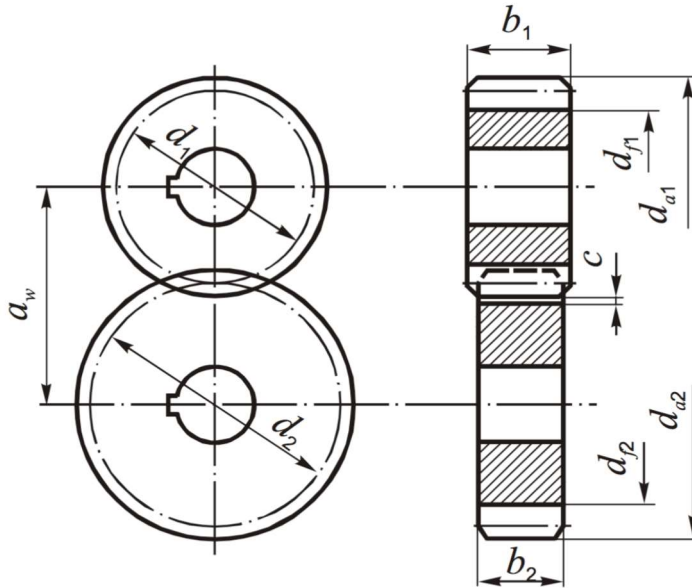


Рис. 1.3. Схема косозубої циліндричної передачі

1.2.2. Параметри навантаження зубчастої передачі

Знайдемо максимальний обертовий момент при короткочасному перевантаженні до 200% :

$$T_{1max} = 2 * T_1 = 2 * 2,819 = 5,638 \text{ Н * м};$$

Число циклів навантаження зубців шестерні:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800 * \omega_1 * h}{\pi} = \frac{1800 * 31,44 * 20000}{3,14} = 3,61 * 10^8 \text{ циклів};$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i} = \frac{3,61 * 10^8}{4,5} = 79,06 * 10^6 \text{ циклів.}$$

Вирахуємо еквівалентні числа циклів навантаження для розрахунків на контактну втому N_{HE} і втому при згині N_{FE} з врахуванням коефіцієнтів інтенсивності $K_{HE} = 0,18$; $K_{FE} = 0,07$ для режиму навантаження[1,2]:

$$N_{HE1} = K_{HE} * N_{\Sigma 1} = 0,18 * 3,61 * 10^8 = 64,89 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE2} = K_{HE} * N_{\Sigma 2} = 0,18 * 79,06 * 10^6 = 14,23 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{FE1} = K_{FE} * N_{\Sigma 1} = 0,07 * 3,61 * 10^8 = 25,23 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{FE2} = K_{FE} * N_{\Sigma 2} = 0,07 * 79,06 * 10^6 = 55,34 * 10^5 \text{ циклів};$$

1.2.3. Матеріали зубчастих коліс

Для виготовлення шестерні та зубчатого колеса вибираємо сталь 40Х із термообробкою – поліпшення. Для шестерні твердість поверхні зубців $H_1=295HB$, $\sigma_{b1}=900$ МПа, $\sigma_{T1}=750$ МПа; для колеса $H_2=245HB$, $\sigma_{b2}=790$ МПа, $\sigma_{T2}=640$ МПа.[2]

1.2.4. Допустимі напруження

Допустимі напруження на контактну витривалість. Границя контактної витривалості зубців шестерні і колеса:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 * H_1 + 70 = 2 * 295 + 70 = 660 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 * H_2 + 70 = 2 * 245 + 70 = 560 \text{ МПа};$$

База випробувань для матеріалів шестерні та колеса:

$$N_{HO1} = 30 * H_1^{2,4} = 30 * 295^{2,4} = 2,53 * 10^7 \text{ циклів};$$

$$N_{HO2} = 30 * H_2^{2,4} = 30 * 245^{2,4} = 1,62 * 10^7 \text{ циклів};$$

Оскільки $N_{HE1} > N_{HO1}$; $N_{HE2} < N_{HO2}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса $K_{HL}=1.(<1.8)$

Приймаємо шорсткість поверхонь зубців $R_a=1,25 \dots 0,63$. Тоді коефіцієнт $Z_R=1$. Для коліс з однорідною структурою коефіцієнт запасу $s_H=1,1$.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1} * Z_R * K_{HL}}{s_H} = \frac{660 * 1 * 1}{1,1} = 600 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2} * Z_R * K_{HL}}{s_H} = \frac{560 * 1 * 1}{1,1} = 509,09 \text{ МПа};$$

Розрахункове допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(600 + 509,09) = 499,09 \text{ МПа};$$

Перевіримо умову:

$$[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{H2} \leq 1,23 * 509,09 \leq 626,18 \text{ МПа};$$

Допустимі навантаження на витривалість при згині:

Границі витривалості зубців при згині для бази випробувань $N_{FO} = 4 * 10^6$.

$$\sigma_{Flimb1} = 1,8 * H_1 = 1,8 * 295 = 531 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1,8 * H_2 = 1,8 * 245 = 441 \text{ МПа};$$

Оскільки умова $N_{FE1} < N_{FO}$, $N_{FE2} < N_{FO}$, виконується то коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса $K_{FE} = 1$. За реверсивності передачі $K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} * (\frac{T_1^{**}}{T_1})$. За поліпшення $\gamma_{FC} = 0,35$. Коефіцієнт запасу $S_F = 2,2$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Fli} * K_{FC} * K_{FE}}{S_F} = \frac{531 * 1 * 1}{2,2} = 241,36 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb2} * K_{FC} * K_{FE}}{S_F} = \frac{441 * 1 * 1}{2,2} = 200,45 \text{ МПа}.$$

Допустиме граничне контактне навантаження:

$$[\sigma]_{Hmax} \leq 2,8 * \sigma_{T2} = 2,8 * 640 = 1792 \text{ МПа}.$$

Граничні допустимі напруження на згин для зубців шестерні та колеса[1,2]:

$$[\sigma]_{F1max} = 4,8 \frac{H_1}{S_F} = 4,8 \frac{295}{2,2} = 643,63 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2max} = 4,8 \frac{H_2}{S_F} = 4,8 \frac{245}{2,2} = 534,54 \text{ МПа}.$$

1.2.5. Проектний розрахунок передачі

Попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,315$.

$$\psi_{bd} = 0,5 * \psi_{ba} (U + 1) = 0,5 * 0,4 (4,5 + 1) = 1,112;$$

В залежності від ψ_{bd} і $H < 350 \Rightarrow K_{H\beta} = 1,1$; $K_{\alpha} = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубого зачеплення.

Мінімальна міжосьова відстань передачі:

$$\begin{aligned} a_{\omega min} &= K_{\alpha} (U + 1)^3 \sqrt{\frac{T_{1H} * K_{H\beta}}{U * \psi_{ba} * [\sigma]_H^2}} = 430 (4 + 1)^3 \sqrt{\frac{2,89 * 1,1}{4,5 * 0,4 * 499,09^2}} \\ &= 45,35 \text{ мм}; \end{aligned}$$

Фактично конструктивна $a_{\omega} = 60 \text{ мм}$;

Число зубців: $z_1 = 17$; $z_2 = U * z_1 = 4,5 * 16 = 78$.

$$\beta = 8,28^\circ \quad \cos(\beta) = 0,989$$

Модуль зубців:

$$m'_n = \frac{2 * a_{\omega} * \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 * 60 * 1}{17 + 78} = 1,21 \text{ мм};$$

Згідно з ГОСТ $m_n = 1.25$ мм.

Перераховуємо a_ω при $m_n = 1.25$

$$a_\omega = \frac{m(z_1 + z_2)}{2\cos(\beta)} = \frac{1.25(17 + 78)}{2 * 0.989} = 60.002 \text{ мм};$$

Приймаємо $a_\omega = 60$ мм.

1.2.6. Попередні значення деяких параметрів передачі

1) Ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_1 = \frac{m_n * z_1}{\cos\beta} = \frac{2 * 17}{0.989} = 21.5 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n * z_2}{\cos\beta} = \frac{2 * 78}{0.989} = 98.5 \text{ мм}.$$

2) Ширина зубчастих вінців:

$$b_2 = \psi_{ba} * a_\omega = 0.4 * 60 = 24 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 2 \text{ мм} = 26 \text{ мм}.$$

3) Колова швидкість зубчастих коліс:

$$V = 0.5 * \omega_1 * d_1 = 0.5 * 31.44 * 21.5 * 10^{-3} = 0.337 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Вибираємо ступінь точності $n_{\text{СТ}} = 9$ для всіх показників точності зубчастих коліс і передачі[2].

4) Еквівалентна кількість числа зубців шестерні та колеса:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos(\beta)} = 17.54; z_{V2} = \frac{z_2}{\cos(\beta)} = 80.48.$$

5) Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{78} \right) \right] = 1.163$$

6) Колова сила у зачепленні коліс:

$$F_t = \frac{2 * T_1}{d_1} = \frac{2 * 2.81 * 10^3}{21.5} = 262.56 \text{ Н}.$$

1.2.7. 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 $Z_H = 1,77 * \cos\beta = 1,77 * 0,989 = 1,751$;
- коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній при $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,163}} = 0,782$;
- коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями в залежності від колової швидкості та ступеня точності $K_{H\alpha} = 1,13$;
- коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця $K_{H\beta} = 1,1$;
- коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців в залежності від колової швидкості, твердості зубців колеса та ступеня точності $K_{HV} = 1,07$.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} * K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{HV} = \frac{262,56}{24} * 1,13 * 1,1 * 1,07 = 14,55 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M * Z_H * Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} * \frac{U+1}{U}} = 275 * 1,751 * 0,782 \sqrt{\frac{14,55}{21,5} * \frac{4,5+1}{4,5}} \\ &= 342,58 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

Стійкість зубців проти втомного викривування їхніх поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H = 342,58 \text{ МПа}$, а $[\sigma]_H = 499,09 \Rightarrow \sigma_H < [\sigma]_H$.

1.2.8. Розрахунок допустимих поверхонь зубців на контактну міцність

Під час перенавантаження максимальне контактне напруження:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} = 342,58 \sqrt{\frac{5,638}{2,819}} = 685,17 \text{ МПа}.$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки: $\sigma_{Hmax} < [\sigma]_{Hmax}$

1.2.9. Розрахунок зубців на витривалість при згині

Розрахунок зубців на витривалість[1,2]:

- коефіцієнти форми зубців $Y_{F1} = 4,26$; $Y_{F2} = 3,6$;

- коефіцієнт перекриття зубців $Y_\varepsilon = 1$;
- коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями $K_{F\alpha} = \frac{[4+(\varepsilon_\alpha-1)(n_{CT}-5)]}{4*\varepsilon_\alpha} = \frac{[4+(1,163-1)(9-5)]}{4*1,163} = 1$;
- коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині зубчастих вінців $K_{F\beta} = 1,3$;
- коефіцієнт динамічного навантаження зубців в залежності від колової швидкості, твердості зубців колеса та ступеня точності $K_{FV} = 1,2$.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} * K_{F\alpha} * K_{F\beta} * K_{FV} = \frac{262,56}{24} * 1 * 1,3 * 1,2 = 17,066 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Розрахункове напруження згину у зубцях шестерні та колеса:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} * Y_\varepsilon * Y_\beta * \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 4,26 * 1 * 0,953 * \frac{17,066}{2} = 55,48 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} * Y_\varepsilon * Y_\beta * \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 3,6 * 1 * 0,953 * \frac{17,066}{2} = 46,89 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується:

$$[\sigma]_{F1} = 241,36 \text{ МПа}; [\sigma]_{F2} = 200,45 \text{ МПа}.$$

1.2.10. Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням

Максимальні напруження згину при перевантаженні [1]:

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \frac{T_{1max}}{T_1} = 55,48 \frac{5,638}{2,819} = 110,975 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2} \frac{T_{1max}}{T_1} = 46,89 \frac{5,638}{2,819} = 93,78 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згин при дії максимального навантаження також забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші, ніж граничні напруження:

$$[\sigma]_{F1max} = 643,36 \text{ МПа}; [\sigma]_{F2max} = 534,54 \text{ МПа}.$$

1.2.11. Розрахунок параметрів зубчатої передачі

1) Розміри елементів зубців:

а) висота головки зубця:

$$h_a = m_n = 1,25 \text{ мм};$$

б) висота ніжки зубця:

$$h_f = 1,25 * m_n = 1,25 * 1,25 = 1,56 \text{ мм};$$

в) кут профілю зубців:

$$\alpha_n = 20^\circ.$$

2) Розміри вінців зубчастих коліс:

а) ділильні діаметри

$$d_1 = 21,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = 98,5 \text{ мм};$$

б) діаметри вершин зубців:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m_n = 21,5 + 2 * 1,25 = 24 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m_n = 98,5 + 2 * 1,25 = 101 \text{ мм}.$$

в) діаметри впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 * m_n = 21,5 - 2,5 * 1,25 = 18,4 \text{ мм (18,375)};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 * m_n = 98,5 - 2,5 * 1,25 = 95,4 \text{ мм(98,375)}.$$

г) міжосьова відстань передачі:

$$a_\omega = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 * \cos(\beta)} = \frac{2(17 + 78)}{2 * 0,989} = 60 \text{ мм}.$$

1.2.12. Розрахунок сил у зачепленні передачі

Колова сила: $F_t = 262,56 \text{ Н};$

Радіальна сила: $F_r = \frac{F_t * \operatorname{tg} \beta}{\cos \beta} = \frac{262,56 * \operatorname{tg} 20^\circ}{0,989} = 95,57 \text{ Н}.$

Осьова сила: $F_a = F_t * \operatorname{tg}(\beta) = 38,203 \text{ Н}.$

1.3. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі

Схему передачі наведено на Рис. 1.3.

1.3.1. Параметри навантаження зубчастої передачі

Знайдемо максимальний обертовий момент при короткочасному перевантаженні до 200% :

$$T_{2max} = 2 * T_2 = 2 * 16,46 = 32,92 \text{ Н * м};$$

Число циклів навантаження зубців шестерні:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800 * \omega_1 * h}{\pi} = \frac{1800 * 5,24 * 20000}{3,14} = 60,18 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i} = \frac{60,18 * 10^6}{6} = 10,04 * 10^6 \text{ циклів}.$$

Вирахуємо еквівалентні числа циклів навантаження для розрахунків на контактну втому N_{HE} і втому при згині N_{FE} з врахуванням коефіцієнтів інтенсивності $K_{HE} = 0,25$; $K_{FE} = 0,143$ для режиму навантаження[1,2]:

$$N_{HE1} = K_{HE} * N_{\Sigma 1} = 0,18 * 60,18 * 10^6 = 10,83 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE2} = K_{HE} * N_{\Sigma 2} = 0,18 * 10,04 * 10^6 = 1,8 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{FE1} = K_{FE} * N_{\Sigma 1} = 0,07 * 60,18 * 10^6 = 4,21 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{FE2} = K_{FE} * N_{\Sigma 2} = 0,07 * 10,04 * 10^6 = 0,7 * 10^6 \text{ циклів};$$

1.3.2. Матеріали зубчастих коліс

Для виготовлення шестерні та зубчатого колеса вибираємо сталь 40Х із термообробкою – поліпшення. Для шестерні твердість поверхні зубців $H_1=302HB$, $\sigma_{b1}=900$ МПа, $\sigma_{T1}=750$ МПа; для колеса $H_2=262HB$, $\sigma_{b2}=790$ МПа, $\sigma_{T2}=640$ МПа.[2]

1.3.3. Допустимі напруження

Допустимі напруження на контактну витривалість. Границя контактної витривалості зубців шестерні і колеса:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 * H_1 + 70 = 2 * 302 + 70 = 674 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 * H_2 + 70 = 2 * 262 + 70 = 594 \text{ МПа};$$

База випробувань для матеріалів шестерні та колеса:

$$N_{HO1} = 30 * H_1^{2,4} = 30 * 302^{2,4} = 26,86 * 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HO2} = 30 * H_2^{2,4} = 30 * 262^{2,4} = 19,1 * 10^6 \text{ циклів};$$

Оскільки $N_{HE1} < N_{HO1}$; $N_{HE2} < N_{HO2}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірни та колеса $K_{HL}=1,5$ ($<1,8$)

Приймаємо шорсткість поверхонь зубців $R_a=1,25 \dots 0,63$. Тоді коефіцієнт $Z_R=1$. Для коліс з однорідною структурою коефіцієнт запасу $s_H=1,1$.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1} * Z_R * K_{HL}}{s_H} = \frac{674 * 1 * 1,5}{1,1} = 919,09 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2} * Z_R * K_{HL}}{s_H} = \frac{649 * 1 * 1,5}{1,1} = 810 \text{ МПа};$$

Розрахункове допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(919,09 + 810) = 778,09 \text{ МПа};$$

Перевіримо умову:

$$[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{H2} \leq 1,23 * 778,09 \leq 996,3 \text{ МПа};$$

Допустимі навантаження на витривалість при згині:

Границі витривалості зубців при згині для бази випробувань $N_{FO} = 4 * 10^6$.

$$\sigma_{Flimb1} = 1,8 * H_1 = 1,8 * 302 = 543,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb} = 1,8 * H_2 = 1,8 * 262 = 471,6 \text{ МПа};$$

Оскільки умова $N_{FE1} < N_{FO}$, $N_{FE2} < N_{FO}$, виконується то коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса $K_{FL}=1,5$ За реверсивності передачі $K_{FC}=1 - \gamma_{FC} * (\frac{T_1^{**}}{T_1^*})$. За поліпшення $\gamma_{FC} = 0,35$. Коефіцієнт запасу $S_F = 2,2$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb1} * K_{FC} * K_{FL}}{S_F} = \frac{543,6 * 1 * 1,5}{2,2} = 370,63 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb2} * K_{FC} * K_{FL}}{S_F} = \frac{471,6 * 1 * 1,5}{2,2} = 321,54 \text{ МПа}.$$

Допустиме граничне контактне навантаження:

$$[\sigma]_{Hmax} \leq 2,8 * \sigma_{T2} = 2,8 * 640 = 1792 \text{ МПа}.$$

Граничні допустимі напруження на згин для зубців шестерні та колеса[1,2]:

$$[\sigma]_{F1max} = 4,8 \frac{H_1}{S_F} = 4,8 \frac{302}{2,2} = 658,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2max} = 4,8 \frac{H_2}{S_F} = 4,8 \frac{262}{2,2} = 571,63 \text{ МПа}.$$

1.3.4. Проектний розрахунок передачі

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

$$\psi_{bd} = 0,5 * \psi_{ba}(U + 1) = 0,5 * 0,4(6 + 1) = 1,1;$$

В залежності від ψ_{bd} і $H < 350 \Rightarrow K_{H\beta} = 1,05$; $K_\alpha = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубого зачеплення.

Мінімальна міжосьова відстань передачі:

$$a_{\omega min} = K_\alpha (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} * K_{H\beta}}{U * \psi_{ba} * [\sigma]_H^2}} = 495(6 + 1) \sqrt[3]{\frac{16,46 * 1,05}{6 * 0,4 * 778,09^2}} = 68,65 \text{ мм};$$

Фактична $a_\omega = 73,5 \text{ мм}$;

Число зубців: $z_1 = 21$; $z_2 = U * z_1 = 6 * 21 = 126$.

