

**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 черв'ячного двоступінчастого редуктора установки
ІД-5П для дослідження довготривалої міцності металів при високих
температурах»**

Виконала: студентка IV курсу групи МП-81 Кравченко Марина Павлівна

_____ (підпис)

Керівник: к.т.н., доц. Онищенко Євген Євгенович

_____ (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.

Студентка

_____ (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 студентці

Кравченко Марині Павлівні

1. Тема роботи «Проектування черв'ячного двоступінчастого редуктора установки ІД-5П для дослідження довготривалої міцності металів при високих температурах», керівник роботи Онищенко Євген Євгенович д.т.н., к.т.н, затверджені наказом по університету від 07.06.2022 р. № 923-с.
2. Термін подання студентом роботи 10.06.2022 р.
3. Вихідні дані до роботи Установка ІД-5П для механічних випробувань матеріалів при статичних навантаженнях, максимальна осьова сила на захваті – 80 кН, швидкість робочого ходу активного захвата – 8 мм/хв.
4. Зміст роботи Вибір двигуна, розрахунок і проектування передач та валів редуктора, проектування корегованого евольвентного зачеплення, розрахунок круглої ступінчастої пластини, розв'язання задачі методами теорії пружності, розрахунок деформованого стану випробувального зразка, визначення власних частот та відповідних власних форм коливань вала.
5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням презентацій тощо) 9 слайдів у презентації, записка містить 93 сторінки, 36 ілюстрацій, 15 таблиць, додаток та 26 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 5-7 розділів	01.06.2022 р.	
5	Передзахист	14.06.2022 р.	
6	Захист дипломної роботи	21.06.2022 р.	

Студент

Марина КРАВЧЕНКО

Керівник

Євген ОНИЩЕНКО

Анотація

Дана бакалаврська робота присвячена модифікації привода випробувальної установки ІД-5П для дослідження довготривалої міцності металів при високих температурах.

В даній роботі проведено модифікацію приводу і редуктора установки шляхом вибору оптимальних вузлів та умов роботи. Спроектовані усі елементи приводу, за показниками якості зачеплення з використанням програмного забезпечення K-PRO було оптимізовано зубчасту передачу для підвищення її ефективності. Пліту, на якій фіксується дана установка було розраховано на міцність і жорсткість. Методами теорії пружності проведено розрахунки напружено-деформованого стану плоского диску, при навантаженні його осьовими силами. За допомогою методу скінченних елементів та програмного комплексу FEMAP досліджено напружено-деформований стан тонкостінного зразка для випробувань на розтяг. Методами теорії коливань визначено власні частоти та форми коливань проміжного валу редуктора. Сформульовані загальні висновки по роботі.

Записка містить 95 сторінок, 36 рисунків, 15 таблиць, додаток.

Ключові слова: *випробувальна установка, редуктора, кінематична схема, циліндрична передача, черв'ячна передача, розрахунок валів, підшипники, зразок, напружено-деформований стан, опорна плита, коливання, власні частоти, власні форми.*

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

Annotation

This bachelor work is devoted to the modification of the drive of the testing machine ID-5P for the studying of long-term strength of metals at high temperatures.

In this work, the drive and gearbox were modified by selection of the most optimal details and their working conditions. All of the reduction gear units were designed and the gear train was improved via K-PRO software. Machine base plate strength and rigidity was calculated. Stress-strain state of a flat disk under loading with axial forces was calculated by the elasticity theory methods. With the help of finite element method and FEMAP software the stress-strain state of a thin-walled specimen for tensile tests was calculated. Intermediate shaft oscillation normal modes were determined with the help of oscillation theory methods. General conclusions were formulated.

The note contains 95 pages, 36 figures, 15 tables, an application.

Keywords: *test setup, reducer, kinematic scheme, cylindrical transmission, worm gear, calculation of shafts, substrates, sample, stress-strain state, base plate, oscillations, normal modes.*

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

ЗМІСТ

1	1.ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИПРОБУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІД-5П.....	9
1.1	Опис прототипу та кінематична схема.....	9
1.2	Вибір двигуна.....	10
1.3	Кінематичний та силовий розрахунок привода.....	12
1.4	Розрахунок циліндричної передачі.....	13
2	РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА.....	13
2.1	Розрахунок передачі гвинт-гайка.....	13
2.1.1	Вибір матеріалів.....	14
2.1.2	Проектний розрахунок передачі гвинт-гайка.....	14
2.1.3	Перевірний розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.....	14
2.1.4	Перевірка гвинта на міцність.....	15
2.1.5	Перевірка гвинта на стійкість.....	15
2.1.6	Перевірка витків гайки на зріз.....	16
2.1.7	Визначення розмірів гайки.....	16
2.1.8	Визначення ККД передачі.....	16
2.2	Розрахунок чотиризахідної черв'ячної передачі.....	16
2.2.1	Вибір матеріалу і способу термообробки.....	16
2.2.2	Параметри навантаження черв'ячної передачі.....	17
2.2.3	Допустимі напруження для розрахунків черв'ячної передачі.....	18
2.2.4	Проектний розрахунок передачі.....	19
2.2.5	Попередні значення деяких параметрів передачі.....	19
2.2.6	Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість.....	21
2.2.7	Розрахунок зубців черв'ячного колеса на витривалість при згині.....	21
2.2.8	Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням.....	22
2.2.9	Геометричний розрахунок параметрів червячної передачі.....	22
2.2.10	Розрахунок сил у зачепленні передачі.....	23
2.2.11	Розрахунок ККД передачі.....	23
2.2.12	Розрахунок червяка на жорсткість.....	23
2.3	Розрахунок тихохідної передачі.....	24
2.3.1	Параметри навантаження черв'ячної передачі.....	24
2.3.2	Матеріали для виготовлення червяка та черв'ячного колеса.....	24
2.3.3	Розрахунок допустимих напружень.....	24

2.3.4	Проектний розрахунок черв'ячної передачі	25
2.3.5	Перевірка активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість.....	27
2.3.6	Перевірка активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність	27
2.3.7	Перевірка зубців черв'ячного колеса на витривалість при згині.....	28
2.3.8	Перевірка зубців на міцність при згині максимальним навантаженням.....	28
2.3.9	Розрахунок геометричних параметрів черв'ячної передачі	28
2.3.10	Розрахунок сил у зачепленні черв'ячної передачі.....	29
2.3.11	ККД черв'ячної передачі.	29
2.3.12	Перевірка черв'яка на жорсткість	29
3	РОЗРАХУНОК ВАЛІВ	30
3.1	Розрахунок швидкохідного вала	30
3.1.1	Розрахунок статичної міцності.....	31
3.1.2	Розрахунок вала на витривалість	33
3.1.3	Перевірка вала на жорсткість	35
3.2.	Розрахунок проміжного вала.....	36
3.2.1.	Перевірка статичної міцності вала.....	37
3.2.2.	Розрахунок вала на витривалість	40
3.2.3.	Перевірка вала на жорсткість	41
3.3.	Розрахунок тихохідного вала	42
3.3.1.	Перевірка статичної міцності вала.....	43
3.3.2.	Розрахунок вала на витривалість	44
3.3.3.	Перевірка вала на жорсткість	46
3.4.	Підбір підшипників швидкохідного валу.....	48
3.5.	Підбір підшипників проміжного валу	49
3.6.	Підбір підшипників тихохідного валу.....	50
3.8.	Підбір та перевірка шпонок валів редуктора.....	52
3.9.	Визначення кількості та сорту мастила в редукторі	52
3.10.	тепловий розрахунок редуктора.....	53
4.	КОРЕГУВАННЯ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС	54
4.1.	Мета проведення корегування.....	54
4.2.	Вибір коефіцієнтів зміщення.....	54
4.3.	Розрахунок параметрів некорегованої передачі	55
4.4.	Розрахунок параметрів корегованої передачі	57
4.5.	Висновки	61
5.	РОЗРАХУНОК ОСЕСИМЕТРИЧНОЇ ПЛАСТИНИ НА МІЦНІСТЬ ТА	
	ЖОРСТКІСТЬ.....	62
5.1.	Обчислення характеристик ділянок.....	62

5.2. Обчислення векторів навантажень	64
5.3. Обчислення векторів стану.....	65
5.4. Обчислення колових згинальних моментів.....	67
5.5. Обчислення допустимого навантаження.....	68
6. ПРОЕКТУВАННЯ ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ	72
6.1. Вибір типу зразка та його конструювання	72
6.2. Постановка крайової задачі пружності.....	73
6.3. Метод розв'язування крайової задачі лінійної пружності.....	75
6.4. Розрахункова схема.....	76
6.5. Результати розрахунків	77
7. РОЗРАХУНОК ПРОТОТИПУ КОНСТРУКТИВНОГО ЕЛЕМЕНТА МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ	79
7.1. Постановка задачі	79
7.2. Розрахунок	80
7.3. Результати розрахунку	81
8. РОЗРАХУНКИ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ВІДПОВІДНИХ ВЛАСНИХ ФОРМ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬСИСТЕМИ З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ ...	82
8.1. Визначення власних крутильних частот	82
8.2. Визначення власних згинальних частот методом сил.....	86
8.3. Визначення першої власної частоти методом Релея.....	90
8.4. Визначення першої власної частоти методом Донкерлі.....	90
9 СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	92
10 ДОДАТКИ

1 1.ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИПРОБУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІД-5П

1.1 Опис прототипу та кінематична схема

На вихідному валу привод повинен розвивати потужність $P = 0,0109\text{кВт}$ при числі обертів вала $n = 0,5 \text{ хв}^{-1}$.

Установка ІД-5П (рис. 1.1) для дослідження механічних властивостей металів за статичного навантаження: 1 – зразок; 2, 3 тяги; 4 – муфта; 5 – серга; 6 – зовнішній важіль; 7 – призма; 8 – гвинт; 9 – редуктор; 10 – електродвигун; 11 – контакти; 12 – електропіч; 13 – напрямні; 14 – термопара; 15 – редуктор; 16 – електродвигун; 17 – наконечник; 18 – упор; 19 – клапан; 20 – охолоджувальний прилад; 21 – трансформатор; 22 – вантажі; 23 – навантажувальна рамка; 24 – полиці; 25 – штифти; 26 – тяги; 27 – рамка; 28 – напрямні; 29 – електромагнітні затискачі; 30 – електромагніти; 31 – електродвигун; 32 – редуктор; 33 – гвинт; 34 – орієнтир; 35 – напрямні; 36, 37 – регулятори.

Технічна характеристика

Максимальна осьова сила, кН.....10
 Максимальна швидкість переміщення нижнього захвата, мм/хв...1
 Діапазон температур випробувань, °С.....20...3000

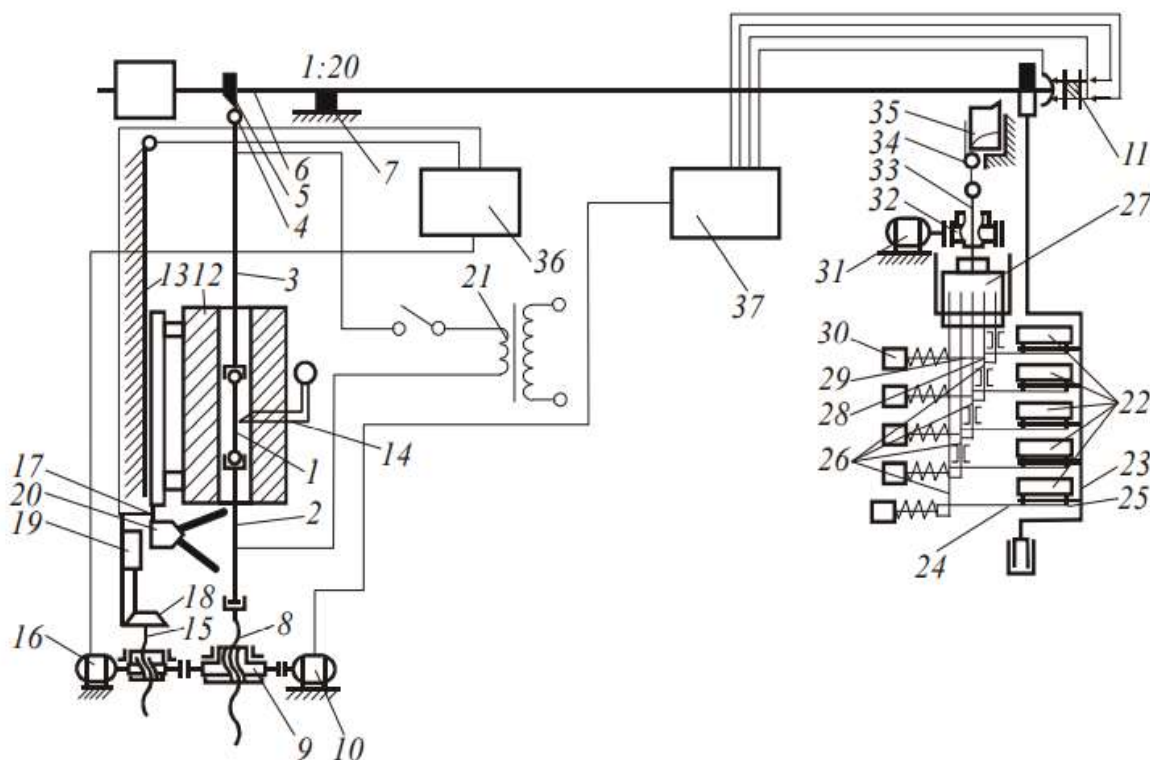


Рисунок 1-1: Схема випробувальної установки ІД-5П

Привода випробувальної установки містить електродвигун (Д) і чотири механічні передачі обертального руху: передачу гвинт-гайка (1), черв'ячну двозахідну передачу (2), черв'ячну чотиризахідну передачу (3) та циліндричну косозубу передачу(4). Черв'ячний двоступінчастий редуктор служить для передачі обертального руху між осями, що перетинаються.

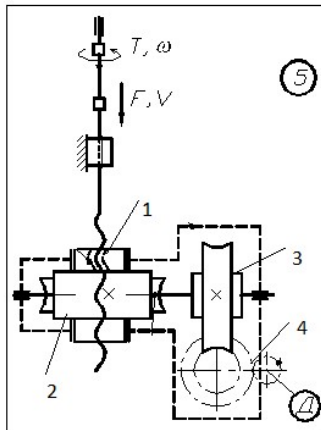


Рисунок 1-2: Схема редуктора

1.2 Вибір двигуна

Електродвигун для привода вибирають за потрібною потужністю на вихідному валу привода (рис.2.1). Для вибору потужності привідного електродвигуна визначаємо загальний ККД ($\eta_{\text{заг}}$).

Загальний ККД привоу транспортера визначаємо за формулою (1.3.1):

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{з.п.}} \times \eta_{\text{ч.п.4}} \times \eta_{\text{ч.п.2}} \times \eta_{\text{г.г.}} \times \eta_0^n \quad (1.3.1)$$

де $\eta_{\text{з.п.}}$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{\text{ч.п.4}}$ – ККД черв'ячної чотиризахідної передачі ;

$\eta_{\text{ч.п.2}}$ – ККД черв'ячної двозахідної передачі;

$\eta_{\text{г.г.}}$ – ККД передачі гвинт-гайка;

η_0 – ККД підшипників;

n – кількість пар підшипників.

ККД зубчастої передачі 0,945; ККД черв'ячної чотиризахідної передачі 0,9; ККД черв'ячної двозахідної передачі 0,785; ККД передачі гвинт-гайка 0,6; ККД підшипників 0,99; кількість пар підшипників рівна 3.

$$\eta_{\text{заг}} = 0,945 \times 0,9 \times 0,785 \times 0,6 \times 0,99^3 = 0,389$$

Необхідну потужність електродвигуна $P_{\text{д}}$ розраховують за номінальною потужністю $P_{\text{н}}$, яка необхідна для забезпечення заданої швидкості деформування зразка (швидкості переміщення рухомого захвата) при максимальному навантаженні.

В умові задано максимальне навантаження F , N на захваті і лінійну швидкість захвата V , мм/хв, тому номінальну потужність знаходимо за формулою (1.3.2)

$$P_H = F \times V \left(\frac{0,001}{60} \right) = 10,67 \text{ Вт} \quad (1.3.2)$$

Потрібну потужність електродвигуна визначаємо за формулою (1.3.3) :

$$P_1 = \frac{P_H}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{10,67}{0,389} = 0,0274 \text{ кВт} \quad (1.3.3)$$

Проте, щоб вибрати двигун, необхідно визначити потрібну частоту обертання його вала, оскільки електродвигуни певної потужності випускаються з різною синхронною частотою обертання: від 500 хв^{-1} до 3000 хв^{-1} .

Для цього обчислюємо загальне орієнтовне передатне відношення привода

$$i' = i'_1 \times i'_2 \times i'_3 \times \dots \times i'_k \quad (1.3.4)$$

де $i'_1, i'_2, i'_3 \dots i'_k$ – рекомендовані передатні відношення передач.

Обираємо:

$i'_1 = 4$ для зубчастої передачі;

$i'_2 = 18$ для червячної чотиризахідної передачі;

$i'_3 = 32$ для червячної двозахідної передачі.

Підставимо відповідні значення в формулу (1.3.4)

$$i' = 4 \times 18 \times 32 = 2304$$

Орієнтовна частота обертання вала двигуна обчислюється за формулою (1.3.5)

$$n'_{\text{дв.}} = n \times i' \quad (1.3.5)$$

де n – частота обертання захвата для машин на кручення.