Модуль зубців:

$$m'_n = \frac{2 * a_\omega * \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 * 73,5 * 1}{21 + 126} = 0,965 \text{ мм};$$

Згідно з ГОСТ та конструктивних міркувань $m_n = 1 \text{ мм}$.

Перераховуємо a_ω при $m_n = 1$

$$a_\omega = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{1(21 + 126)}{2} = 73,5 \text{ мм};$$

Приймаємо $a_\omega = 73,5 \text{ мм}$.

1.3.5. Попередні значення деяких параметрів передачі

1) Ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_1 = \frac{m_n * z_1}{\cos \beta} = \frac{1 * 21}{1} = 21 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n * z_2}{\cos \beta} = \frac{1 * 126}{1} = 126 \text{ мм}.$$

2) Ширина зубчастих вінців:

$$b_2 = \psi_{ba} * a_w = 0,4 * 73,5 = 29,4 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 2 \text{ мм} = 31,4 \text{ мм}.$$

3) Колова швидкість зубчастих коліс:

$$V = 0,5 * \omega_2 * d_1 = 0,5 * 5,24 * 21 * 10^{-3} = 0,055 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Вибираємо ступінь точності $n_{\text{СТ}} = 9$ для всіх показників точності зубчастих коліс і передачі[2].

4) Еквівалентна кількість числа зубців шестерні та колеса:

$$z_{V1} = z_1 = 21; z_{V2} = z_2 = 126.$$

5) Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{126} \right) \right] = 1,702$$

6) Колова сила у зачепленні коліс:

$$F_t = \frac{2 * T_1}{d_1} = \frac{2 * 16,46 * 10^3}{21} = 1568 \text{ Н}.$$

1.3.6. 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 $Z_H = \sqrt{\frac{2 * \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}} = 1,77$;
- коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній при $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,702}} = 0,76$;

- коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями в залежності від колової швидкості та ступеня точності $K_{H\alpha} = 1,13$;
- коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця $K_{H\beta} = 1,1$;
- коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців в залежності від колової швидкості, твердості зубців колеса та ступеня точності $K_{HV} = 1,01$.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} * K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{HV} = \frac{1568}{29,4} * 1,13 * 1,1 * 1,01 = 66,95 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M * Z_H * Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} * \frac{U+1}{U}} = 275 * 1,77 * 0,76 \sqrt{\frac{66,95}{21} * \frac{6+1}{6}} \\ &= 719,55 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

Стійкість зубців проти втомного викришування їхніх поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H = 719,55 \text{ МПа}$, а $[\sigma]_H = 778,09 \text{ МПа} \Rightarrow \sigma_H < [\sigma]_H$.

1.3.7. Розрахунок допустимих поверхонь зубців на контактну міцність

Під час перенавантаження максимальне контактне напруження:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} = 719,55 \sqrt{\frac{32,92}{16,46}} = 1439,1 \text{ МПа}.$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки: $\sigma_{Hmax} < [\sigma]_{Hmax}$

1.3.8. Розрахунок зубців на витривалість при згині

Розрахунок зубців на витривалість[1,2]:

- коефіцієнти форми зубців $Y_{F1} = 4,26$; $Y_{F2} = 3,61$;
- коефіцієнт перекриття зубців $Y_\varepsilon = 1$;
- коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями $K_{F\alpha} = \frac{[4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{CT} - 5)]}{4 * \varepsilon_\alpha} = \frac{[4 + (1,702 - 1)(9 - 5)]}{4 * 1,702} = 1$;

- коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині зубчастих вінців $K_{F\beta} = 1,15$;
- коефіцієнт динамічного навантаження зубців в залежності від колової швидкості, твердості зубців колеса та ступеня точності $K_{FV} = 1,04$.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} * K_{F\alpha} * K_{F\beta} * K_{FV} = \frac{1586}{29,4} * 1 * 1,15 * 1,04 = 63,78 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

Розрахункове напруження згину у зубцях шестерні та колеса:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} * Y_{\varepsilon} * Y_{\beta} * \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 4,26 * 1 * 1 * \frac{63,78}{1} = 271,73 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} * Y_{\varepsilon} * Y_{\beta} * \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 3,61 * 1 * 1 * \frac{63,78}{3} = 230,27 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується:

$$[\sigma]_{F1} = 370,63 \text{ МПа}; [\sigma]_{F2} = 321,54 \text{ МПа}.$$

1.3.9. Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням

Максимальні напруження згину при перевантаженні [1]:

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \frac{T_{1max}}{T_1} = 271,73 \frac{32,92}{16,46} = 543,47 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2} \frac{T_{1max}}{T_1} = 230,27 \frac{32,92}{16,46} = 460,55 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згин при дії максимального навантаження також забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші, ніж граничні напруження:

$$[\sigma]_{F1max} = 658,9 \text{ МПа}; [\sigma]_{F2max} = 571,63 \text{ МПа}.$$

1.3.10. Розрахунок параметрів зубчатої передачі

1) Розміри елементів зубців:

а) висота головки зубця:

$$h_a = m_n = 1 \text{ мм};$$

б) висота ніжки зубця:

$$h_f = 1,25 * m_n = 1,25 * 1 = 1,25 \text{ мм};$$

в) кут профілю зубців:

$$\alpha_n = 20^\circ$$

2) Розміри вінців зубчастих коліс:

а) ділительні діаметри

$$d_1 = 21 \text{ мм};$$

$$d_2 = 126 \text{ мм};$$

б) діаметри впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 * m_n = 21 - 2,5 * 1 = 18,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 * m_n = 126 - 2,5 * 1 = 123,5 \text{ мм}.$$

в) діаметри вершин зубців:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m_n = 21 + 2 * 1 = 23 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m_n = 126 + 2 * 1 = 128 \text{ мм}.$$

г) міжосьова відстань передачі:

$$a_w = \frac{m_n(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{1(21 + 126) \cos 20^\circ}{2 \cos 0,406} = 73,5 \text{ мм}.$$

1.3.11. Розрахунок сил у зачепленні передачі

Колова сила: $F_t = 1568 \text{ Н};$

Радіальна сила: $F_r = \frac{F_t * \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{1568 * \tan 20^\circ}{\cos 0} = 570,76 \text{ Н}.$

Осьова сила: $F_a = 0.$

1.4. Розрахунок валів та їх опор

1.4.1. Розрахунок швидкохідного вала

1.4.1.1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала берем Сталь 45, для якої $\sigma_B = 598$ МПа;

$\sigma_T = 363$ МПа; $[\tau] = 25$ МПа.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2819}{\pi \cdot 25}} = 8,31 \text{ мм};$$

З конструктивних міркувань оберемо $d = 14$ мм.

$d_{\Pi} = 15$ мм- діаметр під підшипники.

1.4.2. Розрахунок проміжного вала

1.4.2.1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала берем Сталь 45, для якої $\sigma_B = 598$ МПа;

$\sigma_T = 363$ МПа; $[\tau] = 25$ МПа.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16464}{\pi \cdot 25}} = 14,97 \text{ мм};$$

З конструктивних міркувань оберемо $d = 23$ мм.

$d_{\Pi} = 20$ мм- діаметр під підшипники.

1.4.2.2. Перевірка статичної міцності вала

Сили в косозубому циліндричному зачепленні (Рис. 1.4.):

$F_{t2} = 334,21$ Н-колова сила;

$F_{r2} = 122,93$ Н-радіальна сила;

$F_{a2} = 48,62$ Н-осьова сила.

Сили в прямозубому циліндричному зачепленні:

$F_{t1} = 1568$ Н-колова сила;

$F_{r1} = 570,76$ Н-радіальна сила;

$F_{a1} = 0$ Н-осьова сила.

Згинальний момент від сили F_{a2} :

$$M_{a2} = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 48,62 \frac{98,5}{2} = 2395,57 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

У YX площині:

$$R_B^y = 308 \text{ Н}$$

$$R_A^y = 140 \text{ Н}$$

У ZX площині:

$$R_z^B = 1124 \text{ Н};$$

$$R_z^A = 778 \text{ Н}$$

$$M_I = \sqrt{(M_y^I)^2 + (M_z^I)^2} = \sqrt{(-11577)^2 + 35905^2} = 37725 \text{ Нмм}$$

$$M_{II} = \sqrt{(M_y^{II})^2 + (M_z^{II})^2} = \sqrt{(-4191)^2 + 23351^2} = 23724 \text{ Нмм}$$

Розрахункові схеми швидкохідного валу наведені на рис. 1.4.

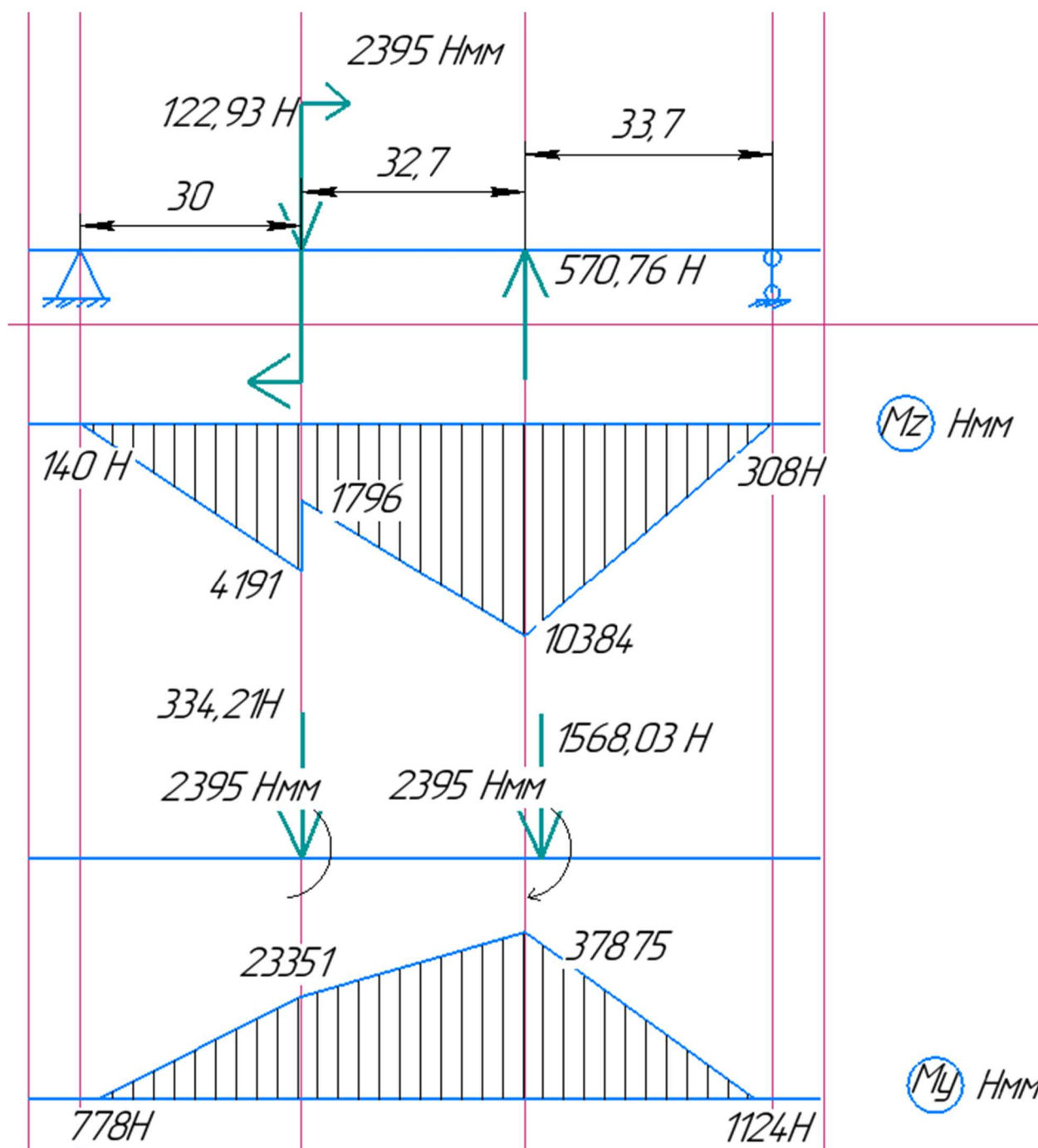


Рис. 1.4. Розрахункові схеми проміжного валу

Номінальні напруження в перерізі, врахуємо зміну моментів опору від шпонки(див 1.4.2.8.) :

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 37725}{3,14 \cdot 23^3} = 31,59 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{4F_{a1}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 48,62}{3,14 \cdot 23^2} = 0,276 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 16464}{3,14 \cdot 23^3} = 6,89 \text{ МПа}$$

За III-м критерієм міцності визначаємо еквівалентні напруження:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_{3r} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(31,59 + 0,276)^2 + 4 \cdot 6,89^2} = 34,73 \text{ МПа}$$

Допустиме еквівалентне напруження:

$$[\sigma]_{\text{екв}} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 363 = 291 \text{ МПа}$$

Максимальне еквівалентне напруження при короткому перевантаженні:

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} = \sigma_{\text{екв}} R_{\Pi} = 34,73 \cdot 2,2 = 76,4 \text{ МПа}$$

Умова статичної міцності виконується, оскільки

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} = 76,4 \text{ МПа}; [\sigma]_{\text{екв}} = 291 \text{ МПа} \Rightarrow \sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} \leq [\sigma]_{\text{екв}}.$$

1.4.2.3. Розрахунок вала на витривалість

Границя втоми матеріалу вала для симетричного циклу:

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 0,45 \cdot 598 = 269 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 598 = 149,5 \text{ МПа}$$

Амплітуди нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = \frac{M}{W_{OH}} = \frac{37725}{1193} = 31,59 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{T}{2W_{PH}} = \frac{14661}{2 \cdot 2387} = 3,44 \text{ МПа}$$

Відповідно моменти опору в небезпечному перерізу вала:

$$W_{OH} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 23^3}{32} = 1193 \text{ мм}^3$$

$$W_{PH} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 23^3}{16} = 2387 \text{ мм}^3$$

$$An = \frac{\pi d^2}{4} - bt = \frac{3,14 \cdot 23^2}{4} - 8 \cdot 4 = 458,625$$

Середнє значення нормальних та дотичних напружень:

$$\sigma_m = \frac{4F_{a1}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 48,62}{3,14 \cdot 23^2} = 0,117 \text{ МПа}$$

$$\tau_m = \frac{M}{2W_{PH}} = \frac{37725}{2 \cdot 2387} = 3,44 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень від шпоночного:

$$K_{\sigma} = 1,76, K_{\tau} = 1,54.$$

Коефіцієнти чутливості матеріалу вала до симетрії циклу напружень:

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 598 = 0,139$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,139 = 0,07$$

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала $K_d = 0,9$;

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}\sigma_a}{K_d} + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{269,1}{\frac{1,76 \cdot 31,59}{0,93} + 0,139 \cdot 0,117} = 4,49$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}\tau_a}{K_d} + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{149,5}{\frac{1,54 \cdot 3,44}{0,93} + 0,07 \cdot 3,44} = 25,12$$

Сумарний коефіцієнт запасу:

$$S = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,49 \cdot 25,12}{\sqrt{4,49^2 + 25,12^2}} = 4,42$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності

$S = 4,42 > [S]_{min} = 1,5$, отже міцність вала у перерізі забезпечується.

1.4.2.4. Розрахунок вала на жорсткість

Для розрахунку прогину скористаємося методом Мора.

Основний момент інерції перерізу вала:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 23^4}{64} = 13729,69 \text{ мм}^4 \quad E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

Прогин вала під шестернею в точці 1:

У YX площині:

$$y = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y_1 + \omega_z^2 \cdot y_2 + \omega_z^3 \cdot y_3) = -0,0017 \text{ мм}$$

У ZX площині:

$$z = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y_1 + \omega_y^2 \cdot y_2 + \omega_y^3 \cdot y_3) = 0,0085 \text{ мм}$$

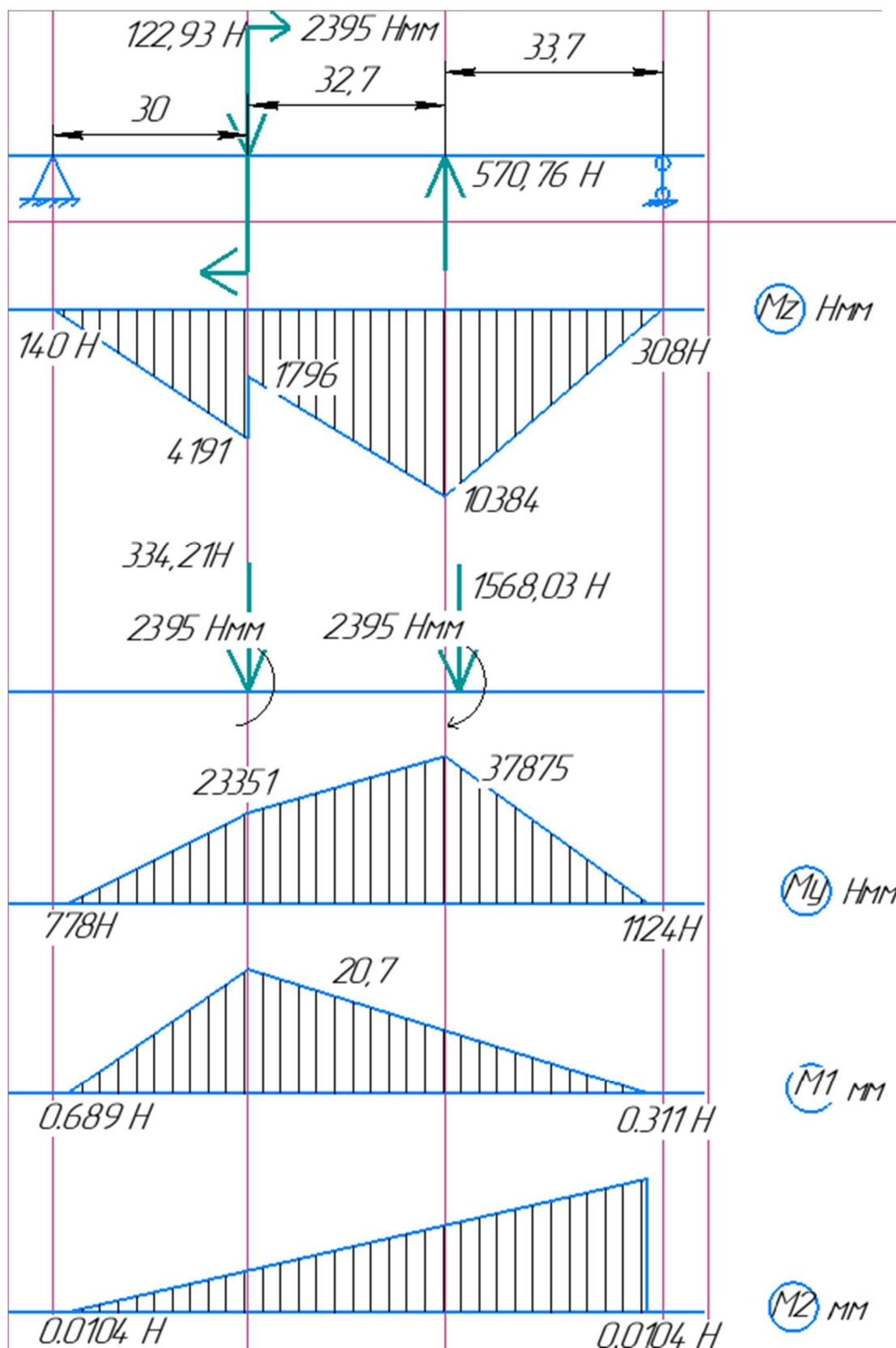


Рис. 1.5. Схеми розрахунку прогинів проміжного валу методом Верещагіна
Допустимий прогин валу $[y] = 0,01\text{ m} = 0,01\text{ mm}$;

$$y = \sqrt{y_b^2 + y_r^2} = 0,0086$$

$$y = 0,0086\text{ mm} \leq [y] = 0,01\text{ mm};$$

Умова жорсткості виконується.