В нашому випадку:

$$n = \frac{V}{2 \cdot p} = 0,5 \text{ хв}^{-1} \quad (1.3.6)$$

де p – кількість заходів різьби гвинта

Розраховуємо орієнтовну частоту обертання вала двигуна:

$$n'_{\text{дв.}} = 0,5 * 2304 = 1152 \text{ хв}^{-1}$$

Знаючи необхідну потужність P_1 і частоту обертання $n'_{\text{дв.}}$, вибираємо електродвигун, для якого $P_{\text{дв.}} \geq P_1$, а $n_{\text{дв.}} \approx n'_{\text{дв.}}$.

Вибираємо електродвигун типу **4A50B4Y3**, для якого номінальна потужність $P_H = 0,09$ кВт; частота обертання за номінальною потужністю $n_{\text{дв.}} = 1370 \text{ хв}^{-1}$.

1.3 Кінематичний та силовий розрахунок привода

Загальне передатне число визначають за формулою (1.3.1) :

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{1370}{0,5} = 2740 \quad (1.3.1)$$

Уточнюємо розбивку $i_{\text{заг}}$ за ступенями і заносимо до таблиці 1-1, при цьому необхідно звернути увагу на рекомендовані співвідношення швидкохідної $i_{\text{ш}}$ і тихохідної $i_{\text{т}}$ передач редуктора для черв'ячно-циліндричного редуктора $i_{\text{ш}}$ до 80; $i_{\text{т}} = 3,15 \dots 6,3$.

Відповідно до данної розбивки повинна виконуватись рівність (1.3.2)

$$i_{\text{заг}} = i_1 \times i_2 \times i_3 \quad (1.3.2)$$

Таблиця 1-1. Розбивка передатного числа за ступенями

Червячна передача	Зубчаста циліндрична передача	Клинопасова передача
$i_1 = 4,567$	$i_2 = 20$	$i_3 = 30$

Визначаємо швидкість обертання, крутний момент та потужність на кожному валі, результати заносимо до таблиці 1-2.

Таблиця 1-2. Розподіл потужностей та крутних моментів

Вал	Потужність, [кВт]	Кількість обертів, [хв ⁻¹]	Крутний момент Т, [кН×м]
1	$P_1 = P_{\text{дв}} = 0,09$	$\omega_1 = \frac{\pi \times n_{\text{дв}}}{30}$ $= 143,4$	$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 0,628$
2	$P_2 = \frac{P_{\text{дв}}}{i_1} = 0,085$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = 31,4$	$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = 2,7$
3	$P_3 = \frac{P_{\text{дв}}}{i_2} = 0,0765$	$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = 157$	$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = 48,75$
4	$P_4 = \frac{P_{\text{дв}}}{i_3} = 0,06$	$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = 0,052$	$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = 1148,2$

1.4 Розрахунок циліндричної передачі

Розрахунок параметрів зубчастої передачі.

Розміри елементів зубців:

- висота головки зубця $h_a = m_n = 0,6\text{мм}$;
- висота ніжки зубця $h_f = 1.25m_n = 0,75\text{ мм}$;
- кут профілю зубців $\alpha_n = 18^\circ$;

Розміри вінців зубчатих коліс:

- ділительні діаметри :

$$d_1 = 11; d_2 = 50\text{ мм}; \quad (1.4.1)$$

- діаметри вершин зубців :

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 13\text{ мм}; \quad (1.4.2)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 53\text{ мм}; \quad (1.4.3)$$

- діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n = 9,5\text{ мм}; \quad (1.4.4)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n = 50\text{ мм}; \quad (1.4.5)$$

- міжосьова відстань передачі

$$a_\omega = \frac{0,5m_n(z_1 + z_2)}{\cos\beta} = 30\text{ мм}. \quad (1.4.6)$$

2 РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

2.1 Розрахунок передачі гвинт-гайка

Розрахувати передачу гвинт-гайка (рис.2.1) механічного привода розривної машини, якщо максимальна осьова сила на зразку $F_a = 80\text{ кН}$, а швидкість переміщення рухомого захвата $V = 8\text{ мм/хв}$. Різьба трапецеїдальна. Максимальне переміщення – $0,5\text{ м}$.

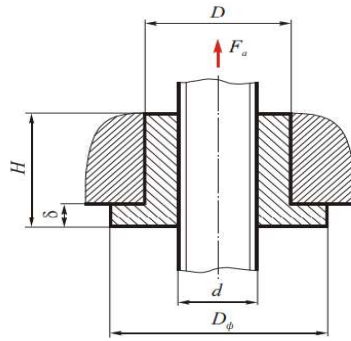


Рис. 2-1: Схема передачі гвинт-гайка

З умови стійкості різьби проти спрацювання середній діаметр різьби гвинта

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_n \psi_h [p]}} = \sqrt{\frac{80 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 2 \cdot 0.5 \cdot 14}} = 28.44 \text{ мм}$$

2.1.1 Вибір матеріалів

За ГОСТ 24737-81 підбираємо трапецийдальну різьбу з найближчими параметрами – Трап 40×7.

2.1.2 Проектний розрахунок передачі гвинт-гайка

Для гвинта: середній діаметр - $d_2 = 36,5$ мм; зовнішній діаметр $d = 40$ мм; внутрішній діаметр - $d_1 = 32$ мм; крок $P = 7$ мм; висота робочого профілю $h = 4$ мм. Для гайки: зовнішній діаметр $d' = 41$ мм; внутрішній діаметр $d_1' = 32$ мм. Висота гайки

$$H = \psi_n d_2 = 2 \cdot 36.5 = 73 \text{ мм}$$

Число витків у гайці

$$z_B = H/P = \frac{73}{7} = 10.4$$

$$z_B \leq z_{max} = 12$$

Кут підйому витків різьби

$$\tan \psi = \frac{P}{\pi d_2} = 0,061; \quad \psi = 3,49^\circ$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0.1$ та куті нахилу робочої сторони профілю різьби $\delta = 15^\circ$

$$\tan \varphi' = f / \cos \delta = 0,1035; \quad \varphi' = 5,91^\circ$$

Оскільки $\varphi' > \psi$, умова гальмування різьбової пари виконується

2.1.3 Перевірний розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків

Розрахунковий тиск у контакті витків передачі з вибраними розмірами

$$p = \frac{F}{\pi d_2 h z_B} = \frac{80 * 10^3}{3.14 * 36.5 * 4 * 10.4} = 16.78 \text{ МПа} > 14 \text{ МПа}$$

Оберемо нові параметри гвинта та гайки
 Для гвинта: середній діаметр - $d_2 = 44 \text{ мм}$; зовнішній діаметр $d = 48 \text{ мм}$; внутрішній діаметр - $d_1 = 39 \text{ мм}$; крок $P = 8 \text{ мм}$; висота робочого профілю $h = 4 \text{ мм}$.
 Для гайки: зовнішній діаметр $d' = 49 \text{ мм}$; внутрішній діаметр $d_1' = 40 \text{ мм}$.
 Висота гайки

$$H = \psi_H d_2 = 2 * 44 = 88 \text{ мм}$$

Число витків у гайці

$$z_B = H/P = \frac{88}{8} = 11$$

$$z_B \leq z_{max} = 12$$

Кут підйому витків різьби

$$\tan \psi = \frac{P}{\pi d_2} = 0,0579; \psi = 3,14^\circ$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0.1$ та куті нахилу робочої сторони профілю різьби $\delta = 15^\circ$

$$\tan \varphi' = f / \cos \delta = 0,1035; \varphi' = 5,91^\circ$$

Оскільки $\varphi' > \psi$, умова гальмування різьбової пари виконується

$$p = \frac{F}{\pi d_2 h z_B} = \frac{80 * 10^3}{3.14 * 44 * 4 * 11} = 13,16 \text{ МПа} < 14 \text{ МПа}$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується.

2.1.4 Перевірка гвинта на міцність

$$T_p = \frac{1}{2} F d_2 \tan(\psi + \varphi') = \frac{1}{2} * 80 * 10^3 * 44 * 0.16 = 281600$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 * 80 * 10^3}{3.14 * 39^2} = 67 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16T_p}{\pi d_1^3} = \frac{16 * 281600}{3.14 * 39^3} = 24,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 79 \text{ МПа} < [\sigma] = 400 \text{ МПа}$$

Статична міцність гвинта забезпечується

2.1.5 Перевірка гвинта на стійкість

$$s_{ст} = \frac{F_{кр}}{F} \geq [s_{ст}]$$

$$\lambda = \frac{vl}{i_{min}}$$

Де $v = 0,7$, при переміщенні гвинта $0,5 \text{ м}$, прийmemo з конструктивних міркувань $l = 0,7 \text{ м}$.

$$J_{зв} = \frac{3,14 * 39^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{48}{39} \right) = 129218,85 \text{ мм}^4$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{4 * 129218,85}{3,14 * 39^2}} = 10,4\text{мм}$$

$$\lambda = \frac{0,7 * 0,7}{10,4 * 10^{-3}} = 47,12 < \lambda_{гр} = 59$$

$$F_{кр} = \frac{3,14^2 * 2,1 * 10^5 * 129218,85}{(0,7 * 800)^2} = 853\text{кН}$$

$$s_{ст} = \frac{853}{80} = 10,66 > [n_{ст}] = 4$$

2.1.6 Перевірка витків гайки на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{80000}{3,14 * 40 * 0,65 * 88} = 11,14\text{МПа} < [\tau_{зр}]$$

2.1.7 Визначення розмірів гайки

Зовнішній діаметр гайки

$$D \geq \sqrt{\frac{4 * 1,3 * 80000}{3,14 * 93,3}} + 49^2 = 61,8\text{мм}$$

Приймаємо $D=62\text{мм}$

$$D_{\phi} = 82\text{мм}$$

Висота фланця гайки $\delta=0,25 * H=0,25 * 88=22\text{мм}$

$$\tau_{зр} = \frac{80000}{3,14 * 62 * 22} = 18,7\text{МПа} < [\tau_{зр}] = 25\text{МПа}$$

2.1.8 Визначення ККД передачі

$$\eta = 0,95 \frac{0,0579}{0,16} = 0,344$$

2.2 Розрахунок чотиризахідної черв'ячної передачі .

2.2.1 Вибір матеріалу і способу термообробки

Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х, термообробка – гартування із відпусканням, твердість Н1 = 45...55 НРС, робочі поверхні витків шліфовані. Для вінця черв'ячного колеса із швидкістю ковзання вибираємо безолов'яну бронзу БрА9ЖЗЛ з такими характеристиками: границя міцності $\sigma = 500 \text{ В} = \text{МПа}$, границя текучості $\sigma = 230 \text{ Т} \text{ МПа}$.

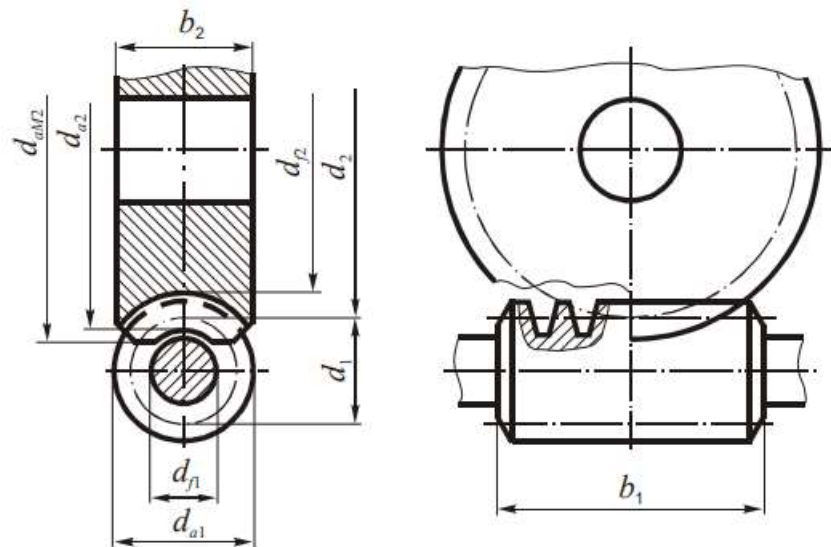


Рис. 2-2: Схема черв'ячної передачі

2.2.2 Параметри навантаження черв'ячної передачі.

Кутова швидкість веденого вала

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i} = 1,57 \text{ c}^{-1}$$

Максимальний обертовий момент на веденому валу

$$T_{3max} = 1.5T_3 = 1.5 * 48,75 = 73,13 \text{ Нм}$$

Орієнтовна швидкість ковзання в зачепленні

$$V_s = \left(\frac{4\omega_2}{10^3} \right) \sqrt[3]{T_3} = 0,459 \text{ м/с}$$

За строк служби передачі сумарне число циклів навантаження зубців колеса

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800\omega_3 h}{\pi} = \frac{1800 * 1,57 * 10000}{3.14} = 9 * 10^6 \text{ ц}$$

Для середнього нормального режиму при коефіцієнті інтенсивності $K_{FE} =$

0.07 еквівалентне число циклів навантаження зубців

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma 2} = 0.07 * 9 * 10^6 = 0,63 * 10^6 \text{ ц}$$

При короткочасному перевантаженні до 200% максимальний обертовий момент на ведучому валу знаходимо за формулою (2.1.1.)

$$T_{2max} = 2T_2 = 2 * 2,7 = 5,4 \text{ кН} \times \text{м}. \quad (2.2.1.)$$

Сумарне число циклів навантаження зубців шестірні та колеса за строк служби передачі розраховуємо за формулами (2.1.2.), (2.1.3.)

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800 \times w_2 \times h}{\pi} = \frac{1800 \times 31,4 \times 20000}{3,14} = 3,6 \times 10^8 \text{ц} \quad (2.2.2.)$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i} = \frac{3,6 \times 10^8}{20} = 0,18 \times 10^8 \text{ц} \quad (2.2.3.)$$

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 середнього нормального режиму навантаження (CH) знаходимо за формулою (2.1.4.):

$$N_{NEi} = K_{NE} \times N_{\Sigma i} \quad (2.2.4.)$$

$$N_{NE1} = K_{NE} \times N_{\Sigma 1} = 0,18 \times 3,6 \times 10^8 = 6,48 \times 10^7 \text{ц}$$

$$N_{NE2} = K_{NE} \times N_{\Sigma 2} = 0,18 \times 0,18 \times 10^8 = 0,324 \times 10^7 \text{ц}$$

$$N_{FE1} = K_{NF} \times N_{\Sigma 1} = 0,07 \times 3,6 \times 10^8 = 2,52 \times 10^7 \text{ц}$$

$$N_{FE} = K_{NF} \times N_{\Sigma 2} = 0,07 \times 0,18 \times 10^8 = 0,0126 \times 10^7 \text{ц}$$

2.2.3 Допустимі напруження для розрахунків черв'ячної передачі

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 300 - 25V_s = 288,52 \text{МПа}$$

$$[\sigma]_{H \max} = 2\sigma_T = 2 * 230 = 460 \text{МПа}$$

Допустимі напруження на згин

$$[\sigma]_{F0} = 0.8\sigma_B + 0.25\sigma_T = 0.8 * 500 + 0.25 * 230 = 457,5 \text{МПа}$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 1$$

Тоді напруження на втому при згині

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL} = 457,5 * 1 = 457,5 \text{МПа}$$

Допустиме граничне напруження згину

$$[\sigma]_{F \max} = 0.8\sigma_T = 0.8 * 230 = 184 \text{МПа}$$

2.2.4 Проектний розрахунок передачі

Число витків черв'яка беремо – $z_1=4$. Тоді число зубців черв'ячного колеса $z_2=i z_1=20*4=80$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка $q \geq 0.212 z_2=16,96$, виберемо $q=16$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{80}{86}\right)^3 (1 - 0.5) = 1.4$$

Мінімальна міжосьова відстань

$$a_{wmin} = K_a \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} q^2}{(z_2 [\sigma]_H)^2}} = 310 \left(\frac{80}{16} + 1\right)^3 \sqrt{\frac{48,75 * 1.4 * 16^2}{(80 * 288.52)^2}} = 60 \text{мм}$$

Модуль черв'ячної передачі

$$m' = \frac{2a_{wmin}}{z_2 + q} = \frac{2 * 60}{80 + 16} = 1,24$$

За стандартом виберемо $m=1,5$ мм, якому відповідає $q=16$

2.2.5 Попередні значення деяких параметрів передачі

Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса

$$d_1 = m q = 1,5 * 16 = 24 \text{мм}$$

$$d_2 = m z_2 = 1,5 * 80 = 120 \text{мм}$$

Діаметр витків черв'яка та зубців колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 24 + 2 * 1,5 = 27 \text{мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 120 + 2 * 1,5 = 123 \text{мм}$$

Міжосьова відстань передачі

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(27 + 123) = 72 \text{мм}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0.75d_{a1} = 0.75 * 27 = 20,25\text{мм} = 21\text{мм}$$

Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{16} = 0.25$$

$$\gamma = 14^\circ$$

Швидкість ковзання у зачепленні

$$V_s = \frac{\omega_2 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{31,4 * 24 * 10^{-3}}{2 * \cos 14^\circ} = 0,389\text{м/с}$$

Уточнене значення допустимого контактного напруження

$$[\sigma]_H = 300 - 25V_s = 290,3\text{МПа}$$

Тої мінімальна міжосьова відстань

$$a_{wmin} = K_a \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{T_3 K_H \beta q^2}{(z_2 [\sigma]_H)^2}} = 310 \left(\frac{80}{16} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{48,75 * 1.4 * 10^2}{(80 * 290,3)^2}} = 59,33\text{мм} = 60\text{мм}$$

Модуль черв'ячної передачі

$$m' = \frac{2a_{wmin}}{z_2 + q} = \frac{2 * 60}{80 + 16} = 1,24$$

За стандартом виберемо $m=1,5\text{мм}$, якому відповідає $q=16$

Попередні значення деяких параметрів передачі залишаться без змін.