Знайдемо кут повороту за рахунок прогину у точці В. Прикладемо одиничний момент та застосуємо метод Верещагіна.

У YX площині:

$$\theta_y = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y_1 + \omega_z^2 \cdot y_2 + \omega_z^3 \cdot y_3) = 0,0000846 \text{ рад}$$

У ZX площині:

$$\theta_z = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y_1 + \omega_y^2 \cdot y_2 + \omega_y^3 \cdot y_3) = 0,00035 \text{ рад}$$

Таким чином загальний кут повороту

$$\theta = \sqrt{\theta_z^2 + \theta_y^2} = 0,000365 \text{ рад. Так як переріз валу не є постійним і}$$

місцево збільшується, так само як і має насадні елементи, кут прогину можна вважати $\theta \approx 0,01$ рад. Умова жорсткості виконується.

1.4.2.5. Аналіз умов навантаження та вибір типу, розміри підшипників

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

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 790,49 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1165,43 \text{ Н}$$

Осьове навантаження вала $F_a = 48,62 \text{ Н}$; діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 20$; кутова швидкість вала $\omega = 5,24 \text{ с}^{-1}$ потрібна довговічність підшипників $L_h = 10000 \text{ год.}$, при 90% надійності, типовий режим навантаження вала – середній нормальний (СН), короткочасне перевантаження до 200%, робоча температура підшипників до 50°C . В перерізі В (оскільки для опори є найбільшим навантаженням):

$$\frac{F_a}{R_B} = \frac{48,62}{1165} = 0,041 < 0,35$$

То для опор вала доцільно застосовувати радіальні кулькові підшипники серії 304 для яких: $C_0 = 7800 \text{ Н}$; $C_r = 15900 \text{ Н}$

1.4.2.6. 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 200%, $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт до 50°C; параметр осьового навантаження $e = 0,08$

В даному випадку $R_r = R_B = 1165,43$ Н та осьова сила $F_a = 48,62$ Н. Так як навантаження є порівняно не великими, ми використаємо кулькові радіальні підшипники. Визначимо відношення реакції до осьової сили

$$\frac{Fa}{(VR_B)} = \frac{48,62}{(1 \cdot 1165,43)} = 0,041 < e = 0,08$$

Маємо за [2] $X = 1, Y = 0$;

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники опори

$$R = (XVR_r + YR_{aB})K_\sigma K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1165,43 + 0 \cdot 48,62) \cdot 1,5 \cdot 1 = 1748,15 \text{ Н}$$

$$R_e = K_e R = 0,57 \cdot 1748,15 = 996,44 \text{ Н}$$

1.4.2.7. Розрахунок довговічності підшипника

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

Розрахунковий ресурс підшипників, млн. об,

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{15900}{996,44} \right)^3 = 2844 \text{ млн. об}$$

Тут показник $p = 3$ для кулькових підшипників

Розрахункова довговічність підшипника, год.

$$L_h = \frac{1745L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 2844}{5,24} = 945332 \text{ год}$$

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

1.4.2.8. Підбір і перевірка на міцність шпонки вала

Розрахунок шпонок на вхідному валу:

Вхідні дані:

- номінальний обертовий момент, що передається з'єднанням

$$T = 16,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- діаметр вала $d = 26,76 \text{ мм}$
- За діаметром вала $d = 26,76 \text{ мм}$ знаходимо параметри шпонки $b_{\text{ш}} = 8 \text{ мм}$, $t_1 = 4 \text{ мм}$ $[\sigma]_{\text{зм}} = 150 \text{ МПа}$

Робоча довжина шпонки

$$l_0 = \frac{2T}{d(b - t_1)[\sigma]_{\text{зм}}} = \frac{2 \cdot 16,46 \cdot 10^3}{26,76(8 - 4)150} = 2,73 \text{ мм}$$

За стандартом та з конструктивних міркувань, вибираємо шпонку з $l_1 = 14 \text{ мм}$.

1.4.3. Розрахунок тихохідного вала

1.4.3.1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала берем Сталь 45, для якої $\sigma_B = 598 \text{ МПа}$;

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

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1139000}{\pi \cdot 25}} = 52,452 \text{ мм};$$

З конструктивних міркувань оберемо $d = 62 \text{ мм}$.

$d_{\text{п}} = 35 \text{ мм}$ - діаметр під підшипники.

1.5. Проектування і розрахунок інших елементів привода

1.5.1. Тепловий розрахунок редуктора

Потужність на вхідному валу: $P_T = 90 \text{ Вт}$;

Початкова температура: $t = 20^\circ\text{C}$;

Коефіцієнт теплопередачі: $K = 15$;

ККД $= \eta = 0,85$;

Площа охолоджувальної поверхні корпусу: $A = 0,08264 \text{ м}^2$;

Допустима температура мастила: $[t]_m = 50^\circ\text{C}$;

$$t_m = t_0 + \frac{P(1 - \eta)}{K \cdot A} = 20 + \frac{90(1 - 0,85)}{15 \cdot 0,08264} = 30,89^\circ\text{C};$$

Оскільки $t_m = 30,89^\circ\text{C} < [t]_m = 85^\circ\text{C}$, то умова теплового розрахунку виконується. [2]

1.5.2. Визначення кількості і сорту мастила

Для заданого типу редуктора вибираємо ІРП-75 з урахуванням таких факторів, як колова швидкість. Об'єм мастильної ванни повинен бути таким, щоб на 90 Вт потужності на вхідному валу припадало не менше 0,2...0,5 л мастила. Потужність на швидкохідному валу складає 90 Вт, тому мінімальна кількість мастила складає 0,3 л.

Кількість мастила така, щоб глибина занурювання вінця досягала не більше двох висот зубця, отримали 0,55 л.

Змащування підшипників відбувається за рахунок розбризкування колесами мастила та утворення масляного туману.[3]

2. ПРОЕКТУВАННЯ КОРЕГОВАНОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

2.1. Мета проведення корегування

Циліндрична зубчата передача є складовою частиною привода установки СНТ-5П. Геометричні розміри відповідно до заданого крутного моменту, швидкості та частоти обертання валу, були визначені у першому розділі. Для розрахунків ми враховували режим роботи, проектний строк експлуатації і коефіцієнт перевантаження. Для виготовлення колеса та шестерні була обрана легрована сталь 40Х.

Так як під час виготовлення колеса та шестерні не передбачалось зміщення інструменту та якість зачеплення під час проектування не досліджувалась. Таким чином у даному розділі я буду проводити перевірки показників якості зачеплення передачі та корегувати їх (за потреби) за допомогою вибору оптимальних коефіцієнтів зміщення.

2.2. Вибір коефіцієнтів зміщення

Передача оптимізується за такими якісними показниками:

- коефіцієнт торцевого перекриття ε_a ;
- коефіцієнт питомого ковзання λ ;
- коефіцієнт питомого тиску θ .

Окрім перерахованих показників, зокрема необхідно враховувати коефіцієнт товщини зубця у вершині, так як надмірне загострення зубця може призвести до неприпустимого зменшення його міцності у вершині в початковий момент контакту.

Коефіцієнт торцевого перекриття вводиться для забезпечення неперервності зачеплення. Для циліндричної косозубої передачі, із ступенем точності $n_{ст} = 8$ маємо наступне допустиме значення коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Коефіцієнт питомого ковзання – це характеристика ступеня ковзання коліс під час зачеплення. Під час розрахунку в програмі PROF-Z необхідно обирати найближчі значення коефіцієнтів питомого ковзання для колеса та шестерні для їх однакового спрацювання. Для врахування впливу кривизни профілів зубців на контактні напруження враховується коефіцієнт питомого тиску.

Однією з основних цілей корегування передачі є уникнення підрізання зубців та загострення вершин. Також потрібно забезпечити неперервність зачеплення. За певного від'ємного значення коефіцієнта зміщення, відбувається підрізання ніжки зубця, а за певного додатного – можливе загострення головки. Такі форми зубця неприпустимі, тому необхідно, щоб вибрані коефіцієнти зміщення для шестерні та колеса повинні бути більше за x_{min1} та x_{min2} .

Загострення зубця характеризується коефіцієнтом товщини зубця, граничні значення якого визначаються структурою матеріалу і видом термообробки. Для легованої сталі 40Х шестерні та сталі 55 колеса маємо $S_a \geq 0,25$ при поліпшенні, в моєму випадку.

2.3. Розрахунок параметрів некорегованої передачі

Вхідні дані у програму PROF-Z:

- Кількість зубів шестерні: $z_1 = 17$
- Число зубів колеса: $z_2 = 78$
- Модуль зачеплення: $m = 1.25$ мм
- Кут нахилу лінії зуба (град): $\beta = 8,28^\circ$
- Міжосьова відстань $a_w = 60$ мм.

Задаємо діапазон зміни x_1 в межах від 0 до 0.

Результати винесені у Таблицю 2.1

Табл. 2.1. Показники якості некорегованого зачеплення

x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	ε_a	λ_1	λ_2	θ
0	0	0,687	0,808	1,644	11,084	0,239	0,415

$$x_{1\min} = -0.188$$

$$x_{2\min} = -2.688$$

В результаті розрахунку були отримані значення коефіцієнту товщини зубця $S_a=(x_{k1})= 0,687$ для шестерні та $S_a=(x_{k2})= 0,808$ для колеса. Отже обраний раніше матеріал задовольняє умову не загострення зубців $S_a \geq 0,25$. Коефіцієнт перекриття нульового зміщення має значення $\varepsilon_\alpha = 1,644 > [\varepsilon_\alpha] = 1$. Розрахункові коефіцієнти ковзання спроектованої зубчастої передачі без зміщення: $\lambda_1 = 11,084$, $\lambda_2 = 0,239$ – різниця коефіцієнтів, каже про те, що зношування колеса та шестерні відбуватиметься нерівномірно. Також були отримані інші параметри передачі при коефіцієнті зміщення шестерні $x_1 = 0$.

Параметри з'єднання

Міжосьова відстань: $a_w = 60$

Кут зачеплення (град): $\alpha_{tw} = 20,194$

Висота зуба: $h_i = 2.813$

Коефіцієнт торцевого перекриття: $\varepsilon_a = 1,644$

Коефіцієнт тиску в полюсі: $\theta = 0,415$

Параметри шестерні

Радіус ділительного кола: $r = 10,737$

Радіус початковій окружності: $r_w = 10,737$

Радіус кола вершин: $r_a = 11,987$

Радіус кола западин: $r_f = 9,174$

Радіус основного кола: $r_b = 10,77$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0,68$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 11,079$

Параметри колеса

Радіус ділительного кола: $r = 49,264$

Радіус початковій окружності: $r_w = 49,264$

Радіус кола вершин: $r_a = 50,514$

Радіус кола западин: $r_f = 47,701$

Радіус основного кола: $r_b = 46,235$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0,8$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0,239$

Обчислюємо за допомогою програми координати двадцяти точок профілю зубців шестерні та колеса які занесені відповідно у Табл. 2.2. і Табл. 2.3.

Табл. 2.2. і Табл. 2.3. Координати точок профілю зубця шестерні та колеса

№	Т-д	x	y
1	Прхд	1,617	9,029
2	Прхд	1,326	9,172
3	Прхд	1,171	9,38
4	Прхд	1,1	9,588
5	Прхд	1,076	9,798
6	Прхд	1,084	10,019
7	Евлв	1,085	10,033
8	Евлв	1,086	10,068
9	Евлв	1,085	10,124

№	Т-д	x	y
1	Прхд	1,841	47,664
2	Прхд	1,597	47,738
3	Прхд	1,462	47,857
4	Прхд	1,396	47,957
5	Прхд	1,36	48,041
6	Прхд	1,338	48,115
7	Евлв	1,3	48,257
8	Евлв	1,259	48,403
9	Евлв	1,216	48,554

10	ЕВЛВ	1,08	10,2
11	ЕВЛВ	1,07	10,297
12	ЕВЛВ	1,052	10,414
13	ЕВЛВ	1,025	10,55
14	ЕВЛВ	0,987	10,705
15	ЕВЛВ	0,936	10,878
16	ЕВЛВ	0,87	11,069
17	ЕВЛВ	0,788	11,275
18	ЕВЛВ	0,688	11,496
19	ЕВЛВ	0,569	11,732
20	ЕВЛВ	0,43	11,979

10	ЕВЛВ	1,169	48,71
11	ЕВЛВ	1,119	48,87
12	ЕВЛВ	1,066	49,035
13	ЕВЛВ	1,009	49,205
14	ЕВЛВ	0,948	49,379
15	ЕВЛВ	0,884	49,557
16	ЕВЛВ	0,816	49,739
17	ЕВЛВ	0,745	49,926
18	ЕВЛВ	0,669	50,117
19	ЕВЛВ	0,589	50,312
20	ЕВЛВ	0,505	50,511

2.4. Розрахунок параметрів корегованої передачі

Перейдемо до корегування даної передачі. Для цього встановимо межі зміни коефіцієнта шестерні від -1 до 1. Результати занесені в Табл. 2.4.

Табл. 2.4. Показники якості зачеплення при $-1 \leq x_1 \leq 1$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	e_a	λ_1	λ_2	θ
1	-1	1	0,852	0,645	1,684	-2,978	0	0,415
2	-0,8	0,8	0,86	0,687	1,713	-3,472	0,05	0,415
3	-0,6	0,6	0,845	0,724	1,719	-4,375	0,098	0,415
4	-0,4	0,4	0,811	0,756	1,707	-6,562	0,145	0,415
5	-0,2	0,2	0,758	0,785	1,682	-19,557	0,192	0,415
6	0	0	0,687	0,808	1,644	11,084	0,239	0,415
7	0,2	-0,2	0,6	0,827	1,597	3,315	0,286	0,415
8	0,4	-0,4	0,496	0,841	1,539	1,531	0,335	0,415
9	0,6	-0,6	0,377	0,85	1,472	0,738	0,385	0,415
10	0,8	-0,8	0,242	0,853	1,395	0,289	0,436	0,415
11	1	-1	0,092	0,852	1,309	0	0,49	0,415

Вирівнювання коефіцієнтів питомого ковзання відбувається в межах значень зміщення x_1 від 0.6 до 0.8. Це і будуть нові межі в наступній ітерації розрахунку.

Табл. 2.5. Показники якості зачеплення при $0.6 \leq x_1 \leq 0.8$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	e_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,6	-0,6	0,377	0,85	1,472	0,738	0,385	0,415
2	0,62	-0,62	0,364	0,85	1,465	0,682	0,39	0,415
3	0,64	-0,64	0,351	0,851	1,457	0,629	0,395	0,415
4	0,66	-0,66	0,338	0,851	1,45	0,579	0,4	0,415
5	0,68	-0,68	0,325	0,852	1,442	0,532	0,405	0,415
6	0,7	-0,7	0,311	0,852	1,435	0,486	0,411	0,415
7	0,72	-0,72	0,298	0,852	1,427	0,443	0,416	0,415
8	0,74	-0,74	0,284	0,853	1,419	0,402	0,421	0,415
9	0,76	-0,76	0,27	0,853	1,412	0,363	0,426	0,415
10	0,78	-0,78	0,256	0,853	1,404	0,325	0,431	0,415
11	0,8	-0,8	0,242	0,853	1,395	0,289	0,436	0,415

Тепер нові межі для наступного розрахунку будуть $0,72 \leq x_1 \leq 0,74$.

Табл. 2.6. Показники якості зачеплення при $0,72 \leq x_1 \leq 0,74$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	e_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,72	-0,72	0,298	0,852	1,427	0,443	0,416	0,415
2	0,722	-0,722	0,296	0,853	1,426	0,439	0,416	0,415
3	0,724	-0,724	0,295	0,853	1,426	0,435	0,417	0,415
4	0,726	-0,726	0,294	0,853	1,425	0,431	0,417	0,415
5	0,728	-0,728	0,292	0,853	1,424	0,426	0,418	0,415
6	0,73	-0,73	0,291	0,853	1,423	0,422	0,418	0,415
7	0,732	-0,732	0,289	0,853	1,423	0,418	0,419	0,415

8	0,734	-0,734	0,288	0,853	1,422	0,414	0,419	0,415
9	0,736	-0,736	0,287	0,853	1,421	0,41	0,42	0,415
10	0,738	-0,738	0,285	0,853	1,42	0,406	0,42	0,415
11	0,74	-0,74	0,284	0,853	1,419	0,402	0,421	0,415

Тепер нові межі для наступного розрахунку будуть $0,73 \leq x_1 \leq 0,732$

Табл. 2.7. Показники якості зачеплення при $0,73 \leq x_1 \leq 0,732$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	ϵ_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,73	-0,73	0,291	0,853	1,423	0,422	0,418	0,415
2	0,73	-0,731	0,291	0,853	1,423	0,422	0,418	0,415
3	0,73	-0,731	0,29	0,853	1,423	0,421	0,418	0,415
4	0,731	-0,731	0,29	0,853	1,423	0,421	0,418	0,415
5	0,731	-0,731	0,29	0,853	1,423	0,421	0,418	0,415
6	0,731	-0,731	0,29	0,853	1,423	0,42	0,419	0,415
7	0,731	-0,732	0,29	0,853	1,423	0,42	0,419	0,415
8	0,731	-0,732	0,29	0,853	1,423	0,419	0,419	0,415
9	0,732	-0,732	0,29	0,853	1,423	0,419	0,419	0,415
10	0,732	-0,732	0,29	0,853	1,423	0,419	0,419	0,415
11	0,732	-0,732	0,289	0,853	1,423	0,418	0,419	0,415

Згідно з даними наведеними в табл. 8, вирівнювання коефіцієнтів ковзання λ_1 і λ_2 відбулося при $x_1 = 0,732$. При цьому коефіцієнти товщини вершин зубців для шестерні і колеса відповідно складають: $S_a = 0,29$, $S_a = 0,853$, отже матеріал задовольняє умову не загострення зубців як для колеса, так і для шестерні а саме $S_a \geq 0,25$. Коефіцієнт перекриття $\epsilon_a = 1,423 > [\epsilon_a] = 1$, що забезпечує неперервність зачеплення. Коефіцієнти питомого ковзання $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,419$, тому спрацювання колеса та шестерні буде відбуватися рівномірно, що збільшує сумарний ресурс передачі.