Ступінь точності передачі $n_{ст} = 9$

Еквівалентне число зубців черв'ячного колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma} = 85$$

Колова сила, що діє на зубці колеса

$$F_{t2} = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 * 48,75 * 10^3}{120} = 812,6\text{Н}$$

2.2.6 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{H\beta} K_{HV} = \frac{812,6}{21} * 1.4 * 1.25 = 70,35 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} = 210 * 0.75 * 1.8 \sqrt{\frac{70,35}{120}} = 217 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти заїдання і втомного викришування забезпечується

Під час дії перевантаження максимальне контактне напруження визначається

за формулою (2.2.5)

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{3max}}{T_3}} = 217 \sqrt{\frac{73,13}{48,75}} = 265,85 \text{ МПа} \quad (2.1.6)$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Hmax} = 265,85 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 217 \text{ МПа}$$

2.2.7 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на витривалість при згині

Питома колова сила

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{F\beta} K_{FV} = \frac{812,6}{21} * 1.4 * 1.25 = 70,22 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{\omega_{Ft}}{m} = 1.445 * 0.75 * 0.95 * \frac{70,22}{1,5} = 48,2 \text{ МПа}$$

Втомна міцність зубців при згині забезпечується

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується,

оскільки розрахункові напруження згину менші від відповідних допустимих напружень

$$[\sigma]_F = 481,6 \text{ МПа}$$

2.2.8 Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням

Максимальні напруження згину при перевантаженні:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{3max}}{T_3} = 72,3 \text{ МПа}$$

Міцність зубців також забезпечується

Міцність зубців забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші від гранично допустимих напружень $[\sigma]_{Fmax} = 184 \text{ МПа}$

2.2.9 Геометричний розрахунок параметрів черв'ячної передачі

Розміри елементів витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса:

- висота головки витка черв'яка та зубця колеса $h_a = m = 1,5 \text{ мм}$
- висота ніжки витка та зубця $h_f = 1,2m = 1,8 \text{ мм}$
- висота витка та зубця $h = 2,2m = 3,3 \text{ мм}$
- розрахункова товщина витка $s = 0,5\pi m = 2,355 \text{ мм}$

Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

- ділильні діаметри

$$d_1 = 24 \text{ мм}$$

$$d_2 = 120 \text{ мм}$$

- діаметри вершин

$$d_{a1} = 27 \text{ мм} = 28 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 123 \text{ мм} = 125 \text{ мм}$$

- діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 20,4 \text{ мм} = 21 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 116,4 \text{ мм} = 120 \text{ мм}$$

- найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5m = 125,25 \text{ мм} = 126 \text{ мм}$$

- довжина нарізаної частини черв'яка, витки якого шліфують

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25 = 48,7 \text{ мм}$$

виберемо $b_1 = 50\text{мм}$

- ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 = 21\text{мм}$$

- міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_w = 0.5m(q + z_2) = 72\text{мм}$$

2.2.10 Розрахунок сил у зачепленні передачі

Компоненти сил у зачепленні:

- колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{t1} = 812,6\text{Н}$$

- радіальна сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 812,6 * \operatorname{tg} 20^\circ = 295,75\text{Н}$$

- осьова сила на колесі дорівнює коловій силі на черв'яку

$$F_{a2} = F_{a1} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma = 812,6 * 0,2 = 203,15\text{Н}$$

2.2.11 Розрахунок ККД передачі

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = (0,95 \dots 0,96) \frac{0,25}{\operatorname{tg}(14^\circ + 1^\circ)} = 0,88 \dots 0,89$$

2.2.12 Розрахунок червяка на жорсткість

Рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = 864,7\text{Н}$$

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка

$$J_0 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} = 9541,72\text{мм}^4$$

Беремо наближено відстань між опорами черв'яка

$$l \approx 0,8d_2 = 0,8 * 120 = 96\text{мм}$$

Розрахункова стрілка прогину черв'яка

$$y = \frac{Fl^3}{48EJ_0} = 0,00795\text{мм}$$

Допустима стрілка прогину:

$$[y] = 0,01m = 0,015\text{мм}$$

Жорсткість черв'яка достатня

2.3 Розрахунок тихохідної передачі

2.3.1 Параметри навантаження черв'ячної передачі

Кутова швидкість веденого вала визначається за формулою (2.3.1):

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i} = 0,0523 \text{ c}^{-1} \quad (2.3.1)$$

При короткочасному перевантаженні до 200% максимальний обертовий момент на веденому валу знаходимо за формулою (2.3.2)

$$T_{4\max} = 1,5T_4 = 1722,24 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (2.3.2)$$

Орієнтовна швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \left(4 \times \frac{\omega_3}{10^3}\right) \sqrt[3]{T_4} = \left(4 \times \frac{1,57}{10^3}\right) \sqrt[3]{1722,24} = 0,066 \text{ м/с} \quad (2.3.3)$$

Сумарне число циклів навантаження зубців колеса за строк служби передачі розраховуємо за формулою (2.3.4)

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800 \times w_4 \times h}{\pi} = \frac{1800 \times 0,0523 \times 20000}{3,14} = 0,3 \times 10^6 \text{ ц} \quad (2.3.4)$$

Для легкого режиму при коефіцієнті інтенсивності $K_{FE}=0,07$ еквівалентне число циклів навантаження зубців:

$$N_{FE2} = K_{NF} \times N_{\Sigma 2} = 0,07 \times 0,3 \times 10^6 = 0,21 \times 10^5 \text{ ц} \quad (2.3.5)$$

2.3.2 Матеріали для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса

Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х, термообробка – гартування із відпусканням, твердість $H_1 = 45\dots 55 \text{ HRC}$, робочі поверхні витків шліфовані. Для вінця черв'ячного колеса із швидкістю ковзання $V_s = 0,066 \text{ м/с}$ вибираємо безолов'яну бронзу БрА9ЖЗЛ з такими характеристиками: границя міцності $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$, границя текучості $\sigma_T = 230 \text{ МПа}$.

2.3.3 Розрахунок допустимих напружень

Допустимі контактні напруження. Для вінця черв'ячного колеса з безолов'яної бронзи допустиме контактне напруження визначається за формулою (2.3.6)

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 300 - 25 \times V_s = 298,36 \text{ МПа} \quad (2.3.6)$$

Допустиме граничне контактне напруження:

$$[\sigma]_{H\max} = 2 \times \sigma_T = 2 \times 230 = 460 \text{ МПа} \quad (2.3.7)$$

Допустимі напруження на згин. Для бази випробувань 10^6 та нереверсивного навантаження допустиме напруження на втому при згині визначаються за формулою (2.2.8)

$$[\sigma]_{F0} = 0,8 \times \sigma_B + 0,25 \times \sigma_T \quad (2.3.8)$$

$$[\sigma]_{F0} = 0,8 \times 500 + 0,25 \times 230 = 457,5 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт довговічності розраховується за формулою (2.2.9)

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{0,21 \times 10^5}} = 1,54 \quad (2.3.9)$$

Враховуючи обмеження $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$, беремо $K_{FL} = 1$. Тоді для зубців черв'ячного колеса допустиме напруження на втому при згині визначемо за формулою (2.2.10).

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} \times K_{FL} = 457,5 \text{ МПа} \quad (2.3.10)$$

Допустиме граничне напруження згину розраховується за формулою (2.2.11)

$$[\sigma]_{Fmax} = 0,8 \times \sigma_T = 0,8 \times 230 = 184 \text{ МПа} \quad (2.3.11)$$

2.3.4 Проектний розрахунок черв'ячної передачі

У проектному розрахунку визначаємо мінімальну міжосьову відстань передачі.

Число витків черв'яка беремо $z_1 = 2$. Тоді число зубців черв'ячного колеса $z_2 = z_1 \times i = 2 \times 30 = 60$.

Мінімальна міжосьова відстань передачі визначається за формулою (2.3.12)

$$a_{wmin} = K_a \times \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \times \sqrt[3]{\frac{T_4 \times K_{H\beta} \times q^2}{(z_2 \times [\sigma]_H)^2}} \quad (2.3.12)$$

де коефіцієнт $K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ – при сталевому черв'яку та бронзовому вінці колеса;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, $q = 16$;

T_4 – обертовий момент на валу черв'ячного колеса;

$[\sigma]_H$ – розрахункове допустиме контактне напруження;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса, визначають за формулою (2.3.13)

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \times (1 - k) \quad (2.3.13)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, вибирається в залежності від z_1 і q , $\theta = 86$;

k – коефіцієнт, який враховує вплив режиму роботи передачі на припрацювання зубців, $k = 0,5$ за середнього нормального режиму навантаження.

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{60}{86} \right)^3 \times (1 - 0,5) = 1,17$$

$$a_{w_{min}} = 310 \times \left(\frac{60}{16} + 1 \right) \times \sqrt[3]{\frac{1148,16 \times 1,17 \times 16^2}{(60 \times 298,36)^2}} = 150,7 \text{ мм}$$

Модуль черв'ячної передачі знаходиться за формулою (2.3.14)

$$m_n' = \frac{2 \times a_{w_{min}}}{q + z_2} = \frac{2 \times 150,7}{16 + 60} = 3,97 \text{ мм} \quad (2.3.14)$$

Значення модуля округлюємо до найближчого більшого із стандартного ряду: $m = 4$, при цьому раніше прийняте значення коефіцієнта діаметра черв'яка $q = 16$ відповідає отриманому модулю.

Уточнюємо міжосьову відстань за формулою (2.3.15)

$$a_w' = 0,5 \times m \times (q + z_2) = 0,5 \times 4 \times (16 + 60) = 152 \text{ мм} \quad (2.3.15)$$

Приймаємо $a_w = 155$ мм, згідно з стандартним рядом лінійних розмірів. Маємо розбіжності між a_w' і a_w , але передачу можна вписати у вибрану міжосьову відстань a_w шляхом нарізання черв'ячного колеса зі зміщенням:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \times (q + z_2) = \frac{155}{4} - 0,5 \times (16 + 60) = 0,75 \quad (2.3.16)$$

Ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$d_1 = m \times q = 64 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \times z_2 = 240 \text{ мм}$$

Діаметр вершин витків черв'яка та зубців колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 72 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m(1 + 0,75) = 250 \text{ мм}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75 \times d_{a1} = 0,75 \times 72 = 54$$

Вибираємо $b_2 = 72$ мм.

Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка:

$$\text{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{12} = 0,125; \gamma = 0,124$$

Швидкість ковзання у зачепленні визначається за формулою (2.3.17)

$$V_s = \frac{\omega_4 \times d_1}{2 \times \cos \gamma} = \frac{0,0523 \times 64}{2 \times \cos(0,124)} = 0,05 \text{ м/с} \quad (2.3.17)$$

Ступінь точності передачі $n_{ст} = 9$.

Уточнене значення допустимого контактного напруження:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 300 - 25 \times V_s = 298,73 \text{ МПа}$$

Еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \gamma^3} = \frac{60}{\cos(0,124)^3} = 60,94 \quad (2.3.18)$$

Колова сила, що діє на зубці колеса:

$$F_{t2} = \frac{2 \times T_4}{d_2} = \frac{2 \times 1148,16}{240 \times 10^{-3}} = 9,57 \text{ кН} \quad (2.3.19)$$

2.3.5 Перевірка активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість

Умова міцності:

$$\sigma_H = Z_M \times Z_H \times Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} < [\sigma]_H \quad (2.2.21)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса: для поєднання матеріалів сталь-бронза $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків черв'яка та зубців колеса: $Z_H = 1,8$;

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній: $Z_\varepsilon = 0,75$;

ω_{Ht} – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} \quad (2.2.22)$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців $K_{H\beta} = 1,13$.

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців, знаходиться за в залежності від твердості зубців, ступеня точності і колової швидкості колеса, $K_{Hv} = 1,25$.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{9567,9}{60} \times 1,13 \times 1,25 = 259 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = 210 \times 0,75 \times 1,8 \sqrt{\frac{259}{240}} = 294 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H < [\sigma]_H = 298,36$.

2.3.6 Перевірка активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність

Під час дії перевантаження максимальне контактне напруження визначається за формулою (2.2.23)

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{4max}}{T_4}} = 294 \sqrt{\frac{1722}{1148,16}} = 360,8 \text{ МПа} \quad (2.2.23)$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Hmax} = 360,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hmax} = 460 \text{ МПа}$$

2.3.7 Перевірка зубців черв'ячного колеса на витривалість при згині

Умова міцності:

$$\sigma_F = Y_F \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_F \quad (2.2.24)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубців, який визначають залежно від еквівалентного числа зубців Z_v . $Y_F = 1,34$;

Y_ε – коефіцієнт перекриття зубців, який для прямозубих і косозубих коліс наближено беруть $Y_\varepsilon = 0,75$;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубців, $Y_\beta = (1 - \gamma/140^\circ) / \cos \gamma = 0,945$;

ω_{Ht} – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою (2.2.25):

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} \times K_{F\beta} \times K_{Fv} \quad (2.2.25)$$

Коефіцієнти $K_{F\beta}$ і K_{Fv} вибирають аналогічно $K_{H\beta}$ і K_{Hv} , $K_{Fv} = 1,25$;

$K_{F\beta} = 1,13$.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{9567,9}{54} \times 1,13 \times 1,25 = 310 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове напруження згину:

$$\sigma_F = 1,34 \times 0,75 \times 0,945 \times \frac{310}{4} = 79,8 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину менші від відповідних допустимих напружень $[\sigma]_F = 457,5 \text{ МПа}$

2.3.8 Перевірка зубців на міцність при згині максимальним навантаженням

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{4max}}{T_4} = 119,7 \text{ МПа}$$

Міцність зубців забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші від гранично допустимих напружень $[\sigma]_{Fmax} = 184 \text{ МПа}$.

2.3.9 Розрахунок геометричних параметрів черв'ячної передачі

Розміри елементів витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса:

- висота головки витка черв'яка та зубця колеса $h_a = m = 4 \text{ мм}$;
- висота ніжки $h_f = 1,2 \times m = 1,2 \times 4 = 4,8 \text{ мм}$;
- висота витка та зубця $h = 2,2 \times m = 2,2 \times 4 = 8,8 \text{ мм}$;
- розрахункова товщина витка $s = 0,5 \times \pi \times m = 0,5 \times 3,14 \times 4 = 6,28 \text{ мм}$;

Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

- ділильні діаметри $d_1=70 \text{ мм}$; $d_2=240 \text{ мм}$ (обчислені вище);

– діаметри вершин зубців $d_{a1} = 78$ мм, $d_{a2} = 250$ мм;

– діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \times m = 62 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \times m = 230 \text{ мм}$$

– найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5 \times m = 260 \text{ мм}$$

– довжина нарізаної частини черв'яка, витки якого шліфують

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times z_2) \times m = 83,4 \text{ мм}$$

Вибираємо $b_1 = 84$ мм.

– ширина вінця черв'ячного колеса $b_2 = 54$ мм;

– міжосьова відстань передачі $a_w = 155$ мм.

2.3.10 Розрахунок сил у зачепленні черв'ячної передачі

Колова сила:

$$F_{t2} = F_{a1} = 9,6 \text{ кН (обчислена вище).}$$

Радіальні сили на колесі і черв'яку:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \times \operatorname{tg} 20^\circ = 9,6 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 3,5 \text{ кН}$$

Осьова сила на колесі і колова сила на черв'яку:

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \times \operatorname{tg} \gamma = 1,2 \text{ кН}$$

2.3.11 ККД черв'ячної передачі.

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,83$$

2.3.12 Перевірка черв'яка на жорсткість

Рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку:

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{4,081^2 + 8,913^2} = 10,2 \text{ кН}$$

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка

$$J_0 = \frac{\pi \times d_{f1}^4}{64} = 724964 \text{ мм}^4$$

Беремо наближено відстань між опорами черв'яка

$$l \approx 0,8 \times d_2 = 0,8 \times 240 = 192 \text{ мм}$$

За модуля пружності для сталі $E = 2,1 \times 10^5$ МПа розрахункова стрілка прогину черв'яка:

$$y = \frac{F \times l^3}{48 \times E \times J_0} = 0,0099 \text{ мм}$$

Жорсткість черв'яка достатня, оскільки $y = 0,0099 \text{ мм} < [y] = 0,04 \text{ мм}$.

3 РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

В завданні на проект необхідно спроектувати двоступінчастий редуктор. Вали двоступінчастих редукторів поділяються на вхідні (швидкохідні), вихідні (тихохідні) і проміжні. Більшість вхідних валів виконують як одне ціле з зубчастими вінцями (вал-шестерня) або черв'яками. Проміжні і вихідні вали містять шийки під маточини зубчастих або черв'ячних коліс. Особливістю редукторів для випробувальних машин на розтяг або стиск є те, що їх вихідні вали у більшості випадків розташовуються вертикально.

3.1 Розрахунок швидкохідного вала

Для виготовлення вала обираємо нормалізовану сталь 45, з такими характеристиками: границя міцності $\sigma_B=598$ МПа, границя текучості $\sigma_T=363$ МПа.

На початковому етапі розрахунку вала невідомими є довжина його ділянок і відстань між опорами. Через це неможливо обчислити згинальні моменти в перерізах вала. Тому проектний розрахунок вала полягає у визначенні його діаметра у характерних перерізах з умови міцності на чисте кручення.