Розрахуємо далі інші параметри передачі при отриманому коефіцієнті зміщення шестерні $x_1 = 0,732$.

Вхідні дані для програми:

- Кількість зубів шестерні: $z_1 = 17$
- Число зубів колеса: $z_2 = 78$
- Модуль зачеплення: $m = 1.25$ мм
- Кут нахилу лінії зуба (град): $\beta = 8,28^\circ$
- Міжосьова відстань $a_w = 60$ мм.
- Коефіцієнт зміщення шестерні: $x_1 = 0,732$
- Коефіцієнт зміщення колеса: $x_2 = -0,732$

Параметри з'єднання

Міжосьова відстань: $a_w = 60$

Кут зачеплення (град): $\alpha_w = 20,194$

Висота зуба: $h_i = 2.813$

Коефіцієнт торцевого перекриття: $\varepsilon_a = 1,423$

Коефіцієнт тиску в полюсі: $\theta = 0.415$

Параметри шестерні

Радіус ділительного кола: $r = 10,737$

Радіус початковій окружності: $r_w = 10,737$

Радіус кола вершин: $r_a = 12,902$

Радіус кола западин: $r_f = 10,098$

Радіус основного кола: $r_b = 10,077$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0,286$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0.418$

Параметри колеса

Радіус ділительного кола: $r = 49,264$

Радіус початковій окружності: $r_w = 49,264$

Радіус кола вершин: $r_a = 49,599$

Радіус кола западин: $r_f = 46,786$

Радіус основного кола: $r_b = 46,235$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0,844$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0,419$

Також обчислюємо координати двадцяти точок профілю зубця шестерні та колеса, які далі занесені у Табл. 2.8. і Табл. 2.9.

Табл. 2.8. і Табл. 2.9. Координати точок профілю зубця шестерні та колеса

№	Т-д	x	y
1	Прхд	1,78	9,939
2	Прхд	1,56	10,04
3	Прхд	1,453	10,163
4	Прхд	1,41	10,252
5	Прхд	1,392	10,313
6	Прхд	1,384	10,357
7	Евлв	1,367	10,467
8	Евлв	1,343	10,59
9	Евлв	1,311	10,726
10	Евлв	1,271	10,874
11	Евлв	1,22	11,035
12	Евлв	1,159	11,207
13	Евлв	1,086	11,389
14	Евлв	1,001	11,582
15	Евлв	0,902	11,785
16	Евлв	0,789	11,996
17	Евлв	0,66	12,215

№	Т-д	x	y
1	Прхд	1,806	46,74
2	Прхд	1,526	46,827
3	Прхд	1,36	46,979
4	Прхд	1,267	47,131
5	Прхд	1,208	47,283
6	Прхд	1,167	47,444
7	Евлв	1,141	47,564
8	Евлв	1,113	47,689
9	Евлв	1,083	47,819
10	Евлв	1,049	47,955
11	Евлв	1,013	48,095
12	Евлв	0,973	48,241
13	Евлв	0,931	48,392
14	Евлв	0,885	48,548
15	Евлв	0,835	48,709
16	Евлв	0,782	48,875
17	Евлв	0,726	49,045

18	ЕВЛВ	0,516	12,441
19	ЕВЛВ	0,355	12,673
20	ЕВЛВ	0,178	12,91

18	ЕВЛВ	0,665	49,221
19	ЕВЛВ	0,601	49,401
20	ЕВЛВ	0,533	49,586

Зображення корегованих профілів зубців та їх порівняння з некорегованими профілями можна побачити на рис. 6.

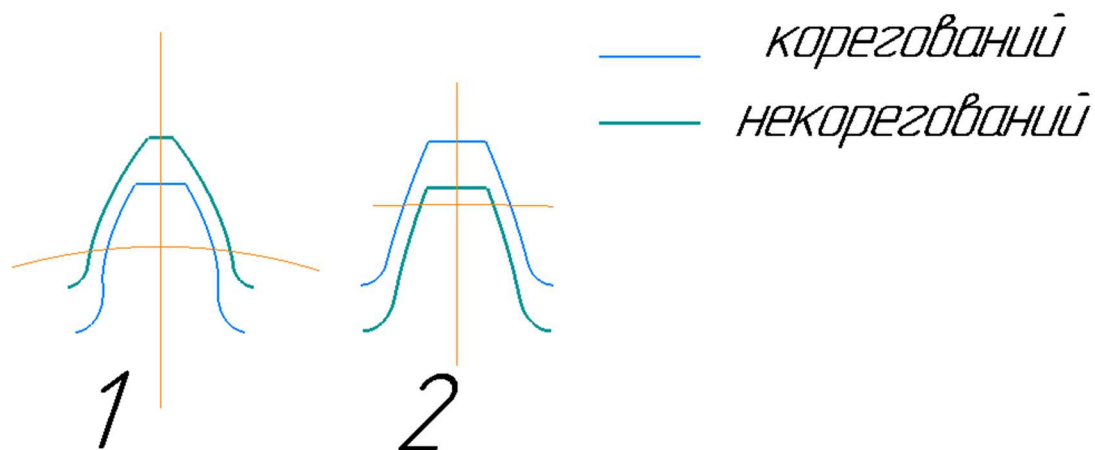


Рис. 2.1. Кореговані та не кореговані профілі зубців:

1) шестерні; 2) колеса.

2.5. Висновки

В результаті проведеного корегування були визначені коефіцієнти зміщення ($x_1 = 0,732$, $x_2 = -0,732$), при яких основні геометричні показники якості зачеплення зубчастої передачі отримали оптимальні значення.

- колесо та шестерня спрацьовують рівномірно тому що коефіцієнти ковзання однакові: $\lambda_1 = 0,419$, $\lambda_2 = 0,419$.
- умова неперервності зачеплення виконується, оскільки $\varepsilon_\alpha = 1,423 > [\varepsilon_\alpha] = 1$.
- загострення зубців відбувається в заданих межах для колеса, оскільки
- $S_{a2} = 0,853 > 0,25$, $S_{a1} = 0,29 > 0,25$ що відповідає межах.
- підрізання зубців не відбувається $x_1 = 0,732 > x_{1\min} = 0$,
 $x_2 = -0,732 > x_{2\min} = -3,588$

У випадку корегованої передачі знос шестерні та зубчастого колеса є рівномірним. Отже строк служби передачі буде більшим.

3. РОЗРАХУНОК ОПОРНОЇ ПЛИТИ СХІДЧАСТО-ЗМІННОЇ ТОВЩИНИ

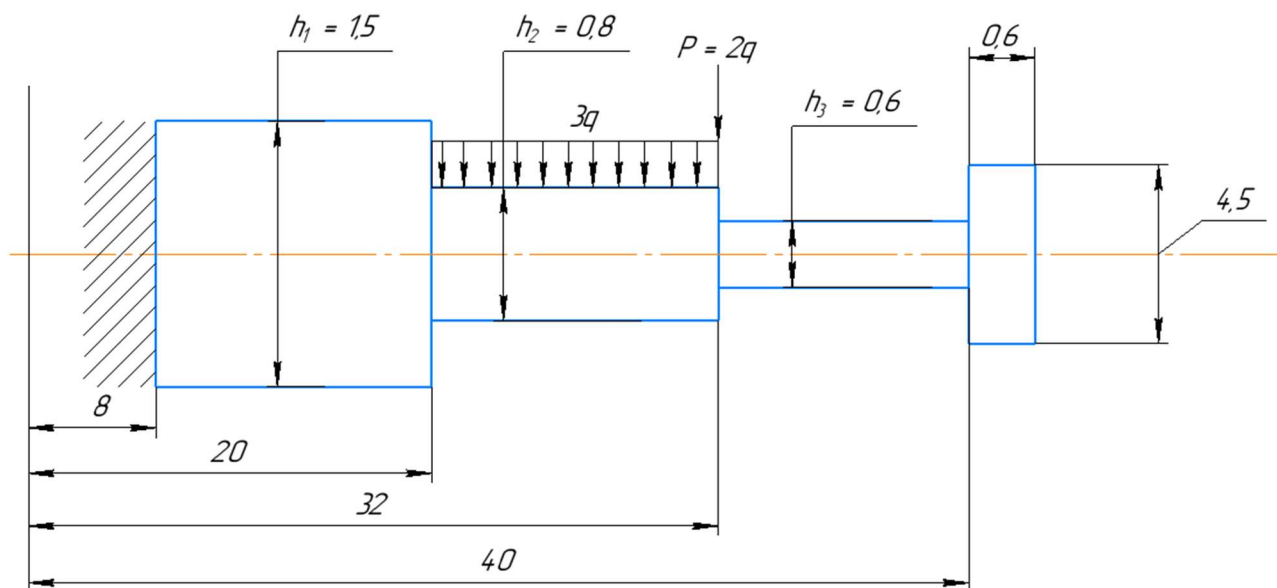


рис. 3.1. Розрахункова схема

3.1. Обчислення характеристик ділянок

Співвідношення радіусів:

$$\lambda_1 = \frac{8}{20} = 0,4 \quad \lambda_2 = \frac{20}{32} = 0,625 \quad \lambda_3 = \frac{32}{40} = 0,8$$

Згинальна жорсткість першої ділянки:

$$D_1 = \frac{E \cdot h_1^3}{12(1 - \mu^2)} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 1,5^3}{12(1 - 0,3^2)} = 395,6 \text{ кН} \cdot \text{см}$$

Співвідношення жорсткостей ділянок:

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{0,8}{1,5}\right)^3 = 0,151 \quad \frac{D_3}{D_1} = \left(\frac{0,6}{1,5}\right)^3 = 0,64$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 6,59 \quad \frac{D_1}{D_3} = 15,625$$

Матриці переходу:

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

$$L_1 = \begin{bmatrix} 0,4540 & 0,42 \\ 0,3822 & 0,706 \end{bmatrix}$$

$$L_2 = \begin{bmatrix} 0,6123 & 2,0059 \\ 0,041 & 0,7870 \end{bmatrix}$$

$$L_3 = \begin{bmatrix} 0,766 & 2,8125 \\ 0,0104 & 0,8740 \end{bmatrix}$$

3.2. Обчислення векторів навантажень

“Збираємо” зосереджене навантаження по ділянкам:

$$P_{11} = 2q \cdot 2\pi \cdot 32 + 3q \cdot \pi(32^2 - 20^2) = 6280q$$

$$P_{21} = 6280q$$

$$P_{31} = 0$$

Вектор навантаження:

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

$$R_1 = \begin{Bmatrix} \frac{6280q}{D_1} 0,0396 + 0 \\ \frac{6280q}{D_1} 0,1182 + 0 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,68 \\ 742 \end{Bmatrix}$$

$$R_2 = \begin{Bmatrix} \frac{6280q}{D_1} 6,59 \cdot 0,0133 - \frac{3q \cdot 32^2}{D_1} 6,59 \cdot 7,13 \cdot 10^{-3} \\ \frac{6280q}{D_1} 0,0658 + \frac{3q \cdot 32^2}{D_1} 0,0557 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 406,08 \\ 242,114 \end{Bmatrix}$$

$$R_3 = 0$$

3.3. Обчислення векторів стану

Перший розрахунок:

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

$$\bar{X}_{12} = L_1 \cdot \bar{X}_{11} = \begin{bmatrix} 0,454 & 0,42 \\ 0,3822 & 0,706 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,42 \\ 0,706 \end{pmatrix}$$

$$\bar{X}_{21} = \bar{X}_{12}$$

$$\bar{X}_{22} = L_2 \cdot \bar{X}_{21} = \begin{bmatrix} 0,6123 & 2,005 \\ 0,0418 & 0,787 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0,42 \\ 0,706 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1,672 \\ 0,573 \end{pmatrix}$$

$$\bar{X}_{31} = \bar{X}_{22}$$

$$\bar{X}_{32} = L_3 \cdot \bar{X}_{31} = \begin{bmatrix} 0,766 & 2,8125 \\ 0,0104 & 0,874 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1,672 \\ 0,573 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2,892 \\ 0,518 \end{pmatrix}$$

Другий розрахунок:

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

$$\bar{\bar{X}}_{12} = L_1 \cdot \bar{\bar{X}}_{11} + R_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,68 \\ 742 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,68 \\ 742 \end{Bmatrix}$$

$$\bar{\bar{X}}_{21} = \bar{\bar{X}}_{12}$$

$$\begin{aligned} \bar{\bar{X}}_{22} &= L_2 \cdot \bar{\bar{X}}_{21} + R_2 = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,68 \\ 742 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} 0,6123 & 2,005 \\ 0,0418 & 0,787 \end{bmatrix} + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 406,08 \\ 242,114 \end{Bmatrix} \\ &= \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 2046,056 \\ 836,462 \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

$$\bar{\bar{X}}_{31} = \bar{\bar{X}}_{22}$$

$$\bar{\bar{X}}_{32} = L_3 \cdot \bar{\bar{X}}_{31} + R_3 = \begin{bmatrix} 0,766 & 2,8125 \\ 0,0104 & 0,8740 \end{bmatrix} \cdot \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 2046,056 \\ 836,462 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 3919,828 \\ 752,346 \end{Bmatrix}$$

Узгодження:

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

Так як на зовнішньому контурі наявне ребро жорсткості, то

$$\left[\left(\frac{\bar{M}_r}{D_1} \right)_{32} \cdot C + \left(\frac{\bar{\bar{M}}_r}{D} \right)_{32} \right] \frac{DR}{EJ_x} = \left(\frac{\bar{v}}{r} \right)_{32} \cdot C + \left(\frac{\bar{\bar{v}}}{r} \right)_{32}$$

$$\begin{aligned}
[0.518 \cdot C + 752.346 \cdot \frac{q}{D_1}] \cdot 0.578 &= 2.892 \cdot C + 3919.828 \cdot \frac{q}{D_1} \\
2,592C + 3484,978 \frac{q}{D_1} &= 0 \\
C &= -1344,51 \frac{q}{D_1}
\end{aligned}$$

Повні вектори стану:

$$\begin{aligned}
X_{11} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot (-1344,51) \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{pmatrix} 0 \\ -1344,51 \end{pmatrix} \\
X_{12} &= \begin{pmatrix} 0,42 \\ 0,706 \end{pmatrix} \cdot (-1344,51) \frac{q}{D_1} + \begin{Bmatrix} 248,68 \\ 742 \end{Bmatrix} \frac{q}{D_1} = \frac{q}{D_1} \begin{pmatrix} -316,014 \\ -207,224 \end{pmatrix} \\
X_{21} &= X_{12} \\
X_{22} &= \begin{pmatrix} 1,672 \\ 0,573 \end{pmatrix} \cdot (-1344,51) \frac{q}{D_1} + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 2046,056 \\ 836,462 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{pmatrix} -201,964 \\ -337,295 \end{pmatrix} \\
X_{31} &= X_{22} \\
X_{32} &= \begin{pmatrix} 2,892 \\ 0,518 \end{pmatrix} \cdot (-1344,51) \frac{q}{D_1} + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 3919,828 \\ 752,346 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{pmatrix} 31,506 \\ 55,89 \end{pmatrix}
\end{aligned}$$

3.4. Обчислення колових згинальних моментів

$$\begin{aligned}
\frac{M_t}{D_1} &= \mu \frac{M_r}{D_1} + \frac{D_i}{D_1} (1 - \mu^2) \frac{\theta}{r} \\
\left(\frac{M_t}{D_1} \right)_{11} &= 0,3 \cdot (-1344,51) \frac{q}{D_1} + 1 \cdot 0,91 \cdot 0 = -403,353 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1} \right)_{12} &= 0,3 \cdot (-207,224) \frac{q}{D_1} + 1 \cdot 0,91 \cdot (-316,014) \frac{q}{D_1} = -349,739 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1} \right)_{21} &= 0,3 \cdot (-207,224) \frac{q}{D_1} + 0,151 \cdot 0,91 \cdot (-316,014) \frac{q}{D_1} = -105,59 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1} \right)_{22} &= 0,3 \cdot (-337,295) \frac{q}{D_1} + 0,151 \cdot 0,91 \cdot (-201,964) \frac{q}{D_1} = -128,94 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1} \right)_{31} &= 0,3 \cdot (-337,295) \frac{q}{D_1} + 0,064 \cdot 0,91 \cdot (-201,964) \frac{q}{D_1} = -112,95 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1} \right)_{32} &= 0,3 \cdot (55,89) \frac{q}{D_1} + 0,064 \cdot 0,91 \cdot (31,506) \frac{q}{D_1} = 18,601 \frac{q}{D_1}
\end{aligned}$$

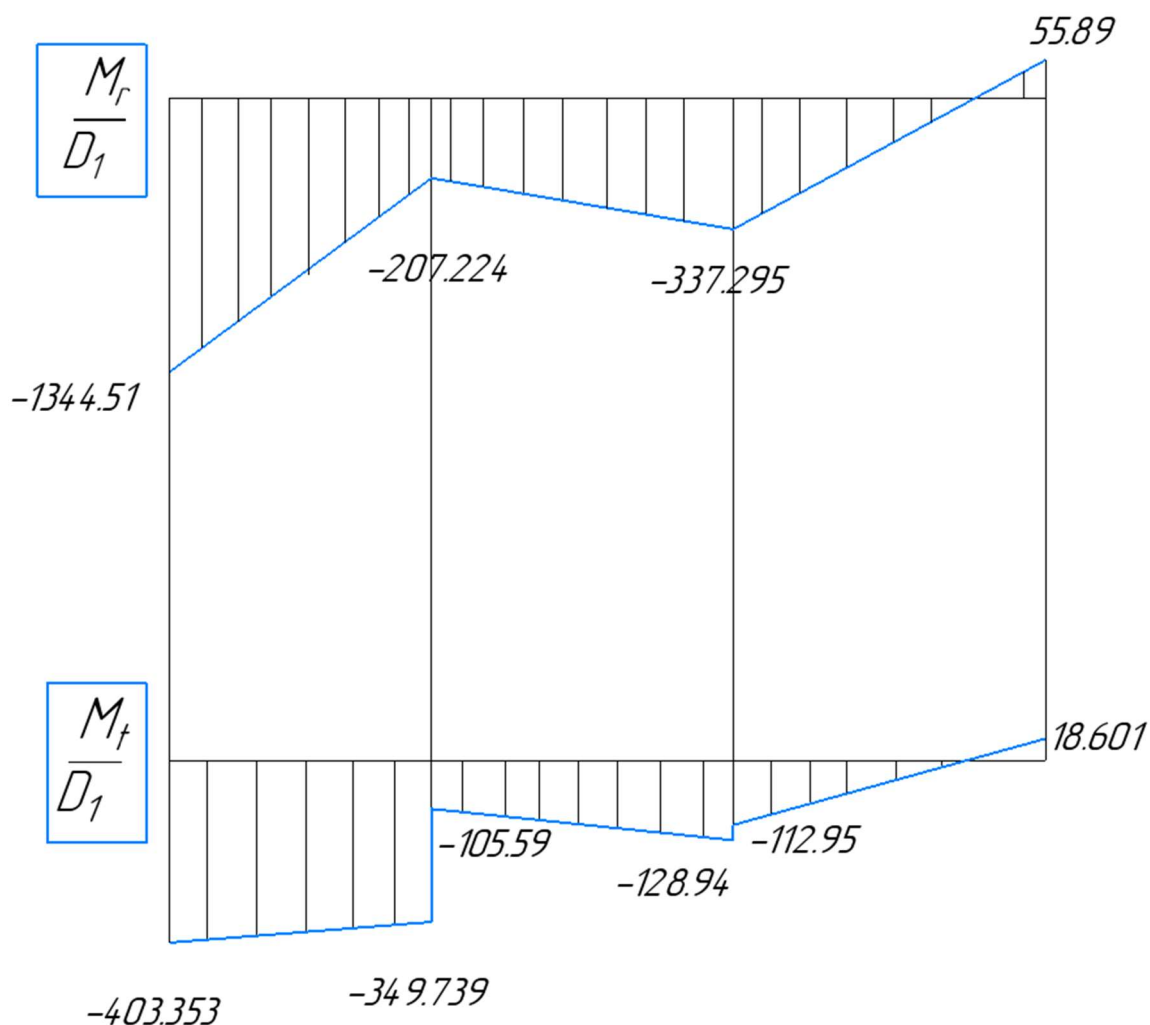


рис. 3.2. Епюра радіального і колового моментів

3.5. Обчислення допустимого навантаження

Обчислення еквівалентного напруження:

$$\sigma_{IV_{\text{екв}}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \sigma_t} = \frac{6}{h^2} \sqrt{M_r^2 + M_t^2 - M_r M_t} \leq [\sigma]$$

Так як всі розміри прив'язані до «см», то:

$$[\sigma] = 160 \text{ МПа} = 16 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2}$$

Обчислення:

$$(\sigma_{IV_{\text{екв}}})_{11} = \frac{6q}{0,4^2} \sqrt{(-1344,51)^2 + (-403,353)^2 - 1344,51 \cdot 403,353} = 44813q$$

$$(\sigma_{IV_{\text{екв}}})_{12} = \frac{6q}{0,4^2} \sqrt{(-207,224)^2 + (-349,739)^2 - 207,224 \cdot 349,739} = 11422q$$

$$(\sigma_{IVeKB})_{21} = \frac{6q}{0,625^2} \sqrt{(-207,224)^2 + (-105,59)^2 - 207,224 \cdot 105,59} = 2756q$$

$$(\sigma_{IVeKB})_{22} = \frac{6q}{0,625^2} \sqrt{(-337,295)^2 + (-128,94)^2 - 337,295 \cdot 128,94} = 4528q$$

$$(\sigma_{IVeKB})_{31} = \frac{6q}{0,8^2} \sqrt{(-337,295)^2 + (-112,95)^2 - 337,295 \cdot 112,95} = 2787q$$

$$(\sigma_{IVeKB})_{32} = \frac{6q}{0,8^2} \sqrt{(-55,89)^2 + (-18,601)^2 - 55,89 \cdot 18,601} = 462q$$

$$(\sigma_{IVeKB})_{21} = 44813q \leq [\sigma] = 16 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} \rightarrow q = \frac{16}{44813} = 0,000357 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2}$$

3.6. Обчислення прогинів

$$w_{i2} - w_{i1} = -r_{i2}^2 \psi_{w\theta}(\lambda_i) \left(\frac{\theta}{r} \right)_{i1} - r_{i2}^2 \psi_{wm}(\lambda_i) \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{i1} \cdot \frac{D_1}{D_i} - \frac{P_{i1}}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_i} r_{i2}^2 \psi_{wP}(\lambda_i) - \frac{q_i r_{i2}^2}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_i} \psi_{wq}(\lambda_i)$$

$$w_{i1} = w_{i2} + r_{i2}^2 \psi_{w\theta}(\lambda_i) \left(\frac{\theta}{r} \right)_{i1} + r_{i2}^2 \psi_{wm}(\lambda_i) \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{i1} \cdot \frac{D_1}{D_i} - \frac{P_{i1}}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_i} r_{i2}^2 \psi_{wP}(\lambda_i) + \frac{q_i r_{i2}^2}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_i} \psi_{wq}(\lambda_i)$$

$$w_{11} = 0$$

$$w_{12} = 0 - 20^2 \cdot 0,1367 \cdot (-1344,51) \frac{q}{D_1} - 20^2 \cdot 0,0087 \cdot 6280 \frac{q}{D_1} \cdot -0 = 51236,36 \frac{q}{D_1} = (0,046 \text{ см})$$

$$w_{22} = w_{31}$$

$$w_{22} = 51236,36 \frac{q}{D_1} - 32^2 \cdot 0,2356 \cdot (-316,014) \frac{q}{D_1} - 32^2 \cdot 0,0607 \cdot (-207,224) \frac{q}{D_1} \cdot 6,59 - 6280 \frac{q}{D_1} \cdot 6,59 \cdot 32^2 \cdot 0,00179 - \frac{3q \cdot 32^2}{D_1} \cdot 6,59 \cdot 7,02 \cdot 10^{-4} = 136486,249 \frac{q}{D_1} = (0,123 \text{ см})$$

$$w_{12} = w_{21}$$

$$w_{32} = 136486,249 \frac{q}{D_1} - 40^2 \cdot 0,1559 \cdot (-201,964) \frac{q}{D_1} - 40^2 \cdot 0,0185$$

$$\cdot (-337,295) \cdot 15,625 \frac{q}{D_1} - 0 - 0 = 342863,08 \frac{q}{D_1} = (0,309 \text{ см})$$

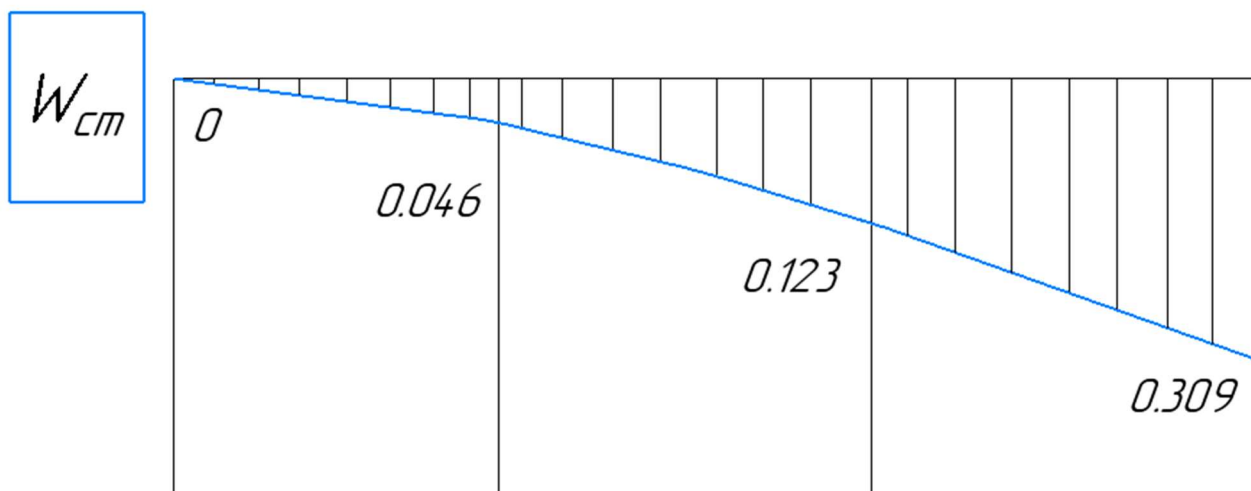


рис. 3.3. Епюра прогину

4. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНОГО ЕЛЕМЕНТА МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ

Визначити напружено-деформований стан при крученні ексцентричного кільця моментом ($R_1=3e$, $R_2=e$, $e=3\text{см}$) (див. **Ошибка! Источник ссылки не найден.** 4.1.).

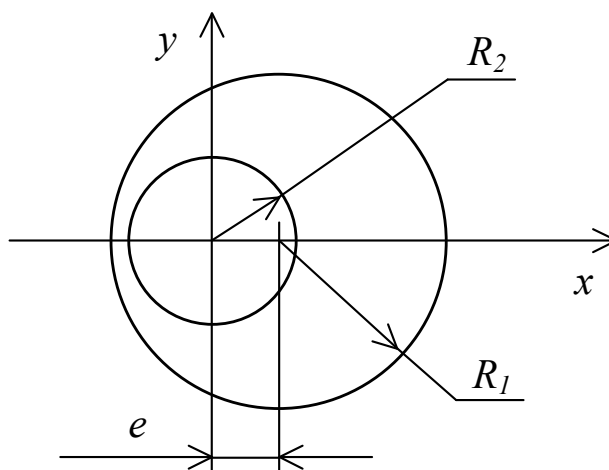


Рисунок 4.1 Схема ексцентричного кільця

4.1. Задача Сен-Венана для ексцентричного кільця

[4.3.12] Поперечний переріз стержня, що скручується представляє собою область S площини z , обмежену ззовні окружністю Γ_0 радіуса r_0 , а зсередини ексцентричною окружністю Γ_1 радіуса r_1 ; відстань між центрами окружностей позначається як e . Функція, що здійснює конформне перетворення кругового кільця σ площини $\zeta = \rho e^{i\theta}$ в область S , представляється у вигляді:

$$z = x + iy = \omega(\zeta) = \frac{\zeta}{1 - a\zeta} = \frac{\rho(\cos\theta - a\rho) + i\rho\sin\theta}{1 + a^2\rho^2 - 2a\rho\cos\theta}, \quad (0.1)$$

де a – дійсна постійна, при чому $a\rho < 1$ в області σ , тобто при $\rho_1 \leq \rho \leq \rho_0$.

Окружності γ_0 , γ_1 радіусів ρ_0 , ρ_1 – зовнішня і внутрішня границі кільця σ - переходять в окружності Γ_0 , Γ_1 – границі області S ; абсциси точок перетину цих окружностей з віссю x рівні відповідно (див. рис. 4.2.).

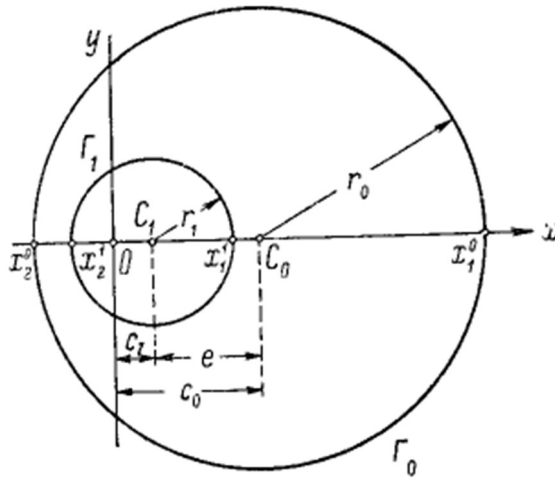


Рисунок 4.2. Схема окружностей і границь ексцентричного кільця

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

Тому абсциси центрів окружностей Γ_0, Γ_1 , їх радіусів і відстані між центрами будуть:

$$\begin{cases} c_0 = \frac{1}{2}(x_1^0 + x_2^0) = \frac{a\rho_0^2}{1 - a^2\rho_0^2} \\ c_1 = \frac{1}{2}(x_1^1 + x_2^1) = \frac{a\rho_1^2}{1 - a^2\rho_1^2} \end{cases} \quad (4.1.2)$$

$$\begin{cases} r_0 = \frac{1}{2}(x_1^0 - x_2^0) = \frac{\rho_0}{1 - a^2\rho_0^2}, \\ r_1 = \frac{1}{2}(x_1^1 - x_2^1) = \frac{\rho_1}{1 - a^2\rho_1^2}, \\ e = C_0 - C_1 = a(r_0^2 - r_1^2 - (C_0^2 - C_1^2)). \end{cases} \quad (4.1.3)$$

Три рівняння (4.1.3) дозволяють визначити параметри ρ_0, ρ_1, a , по заданим геометричним розмірам поперечного перерізу S :

$$\begin{cases} \rho_0 = \frac{2r_0}{\sqrt{1 + 4a^2r_0^2} + 1}, \\ \rho_1 = \frac{2r_1}{\sqrt{1 + 4a^2r_1^2} + 1}, \\ a = e((r_0 - r_1 + e)(r_0 + r_1 - e)(r_0 + r_1 + e)(r_0 - r_1 - e))^{-\frac{1}{2}}. \end{cases} \quad (4.1.4)$$

Рівняння окружностей Γ_0, Γ_1 записуються у вигляді:

$$\begin{cases} r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2 = 0, \\ r_1^2 - (x - c_1)^2 - y^2 = 0. \end{cases} \quad (4.1.5)$$

Функція напружень суцільного круглого стержня з поперечним перерізом S_0 записуються у вигляді:

$$\Phi_*(x, y) = \frac{1}{2}(r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2), \quad (4.1.6)$$

і її значення Γ_1 по (4.1.1) і (4.1.3) буде:

$$\begin{aligned} \Phi_*|_{\Gamma_1} &= \frac{1}{2}\{(r_0^2 - (x - c_0)^2 - y^2) - (r_1^2 - (x - c_1)^2 - y^2)\} = \\ &= \frac{1}{2}\frac{e}{a} + ex = \frac{1}{2}\frac{e}{a} + \frac{e}{a} \sum_{k=1}^{\infty} (\alpha \rho_1)^k \cos k\theta. \end{aligned} \quad (4.1.7)$$

Тут використано легко отримане по (4.1.1) представлення $\mathbf{x}_{\Gamma_1}$ тригонометричним рядом. Тому:

$$\Phi(x, y) = \Phi_*(x, y) + e \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\alpha^k a^{k-1}}{1 - \alpha^k} \left(\rho^k - \frac{\rho_0^{2k}}{\rho^k} \right) \cos k\theta, \quad (4.1.8)$$

де $\alpha = \rho_1^2 / \rho_0^2$.

Геометрична жорсткість визначається наступним чином, при чому тут $C_* = I_p$:

$$\begin{aligned} 2C_1 S_1 - 2 \iint_{S_1} \Phi_* d\sigma &= \pi r^2 \left[\frac{e}{a} - (r_0^2 - c_0^2) + \left(\frac{r_1^2}{2} + c_1^2 \right) - 2c_0 c_1 \right] = \\ &= -\frac{\pi r_1^4}{2} - 2c_1 e \pi r_1^2. \end{aligned}$$

Помітивши ще, що:

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

маємо

$$\begin{aligned} a^k \int_{\rho_1}^{\rho} \left(\rho^k - \frac{\rho_0^{2k}}{\rho^k} \right) \rho d\rho \int_0^{2\pi} |\omega'(\zeta)|^2 \cos k\theta d\theta = \\ = 2\pi \int_{\rho_1}^{\rho_0} [(\alpha\rho)^{2k} - (\alpha\rho_0)^{2k}] \left(\frac{1 + a^2\rho^2}{1 - a^2\rho^2} + k \right) \frac{\rho d\rho}{(1 - a^2\rho^2)^2}. \end{aligned}$$

Введенням нової змінної $q = 1 - a^2 \rho^2$ підінтегральна функція перетвориться до легко інтегрованого виду:

$$\int_{\rho_1}^{\rho_0} [(a\rho)^{2k} - (a\rho_0)^{2k}] \left(\frac{1 + a^2 \rho^2}{1 - a^2 \rho^2} + k \right) \frac{\rho d\rho}{(1 - a^2 \rho^2)^2} =$$

$$= \frac{1}{2a^2} \left[(a\rho_0)^{2k} \int_{q_1}^{q_0} \left(k - 1 + \frac{2}{1} \right) \frac{dq}{q^2} + \int_{q_1}^{q_0} d \frac{(1 - q)^{k+1}}{q^2} \right],$$

так, що тепер отримуємо:

$$2e \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\alpha^k a^{k-1}}{1 - \alpha^k} \int_{\rho_1}^{\rho_0} \left(\rho^k - \frac{\rho_0^{2k}}{\rho^k} \right) \rho d\rho \int_0^{2\pi} |\omega'(\zeta)|^2 \cos k\theta d\theta =$$

$$= 2\pi \frac{e}{a^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(\alpha\rho_1)^{2k}}{1 - \alpha^k} \left[(k+1) \left(\frac{1 - q_1}{q_1} - \frac{1 - q_0}{q_0} \right) + \left(\frac{1 - q_1}{q_1} \right)^2 - \left(\frac{1 - q_0}{q_0} \right)^2 \right] +$$

$$+ \frac{\alpha^k}{1 - \alpha^k} \left[\frac{(1 - q_0)^{k+1}}{q_0^2} - \frac{(1 - q_1)^2}{q_1^2} \right].$$

Замінивши q_0, q_1 їх значеннями і використавши формули зв'язку (4.1.2), (4.1.3) геометричних параметрів, приходимо до наступного вираження геометричної жорсткості:

$$C = C_* - \left[\frac{\pi r_1^4}{2} + 2\pi e^2 r_1^2 + \frac{2\pi e^2}{a^2} \sum_{k=1}^{\infty} k \frac{\alpha^k (\alpha\rho)^k}{1 - \alpha^k} \right]. \quad (4.1.9)$$

Ряд в цій формулі можна перетворити до форми, що приводилась М.І.Мусхелішвілі:

$$C = C_* - \left[\frac{\pi r_1^4}{2} + 2\pi e^2 r_1^2 + 2\pi e^2 \rho_1^2 \sum_{s=1}^{\infty} k \frac{\alpha^s}{(1 - a^2 \rho_0^2 \alpha^s)^2} \right]. \quad (4.1.10)$$

4.2. Приближене рішення задачі кручення

Приймаємо вхідні дані:

$$r_0 = R_1 = 3e; r_1 = R_2 = e; G = 80 \text{ ГПа}; M_z = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахуємо параметри:

$$a = e((r_0 - r_1 + e)(r_0 + r_1 - e)(r_0 + r_1 + e)(r_0 - r_1 - e))^{-\frac{1}{2}} = 4,969 \frac{1}{\text{м}};$$

$$\rho_0 = \frac{2r_0}{\sqrt{1 + 4a^2 r_0^2} + 1} = 0.077 \text{ м};$$

$$\rho_1 = \frac{2r_0}{\sqrt{1 + 4a^2r_1^2} + 1} = 0,042 \text{ м};$$

$$\alpha = \frac{\rho_1^2}{\rho_0^2} = 0.292.$$

Розрахуємо координати:

$$x_{01} = \frac{\rho_0}{1 - a\rho_0} = 0.124 \text{ м}; \quad x_{11} = \frac{\rho_1}{1 - a\rho_1} = 0.052 \text{ м};$$

$$x_{02} = \frac{\rho_0}{1 + a\rho_0} = 0.056 \text{ м}; \quad x_{12} = \frac{\rho_1}{1 + a\rho_1} = 0.034 \text{ м};$$

$$c_0 = \frac{1}{2}(x_{01} + x_{02}) = 0.09 \text{ м}.$$

Запишемо функцію напружень:

$$\Phi'_1(\rho, \theta) = \frac{1}{2}(r_0^2 - (\rho \cos \theta - c_0)^2 - (\rho \sin \theta)^2); \quad (4.1.11)$$

$$\Phi(\rho, \theta) = \Phi'_1(\rho, \theta) + e \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\alpha^k \alpha^{k-1}}{1 - \alpha^k} \left(\rho^k - \frac{\rho_0^{2k}}{\rho^k} \right) \cos k\theta. \quad (4.1.12)$$