Таблиця 3-1. Параметри швидкохідного валу.

Ступінь вала та його параметри d, l		Розрахунки
1-й вільний кінець вала	d_B	$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2,7}{\pi \times [25]}} = 9,9 \text{ мм}$ <p>де T – крутний момент на валу.</p> $d_B = 10 \text{ мм}$
	l_1	$l_1 = (1,0 \dots 1,5)d_1 = 1,5 \times 10 = 15 \text{ мм}$ <p>Вибираю коротке виконання</p> $l_1 = 15 \text{ мм}$
2-й під ущільнення кришки з отвором і підшипник	d_n	$d_n = d_y = (1,05 \dots 1,1) \times d_B = 12 \text{ мм}$
	d_y	Розмір відповідає внутрішньому діаметру відповідного кулькового радіально однорядного підшипника за ДСТУ ГОСТ 8338:2008.
	l_2	$l_2 = 25$ <p>Обираю розмір l_2 конструктивно</p>
3-й під черв'як	d_3	$d_k = d_n + (2 \dots 2,5)$ <p>Приймаємо $d_k = 17 \text{ мм}$</p>

	l_3	$l_3 = 53 \text{ мм}$
4-й підшипник	d_4	$d_4 = 12 \text{ мм}$
	l_4	$l_4 = 13 \text{ мм}$

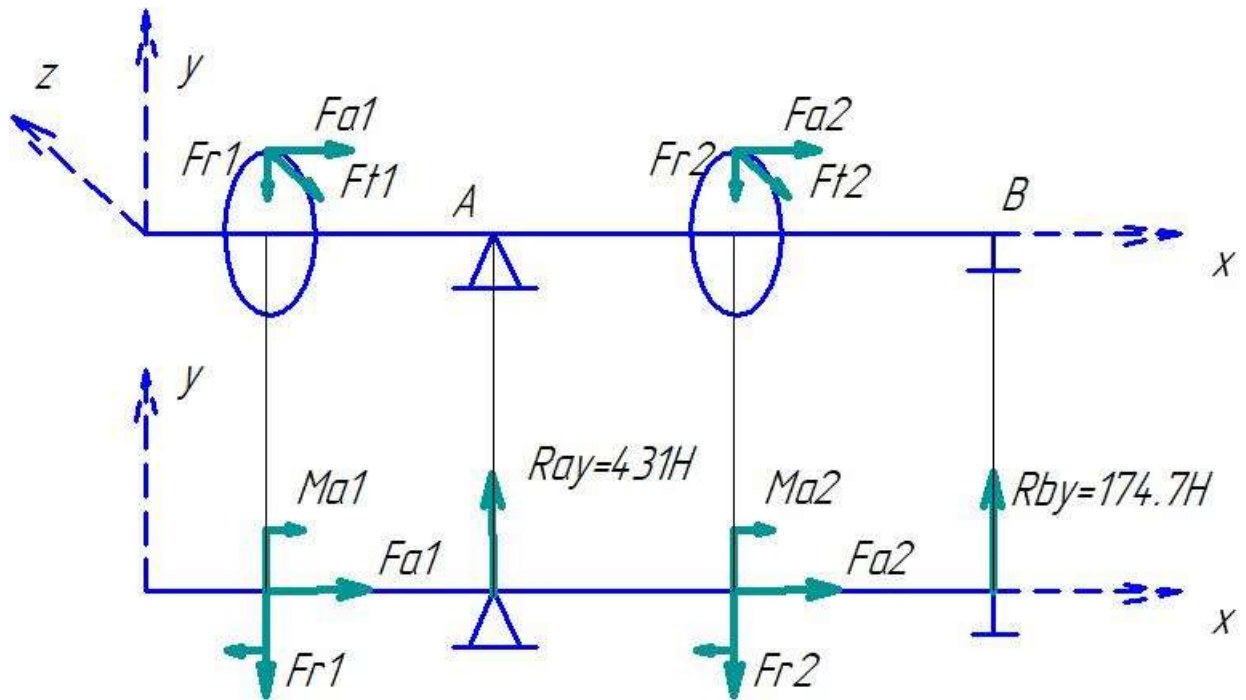


Рисунок 3-1: Розрахункова схема вала

3.1.1 Розрахунок статичної міцності

Попередньо визначимо сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал.

Сили що діють на вал:

Колова сила

$$F_{t1} = 0,114 \text{ кН}, F_{t2} = 0,813 \text{ кН}, \quad (\text{обчислені вище}).$$

Радіальна сила

$$F_{r1} = 43,7 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 295,8 \text{ Н}$$

Осьова сила

$$F_{a1} = 37,5 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = 203,14 \text{ Н}$$

Згинальний момент від дії осьової сили F_{a1}

$$M_{a1} = F_{a1} \times \frac{d_2}{2} = 937,7 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_{t1} = F_{t1} \times \frac{d_2}{2} = 2852,9 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Згинальний момент від дії осьової сили F_{a2}

$$M_{a2} = F_{a2} \times \frac{d_2}{2} = 2437,7 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_{t2} = F_{t2} \times \frac{d_2}{2} = 9750,8 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Вал працює на згин, кручення і розтяг (стиск)

Реакція опор

$$\sum M_A = 0 \quad \sum M_B = 0$$

У вертикальній площині:

$$\sum M_B = -M_{a1} + F_{r1} \times (a + b + c) - R_A^y (b + c) - M_{a2} + F_{r2} \times c = 0$$

$$R_A^y = \frac{-M_{a1} + F_{r1} \times (a + b + c) - M_{a2} + F_{r2} \times c}{b + c} = 164,8 \text{ Н}$$

$$\sum M_A = -F_{r1} \times a - F_{r2} \times b + R_B^y (b + c) + M_{a1} + M_{a2} = 0$$

$$R_B^y = \frac{-F_{r1} \times a - F_{r2} \times b + M_{a1} + M_{a2}}{b + c} = 174,7 \text{ Н}$$

У горизонтальній площині:

$$\sum M_A = -R_B^z (b + c) - F_{t1} \times a + F_{t2} \times b = 0$$

$$R_B^z = \frac{-F_{t1} \times a + F_{t2} \times b}{b + c} = 342,1 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = R_A^z (b + c) - F_{t1} \times l + F_{t2} \times c = 0$$

$$R_A^z = \frac{F_{t1} \times l + F_{t2} \times c}{b + c} = 584,6 \text{ Н}$$

Згинальні моменти:

У вертикальній площині:

$$M_y^1 = 937,7 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^2 = -373,93 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^3 = 3500,9 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^{3'} = 5938,6 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^4 = 0$$

В горизонтальній площині:

$$M_z^1 = 0$$

$$M_z^2 = -3423,5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_z^3 = 11631,4 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_z^4 = 0$$

Сумарний згинальний момент в перерізі 3

$$M_3 = \sqrt{(M_y^{3'})^2 + (M_z^3)^2} = 13.59,7 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Перевірка міцності

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \times M_3}{\pi \times d^3} = 27 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times F_{a2}}{\pi \times d^2} = 0,9 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16 \times T2}{\pi \times d^3} = 10,11 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_{3\Gamma} + \sigma_c)^2 + 4(\tau)^2} = 34,5 \text{ МПа}$$

Максимальне еквівалентне напруження при короточасних перевантаженнях

$$(\sigma_{\text{екв}})_{\text{max}} = \sigma_{\text{екв}} \times K_{\Pi} = 34,5 \times 3,6 = 124,3 \text{ МПа}$$

Допустиме еквівалентне напруження:

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

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки $(\sigma_{\text{екв}})_{\text{max}} \leq [\sigma]_{\text{екв}}$

3.1.2 Розрахунок вала на витривалість

Вище було визначено, що найнебезпечнішим є переріз 3 вала. У цьому перерізі концентратором напружень є шпонковий паз, який утворюється пальцевою фрезою. Тому для перерізу 3 доцільно визначити розрахунковий коефіцієнт запасу міцності. Оскільки у перерізі 3 є нормальні та дотичні напруження, то спочатку визначимо коефіцієнти запасу s_{σ} і s_{τ} , а відтак і загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності s .

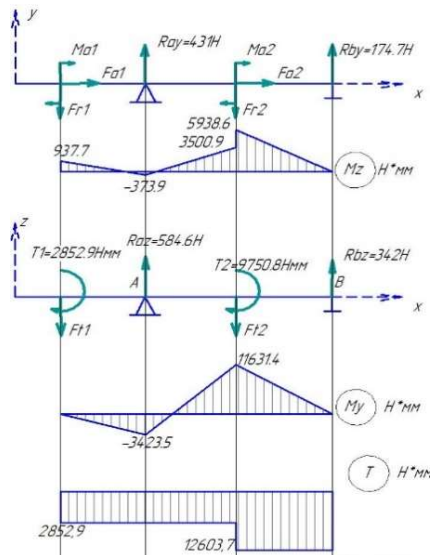


Рисунок 3-2:Епюри

Границі втоми матеріалу вала:

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

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

Амплітуда нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = \frac{M_{II}}{W_{OH}} \quad \tau_a = \frac{T}{2W_{PH}}$$

Переріз має шпонковий паз, тому оберемо шпонку з такими параметрами:

$$b_{ш} = 5 \text{ мм}, \quad t_1 = 3 \text{ мм}$$

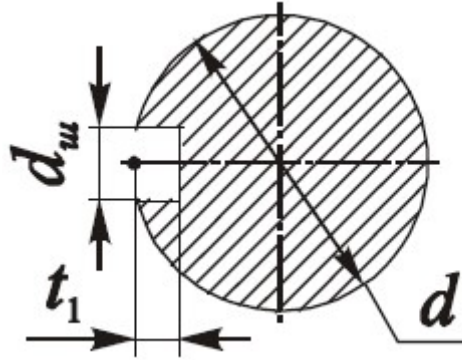


Рисунок 3-3: Переріз шпонкового пазу

$$W_{OH} = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b_{ш} \times t_1 (d - t_1)}{2d} = 395,6 \text{ мм}^3$$

$$W_{PH} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b_{ш} \times t_1 (d - t_1)}{2d} = 877,7 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M_{II}}{W_{OH}} = 33 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{T}{2W_{PH}} = 5,55 \text{ МПа}$$

Середні значення нормальних напружень:

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\frac{\pi \times d^2}{4} - b_{ш} \times t_1} = 0,959 \text{ МПа}$$

Середні значення дотичних напружень для випадку передавання

$$\tau_m = \tau_a = 5,55 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень в перерізі. В даному перерізі маємо шпонковий паз, тому обираємо $K_\sigma=1,9$ і $K_\tau=1,4$.

Коефіцієнт K_d , що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала, залежить від його матеріалу та діаметра перерізу. $K_d=0,89$

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, для сталевих валів:

$$\psi_\sigma = 0,2 + 2 \times 10^{-4} \sigma_B = 0,1396$$

$$\psi_\tau = 0,5 \times \psi_\sigma = 0,0698$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \times \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \times \sigma_m} = 3,83$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \times \sigma \tau_{aa}}{K_d} + \psi_\tau \times \tau_m} = 16,44$$

Загальний коефіцієнт запасу:

$$s = \frac{s_\sigma \times s_\tau}{\sqrt{s_\tau^2 + s_\sigma^2}} = 3,73$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $s \geq [s]_{min}=1,5$ отже втомна міцність вала у перерізі 3 забезпечується.

3.1.3 Перевірка вала на жорсткість

Визначимо прогин вала у перерізі 3 і кут нахилу перерізу на опорі А. Для цього прикладемо у вертикальній і горизонтальній площинах до перерізу 3 одиничну силу $\bar{x}_1 = 1$, а на опорі А – одиничний момент $\bar{x}_2 = 1$. Побудуємо епюри згинальних моментів $\bar{M}_1(x)$, $\bar{M}_2(x)$.

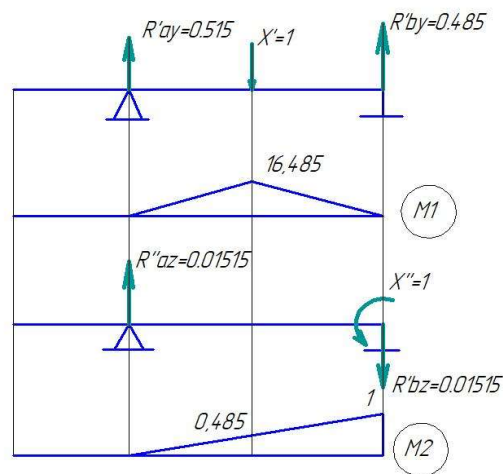


Рисунок 3-4:Епюри згинальних моментів

Осьовий момент інерції перерізу вала

$$J = \frac{\pi \times d^4}{64} = \frac{3,14 \times 17^4}{64} = 4097,75 \text{ мм}^4$$

Модуль пружності матеріалу $E = 2,1 \times 10^5$ МПа

Для розрахунку прогину скористаємося методом Мора.

Прогин вала під червяком

У YX площині:

$$y = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y_1 + \omega_z^2 \cdot y_2) = 0,00378 \text{ мм}$$

У ZX площині:

$$z = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y_1 + \omega_y^2 \cdot y_2) = 0,00634 \text{ мм}$$

Повний прогин вала у перерізі 3:

$$y = \sqrt{y_B^2 + y_T^2}$$

$$y = \sqrt{0,00378^2 + 0,00634^2} = 0,00738 \text{ мм}$$

Допустимий прогин вала під зубчатим колесом $[y] = 0,005\text{m} = 0,0075\text{мм}$.

Маємо $y < [y]$.

Кут повороту на опорі

У YX площині:

$$\theta = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y_1 + \omega_z^2 \cdot y_2) = 0,00013\text{мм}$$

У ZX площині:

$$\theta = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y_1 + \omega_y^2 \cdot y_2) = -0,0001\text{мм}$$

Повний кут нахилу перерізу на опорі А:

$$\theta = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_T^2}$$

$$\theta = \sqrt{0,00013^2 + (-0,0001)^2} = 0,00017 \text{ рад}$$

Допустимий кут нахилу перерізу під кульковими радіальними підшипниками $[\theta] = 0.01 \text{ рад}$, Маємо $[\theta] > \theta$.

Таким чином, жорсткість вала забезпечується.

3.2. Розрахунок проміжного вала

Для виготовлення вала обираємо сталь 40Х, з такими характеристиками: границя міцності $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$, границя текучості $\sigma_T = 785 \text{ МПа}$.

На початковому етапі розрахунку вала відомий діаметр вала-чев'яка, тому інше невідомі довжини і діаметри знаходимо відповідно до раніше розрахованого діаметра черв'яка.

Таблиця 3-2:Параметри проміжного вала

Ступінь вала та його параметри d, l		Розрахунки
1-й вала під зубчасте колесо	d_B	$d_B = 40 \text{ мм}$
	l_1	$l_1 = 35 \text{ мм}$
2-й під підшипник	d_n	$d_n = 40\text{мм}$ Розмір відповідає внутрішньому діаметру відповідного кулькового радіального однорядного підшипника за ГОСТ 831-75 .

	l_2	$l_2 = 32\text{мм}$ Обираю розмір l_2 конструктивно
3-й діаметр під черв'як	d_3	$d_k = 45\text{ мм}$
	l_3	$l_3 = 119\text{ мм}$
4-й підпідшипник	d_4	$d_4 = 40\text{ мм}$
	l_4	$l_4 = 24\text{ мм}$

3.2.1. Перевірка статичної міцності вала

Попередньо визначимо сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал.