Розрахуємо геометричну жорсткість:

$$I_p = \frac{\pi r_0^4}{4} = 5.1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4;$$

$$C = I_p - \left(\frac{\pi r_1^4}{4} + 2\pi e^2 r_1^2 + 2\pi e^2 \rho_1^2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\alpha^k}{(1 - \alpha^2 \rho_1^2 \alpha^k)^2} \right) = 4.1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4;$$

$$\alpha l f a = \frac{M_z}{GC} = 3.049 \cdot 10^{-7} \text{ м}^{-1}.$$

Шукаємо значення епюр напружень:

$$\Phi'_1(\rho, \theta) = \frac{d}{d\rho} \Phi(\rho, \theta) \cdot G \cdot \alpha l f a; \quad (4.1.13)$$

$$\Phi'_1(x_{01}, 0) = -1.96 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Phi'_1(x_{11}, 0) = 8.4 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Phi'_1(x_{12}, 0) = 9.2 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Phi'_1(x_{02}, 0) = 2.6 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

Будуємо загальний вигляд епюр (див. Рисунок 4.3)

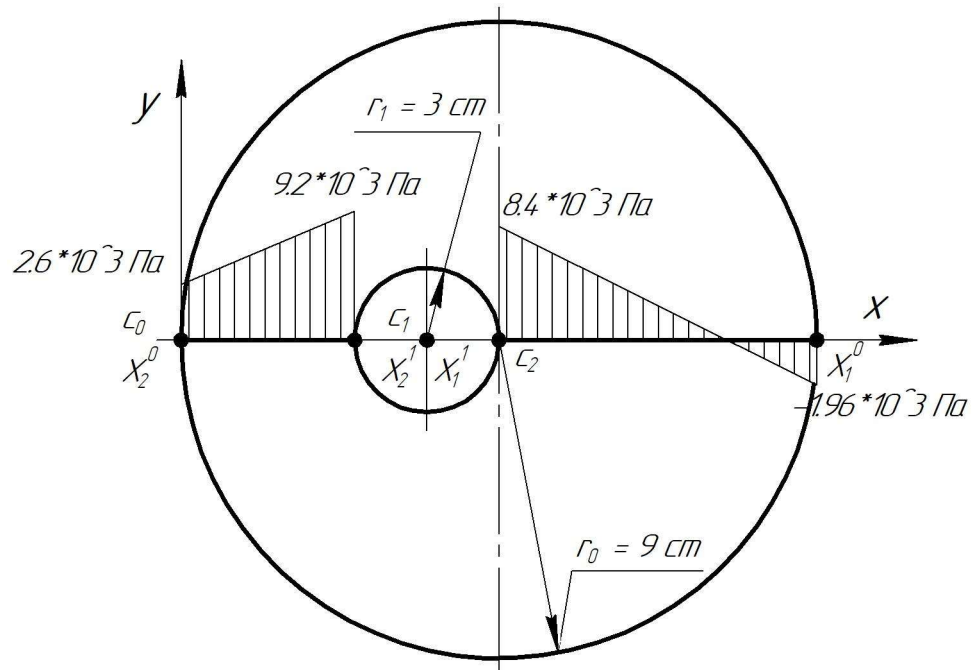


Рисунок 4.3. Розподіл напружень по осі симетрії

5. ПРОЕКТУВАННЯ ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

5.1. Вибір типу зразка та його конструювання

В першу чергу потрібно обрати зразок який відповідає установці. Оскільки я розглядаю установку СНТ-5П, яка призначена для дослідження механічних властивостей металів за складного напруженого стану. Для визначення геометричних характеристик скористаємось формулами опору матеріалів.

Маємо такі вхідні дані:

- Модуль Юнга матеріалу $E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа.
- Коефіцієнт Пуассона матеріалу $\mu = 0.29$.
- Границя міцності матеріалу $\sigma_B = 1100$ МПа.
- Максимально допустимий коефіцієнт концентрації напружень у перехідній зоні зразка $\alpha = 1.05$.
- Максимальна осьова сила устаткування $N_{max} = 110$ КН.
- Гарантований запас потужності устаткування $k = 2$.

Відповідно до умови міцності, обираємо необхідну площу поперечного перерізу трубчастого зразка.

Максимальна сила, що може бути прикладена до зразка:

$$N = \frac{N_{max}}{k} = \frac{110000}{2} = 55000 \text{ Н}$$

Максимальне напруження, яке може бути досягнуте в трубчастій частині зразка, без врахування концентрації напружень:

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_B}{\alpha} = \frac{1100}{1.05} = 1048 \text{ МПа}$$

Площа поперечного перерізу зразка:

$$A = \frac{N}{\sigma_{max}} = 52.4 \text{ мм}^2$$

Так як зразок трубчастого перерізу, необхідно визначити два незалежних розміри: внутрішній d_B та наріжний d_H діаметри (або середній діаметр D та товщина стінки трубки δ), оскільки площа перерізу трубки визначається як

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

де введено наступні позначення:

$D = (d_H + d_B) / 2$ – середній діаметр трубки;

$\delta = (d_H - d_B) / 2$ – товщина стінки трубки.

Приймаємо $\delta = 1.0$ мм, тоді $D \leq 15$ мм; $d_B = D - \delta = 14$ мм. Приймаємо тоді найближче стандартне значення внутрішнього діаметра $d_B = 14$ мм (для оптимальних витрат при виготовленні зразка). Отже, отримали $d_H = d_B + 2\delta = 16$ мм. Призначимо інші розміри робочої частини зразка на розтяг/стиск

- Діаметр голівки: $D = 30$ мм.
- Довжина голівки: $L = 7$ мм.
- Робоча довжина зразка (циліндра): $L_{цил} = 5d_H = 80$ мм.
- Загальна довжина зразка: $L = 140$ мм.
- Кут нахилу перехідної частини зразка: $\theta = 10^\circ$.
- Радіуси заокруглень перехідної частини зразка: $r_1 = 25$ мм, $r_2 = 1$ мм.

Пояснення: для отримання задовільного значення коефіцієнта концентрації напружень $\alpha \leq 1.05$ рекомендують призначати $r_1 > 1.5 \dots 2d_H$.

5.2. Постановка крайової задачі пружності

В даній роботі потрібно отримати значення коефіцієнта концентрації напружень α , який буде реалізовуватися в зразку, щоб порівняти його з допустимим. Для цього потрібно розв'язати крайову задачу лінійної пружності, тобто розрахувати напружено-деформований стан зразка. Результати – поля переміщень, деформацій, напружень.

Сформулюємо постановку задачі та метод її розв'язування.

Прийmemo, що розглядається тіло об'ємом Ω , обмежене поверхнею S ; фізичні величини: напруження, деформації, зусилля, переміщення; застосовуються Лагранжеві координати; матеріал вважається ізотропним, а деформації – малими.

Припустимо, що в початковий момент t_0 в актуальному тілі переміщення $U_i(\vec{x}, t_0)$, деформації $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t_0)$, 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 відбудеться зміна навантажень, тобто на час t прикладемо: $\bar{P}_m(\vec{x}, t)$ – поверхневі сили на S_P ; відбулися переміщення $\bar{U}_i(\vec{x}, t)$ на S_U . Тоді для визначення в кожній точці тіла величин: $U_i(\vec{x}, t)$ – переміщень, $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t)$ – деформацій, $\sigma_{mn}(\vec{x}, t)$ – напружень маємо наступну крайову задачу:

- рівняння рівноваги як окремий випадок рівняння руху:

$$\nabla_n \sigma_{mn} = 0; \quad (5.2.1)$$

- геометричні (для малих деформацій):

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(\nabla_i U_j + \nabla_j U_i), \quad (5.2.2)$$

а також присутні тільки пружні деформації:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e; \quad (5.2.3)$$

- фізичні рівняння:

$$\varepsilon_{ij}^e = C_{ijmn} \sigma_{mn}; \quad (5.2.4)$$

де C_{ijmn} – тензор модулів піддатливості.

Додатково визначаються ГУ на S_U та S_P :

$$U_i|_{S_U} = \bar{U}_i; \quad (5.2.5)$$

$$\sigma_{mn} \nu_n|_{S_P} = \bar{P}_m. \quad (5.2.6)$$

Для отримання розв'язку крайової задачі зазвичай застосовують принцип можливих переміщень.

Для отримання рівняння принципу можливих переміщень використовують співвідношення (5.2.1), (5.2.2), (5.2.6), властивості симетрії тензора напружень

$\sigma_{mn} = \sigma_{nm}$ і теорема Гауса-Остроградського. В підсумку отримують наступний функціонал відносно варіацій переміщень і зв'язаних із ними деформацій

$$F = \int_{\Omega} \sigma_{mn} \delta \varepsilon_{mn} d\Omega - \int_{S_p} \bar{P}_m \delta U_m dS = 0, \quad (5.2.7)$$

що в поєднанні з кінематичними ГУ (5.2.5) на поверхні S_U визначає незліченну множину можливих (віртуальних) напружено-деформованих станів. Дійсний НДС є одним з віртуальних, але він додатково задовольняє фізичним рівнянням зв'язків $\sigma_{mn} \propto \varepsilon_{mn}$, тобто (5.2.4).

5.3. Метод розв'язування крайової задачі лінійної пружності

Застосуємо метод скінченних елементів. Спочатку перейдемо до матричних позначень.

Закон Гука (5.2.4) запишемо у вигляді

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^e\}, \quad (5.3.1)$$

де $[D]$ – матриця модулів пружності.

У випадку пружної ізотропії матеріалу матриця

$$[D] = 2G \cdot \begin{pmatrix} a & b & b & 0 & 0 & 0 \\ b & a & b & 0 & 0 & 0 \\ b & b & a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c \end{pmatrix} \quad (5.3.2)$$

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:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^e\}. \quad (5.3.3)$$

Враховуючи (5.3.3), запишемо вираз (5.3.1) у вигляді:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\}. \quad (5.3.4)$$

Геометричні рівняння (5.2.2) отримують вигляд:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}_e, \quad (5.3.5)$$

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 СЕ; $[B]$ – матриця диференціювання за глобальними координатами, пов'язана лише з типом СЕ і системою глобальних координат.

Функціонал (5.2.7) з урахуванням можливості суперпозиції робіт по СЕ, зумовленої тим, що СЕ взаємодіють один з одним у вузлах і не перетинаються, записується так:

$$F = \sum_e \int_{\Omega^e} \{\delta q\}_e^T [B]^T [D] [B] \{q\}_e d\Omega - \sum_e \int_{S_p^e} \{\delta q\}_e^T [\phi]^T \{p\} dS = 0 \quad (5.3.6)$$

де позначено вектори навантажень $\{p\} = \{\bar{p}_1, \bar{p}_2, \bar{p}_3\}^T$; S_p^e – сторона СЕ, що виходить на S_p тіла; знак $\sum_e$ означає додавання по всіх СЕ, що містять актуальний ступінь свободи вузла.

Оскільки в підінтегральних виразах є вектори $\{\delta q\}_e^T$ і $\{q\}_e$, що не залежать від параметрів інтегрування, їх можна винести за межі інтегралів. З (5.3.6), згрупувавши інтеграли, отримаємо:

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \cdot \{q\}_e + \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{S_p^e} [\phi]^T \{p\} dS = 0 \quad (5.3.7)$$

Позначимо:

$$[K]_e = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega, \quad (5.3.8)$$

$$\{P\}_e = \int_{S_p^e} [\phi]^T \{p\} dS. \quad (5.3.9)$$

Тоді

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T ([K]_e \{q\}_e - \{P\}_e) = 0 \quad (5.3.10)$$

Оскільки варіації переміщень – довільні, то отримали СЛАР вигляду

$$[K]\{q\} = \{P\} \quad (5.3.11)$$

відносно глобального вектора приростів дійсних переміщень $\{q\}_e$ у вузлах СЕ сітки. У СЛАР ще необхідно врахувати кінематичні ГУ (5.2.5).

5.4. Розрахункова схема

Розглядаємо розтяг зразка, який має робочу частину у вигляді тонкостінної трубки. Використовуючи симетрію зразка, будемо розглядати тільки половину довжини зразка. Силу, яка розтягує зразок, задаємо у вигляді розподіленого навантаження, що діє на поверхню голівки. Характер закріплення приймаємо такий, щоб були відсутні поворот та переміщення перпендикулярно до площини розсічення, в циліндричній системі координат.

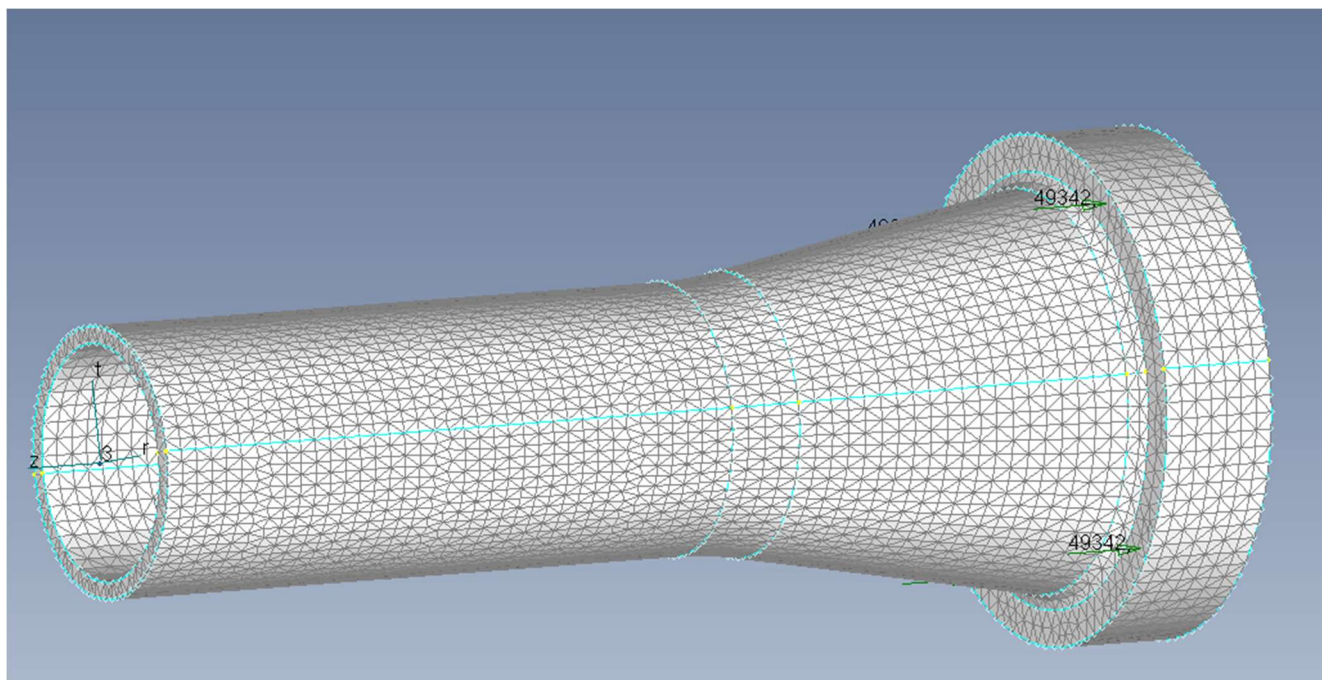


Рис. 5.1. Розрахункова схема зразка

Скінченно-елементна сітка зроблена в автоматичному режимі на основі геометрії за таку умову, щоб по товщині трубки зразка було не менше двох скінченних елементів.

5.5. Результати розрахунків

За допомогою програмного забезпечення FEMAP отримали напружено-деформований стан зразка в пружній області.

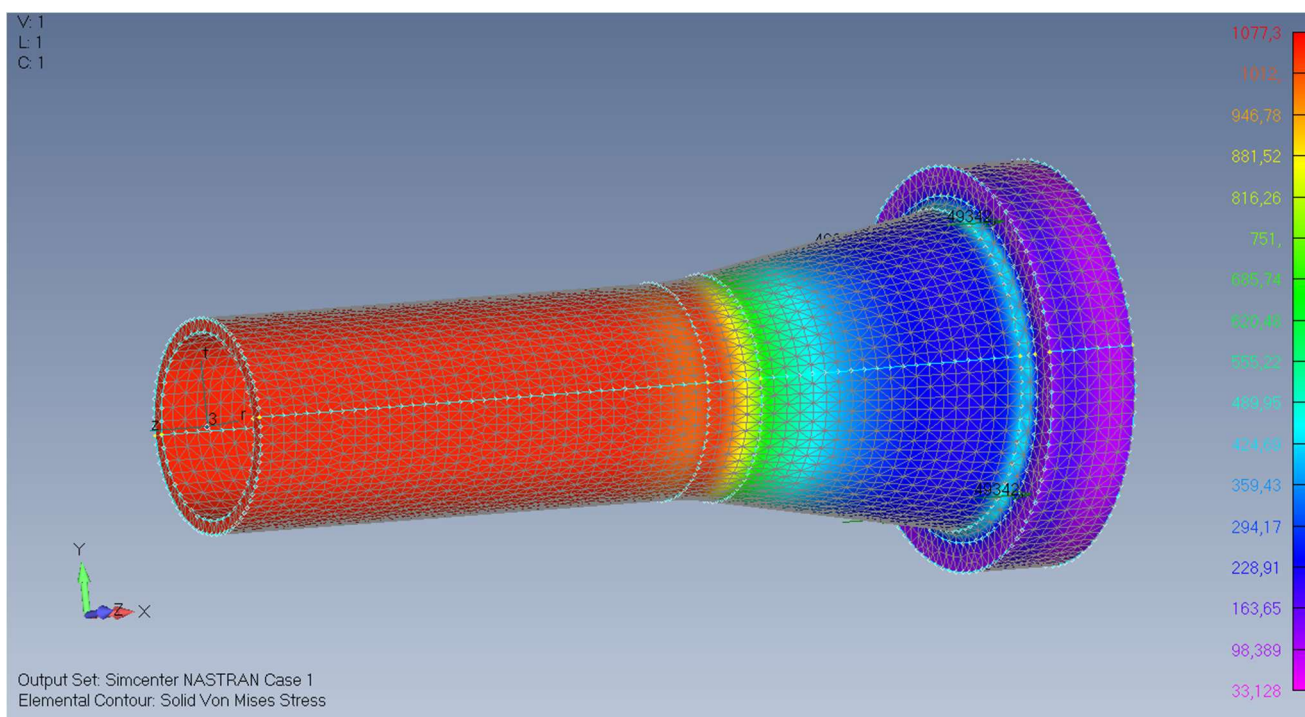


Рис. 5.2. Розподіл напружень за Мізесом (МПа) від розтягуючого зусилля

Обчислимо коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом для заокруглення.

Для цього побудували графіки рис. 5.3 розподілу цих напружень у вузлах, вздовж двох ліній, що зображені на рис. 5.4.

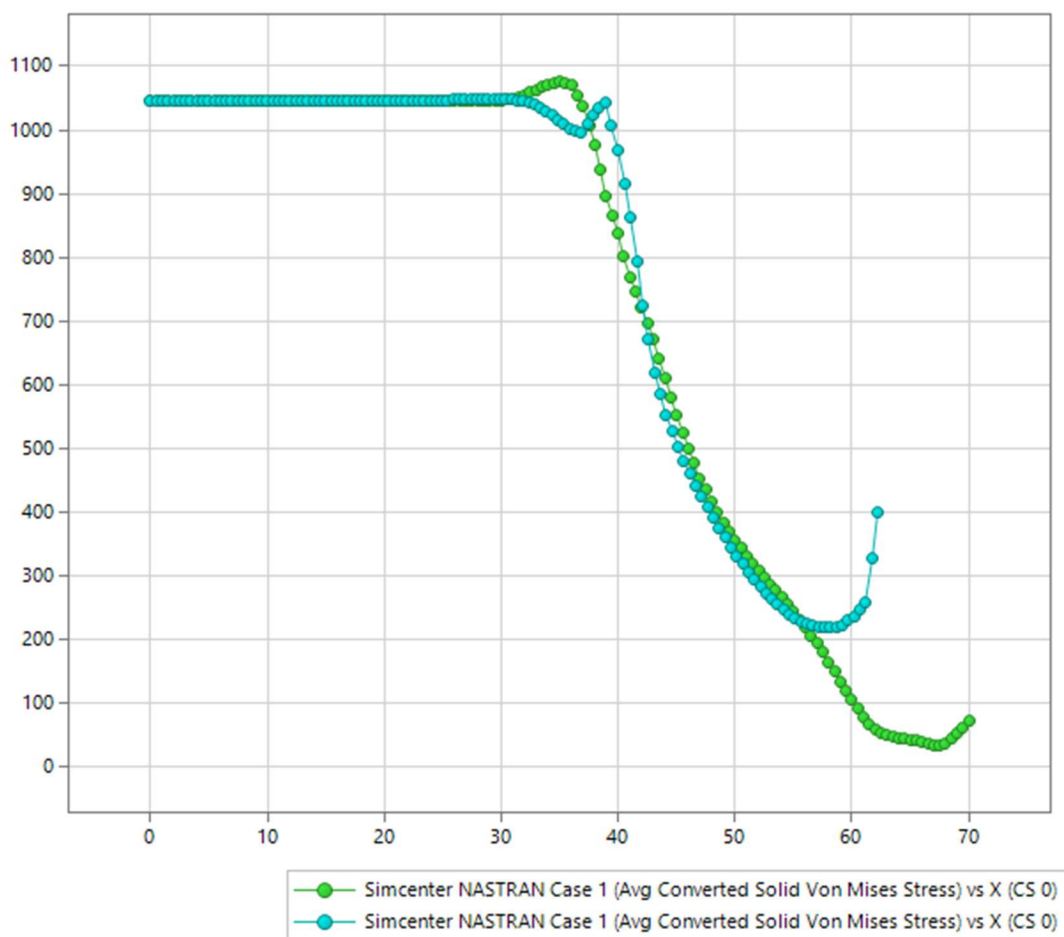


Рис. 5.3. Графіки розподілу напружень за Мізесом, МПа

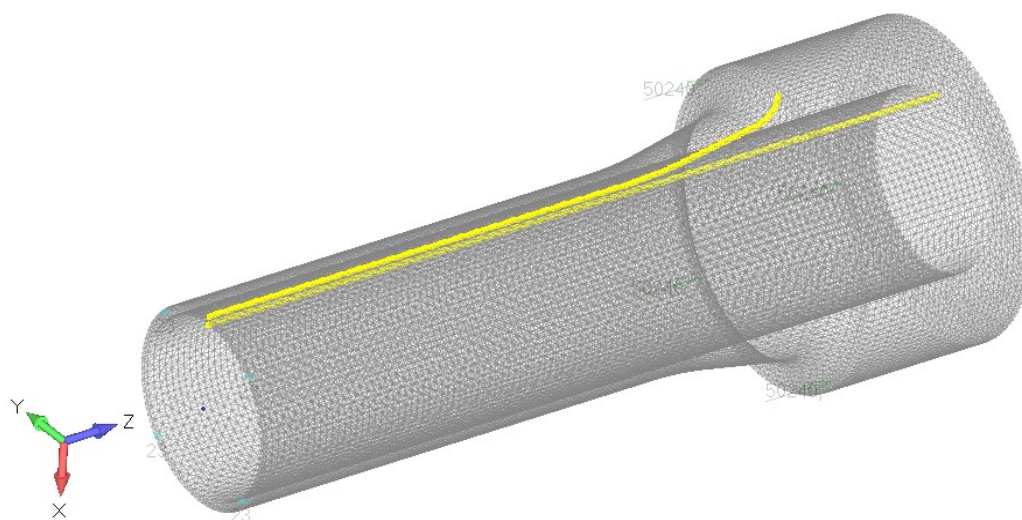


Рис. 5.4. Розташування вузлів, для яких побудовані графіки розподілу напружень за Мізесом

Отримали, що $\alpha = \frac{\sigma_{nom}}{\sigma_{max}} = \frac{1077}{1047} = 1.028 < 1.05$, Отже, немає великої концентрації напружень, тобто зразок спроектовано вірно.

6. РОЗРАХУНКИ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ВІДПОВІДНИХ ВЛАСНИХ ФОРМ КРУТИЛЬНИХ ТА ЗГІНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ

6.1. Визначення власних крутильних частот

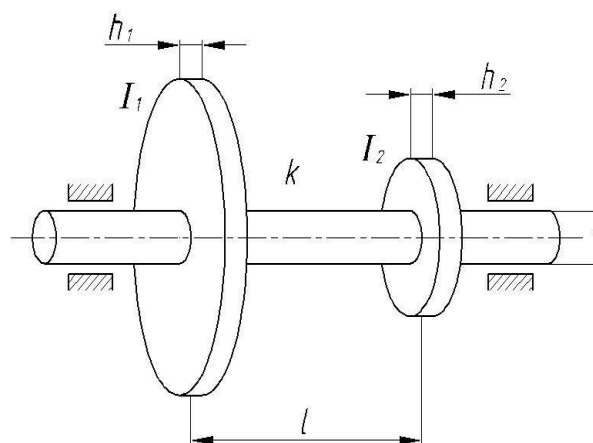
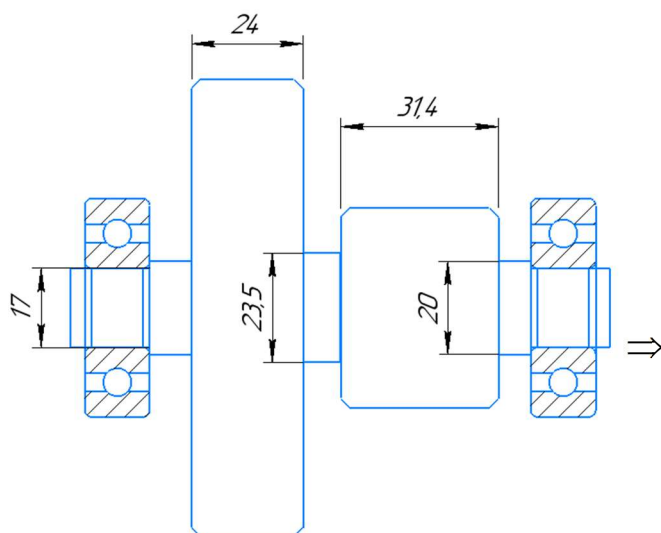


рис. 6.1. Креслення валу

рис.6.2. Розрахункова схема

φ_1, φ_2 – кути повороту відповідно шестерні та черв'ячного колеса, які являють собою узагальнені координати;

матеріал шестерні – сталь 40Х ;

значення густини матеріалів:

$$- \text{ для сталі } \rho_2 = 7,85 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4},$$

для обох матеріалів $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$

жорсткість стержня визначається по формулі $k = \frac{G \cdot I_p}{l}$,

де I_p - полярний момент інерції, який знаходиться по формулою:

$$I_P = \frac{\pi \cdot d_B^4}{32} = \frac{\pi \cdot (20.16 \times 10^{-3})^4}{32} = 0.162 \times 10^{-7} \text{ м}^4$$

де d_B - діаметр вала, $d_B = (17+20+23.5)/3$.

$$k = \frac{G \cdot I_P}{l} = \frac{8 \times 10^{10} \cdot 0.162 \times 10^{-7}}{8 \times 10^{-3}} = 1.62 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Значення I_1, I_2 - осьових моментів інерції для шестерні та черв'ячного колеса знайдемо за формулою:

$$I_1 = \frac{\pi \rho_1 h_1 D_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7,85 \times 10^3 \cdot 24 \times 10^{-3} (101 \times 10^{-3})^4}{32} = 1.92 \times 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м};$$

$$I_2 = \frac{\pi \rho_2 h_2 D_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7,85 \times 10^3 \cdot 31,4 \times 10^{-3} (23 \times 10^{-3})^4}{32} = 0.00676 \times 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}.$$

де D_1, D_2 - відповідно значення діаметрів шестерні та черв'ячного колеса,

h_1, h_2 - відповідно їх ширина.

Запишемо вирази для кінетичної та потенціальної енергії:

$$T = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2;$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k (\varphi_2 - \varphi_1)^2.$$

Підставляючи значення кінетичної і потенціальної енергій до рівняння Лагранжа другого роду $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = 0$ для двох узагальнених координат і

відповідно, отримаємо систему рівнянь у вигляді:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + k \varphi_1 - k \varphi_2 = 0 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - k \varphi_1 + k \varphi_2 = 0 \end{cases}$$

Складемо матриці інерції та жорсткості:

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

Запишемо рівняння вільних коливань у матричному вигляді:

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

Рішення шукаємо у вигляді: $\begin{Bmatrix} \varphi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi \end{Bmatrix} \cos(\alpha t - \beta)$

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

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

Прирівнявши детермінант до нуля отримаємо:

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

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

$$k^2 - \omega^2 k I_1 - \omega^2 k I_2 + \omega^4 I_1 I_2 - k^2 = 0.$$

Знайдемо корені цього рівняння $\omega^4 I_1 I_2 - \omega^2 k(I_1 + I_2) = 0$;

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

$$\omega^2 = \left[\frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \right] \begin{cases} \omega_1^2 = 0 \\ \omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \frac{1.62 \times 10^5 (1.92 + 0.00676) \times 10^{-3}}{1.92 \times 0.00676 \times 10^{-6}} = 2405 \times 10^7 \text{ c}^{-2} \end{cases}$$

Підставляючи значення частот матимемо:

- у першому випадку $\omega_1^2 = 0$

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

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

$$\begin{Bmatrix} \Phi_{11} \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

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

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

$$k - \frac{k(I_1 + I_2)}{I_2} - k \Phi_{22} = 0 \quad \Rightarrow \quad \Phi_{22} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{1.92}{0.00676} = -284,023$$

Зобразимо знайдені значення форм коливань в графічному вигляді:

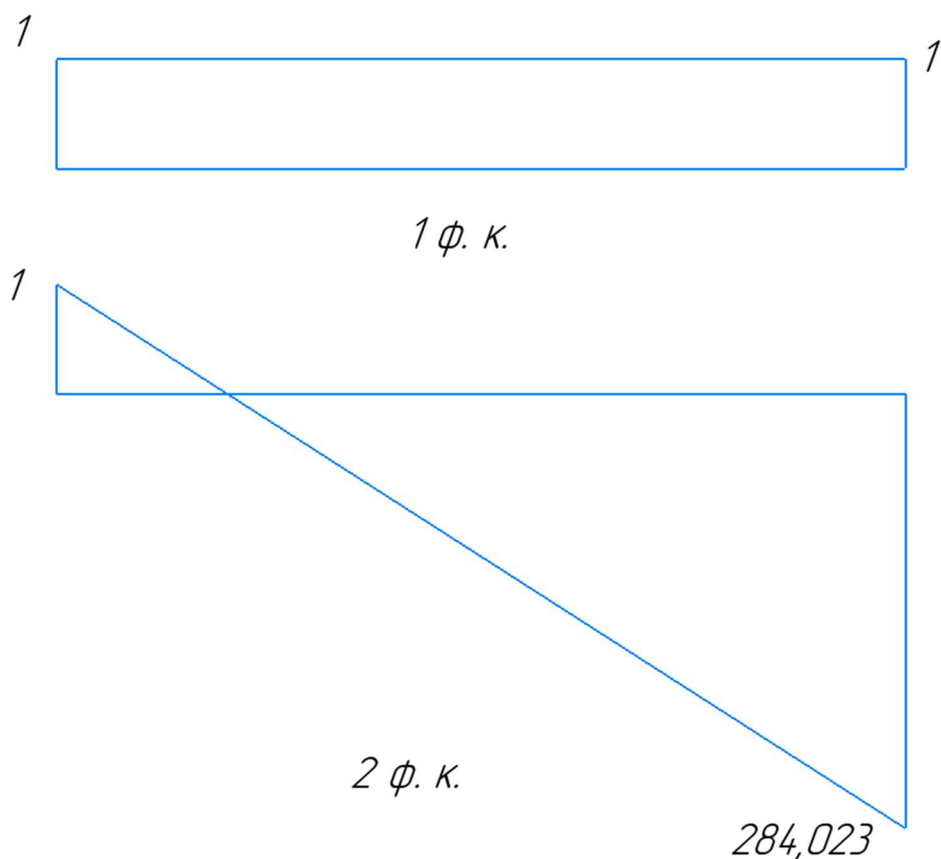


рис. 6.3. Форми коливань

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

$$\{\Phi\}_i^T [c] \{\Phi\}_s = 0$$

$$\{\Phi\}_i^T [a] \{\Phi\}_s = 0$$

-У першому випадку перевірка:

$$\{1 \quad 1\} \cdot \begin{bmatrix} 1.92 & 0 \\ 0 & 0.00676 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -284 \end{Bmatrix} = \{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} 1.92 \\ -1.92 \end{Bmatrix} = 1.92 - 1.92 = 0;$$

-У другому випадку перевірка:

$$\begin{aligned} \{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} &= \{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} k + k \frac{I_1}{I_2} \\ -k - k \frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} \\ &= 1,62 \times 10^5 \left(1 + \frac{1.92}{0.00676}\right) - 1,62 \times 10^5 \left(1 + \frac{1.92}{0.00676}\right) = 0 \end{aligned}$$

Використовуючи метод Релея знайдемо значення власних частот використовуючи формулу $\omega_l^2 = \frac{\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_l}{\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_l}$; підставляючи відповідні значення отримаємо:

$$\begin{aligned}\omega_1^2 &= \frac{\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}} = \frac{\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Bmatrix}} = 0; \\ \omega_2^2 &= \frac{\begin{Bmatrix} 1 & -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} 1 & -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}} = \frac{\begin{Bmatrix} 1 & -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} k + k\frac{I_1}{I_2} \\ k - k\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} 1 & -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} I_1 \\ -I_1 \end{Bmatrix}} \\ &= \frac{k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) + \frac{I_1}{I_2} k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \\ &= \frac{k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \frac{k \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1} = k \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} = \\ &= \frac{1.62 \times 10^5 \cdot (1.92 + 0.0) \times 10^{-3}}{1.92 \cdot 0.00676 \times 10^{-6}} = 2405 \times 10^7 \text{ c}^{-2};\end{aligned}$$

$$\text{Отже, } \begin{cases} \omega_1 = 0 \\ \omega_2 = \sqrt{2405 \times 10^7} = 155080 \text{ c}^{-1} \end{cases}$$

6.2. Визначення власних згинальних частот методом сил

$$m = \rho V$$

$$m_1 = 7.85 \cdot 10^3 \cdot [3.14 \cdot (50,5 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 24 \cdot 10^{-3}] = 1,39 \text{ кг}$$

$$m_2 = 7.85 \cdot 10^3 \cdot [3.14 \cdot (11,5 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 31,4 \cdot 10^{-3}] = 0.052 \text{ кг}$$

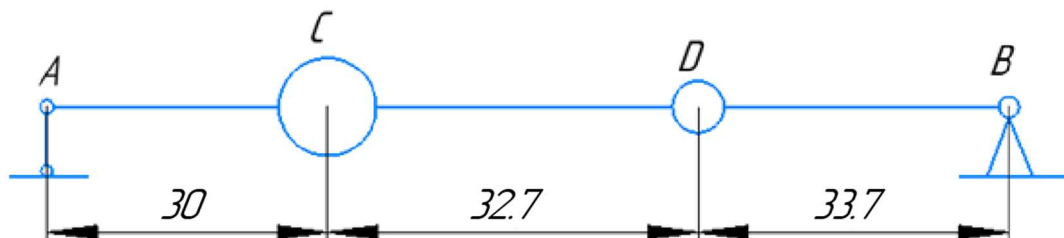


Рис. 6.4. Система з двома ступенями свободи

$$EI = 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 8.104 \cdot 10^{-9} = 1701,84 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції:

$$I = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64} = \frac{\pi \cdot (20.16 \times 10^{-3})^4}{64} = 8.104 \times 10^{-9} \text{ м}^4$$

Знайдемо переміщення $\delta_1, \delta_2, \delta_{21}, \delta_{22}$. Побудуємо епюри (Рис. 6.4) від дії одиничних сил $\overline{X}_1 = 1, \overline{X}_2 = 1$ відповідно.