Сили що діють у зачепленні червячного колеса колеса:

Колова сила

$$F_{t1} = 812,6\text{Н (обчисленна вище).}$$

Радіальна сила

$$F_{r1} = 295,75\text{ Н}$$

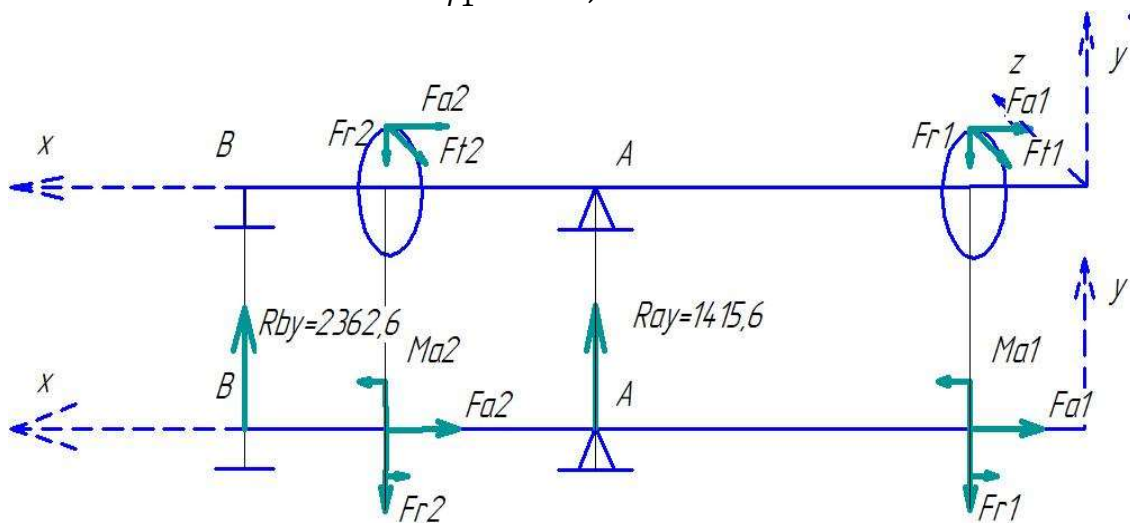


Рисунок 3-5: Розрахункова схема вала

Осьова сила

$$F_{a1} = 203,14\text{Н}$$

Сили що діють в черв'ячному зачепленні:

Колова сила:

$$F_{t2} = 9,57\text{ кН}$$

Радіальні сили на колесі і черв'яку:

$$F_{r2} = 3,48\text{ кН}$$

Осьова сила на колесі і колова сила на черв'яку:

$$F_{a2} = 1,196 \text{ кН (обчислена вище).}$$

Згинальний момент від дії осьової сили F_{a2}

$$M_{a2} = F_{a2} \times \frac{d_2}{2} = 71759,9 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_{t2} = F_{t2} \times \frac{d_2}{2} = 334879,5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Згинальний момент від дії осьової сили F_{a1}

$$M_{a1} = F_{a1} \times \frac{d_1}{2} = 7109,97 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_{t1} = F_{t1} \times \frac{d_1}{2} = 48754 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Вал працює на згин, кручення і розтяг (стиск)

Реакція опор

$$\sum M_A = 0 \quad \sum M_B = 0$$

У вертикальній площині:

$$\sum M_A = F_{r2} \times b - F_{r1} \times a - R_B^y (b + c) + M_{a1} + M_{a2} = 0$$

$$R_B^y = \frac{F_{r2} \times b - F_{r1} \times a + M_{a1} + M_{a2}}{b + c} = 2362,6 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = -R_A^y (b + c) + F_{r1} \times l - F_{r2} \times c - M_{a1} - M_{a2} = 0$$

$$R_A^y = \frac{F_{r1} \times l - F_{r2} \times c - M_{a1} - M_{a2}}{b + c} = 1415,6 \text{ Н}$$

У горизонтальній площині:

$$\sum M_A = F_{t2} \times b - F_{t1} \times a - R_B^z (b + c) = 0$$

$$R_B^z = \frac{F_{t2} \times b - F_{t1} \times a}{b + c} = 4874,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = -R_A^z (c + b) + F_{t2} \times c + F_{t1} \times l = 0$$

$$R_A^z = \frac{F_{t2} \times c + F_{t1} \times l}{b + c} = 5506,4 \text{ Н}$$

Згинальні моменти:

У вертикальній площині:

$$M_y^1 = 7109,97 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^2 = -5903 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^3 = 74723,99 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^{3'} = 146483,9 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^4 = 0$$

В горизонтальній площині:

$$M_z^1 = 0$$

$$M_z^2 = -35753 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_z^3 = 302200 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_z^4 = 0$$

Сумарний згинальний момент в перерізі 3

$$M_3 = \sqrt{(M_y^{3'})^2 + (M_z^3)^2} = 335830.9 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Згинальний момент у перерізі 3 більший, ніж в інших, тому перевірку міцності слід виконувати для перерізу 3.

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \times M_3}{\pi \times d^3} = 37.56 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times F_{a2}}{\pi \times d^2} = 0.75 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = 18.73 \text{ МПа}$$

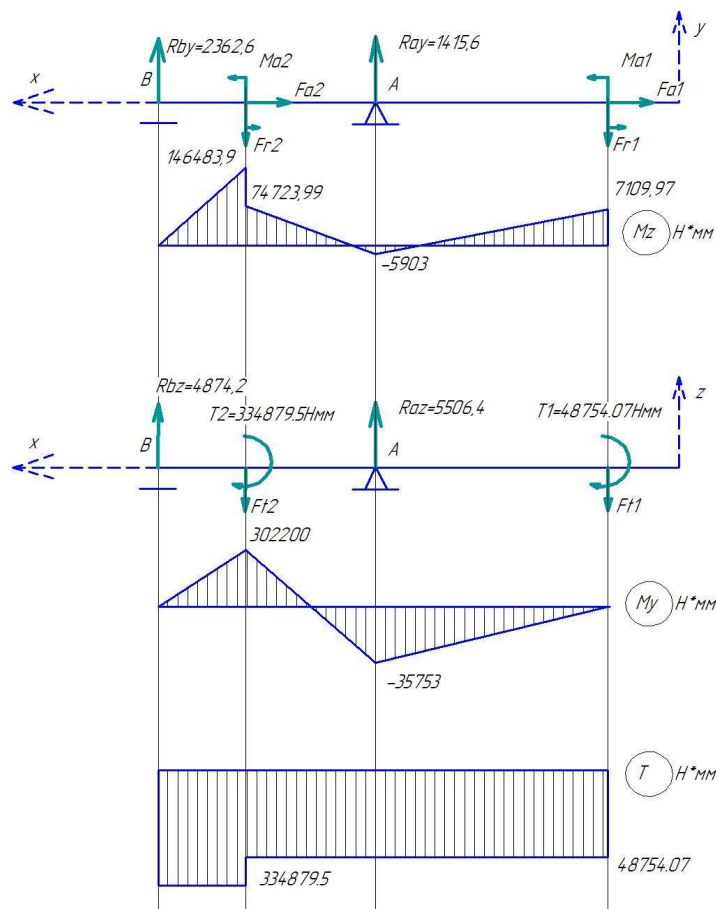


Рисунок 3-6: Епюри

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4(\tau)^2} = 53,6 \text{ МПа}$$

Максимальне еквівалентне напруження при короточасних перевантаженнях

$$(\sigma_{екв})_{max} = \sigma_{екв} \times K_{II} = 53,6 \times 1 = 53,6 \text{ МПа}$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_{екв} = \sigma_{екв} \times \sigma_T = 0,8 \times 785 = 628 \text{ МПа}$$

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки $(\sigma_{екв})_{max} \leq [\sigma]_{екв}$

3.2.2. Розрахунок вала на витривалість

Вище було визначено, що найнебезпечнішим є переріз 3 вала. У цьому перерізі концентратором напружень є шпонковий паз, який утворюється пальцевою фрезою. Тому для перерізу 3 доцільно визначити розрахунковий коефіцієнт запасу міцності. Оскільки у перерізі 3 є нормальні та дотичні напруження, то спочатку визначимо коефіцієнти запасу s_σ і s_τ , а відтак і загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності s .

Границі втоми матеріалу вала:

$$\sigma_{-1} = 0,45 \times \sigma_B = 441 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \times \sigma_B = 245 \text{ МПа}$$

Амплітуда нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = \frac{M_{II}}{W_{OH}} \approx \sigma_{зг} = 41,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{T}{2W_{PH}} \approx \tau = 9,85 \text{ МПа}$$

Середні значення нормальних напружень:

$$\sigma_m = \frac{4F_{a2}}{\pi \times d^2} = \sigma_c = 0,77 \text{ МПа}$$

Середні значення дотичних напружень для випадку передавання

$$\tau_m = \tau_a = 9,85 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень в перерізі. Концентратором напруження є різьба черв'яка в зачепленні, тому обираємо $K_\sigma=1,8$ і $K_\tau=1,88$.

Коефіцієнт K_d , що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала, залежить від його матеріалу та діаметра перерізу. $K_d=0,83$

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, для сталевих валів:

$$\psi_\sigma = 0,2 + 2 \times 10^{-4} \sigma_B = 0,216$$

$$\psi_\tau = 0,5 \times \psi_\sigma = 0,108$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \times \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \times \sigma_m} = 4,87$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \times \sigma \tau_a}{K_d} + \psi_\tau \times \tau_m} = 10,5$$

Загальний коефіцієнт запасу

$$s = \frac{s_\sigma \times s_\tau}{\sqrt{s_\tau^2 + s_\sigma^2}} = 4,41$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $s \geq [s]_{min}=1,5$ отже втомна міцність вала у перерізі 3 забезпечується.

3.2.3. Перевірка вала на жорсткість

Визначимо прогин вала у перерізі III-III і кут нахилу перерізу на опорі А. Для цього прикладемо у вертикальній і горизонтальній площинах до перерізу III-III одиничну силу $\bar{x}_1 = 1$, а на опорі А– одиничний момент $\bar{x}_2 = 1$.

Побудуємо епюри згинальних моментів $\bar{M}_1(x), \bar{M}_2(x)$.

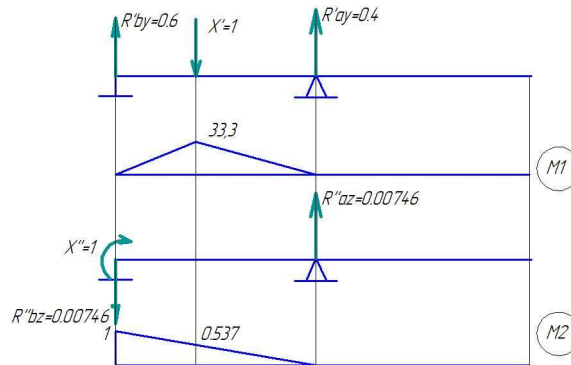


Рисунок 3-7: Епюри

Осьовий момент інерції перерізу вала

$$J = \frac{\pi \times d^4}{64} = \frac{3,14 \times 45^4}{64} = 201186,9 \text{ мм}^4$$

Модуль пружності матеріалу $E = 2,1 \times 10^5$ МПа

Для розрахунку прогину скористаємося методом Мора.

Рис. 2.3.7. Епюри згинальних моментів

Прогин вала під червяком

У YX площині:

$$y = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y_1 + \omega_z^2 \cdot y_2) = 0,0064 \text{ мм}$$

У ZX площині:

$$z = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y_1 + \omega_y^2 \cdot y_2) = 0,0117 \text{ мм}$$

Повний прогин вала у перерізі 3:

$$y = \sqrt{y_B^2 + y_T^2}$$

$$y = \sqrt{0,0064^2 + 0,0117^2} = 0,0134 \text{ мм}$$

Допустимий прогин вала під зубчатим колесом $[y] = 0,005m = 0,02 \text{ мм}$.

Маємо $y < [y]$.

Кут повороту на опорі

У YX площині:

$$\theta = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y_1 + \omega_z^2 \cdot y_2) = 0,00011 \text{ мм}$$

У ZX площині:

$$\theta = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y_1 + \omega_y^2 \cdot y_2) = -0,00005 \text{ мм}$$

Повний кут нахилу перерізу на опорі А:

$$\theta = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_T^2}$$

$$\theta = \sqrt{0,00011^2 + (-0,00005)^2} = 0,00012 \text{ рад}$$

Допустимий кут нахилу перерізу під кульковими радіальними підшипниками $[\theta] = 0.01$ рад, Маємо $[\theta] > \theta$.

Таким чином, жорсткість вала забезпечується.

3.3. Розрахунок тихохідного вала

Для виготовлення вала обираємо нормалізовану сталь 45, з такими характеристиками: границя міцності $\sigma_B = 598$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 363$ МПа. На початковому етапі розрахунку вала невідомими є довжина його ділянок і відстань між опорами. Через це неможливо обчислити згинальні моменти в перерізах вала. Тому проектний розрахунок вала полягає у визначенні його діаметра у характерних перерізах з умови міцності на чисте кручення.

Таблиця 3-3: Параметри тихохідного вала

Ступінь вала та його параметри d, l		Розрахунки
1-й вільний кінець вала (внутрішній діаметр 62мм)	d_B	$d_B = 70$ мм
	l_1	$l_1 = 12$ мм (обирається конструктивно)
2-й під черв'ячне колесо, ущільнення кришки з отвором і підшипники	d_n	$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1148,16}{\pi \times [25]}} = 62 \text{ мм}$ $d = 80 \text{ мм}$ <p>Розмір відповідає внутрішньому діаметру відповідного кулькового радіально однорядного підшипника за ДСТУ ГОСТ 8338:2008.</p>
	d_y	
	l_2	Обираю розмір l_2 конструктивно: $l_2 = 144$

3.3.1. Перевірка статичної міцності вала

Попередньо визначимо сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал.

Колова сила:

$$F_t = 9,57 \text{ кН (обчисленна вище).}$$

Радіальні сили на колесі і черв'яку:

$$F_r = 3,48 \text{ кН}$$

Осьова сила на колесі і колова сила на черв'яку:

$$F_a = 1,196 \text{ кН}$$

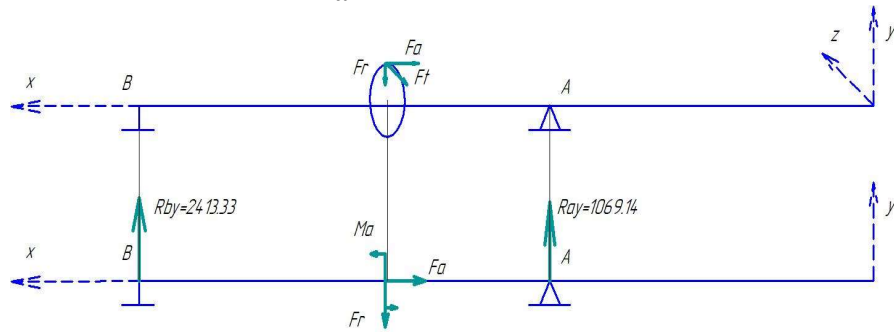


Рисунок 3-8: Розрахункова схема вала

Згинальний момент від дії осьової сили F_a

$$M_a = F_a \times \frac{d_2}{2} = 143519,8 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_t = F_t \times \frac{d_2}{2} = 1148158 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Вал працює на згин, кручення і розтяг (стиск)

Реакція опор

$$\sum M_A = 0 \quad \sum M_B = 0$$

У вертикальній площині:

$$\sum M_A = F_r \times b - R_B^y (b + c) + M_a = 0$$

$$R_B^y = \frac{F_r \times b + M_a}{b + c} = 2394,8 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = -R_A^y (b + a) + F_r \times c - M_a = 0$$

$$R_A^y = \frac{F_r \times c - M_a}{b + c} = 1087,7 \text{ Н}$$

У горизонтальній площині:

$$\sum M_A = F_t \times b - R_B^z (b + c) = 0$$

$$R_B^z = \frac{F_t \times b}{b + c} = 3860 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = -R_A^z (b + a) + F_t \times c = 0$$

$$R_A^z = \frac{F_t \times c}{b + c} = 5707,8 \text{ Н}$$

Згинальні моменти:

У вертикальній площині:

$$M_y^1 = 0$$

$$M_y^2 = 0$$

$$M_y^3 = 63629 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^{3'} = 207148.94 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_y^4 = 0$$

В горизонтальній площині:

$$M_z^1 = 0$$

$$M_z^2 = 0$$

$$M_z^3 = 333906.2 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$M_z^4 = 0$$

Сумарний згинальний момент в перерізі 3

$$M_3 = \sqrt{(M_y^{3'})^2 + (M_z^3)^2} = 392942.8 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Згинальний момент у перерізі 3 більший, ніж в інших, тому перевірку міцності слід виконувати для перерізу 3.

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \times M_3}{\pi \times d^3} = 6.52 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times F_{a2}}{\pi \times d^2} = 0.21 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = 9.52 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4(\tau)^2} = 20.2 \text{ МПа}$$

Максимальне еквівалентне напруження при короточасних перевантаженнях

$$(\sigma_{екв})_{max} = \sigma_{екв} \times K_{п} = 20.2 \times 1 = 20.2 \text{ МПа}$$

Допустиме еквівалентне напруження

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

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки $(\sigma_{екв})_{max} \leq [\sigma]_{екв}$.

3.3.2. Розрахунок вала на витривалість

Вище було визначено, що найнебезпечнішим є переріз 3 вала. У цьому перерізі концентратором напружень є шпонковий паз. Тому для перерізу 3 доцільно визначити розрахунковий коефіцієнт запасу міцності. Оскільки у перерізі 3 є нормальні та дотичні напруження, то спочатку визначимо коефіцієнти запасу s_σ і s_τ , а відтак і загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності s .

Границі втоми матеріалу вала:

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

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

Амплітуда нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = \frac{M_{II}}{W_{OH}} \quad \tau_a = \frac{T}{2W_{PH}}$$

Переріз має шпонковий паз, тому оберемо шпонку з такими параметрами:

$$b_{ш} = 22 \text{ мм}, \quad t_1 = 9 \text{ мм}$$

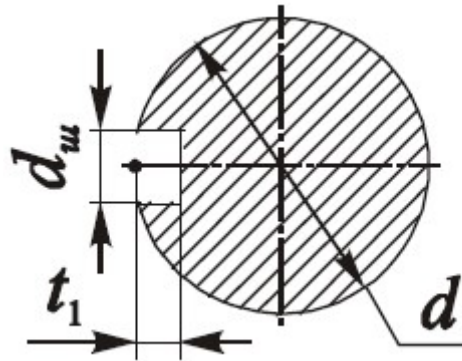


Рисунок 3-9: Переріз шпонкового пазу

$$W_{OH} = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b_{ш} \times t_1 (d - t_1)}{2d} = 28460 \text{ мм}^3$$

$$W_{PH} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b_{ш} \times t_1 (d - t_1)}{2d} = 67022,82 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M_{II}}{W_{OH}} = 13,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{T}{2W_{PH}} = 8,57 \text{ МПа}$$

Середні значення нормальних напружень:

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\frac{\pi \times d^2}{4} - b_{ш} \times t_1} = 0,45 \text{ МПа}$$

Середні значення дотичних напружень для випадку передавання

$$\tau_m = \tau_a = 8,57 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень в перерізі. В даному перерізі маємо шпонковий паз, тому обираємо $K_\sigma=1,64$ і $K_\tau=1,37$.

Коефіцієнт K_d , що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала, залежить від його матеріалу та діаметра перерізу. $K_d=0,75$

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, для сталевих валів:

$$\psi_\sigma = 0,2 + 2 \times 10^{-4} \sigma_B = 0,1396$$

$$\psi_\tau = 0,5 \times \psi_\sigma = 0,0698$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \times \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \times \sigma_m} = 8,89$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \times \sigma \tau_{aa}}{K_d} + \psi_\tau \times \tau_m} = 9,2$$

Загальний коефіцієнт запасу:

$$s = \frac{s_{\sigma} \times s_{\tau}}{\sqrt{s_{\tau}^2 + s_{\sigma}^2}} = 6,4$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $s \geq [s]_{min}=1,5$ отже втомна міцність вала у перерізі 3 забезпечується.

$$s = \frac{s_{\sigma} \times s_{\tau}}{\sqrt{s_{\tau}^2 + s_{\sigma}^2}} = 1,54$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $s \geq [s]_{min}=1,5$ отже втомна міцність вала у перерізі 3 забезпечується.

3.3.3. Перевірка вала на жорсткість

Визначимо прогин вала у перерізі 3 і кут нахилу перерізу на опорі В. Для цього прикладемо у вертикальній і горизонтальній площинах до перерізу 3 одиничну силу $\bar{x}_1 = 1$, а на опорі В – одиничний момент $\bar{x}_2 = 1$.

Осьовий момент інерції перерізу вала

$$J = 1836129,2 \text{ мм}^4$$

Модуль пружності матеріалу $E = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}$

Для розрахунку прогину скористаємося методом Мора.

Прогин вала під червяком

У YX площині:

$$y = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y1 + \omega_z^2 \cdot y2) = 0,0013 \text{ мм}$$

У ZX площині:

$$z = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y1 + \omega_y^2 \cdot y2) = 0,00146 \text{ мм}$$

Повний прогин вала у перерізі 3:

$$y = \sqrt{y_B^2 + y_T^2}$$

$$y = \sqrt{0,0013^2 + 0,00146^2} = 0,00197 \text{ мм}$$

Допустимий прогин вала під зубчатим колесом $[y] = 0,005 \text{ м} = 0,02 \text{ мм}$.

Маємо $y < [y]$.

Кут повороту на опорі

У YX площині:

$$\theta = \frac{1}{EI} (\omega_z^1 \cdot y1 + \omega_z^2 \cdot y2) = 0,000015 \text{ мм}$$

У ZX площині:

$$\theta = \frac{1}{EI} (\omega_y^1 \cdot y1 + \omega_y^2 \cdot y2) = -0,0000005 \text{ мм}$$

Повний кут нахилу перерізу на опорі А:

$$\theta = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_T^2}$$

$$\theta = \sqrt{0,000015^2 + (-0,0000005)^2} = 0,000015 \text{ рад}$$

Допустимий кут нахилу перерізу під кульковими радіальними підшипниками

$[\theta] = 0.01$ рад, Маємо $[\theta] > \theta$.

Таким чином, жорсткість вала забезпечується.

Побудуємо епюри згинальних моментів $\overline{M}_1(x)$, $\overline{M}_2(x)$.

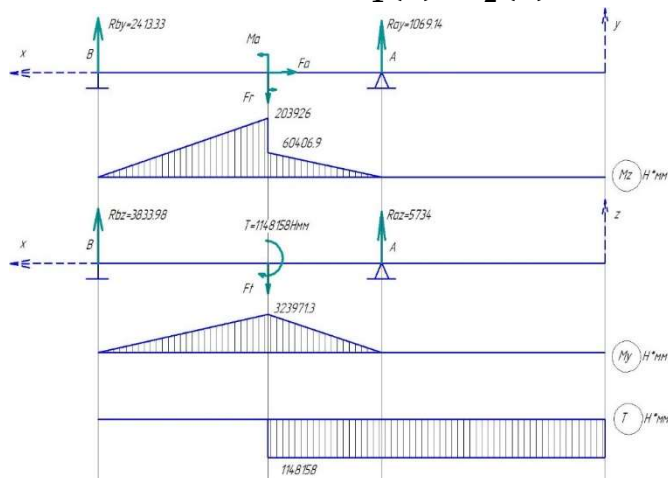


Рисунок 3-10: Епюри

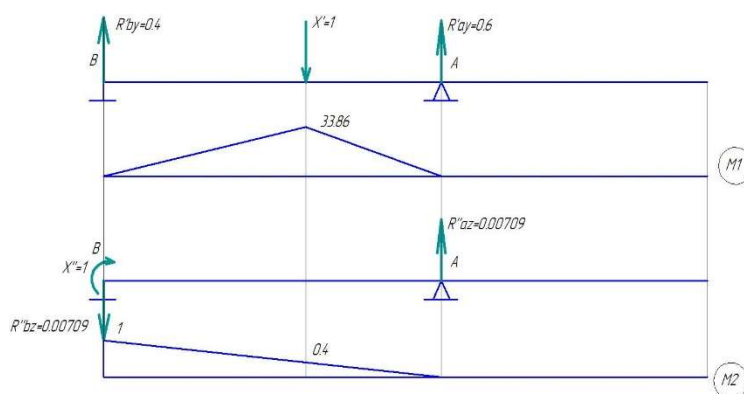


Рисунок 3-11: Епюри згинальних моментів

3.4. Підбір підшипників швидкохідного валу

Підберемо підшипники кочення для проміжного валу редуктора за такими даними, одержаними при розрахунку валу: радіальні навантаження на опори валу, осьове навантаження валу та діаметр цапф валу для підшипників.

Радіальну силу розраховуємо за формулою (3.4.1).

$$R_r = \sqrt{R_B^2 + R_A^2} \quad (3.4.1)$$
$$R_A = 607,4 \text{ Н}$$
$$R_B = 384,1 \text{ Н}$$

Найнавантаженішою опорою у цій схемі є опора В, тому що вона навантажена найбільшою радіальною силою R_B і сприймає осьову силу F_{a2} .

Оскільки

$$\frac{F_{a2}}{R_B} = \frac{203,14}{384,4} = 0,53 \geq 0,35$$

тому використовуємо кульковий радіально-упорний підшипник особливо легкої серії 7000101 згідно ГОСТ 831-75, для якого маємо наступні характеристики: базова статична вантажність $C_0 = 2450 \text{ Н}$; базова динамічна вантажність $C = 5450 \text{ Н}$.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник визначається за формулою (3.4.2)

$$R = (X \times V \times R_r + Y \times R_a) \times K_6 \times K_T \quad (3.4.2)$$

де X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Значення коефіцієнтів X і Y вибирають в залежності від співвідношення величин $\frac{R_a}{VR_r} = 0,53$, і параметра осьового навантаження e за каталогами підшипників.

$e = 0,14$. Оскільки $\frac{R_a}{VR_r} = 0,53 > e$, то $X = 0,45$ і $Y = 1,81$;

V – коефіцієнт обертання, $V = 1$ адже обертається внутрішнє кільце підшипника;

K_6 – коефіцієнт безпеки, при короткочасних перевантаженнях до 150%
 $K_6 = 1,5$;

K_T – температурний коефіцієнт, при робочій температурі підшипників до 100°C
 $K_T = 1$;

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник:

$$R = (0,45 \times 1 \times 384 + 1,81 \times 384) \times 1,5 \times 1 = 1302 \text{ Н}$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби еквівалентне навантаження визначається за формулою (3.4.3)

$$R_E = K_E \times R \quad (3.4.3)$$

де K_E – коефіцієнт інтенсивності, для типового режиму навантаження Л (легкого)
 $K_E = 0,40$;

$$R_E = 0,4 \times 1302 = 520,9 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника розраховується за формулами (3.4.3) та (3.4.4)

$$L = a_1 \times a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \quad (3.4.3)$$

$$L_h = 1745 \frac{L}{\omega} \quad (3.4.4)$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховується у разі потреби мати підшипники підвищеної надійності. Для 95%-ї надійності коефіцієнт $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації. Для звичайних умов експлуатації серійних кулькових радіальних-упорних підшипників коефіцієнт $a_{23} = 0,8$;

p – показник степеня: для кулькових підшипників $p=3$.

Розрахункова довговічність

$$L = 1 \times 0,8 \left(\frac{5450}{520,9} \right)^3 = 916,5 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = 1745 \times \frac{916,5}{31,4} = 50932,4 \text{ год}$$

Попередньо вибраний підшипник №7000101 для опори В вала має довговічність більшу від заданої потрібної. Для опори А вала беремо підшипник тієї ж серії №7000101.

3.5. Підбір підшипників проміжного валу

Радіальну силу розраховуємо за формулою (3.5.1).

$$R_A = 5685,4 \text{ Н}$$

$$R_B = 5416,6 \text{ Н}$$

Найнавантаженішою опорою у цій схемі є опора А, тому що вона навантажена найбільшою радіальною силою R_A і сприймає осьову силу F_{a1} .

Оскільки

$$\frac{F_{a1}}{R_A} = \frac{203,14}{5685,4} = 0,036 < 0,35$$

тому використовуємо кульковий радіальний підшипник легкої серії 50108 згідно ГОСТ 831-75, для якого маємо наступні характеристики: базова статична вантажність $C_0 = 9300 \text{ Н}$; базова динамічна вантажність $C = 16800 \text{ Н}$.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник визначається за формулою (2.4.2)

$$R = (X \times V \times R_r + Y \times R_a) \times K_\sigma \times K_T \quad (3.5.2)$$

де X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Значення коефіцієнтів X і Y вибирають в залежності від співвідношення величин $\frac{R_a}{VR_r} = 0,0357$, і параметра осьового навантаження e за каталогами підшипників.

$e = 0,15$. Оскільки $\frac{R_a}{VR_r} = 0,0357 < e$, то $X = 1$ і $Y = 0$;

V – коефіцієнт обертання, $V = 1$ адже обертається внутрішнє кільце підшипника;

K_6 – коефіцієнт безпеки, при короткочасних перевантаженнях до 150%
 $K_6 = 1,5$;

K_T – температурний коефіцієнт, при робочій температурі підшипників до 100°C
 $K_T = 1$;

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник:

$$R = (1 \times 1 \times 5685 + 0) \times 1,5 \times 1 = 8528 \text{ Н}$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби еквівалентне навантаження визначається за формулою (2.4.3)

$$R_E = K_E \times R \quad (3.5.3)$$

де K_E – коефіцієнт інтенсивності, для типового режиму навантаження Л (легкого)
 $K_E = 0,40$;

$$R_E = 0,4 \times 8528 = 3411.24 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника розраховується за формулами (3.5.3) та (3.5.4)

$$L = a_1 \times a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \quad (3.5.3)$$

$$L_h = 1745 \frac{L}{\omega} \quad (3.5.4)$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховується у разі потреби мати підшипники підвищеної надійності. Для 90%-ї надійності коефіцієнт $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації. Для звичайних умов експлуатації серійних кулькових радіальних-упорних підшипників коефіцієнт $a_{23} = 0,8$;

p – показник степеня: для кулькових підшипників $p=3$.

Розрахункова довговічність

$$L = 1 \times 0,8 \left(\frac{16800}{3411.2} \right)^3 = 95.6 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = 1745 \times \frac{95.6}{1.57} = 106210.9 \text{ год}$$

Попередньо вибраний підшипник №50108 для опори А вала має довговічність більшу від заданої потрібної. Для опори В вала беремо такий же підшипник.

3.6. Підбір підшипників тихохідного валу

Радіальну силу розраховуємо за формулою (3.6.1).

$$R_A = 5810.5 \text{ Н}$$

$$R_B = 4542.7 \text{ Н}$$

Найнавантаженішою опорою у цій схемі є опора А, тому що вона навантажена найбільшою радіальною силою R_A і сприймає осьову силу F_{a1} .

Використовуємо кульковий радіальний підшипник легкої серії 216 згідно ГОСТ 831-75, для якого маємо наступні характеристики: базова статична вантажність $C_0 = 45$ кН; базова динамічна вантажність $C = 70,2$ кН.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник визначається за формулою (2.4.2)

$$R = (X \times V \times R_r + Y \times R_a) \times K_b \times K_T \quad (3.6.2)$$

де X і Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно. Значення коефіцієнтів X і Y вибирають в залежності від співвідношення величин $\frac{R_a}{VR_r} = 0,2$, і параметра осевого навантаження e за каталогами підшипників.

$e = 0,1$. Оскільки $\frac{R_a}{VR_r} = 0,2 > e$, то $X = 0.56$ і $Y = 2.3$;

V – коефіцієнт обертання, $V = 1$ адже обертається внутрішнє кільце підшипника;

K_b – коефіцієнт безпеки, при короткочасних перевантаженнях до 150%
 $K_b = 1,5$;

K_T – температурний коефіцієнт, при робочій температурі підшипників до 100°C
 $K_T = 1$;

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник:

$$R = (0.56 \times 1 \times 5810 + 2.3 \times 5810) \times 1,5 \times 1 = 24927 \text{ Н}$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби еквівалентне навантаження визначається за формулою (2.4.3)

$$R_E = K_E \times R \quad (3.6.3)$$

де K_E – коефіцієнт інтенсивності, для типового режиму навантаження Л (легкого)
 $K_E = 0,40$;

$$R_E = 0,4 \times 24927 = 9970.83 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника розраховується за формулами (3.6.3) та (2.6.4)

$$L = a_1 \times a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \quad (3.6.3)$$

$$L_h = 1745 \frac{L}{\omega} \quad (3.6.4)$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховується у разі потреби мати підшипники підвищеної надійності. Для 90%-ї надійності коефіцієнт $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації. Для звичайних умов експлуатації серійних кулькових радіальних-упорних підшипників коефіцієнт $a_{23} = 0,8$;

p – показник степеня: для кулькових підшипників $p=3$.

Розрахункова довговічність

$$L = 1 \times 0,8 \left(\frac{70200}{9970.83} \right)^3 = 279.2 \text{ млн. об.}$$
$$L_h = 1745 \times \frac{279.2}{0.052} = 9309318 \text{ год}$$

Попередньо вибраний підшипник №216 для опори А вала має довговічність більшу від заданої потрібної. Для опори В вала беремо такий же підшипник.

3.8. Підбір та перевірка шпонок валів редуктора

Робоча довжина шпонки визначається за формулою (3.8.1)

$$l_0 \geq \frac{2T}{d(h - t_1) \times [\sigma_{3M}]} \quad (3.8.1)$$

де T – обертовий момент прикладени до вала;

d – діаметр валу;

h – висота шпонки;

t_1 – глибина паза в валу;

$[\sigma_{3M}]$ – допустимі напруження шпонкових з'єднання, $[\sigma_{3M}] = 120 \text{ МПа}$, шпонка виготовлена зі сталі.

Повна довжина шпонки визначається за формулою (3.8.2)

$$l = l_0 + b \quad (3.8.2)$$

Розрахунок шпонки швидкохідного валу:

$$l_0 \geq \frac{2 \times 2700}{17 \times (5 - 3) \times 120 \times 10^6} = 39.2 \text{ мм}$$
$$l = 39.2 + 5 = 44.2 \text{ мм}$$

Приймаємо $l = 45 \text{ мм}$. Отже з'єднання шестерні з тихохідним валом можна здійснити за допомогою шпонки 5x5x45 ГОСТ 2360-78.

Розрахунок шпонки проміжного валу:

$$l_0 \geq \frac{2 \times 48754}{45 \times (8 - 5) \times 120 \times 10^6} = 58.3 \text{ мм}$$
$$l = 58.3 + 10 = 68.3 \text{ мм}$$

Приймаємо $l = 70 \text{ мм}$. Отже з'єднання колеса з проміжним валом можна здійснити за допомогою шпонки 10x8x70 ГОСТ 2360-78.

Розрахунок шпонки тихохідного валу:

$$l_0 \geq \frac{2 \times 1148158}{80 \times (14 - 9) \times 120 \times 10^6} = 39.6 \text{ мм}$$
$$l = 39.6 + 22 = 61.6 \text{ мм}$$

Приймаємо $l = 62 \text{ мм}$. Отже з'єднання колеса з тихохідним валом можна здійснити за допомогою шпонки 22x14x62 ГОСТ 2360-78.

3.9. Визначення кількості та сорту мастила в редукторі

Для заданого типу редуктора вибираємо мастило ИГП-152, з урахуванням величини контактних напружень у зачепленні зубців.

Кількість мастила визначається його рівнем у корпусі редуктора, який, в свою чергу, пов'язаний з необхідною глибиною занурення коліс.

Глибина занурення черв'ячних коліс $(0,3 \dots 0,5)m = 2 \text{ мм}$. Враховуючи те, що відсталь від кришки до зубця складає 25 мм, то висота мастила в корпусі буде 27 мм. Загальна кількість мастила 2 л.

3.10. тепловий розрахунок редуктора

Через значні витрати потужності, за рахунок низького ККД черв'ячної передачі відбувається нагрівання корпусу передачі та мастила, що в ньому знаходиться. При підвищених температурах мастило втрачає свої властивості, що може призвести до виходу передачі з ладу, тому при тепловому розрахунку черв'ячної передачі необхідно забезпечити наступну умову:

$$t_m \leq [t_m] \quad (3.10.1)$$

де t_m – температура мастила при усталеному режимі роботи передачі;

$[t_m]$ – допустима температура мастила.

Потужність що витрачається у передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta) \quad (3.10.2)$$

Тепловий потік, що виділяється поверхнею площі А корпусу передачі:

$$\Phi = KA(t_m - t_a) \quad (3.10.3)$$

Усталений режим роботи передачі має тепловий баланс

$$\Delta P = \Phi \quad (3.10.4)$$

$$P_1(1 - \eta) = KA(t_m - t_a)$$

де P_1 – потужність, що підводиться до передачі;

K – коефіцієнт теплопередачі;

A – площа охолоджуваної поверхні корпусу;

t_a – температура середовища в якому працює передача.

$$t_m = \frac{P_1(1 - \eta)}{KA} + t_a \quad (3.10.5)$$

$$t_m = \frac{85 \times (1 - 0,785)}{9 \times 1,11} + 20 = 1,18^\circ\text{C} \leq [t_m]$$

Умова виконується.