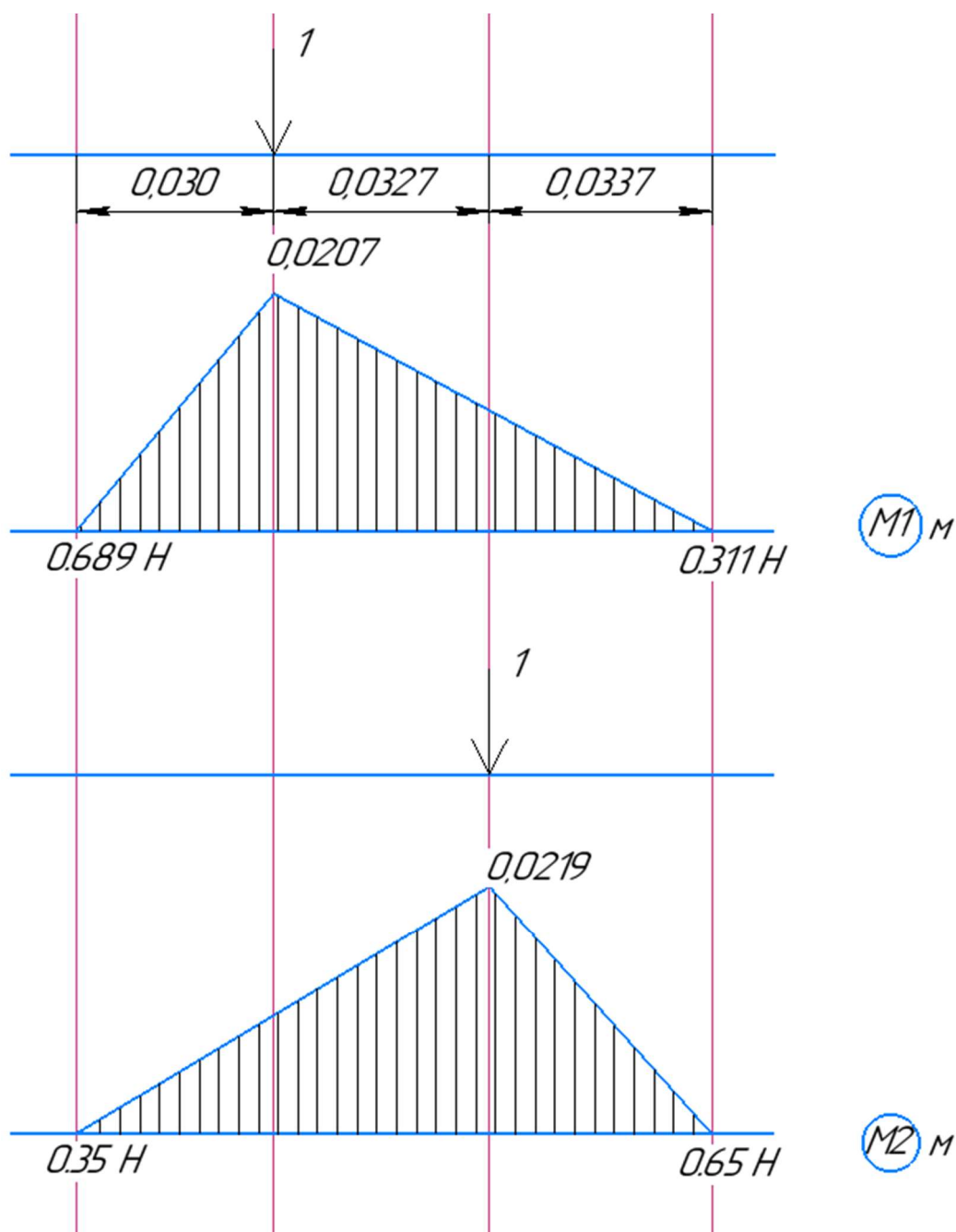


Рис. 6.5. Епюри моментів від одиничних сил

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0.0207 \cdot 0.03 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.0207 + \frac{1}{2} \cdot 0.0207 \cdot 0.0664 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.0207 \right]$$

$$= 8,3 \cdot 10^{-9}$$

$$\delta_{12} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0.0207 \cdot 0.03 \cdot 0,00698 + \frac{1}{2} \cdot 0.0207 \cdot 0.0664 \cdot 0,0182 \right] = 6,17 \cdot 10^{-9}$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0.0219 \cdot 0.0627 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.0219 + \frac{1}{2} \cdot 0.0219 \cdot 0.0337 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.0219 \right]$$

$$= 9,2 \cdot 10^{-9}$$

Запишемо диференціальні рівняння в переміщеннях:

$$\begin{cases} w_1 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ w_2 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 \end{cases} \quad (6.56)$$

Шукаємо переміщення у вигляді

$$w_i = W_i \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (6.57)$$

Підставимо (6.57) в (6.56) отримаємо:

$$\begin{cases} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) \cdot W_1 + \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \cdot W_2 = 0 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 \cdot W_1 + (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \cdot W_2 = 0 \end{cases} \quad (6.58)$$

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

$$\det \begin{bmatrix} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} = 0 \quad (6.59)$$

Розкриваючи визначник, отримуємо характеристичне рівняння відносно ω^2 , з якого знаходимо ω_1^2, ω_2^2 :

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

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

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

$$\omega^4 (2,54 \cdot 10^{-18}) - \omega^2 (1,17 \cdot 10^{-8}) + 1 = 0;$$

Визначили власні частоти: $\omega_2^2 = 2,136 \cdot 10^9 c^{-2}$, $\omega_1^2 = 0,083 \cdot 10^9 c^{-2}$
 $\omega_2 = 46216 c^{-1}$, $\omega_1 = 9135 c^{-1}$

Знаходимо власні форми коливань та перевіряємо умови ортогональності.
 Оскільки кожній частоті відповідає своя форма коливань, то
 розглянемо два можливих випадки, підставляючи до відповідної
 матриці значення знайдених двох частот та знайдемо W_{1i}, W_{2i} .

$$\begin{bmatrix} (\omega_i^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_i^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_i^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_i^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{1i} \\ W_{2i} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.61)$$

При $\omega_1^2 = 0,082 \cdot 10^9 c^{-2}$ і нормованій $W_{1i} = 1$ отримаємо з розв'язку
 рівняння таку першу власну форму:

$$\begin{bmatrix} (\omega_1^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_1^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_1^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_1^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{11} \\ W_{21} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.61)$$

$$W_{21} = 1,2$$

Аналогічно при $\omega_2^2 = 2,136 \cdot 10^9 c^{-2}$ і нормованій $W_{12} = 1$

$$\begin{bmatrix} (\omega_2^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_2^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_2^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_2^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{12} \\ W_{22} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.63)$$

$$W_{22} = -33,589$$

Оскільки однією з властивостей власних форм коливань є їх
 ортогональність, то перевіримо виконання цієї умови:

$$\{W\}_2^T [a] \{W\}_1 = 0; \quad (6.65)$$

$$\{W\}_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1,193 \end{Bmatrix}, \{W\}_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ -33,58 \end{Bmatrix}$$

$$\cdot \{1 \quad 1,2\} \begin{bmatrix} 1.39 & 0 \\ 0 & 0.052 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ -33,58 \end{Bmatrix} = -0,7 \approx 0$$

Зобразимо отримані власні форми згинальних коливань на
 рисунку(Рис. 6.5):

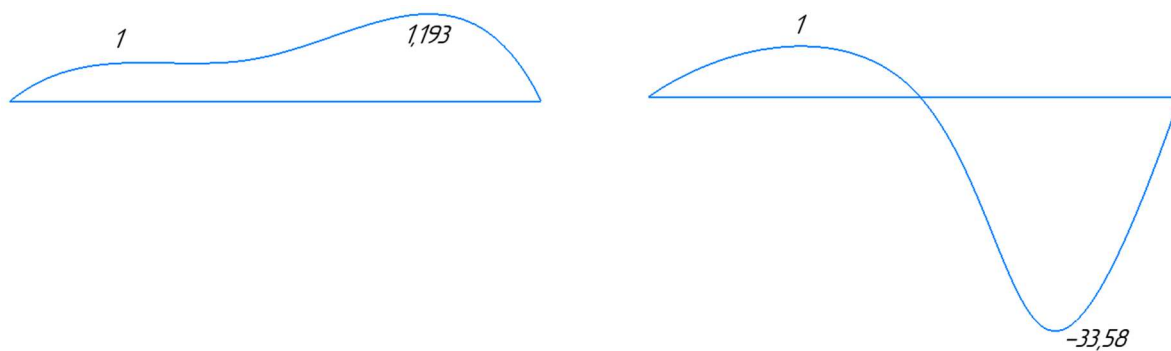


Рис. 6.6. Власні форми коливань

6.3. Визначення першої власної частоти методом Релея

Рис. 6.7. Система з двома ступенями свободи
(маси замінили силами)

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

$$Q_1 = m_1 g = 1.39 \cdot 10 = 13.9 H$$

$$Q_2 = m_2 g = 0.052 \cdot 10 = 0,52 H$$

$$\sum M_{iA} = 0;$$

$$\sum M_{iB} = 0;$$

$$R_B = 9,76 H$$

$$R_A = 4,66 H$$

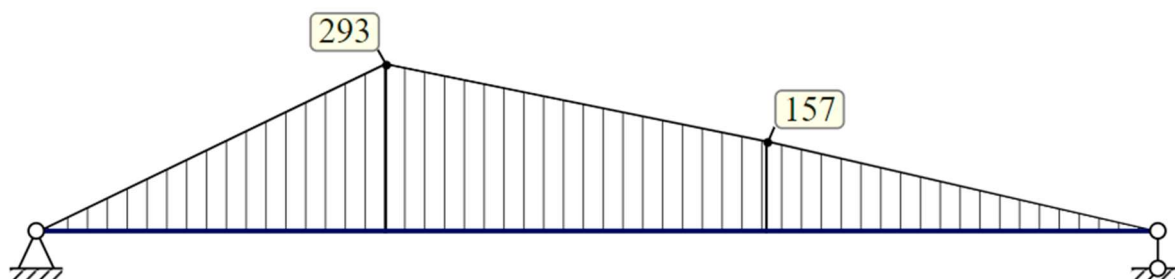


Рис. 6.8. Епюри моментів зовнішніх сил

Значення W_i [м] знаходимо за допомогою методу Верещагіна.

$$W_1 = \frac{1}{EI} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot 0.293 \cdot 0.03 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.0214 + \frac{1}{2} \cdot 0.136 \cdot 0.0327 \cdot 0.0178 + 0.157 \cdot 0.0327 \cdot 0.0156 + \frac{1}{2} \cdot 0.157 \cdot 0.0337 \cdot 0.007 \right] = 1.23 \cdot 10^{-7} \text{ м}$$

$$W_2 = \frac{1}{EI} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot 0.293 \cdot 0.03 \cdot 0.0698 + \frac{1}{2} \cdot 0.136 \cdot 0.0327 \cdot 0.0142 + 0.157 \cdot 0.0327 \cdot 0.0161 + \frac{1}{2} \cdot 0.157 \cdot 0.0337 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.0219 \right] = 2.7 \cdot 10^{-7} \text{ м}$$

$$\omega_1^2 = \frac{13.9 \cdot 1.23 \cdot 10^{-7} + 0.52 \cdot 2.7 \cdot 10^{-7}}{1.39 \cdot (1.23 \cdot 10^{-7})^2 + 0.052 \cdot (2.7 \cdot 10^{-7})^2} = 84770034 c^{-2}$$

$$\omega_1 = 9207 c^{-1}$$

6.4. Визначення першої власної частоти методом Донкерлі

$$\frac{1}{\omega_1^2} = \frac{1}{(\omega'_1)^2} + \frac{1}{(\omega'_2)^2};$$

$$\frac{1}{(\omega'_1)^2} = m_1 \delta_{11} = 1.39 \cdot 8.3 \cdot 10^{-9} = 11.54 \cdot 10^{-9}$$

$$\frac{1}{(\omega'_2)^2} = m_2 \delta_{22} = 0.052 \cdot 9.2 \cdot 10^{-9} = 0.48 \cdot 10^{-9}$$

$$\frac{1}{\omega_1^2} = 11.54 \cdot 10^{-9} + 0.48 \cdot 10^{-9} = 12.2 \cdot 10^{-9}$$

$$\omega_1 = 9053 c^{-1}, \quad \omega_1^2 = 0.08196 \cdot 10^9 c^{-2} \quad .$$

Для порівняння, значення першої власної частоти згинних коливань:

- методом сил : $\omega_1 = 9135 c^{-1}$
- методом Релея: $\omega_1 = 9207 c^{-1}$
- методом Донкерлі: $\omega_1 = 9053 c^{-1}$

Похибка результатів:

$$\delta_{\text{Релея}} = \left| \frac{9207 - 9135}{9207} \right| \cdot 100\% = 0.78\%$$

$$\delta_{\text{Донкері}} = \left| \frac{9135 - 9053}{9135} \right| \cdot 100\% = 0.9\%$$

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дана бакалаврська робота присвячена модифікації установки СНТ-5П для випробувань матеріалів в умовах складного напруженого стану.

В першому розділі було спроектовано привід випробувальної установки, за початковими даними був підібраний двигун для забезпечення необхідної потужності установки. Зміна параметрів двигуна і редуктора призвела до зміни розмірів його елементів. Тому були проведені кінематичний та силовий розрахунки привода, проектні розрахунки передач і валів, виконані їх перевірни розрахунки, підібрані підшипники із заданим ресурсом.

В другому розділі було проведено оптимізацію зубчастої циліндричної передачі за геометричними показниками якості зачеплення шляхом корегування зубчастих коліс, тобто визначення оптимальних коефіцієнтів зміщення ($x_1 = 0,732$; $x_2 = -0,732$), при яких основні геометричні показники якості зачеплення зубчастої передачі отримали оптимальні значення. Так $\varepsilon_\alpha = 1,423 \geq [\varepsilon_\alpha] = 1$, тобто зубчасте зачеплення буде неперервним. Коефіцієнти товщини зубців у вершині мають оптимальні значення: $Sk_1 = 0,29 > [Sk] = 0,25$ і $Sk_2 = 0,853 > [Sk] = 0,25$, тому надмірне загострення зубців коліс виключене. В результаті корегування відбулось вирівнювання коефіцієнтів питомого ковзання шестерні і колеса на ніжках зубців ($\lambda_1 = 0,419$; $\lambda_2 = 0,419$), при цьому знос зубців обох коліс буде найбільш рівномірним і збільшиться загальний строк служби передачі.

В третьому розділі був проведений розрахунок допустимих навантажень використовуючи 4-ту теорію міцності та були побудовані епюри внутрішніх зусиль та прогинів колової ступінчастої пластини, що складалась з трьох ділянок.

В четвертому розділі було проведено напружено-деформований стан при крученні ексцентричного кільця моментом за допомогою аналітичних розрахунків та задачі Сен-Венана для ексцентричного кільця.

В п'ятому розділі були проведено чисельні розрахунки напружено-деформованого стану трубчастого випробувального зразка, який призначений

для випробування на розтяг, кручення та внутрішній тиск. В даному випадку проводився розрахунок на розтяг. Розрахунки проводились на основі МСЕ та за допомогою програмного пакету FEMAP. В результаті розрахунків ми отримали розв'язок задачі напружено-деформованого стану у табличному варіанті, який програма може відобразити на екрані монітора у графічному вигляді, тобто маємо можливість наглядно бачити розподіл та величину напружень у кожному вузлі.

В нашому розрахунку коефіцієнт концентрації напружень є меншим від теоретичного коефіцієнту, а саме:

$$K_{\sigma_{Max}} = 1.028$$

В шостому розділі були проведені чисельні розрахунки власних частот та відповідних власних форм крутих коливань системи з двома степенями вільності, в якості якої розглядався проміжний вал спроектованого редуктора приводу випробувальної установки СНТ-5П.

СПИСОК ЛТЕРАТУРИ

1. Проектування приводу випробувальної машини. Методичні вказівки до курсового проектування з деталей машин / Укл. Ковальчук Б.І., Заховайко О.П. – К.: НТУУ „КПІ”, 2004.
2. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин / Москва «Высшая школа» 2007.
3. Профілювання 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 – 40с.
4. Чемерис О.М. Методичні вказівки до розв’язування задач симетричнокруглих пластин з дисципліни „Будівельна механіка машин” для студентів спеціальності ДММ. – К.: КПІ, 1992.
5. Лурье А.И. Теория упругости 1970г.
6. 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. Бобирия. – К.: НТУУ "КПІ", 2004. – 47 с.
7. Рудаков К.М. Чисельні методи аналізу в динаміці та міцності конструкцій: Навч. посібник. – К.: НТУУ "КПІ", 2007. – 379 с.
8. Рудаков К.Н. FEMAP 10.2.0. Геометрическое и конечно-элементное моделирование конструкций. К., 2011. – 317 с. Режим доступа : <http://www.cad.dp.ua/stats/FEMAP-102.php>.
9. Синтез циліндричного евольвентного звчеплення з використанням програмного модуля «PROF Z». Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія Механізмів і Машин» / Укл.: к.т.н., доц. О.П. Заховайко. – К.: НТУУ „КПІ”, 2012 – 42с.

10. «Теорія коливань та стійкості руху» Збірник завдань до курсового проектування та практичних занять для студентів спеціальності «Динаміка та міцність машин» / Укл.: Бабенко А.Є., Боронко О.О., Трубачов С.І. – К.: НТУУ „КПІ”, 2010 – 171с.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
			МП81.СНТ5П.00.00.00	Схема випробувальної установки	1	
A1						
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	МП81.СНТ5П.00.01.00	Трубчастий зразок	1	
		2	МП81.СНТ5П.00.02.00	Верхній захват (робочий)	1	
		3	МП81.СНТ5П.00.03.00	Нижній захват (робочий)	1	
		4	МП81.СНТ5П.00.04.00	Вакуумна камера	1	
		5	МП81.СНТ5П.00.05.00	Верхній захват (машини)	1	
		6	МП81.СНТ5П.00.06.00	Нижній захват (машини)	1	
		7	МП81.СНТ5П.00.07.00	Циліндричний двохступінчастий редуктор	1	
		8	МП81.СНТ5П.00.04.00	Універсальний шарнір	1	
		9	МП81.СНТ5П.00.05.00	Плунжери	1	
		10	МП81.СНТ5П.00.06.00	Гідроциліндри	1	
		11	МП81.СНТ5П.00.07.00	Рейкова зубчаста передача	1	
		12	МП81.СНТ5П.00.01.00	Золотник	1	
		13	МП81.СНТ5П.00.02.00	Барабан	1	
		14	МП81.СНТ5П.00.03.00	Підшипники	1	
		15	МП81.СНТ5П.00.04.00	Хрестовина	1	
		16	МП81.СНТ5П.00.05.00	Черв'ячний редуктор	1	
		17	МП81.СНТ5П.00.06.00	Різьбова втулка	1	
		18	МП81.СНТ5П.00.07.00	Упори	1	
		19	МП81.СНТ5П.00.07.00	Мікровимикач	1	
		20	МП81.СНТ5П.00.07.00	Насос	1	
				МП81.СНТ5П.00.00.СП		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
Розроб.		Немикін І. Д.			Літ.	Аркуш
Перев.		Лавренко Я. І.				Аркушів
						1
						1
Н.контр.						
Затв.						

[illegible]

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
		12		4-M18x1.5	1	
				Кришки		
		13		7-47	2	
		14		7-57	2	
		15		5-80	2	
				Підшипники ГОСТ 831-75		
		16		36302	2	
				ГОСТ 8338-75		
		17		303	2	
		18		208	2	
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		19		5x5x10	1	
		20		8x7x14	1	
		21		8x7x25	3	
		22		10x8x65	2	
				Болт ГОСТ 7798-70		
		23		M8-6gx30	6	
		24		M8-6gx45	4	
		25		M6-6gx10	2	
				Болт ГОСТ Р 50792-95		
		26		M5x12	2	
				Гайка ГОСТ 15-526-70		
		27		M8	10	
				Пружня шайба ГОСТ 6402-70		
		28		8T	10	
Инд. № подл.						Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		29		Шайба кінцева ГОСТ 14 734-69 7019-0628	1	
		30		Винт ГОСТ 174 75-80 А.М6-6dх14	1	
		31		Штифт ГОСТ 3128-70 4х16	1	
		32		Штифт ГОСТ 3129-70 6х28	2	
		33		Прокладка ГОСТ 26-2001-83 40х32	1	
		34		25х16	1	
		35		54х104	1	
		36		5х10	1	
		37		Нестандарні вироби Дистанційні кільця 28х20х7	1	
		38		19х15х8	1	
		39		26х20х9	1	
		40		66х35х8	1	
		41		Матеріали Масло ІРП-75 (0.55л)	1	

Інв. № подл.

Підп. і дата

Взам. інв. №

Інв. № дубл.

Підп. і дата

Немикін І. Д.
Лавренко Я. І.

М781.СНТ5П.00.07.00.СП
Лист 3