4. КОРЕГУВАННЯ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

4.1. Мета проведення корегування

Циліндрична зубчата передача є складовою частиною привода установки ІД-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 легована 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.

4.2. Вибір коефіцієнтів зміщення

Передача оптимізується за такими якісними показниками:

- коефіцієнт торцевого перекриття ε_α ;
- 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 $n_{ст} = 9$ 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.

4.3. Розрахунок параметрів некорегованої передачі

Вхідні дані у програму PROF-Z:

- Кількість зубів шестерні: $z_1 = 17$
- Число зубів колеса: $z_2 = 78$
- Модуль зачеплення: $m = 0,6$ мм
- Кут нахилу лінії зуба (град): $\beta = 18,195^\circ$
- Міжосьова відстань $a_w = 30$ мм.

Задаємо діапазон зміни x_1 в межах від 0 до 0.

Результати винесені у Таблицю 4.1.

Таблиця 4-1. Показники якості некорегованого зачеплення

x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	ε_a	λ_1	λ_2	θ
0	0	0,74	0,848	1,553	5,259	0,214	0,401

$$x_{1min} = -0.133$$

$$x_{2min} = -4,2$$

В результаті розрахунку були отримані значення коефіцієнту товщини зубця $S_a = (x_{k1}) = 0,74$ для шестерні та $S_a = (x_{k2}) = 0,848$ для колеса. Отже обраний раніше матеріал задовольняє умову не загострення зубців $S_a \geq 0,25$. Коефіцієнт перекриття нульового зміщення має

значення $\varepsilon_\alpha = 1,553 > [\varepsilon_\alpha] = 1$. Розрахункові коефіцієнти ковзання спроектованої зубчастої передачі без зміщення: $\lambda_1 = 5,259$, $\lambda_2 = 0,214$ – 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: $a_w = 30$

Кут зачеплення (град): $\alpha_{tw} = 20.963$

Висота зуба: $h_i = 1.35$

Коефіцієнт торцевого перекриття: $e_\alpha = 1.553$

Коефіцієнт тиску в полюсі: $\theta = 0.401$

Параметри шестерні

Радіус ділительного кола: $r = 5.368$

Радіус початковій окружності: $r_w = 5.368$

Радіус кола вершин: $r_a = 5.968$

Радіус кола западин: $r_f = 4.618$

Радіус основного кола: $r_b = 5.013$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0.703$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 5.259$

Параметри колеса

Радіус ділительного кола: $r = 24.632$

Радіус початковій окружності: $r_w = 24.632$

Радіус кола вершин: $r_a = 25.232$

Радіус кола западин: $r_f = 23.882$

Радіус основного кола: $r_b = 23.001$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0.806$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0.214$

Обчислюємо за допомогою програми координати двадцяти точок профілю зубців шестерні та колеса які занесені відповідно у Табл. 4.2. і Табл. 4.3.

Табл.4.2. і Табл. 4.3. Координати точок профілю зубця шестерні та колеса

Координати шестерні				Координати колеса			
№	Т-д	x	y	№	Т-д	x	y
1	Прхд	0,812	4,542	1	Прхд	0,921	23,86
2	Прхд	0,675	4,608	2	Прхд	0,803	23,894
3	Прхд	0,599	4,704	3	Прхд	0,736	23,951
4	Прхд	0,563	4,798	4	Прхд	0,703	23,999
5	Прхд	0,549	4,892	5	Прхд	0,685	24,039
6	Прхд	0,549	4,989	6	Прхд	0,674	24,073
7	Евлв	0,55	5,004	7	Евлв	0,654	24,143
8	Евлв	0,55	5,028	8	Евлв	0,632	24,215
9	Евлв	0,548	5,061	9	Евлв	0,61	24,289
10	Евлв	0,544	5,103	10	Евлв	0,585	24,366
11	Евлв	0,537	5,154	11	Евлв	0,56	24,444
12	Евлв	0,527	5,214	12	Евлв	0,532	24,524
13	Евлв	0,512	5,282	13	Евлв	0,504	24,605
14	Евлв	0,492	5,358	14	Евлв	0,473	24,689
15	Евлв	0,465	5,442	15	Евлв	0,441	24,775
16	Евлв	0,433	5,534	16	Евлв	0,407	24,862
17	Евлв	0,393	5,632	17	Евлв	0,372	24,952
18	Евлв	0,344	5,737	18	Евлв	0,335	25,043
19	Евлв	0,288	5,848	19	Евлв	0,295	25,136
20	Евлв	0,222	5,964	20	Евлв	0,254	25,23

4.4. Розрахунок параметрів корегованої передачі

Перейдемо до корегування даної передачі. Для цього встановимо межі зміни коефіцієнта шестерні від 0 до 1. Результати занесені в Табл. 4.4.

Табл. 4.4. Показники якості зачеплення при $0 \leq x_1 \leq 1$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	e_a	λ_1	λ_2	θ
1	0	0	0,74	0,848	1,553	5,259	0,214	0,401
2	0,1	-0,1	0,701	0,857	1,533	3,387	0,235	0,401
3	0,2	-0,2	0,659	0,865	1,51	2,345	0,257	0,401
4	0,3	-0,3	0,612	0,872	1,486	1,681	0,278	0,401
5	0,4	-0,4	0,562	0,878	1,459	1,22	0,3	0,401
6	0,5	-0,5	0,508	0,883	1,43	0,882	0,322	0,401
7	0,6	-0,6	0,45	0,886	1,399	0,623	0,344	0,401
8	0,7	-0,7	0,389	0,888	1,366	0,419	0,367	0,401
9	0,8	-0,8	0,324	0,889	1,331	0,253	0,39	0,401
10	0,9	-0,9	0,256	0,889	1,293	0,115	0,413	0,401
11	1	-1	0,183	0,887	1,254	0	0,436	0,401

Вирівнювання коефіцієнтів питомого ковзання відбувається в межах значень зміщення x_1 від 0.7 до 0.8. Це і будуть нові межі в наступній ітерації розрахунку.

Табл. 4.5. Показники якості зачеплення при $0.7 \leq x_1 \leq 0.8$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	e_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,7	-0,7	0,389	0,888	1,366	0,419	0,367	0,401
2	0,71	-0,71	0,383	0,888	1,362	0,4	0,369	0,401
3	0,72	-0,72	0,376	0,888	1,359	0,383	0,371	0,401
4	0,73	-0,73	0,37	0,888	1,355	0,365	0,374	0,401
5	0,74	-0,74	0,364	0,889	1,352	0,348	0,376	0,401
6	0,75	-0,75	0,357	0,889	1,348	0,332	0,378	0,401
7	0,76	-0,76	0,351	0,889	1,345	0,315	0,38	0,401
8	0,77	-0,77	0,344	0,889	1,341	0,299	0,383	0,401
9	0,78	-0,78	0,337	0,889	1,338	0,283	0,385	0,401
10	0,79	-0,79	0,331	0,889	1,334	0,268	0,387	0,401
11	0,8	-0,8	0,324	0,889	1,331	0,253	0,39	0,401

Тепер нові межі для наступного розрахунку будуть $0,72 \leq x_1 \leq 0,73$.

Табл. 4.6. Показники якості зачеплення при $0,72 \leq x_1 \leq 0,73$

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	e_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,72	-0,72	0,376	0,888	1,359	0,383	0,371	0,401
2	0,721	-0,721	0,376	0,888	1,359	0,381	0,371	0,401
3	0,722	-0,722	0,375	0,888	1,358	0,379	0,372	0,401
4	0,723	-0,723	0,374	0,888	1,358	0,377	0,372	0,401
5	0,724	-0,724	0,374	0,888	1,358	0,376	0,372	0,401
6	0,725	-0,725	0,373	0,888	1,357	0,374	0,372	0,401
7	0,726	-0,726	0,373	0,888	1,357	0,372	0,373	0,401
8	0,727	-0,727	0,372	0,888	1,356	0,37	0,373	0,401
9	0,728	-0,728	0,371	0,888	1,356	0,369	0,373	0,401
10	0,729	-0,729	0,371	0,888	1,356	0,367	0,373	0,401
11	0,73	-0,73	0,37	0,888	1,355	0,365	0,374	0,401

Згідно з даними наведеними в табл. 4.6, вирівнювання коефіцієнтів ковзання λ_1 і λ_2 відбулося при $x_1 = 0,726$. При цьому коефіцієнти товщини вершин зубців для шестерні і колеса відповідно складають: $S_a = 0,373$, $S_a = 0,888$, отже матеріал задовольняє умову не загострення зубців як для колеса, так і для шестерні а саме $S_a \geq 0,25$. Коефіцієнт перекриття $\varepsilon_a = 1,357 > [\varepsilon_a] = 1$, що забезпечує неперервність зачеплення. Коефіцієнти питомого ковзання $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,37$, тому спрацювання колеса та шестерні буде відбуватися рівномірно, що збільшує сумарний ресурс передачі.

Розрахуємо далі інші параметри передачі при отриманому коефіцієнті зміщення шестерні $x_1 = 0,726$.

Вхідні дані для програми:

- Кількість зубів шестерні: $z_1 = 17$
- Число зубів колеса: $z_2 = 78$
- Модуль зачеплення: $m = 0,6$ мм
- Кут нахилу лінії зуба (град): $\beta = 18,195^\circ$
- Міжосьова відстань $a_w = 30$ мм.
- Коефіцієнт зміщення шестерні: $x_1 = 0,726$
- Коефіцієнт зміщення колеса: $x_2 = -0,726$

Параметри з'єднання

Міжосьова відстань: $a_w = 30$

Кут зачеплення (град): $\alpha_{tw} = 20.963$

Висота зуба: $h_i = 1.35$

Коефіцієнт торцевого перекриття: $e_a = 1.357$

Коефіцієнт тиску в полюсі: $\theta = 0.401$

Параметри шестерні

Радіус ділильного кола: $r = 5.368$

Радіус початковій окружності: $r_w = 5.368$

Радіус кола вершин: $r_a = 6.404$

Радіус кола западин: $r_f = 5.054$

Радіус основного кола: $r_b = 5.013$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0.354$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0.372$

Параметри колеса

Радіус ділильного кола: $r = 24.632$

Радіус початковій окружності: $r_w = 24.632$

Радіус кола вершин: $r_a = 24.796$

Радіус кола западин: $r_f = 23.446$

Радіус основного кола: $r_b = 23.001$

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0.844$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0.373$

Також обчислюємо координати двадцяти точок профілю зубця шестерні та колеса, які далі занесені у Табл. 4.7. і Табл. 4.8.

Табл. 4.7. і Табл. 4.8. Координати точок профілю зубця шестерні та колеса

Координати шестерні				Координати колеса			
№	Т-д	x	y	№	Т-д	x	y
1	Прхд	0,893	4,994	1	Прхд	0,903	23,402
2	Прхд	0,787	5,041	2	Прхд	0,769	23,442
3	Прхд	0,733	5,1	3	Прхд	0,688	23,513
4	Прхд	0,711	5,143	4	Прхд	0,642	23,584
5	Прхд	0,702	5,172	5	Прхд	0,613	23,654
6	Прхд	0,697	5,193	6	Прхд	0,593	23,727
7	Евлв	0,687	5,25	7	Евлв	0,578	23,787
8	Евлв	0,673	5,312	8	Евлв	0,563	23,85
9	Евлв	0,656	5,38	9	Евлв	0,546	23,915
10	Евлв	0,634	5,453	10	Евлв	0,529	23,982
11	Евлв	0,608	5,532	11	Евлв	0,509	24,052
12	Евлв	0,577	5,615	12	Евлв	0,489	24,123
13	Евлв	0,54	5,704	13	Евлв	0,466	24,197
14	Евлв	0,498	5,796	14	Евлв	0,443	24,273
15	Евлв	0,45	5,893	15	Евлв	0,418	24,351
16	Евлв	0,395	5,993	16	Евлв	0,391	24,431
17	Евлв	0,333	6,097	17	Евлв	0,362	24,513
18	Евлв	0,264	6,204	18	Евлв	0,332	24,597
19	Евлв	0,188	6,314	19	Евлв	0,3	24,683
20	Евлв	0,104	6,426	20	Евлв	0,267	24,772

Зображення корегованих профілів зубців та їх порівняння з некорегованими профілями можна побачити на рис. 4.1. та рис. 4.2

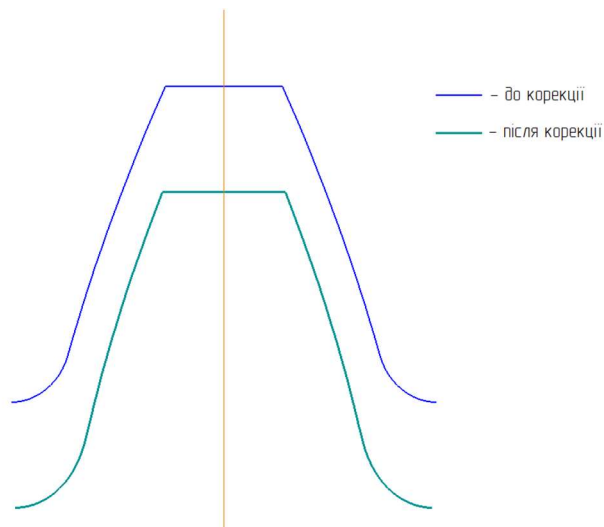


Рис. 4.1. Корегований та не корегований профілі зубців колеса

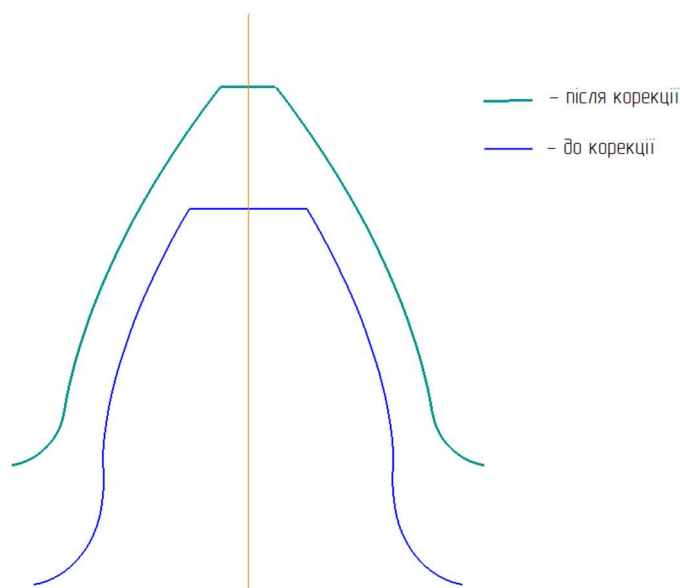


Рис. 4.2. Корегований та не корегований профілі зубців шестерні

4.5. Висновки

В результаті проведеного корегування були визначені коефіцієнти зміщення ($x_1 = 0,726$, $x_2 = -0,726$), при яких основні геометричні показники якості зачеплення зубчастої передачі отримали оптимальні значення.

- колесо та шестерня спрацьовують рівномірно тому що коефіцієнти ковзання однакові: $\lambda_1 = 0,37$, $\lambda_2 = 0,37$.
- умова неперервності зачеплення виконується, оскільки $\varepsilon_\alpha = 1,357 > [\varepsilon_\alpha] = 1$.
- загострення зубців відбувається в заданих межах для колеса, оскільки
- $S_{a2} = 0.373 > 0.25$, $S_{a1} = 0.888 > 0.25$ що відповідає межах.
- підрізання зубців не відбувається $x_1 = 0,726 > x_{1min} = -0,133$,
 $x_2 = -0,726 > x_{2min} = -4,2$

5. РОЗРАХУНОК ОСЕСИМЕТРИЧНОЇ ПЛАСТИНИ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ

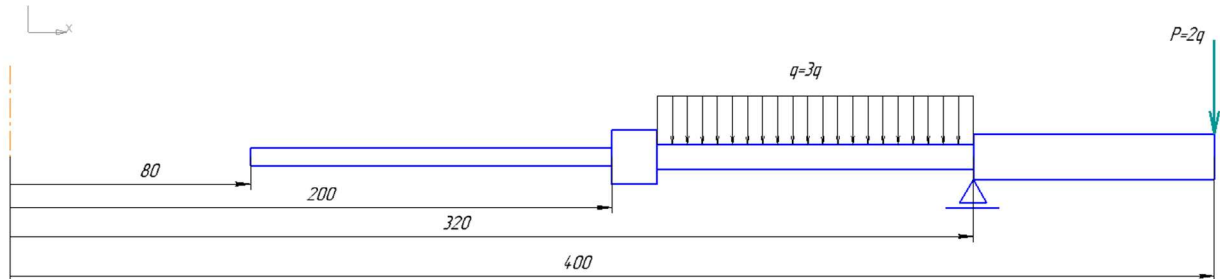


Рис. 5- 1. Умова задачі

5.1. Обчислення характеристик ділянок

1) Визначення довжини ділянок.

$$r_{11} = k_1 \times a = 2 \times 40 = 80 \text{ мм}$$

$$r_{12} = r_{21} = k_2 \times a = 5 \times 40 = 200 \text{ мм}$$

$$r_{22} = r_{31} = k_3 \times a = 8 \times 40 = 320 \text{ мм}$$

$$r_{32} = k_4 \times a = 10 \times 40 = 400 \text{ мм}$$

Визначення циліндричної жорсткості:

$$D_1 = \frac{E \times h_1^3}{12(1 - \mu^2)} = \frac{2 \times 10^5 \times 6^3}{12(1 - 0,3^2)} \cdot \frac{H \times \text{мм}^3}{\text{мм}^2} = 39,6 \times 10^5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$D_2 = \frac{E \times h_2^3}{12(1 - \mu^2)} = \frac{2 \times 10^5 \times 8^3}{12(1 - 0,3^2)} \cdot \frac{H \times \text{мм}^3}{\text{мм}^2} = 93,8 \times 10^5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$D_3 = \frac{E \times h_3^3}{12(1 - \mu^2)} = \frac{2 \times 10^5 \times 15^3}{12(1 - 0,3^2)} \cdot \frac{H \times \text{мм}^3}{\text{мм}^2} = 618,1 \times 10^5 \text{ Н} \times \text{мм}$$

$$\lambda_1 = \frac{r_{11}}{r_{12}} = \frac{80}{200} = 0,4$$

$$\lambda_2 = \frac{r_{21}}{r_{22}} = \frac{200}{320} \approx 0,625$$

$$\lambda_3 = \frac{r_{31}}{r_{32}} = \frac{320}{400} = 0,8$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{h_1^3}{h_2^3} = \frac{6^3}{8^3} = 0,422$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{h_2^3}{h_1^3} = \frac{8^3}{6^3} = 2,37$$

$$\frac{D_1}{D_3} = \frac{h_1^3}{h_3^3} = \frac{6^3}{15^3} = 0,064$$

$$\frac{D_3}{D_1} = \frac{h_3^3}{h_1^3} = \frac{15^3}{6^3} = 15,625$$

Реакція опори знаходиться з умови рівноваги:

$$\sum F_y = R - 3q \times S = 0$$

$$R = 3q \times S$$

Площа пластини на яку діє розподілене навантаження:

$$S = \pi \times r_{22}^2 - \pi \times r_{21}^2 = 196035 \text{ мм}^2$$

$$R = 3q \times 196035 = 588105q$$

Поперечні сили на початку ділянок:

$$P_{11} = 0$$

$$P_{21} = 0$$

$$P_{31} = 0$$

2) Визначення моменту інерції поперечного перерізу.

$$J_x = \frac{h_3}{12} (3h_1)^3 - \frac{h_3 \times h_2^3}{24} - \frac{h_3 \times h_3^3}{24} = 1,25(5832 - 256 - 1687,5) = 4860,625 \text{ мм}^4$$

3) Визначення матриць переходу для кожної ділянки.

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

Для першої ділянки:

$$L_1 = \begin{pmatrix} 0,4540 & 0,4200 \\ 0,3822 & 0,7060 \end{pmatrix}$$

Для другої ділянки:

$$L_2 = \begin{pmatrix} 0,6043 & 0,1285 \\ 0,6563 & 0,7870 \end{pmatrix}$$

Для третьої ділянки:

$$L_3 = \begin{pmatrix} 0,7660 & 0,0115 \\ 2,5590 & 0,8740 \end{pmatrix}$$

4) Визначення матриці переходу через ребро

$$L_R = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{EJ_x}{RD_1} & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1,229 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\frac{EJ_x}{RD_1} = \frac{2 \times 10^5 \times 4860,625}{200 \times 39,6 \times 10^5} = \frac{\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \times \text{мм}^4}{\text{мм} \times \text{Н} \times \text{мм}} = 1,229$$

5.2. Обчислення векторів навантажень

5) Визначення векторів навантаження для кожної ділянки.

$$R_i = \begin{pmatrix} \frac{P_{i1}}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_i} \psi_{\theta P}(\lambda_i) + \frac{q_1 \times r_{i2}^2}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_i} \psi_{\theta q}(\lambda_i) \\ \frac{P_{i1}}{D_1} \psi_{rP}(\lambda_i) + \frac{q_1 \times r_{i2}^2}{D_1} \psi_{rq}(\lambda_i) \end{pmatrix}$$

$$R_1 = \begin{pmatrix} 0 + 0 \\ 0 + 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$R_2 = \begin{pmatrix} 0 + \frac{-3q \cdot 320^2}{37 \cdot 10^5} \cdot 0.422 \cdot 7.13 \cdot 10^{-3} \\ 0 + \frac{-3q \cdot 320^2}{37 \cdot 10^5} \cdot 0.05575 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -924.32 \\ -17126.4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

$$R_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

5.3. Обчислення векторів стану

6) Перший розрахунок, з урахуванням граничних умов, без урахування навантаження.

Граничні умови на внутрішньому контурі:

$$\bar{x}_{11} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} - \text{вільний край}$$

7) Обчислення векторів стану для характерних перерізів:

$$\bar{x}_{12} = L_1 \times \bar{x}_{11} = \begin{pmatrix} 0,4540 & 0,4200 \\ 0,3822 & 0,7060 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,4540 \\ 0,3822 \end{pmatrix}$$

$$\bar{x}_{21} = L_R \times \bar{x}_{12} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1,229 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0,4540 \\ 0,3822 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,4540 \\ 0,9720 \end{pmatrix}$$

$$\bar{x}_{22} = L_2 \times \bar{x}_{21} = \begin{pmatrix} 0,6043 & 0,1285 \\ 0,6563 & 0,7870 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0,4540 \\ 0,9720 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,3990 \\ 1,0630 \end{pmatrix}$$

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

$$\bar{x}_{32} = L_3 \times \bar{x}_{31} = \begin{pmatrix} 0,7660 & 0,0115 \\ 2,5590 & 0,8740 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0,3990 \\ 1,0630 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,318 \\ 1,950 \end{pmatrix}$$

8) Другий розрахунок, з урахуванням граничних умов, та навантаження.

Граничні умови на внутрішньому контурі:

$$\bar{x}_{11} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} - \text{вільний край}$$

9) Визначення векторів стану для другого розрахунку

$$\bar{x}_{12} = L_1 \times \bar{x}_{11} + R_1 = \begin{pmatrix} 0,4540 & 0,4200 \\ 0,3822 & 0,7060 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\bar{x}_{21} = L_R \times \bar{x}_{12} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1,229 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned} \bar{x}_{22} &= L_2 \times \bar{x}_{21} + R_2 = \begin{pmatrix} 0,6043 & 0,1285 \\ 0,6563 & 0,7870 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 924.32 \\ 17126.4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} = \\ &= \begin{pmatrix} -924.32 \\ -17126.4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} \end{aligned}$$

$$\bar{x}_{31} = \bar{x}_{22} = \begin{pmatrix} -924.32 \\ -17126.4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

$$\begin{aligned} \bar{x}_{32} &= L_3 \times \bar{x}_{31} + R_3 = \begin{pmatrix} 0,7660 & 0,0115 \\ 2,5590 & 0,8740 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -924.32 \\ -17126.4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} -904.98 \\ -17333.8 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} \end{aligned}$$

10) Визначення константи з граничних умов: на зовнішньому контурі (32) вільний кінець.

$$\left(\frac{\bar{M}_r}{D_1} \right)_{32} \times C + \left(\frac{\bar{M}_r}{D_1} \right)_{32} = 0$$

$$1.95 \times C - 17333.73 \frac{q}{D_1} = 0$$

$$C = 8889 \frac{q}{D_1}$$

11) Обчислення сумарних векторів стану на початку і в кінці кожної ділянки.

$$x = \bar{x} \times c + \bar{\bar{x}}$$

$$x_{11} = \bar{x}_{11} \times (-8889) \frac{q}{D_1} + \bar{\bar{x}}_{11} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times (-8889) \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 8889 \\ 0 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

$$\begin{aligned} x_{12} &= \bar{x}_{12} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \bar{\bar{x}}_{12} = \begin{pmatrix} 0,4540 \\ 0,3822 \end{pmatrix} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} 4035.6 \\ 3397.4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} \end{aligned}$$

$$x_{21} = \bar{x}_{21} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \bar{\bar{x}}_{21} = \begin{pmatrix} 0,454 \\ 0,972 \end{pmatrix} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \\ = \begin{pmatrix} 4035,6 \\ 8640,1 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

$$x_{22} = \bar{x}_{22} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \bar{\bar{x}}_{22} = \\ = \begin{pmatrix} 0,399 \\ 1,063 \end{pmatrix} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} -924,320 \\ -17126,4 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} = \begin{pmatrix} 2622,43 \\ -7677,29 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

$$x_{31} = x_{22} = \begin{pmatrix} 2622,43 \\ -7677,29 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

$$x_{32} = \bar{x}_{32} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \bar{\bar{x}}_{32} = \begin{pmatrix} 0,318 \\ 1,950 \end{pmatrix} \times 8889 \frac{q}{D_1} + \begin{pmatrix} -904,98 \\ -17333,73 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1} \\ = \begin{pmatrix} 1921,75 \\ 0 \end{pmatrix} \frac{q}{D_1}$$

5.4. Обчислення колових згинальних моментів

12) Визначаємо колові згинаючі моменти на початку і у кінці кожної ділянки.

$$\left(\frac{M_\varphi}{D_1} \right)_{11} = \mu \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{11} + \left(\frac{\varphi}{r} \right)_{11} \times (1 - \mu^2) \frac{D_1}{D_1} = \\ = 0 - 8889 \frac{q}{D_1} \times (1 - 0,3^2) = 8089,074 \frac{q}{D_1}$$

$$\left(\frac{M_\varphi}{D_1} \right)_{12} = \mu \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{12} + \left(\frac{\varphi}{r} \right)_{12} \times (1 - \mu^2) \frac{D_1}{D_1} = \\ = 3397,4 \frac{q}{D_1} \times 0,3 + 4035,6 \frac{q}{D_1} \times 0,91 = 4691,663 \frac{q}{D_1}$$

$$\left(\frac{M_\varphi}{D_1} \right)_{21} = \mu \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{21} + \left(\frac{\varphi}{r} \right)_{21} \times (1 - \mu^2) \frac{D_2}{D_1} = \\ = 8640,1 \frac{q}{D_1} \times 0,3 + 4035,6 \frac{q}{D_1} \times 0,91 \times 2,37 = 11297,1 \frac{q}{D_1}$$

$$\left(\frac{M_\varphi}{D_1} \right)_{22} = \mu \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{22} + \left(\frac{\varphi}{r} \right)_{22} \times (1 - \mu^2) = \\ = -7677,29 \frac{q}{D_1} \times 0,3 + 2622,43 \frac{q}{D_1} \times 0,91 \times 2,37 = 3353,49 \frac{q}{D_1}$$

$$\left(\frac{M_\varphi}{D_1} \right)_{31} = \mu \left(\frac{M_r}{D_1} \right)_{31} + \left(\frac{\varphi}{r} \right)_{31} \times (1 - \mu^2) \frac{D_3}{D_1} =$$

$$= -7677.69 \frac{q}{D_1} \times 0,3 + 2622.43 \frac{q}{D_1} \times 0.91 \times 15.625 = 34984.46 \frac{q}{D_1}$$

$$\left(\frac{M_\varphi}{D_1}\right)_{31} = \mu \left(\frac{M_r}{D_1}\right)_{31} + \left(\frac{\varphi}{r}\right)_{31} \times (1 - \mu^2) \frac{D_3}{D_1} =$$

$$= 0 \times 0,3 + 1921.75 \frac{q}{D_1} \times 0.91 \times 15.625 = 27324.9 \frac{q}{D_1}$$

13) Визначення прогинів на початку і в кінці кожної ділянки.

$$\Delta_i = (w_{i2} - w_{i1})$$

$$\Delta_1 = -r_{12}^2 \times \psi_{w\theta}(\lambda_1) \left(\frac{\varphi}{r}\right)_{11} - \left(\frac{M_r}{D_1}\right)_{11} \times \frac{D_1}{D_1} \times r_{12}^2 \times \psi_{wm}(\lambda_1) -$$

$$- \frac{P_{11}}{D_1} \times r_{12}^2 \times \psi_{wp}(\lambda_1) - \frac{q}{D_1} \times r_{12}^2 \times \psi_{wq}(\lambda_1) =$$

$$= -r_{12}^2 \times \left(\psi_{w\theta}(\lambda_1) \left(\frac{\varphi}{r}\right)_{11} + \frac{q}{D_1} \times \psi_{wq}(\lambda_1) \right)$$

$$= -200^2 \times \left(8889 \frac{q}{D_1} \times 0.2423 \right) = -86152188 \frac{q}{D_1}$$

$$\Delta_2 = -r_{22}^2 \times \psi_{w\theta}(\lambda_2) \left(\frac{\varphi}{r}\right)_{21} - \left(\frac{M_r}{D_1}\right)_{21} \times \frac{D_1}{D_2} \times r_{22}^2 \times \psi_{wm}(\lambda_2) -$$

$$- \frac{P_{21}}{D_1} \times r_{22}^2 \times \psi_{wp}(\lambda_2) - \frac{q_2}{D_1} \times r_{22}^2 \times \psi_{wq}(\lambda_2) \times \frac{D_1}{D_2} = 115979880.972 \frac{q}{D_2}$$

$$\Delta_3 = -r_{32}^2 \times \psi_{w\theta}(\lambda_3) \left(\frac{\varphi}{r}\right)_{31} - \left(\frac{M_r}{D_1}\right)_{31} \times \frac{D_1}{D_3} \times r_{32}^2 \times \psi_{wm}(\lambda_3) -$$

$$- \frac{P_{31}}{D_1} \times r_{32}^2 \times \psi_{wp}(\lambda_3) = -66868278.98 \frac{q}{D_1}$$

Враховуючи, що між 2 і 3 ділянкою розташована опора $w_{22} = w_{31} = 0$

$$w_{21} = w_{31} - \Delta_2 = -115979880.972 \frac{q}{D_1}$$

$$w_{11} = w_{21} - \Delta_1 = -29827692.972 \frac{q}{D_1}$$

5.5. Обчислення допустимого навантаження

14) Визначення найбільших напружень на початку і у кінці кожної ділянки.

$$\sigma_{rmax} = \frac{6M_r}{h^2}$$

$$\sigma_{\varphi max} = \frac{6M_\varphi}{h^2}$$

$$\sigma_{екв}^{IV} = \sqrt{\sigma_{rmax}^2 + \sigma_{\varphi max}^2 - \sigma_{rmax} \times \sigma_{\varphi max}}$$

Результати розрахунків занесені до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Максимальні напруження.

Максимальні напруження	Номер ділянки					
	11	12	21	22	31	32
$\sigma_{rmax}/(\frac{q}{D_1})$	0,00	566.24	810.02	719.75	-204.73	0,00
$\sigma_{\varphi max}/(\frac{q}{D_1})$	1348.2	781.94	1059.1	314.39	932.92	728.66
$\sigma_{екв}^{IV}/(\frac{q}{D_1})$	1348.2	699.5	959.13	918.24	1050.35	728.66

15) Побудова епюр.

Для побудови епюр зводимо в таблицю 5.2 результати необхідних розрахунків.

Таблиця 5.2. Дані для побудови епюр.

Номер ділянки	r(м)	Mr	Mφ	θ	w	Br	Bφ	Beкв
11	80	0,00	8089	8889	3206	0.00	1348.2	1348.2
12	200	3397.4	4691.7	4035.6	1052.22	566.24	781.94	699.5
21	200	8640.2	1129.7	4035.6	1052.22	810.02	1059	959.13
22	320	-7677.3	3353.5	2622.43	0,00	-719.75	314.39	918.24
31	320	-7677.3	3498.4.5	2622.43	0,00	-204.73	932.92	1050.35
32	400	0,00	2732.4.9	1921.8	-462.75	0,00	728.66	728.66

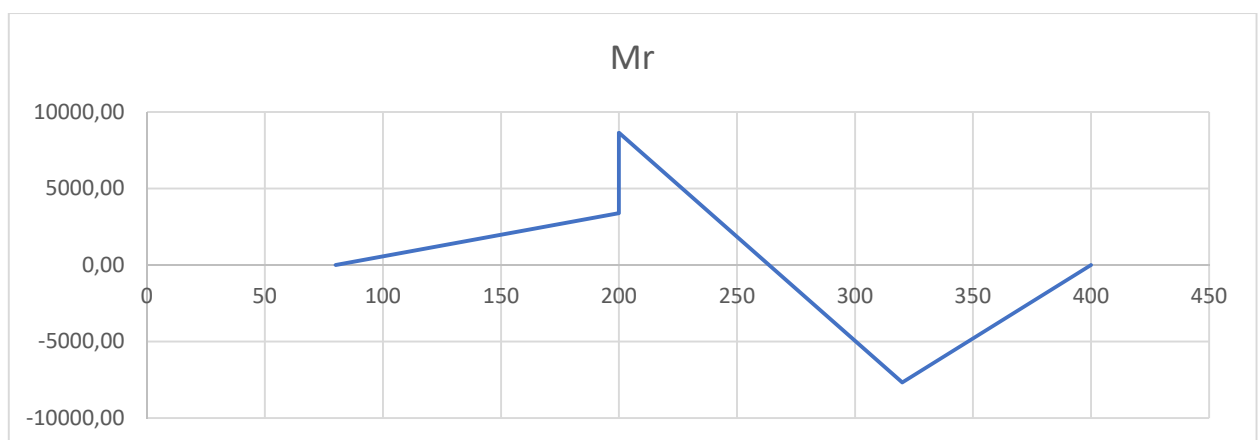


Рис.5.2. Епюра радіальних згинаючих моментів

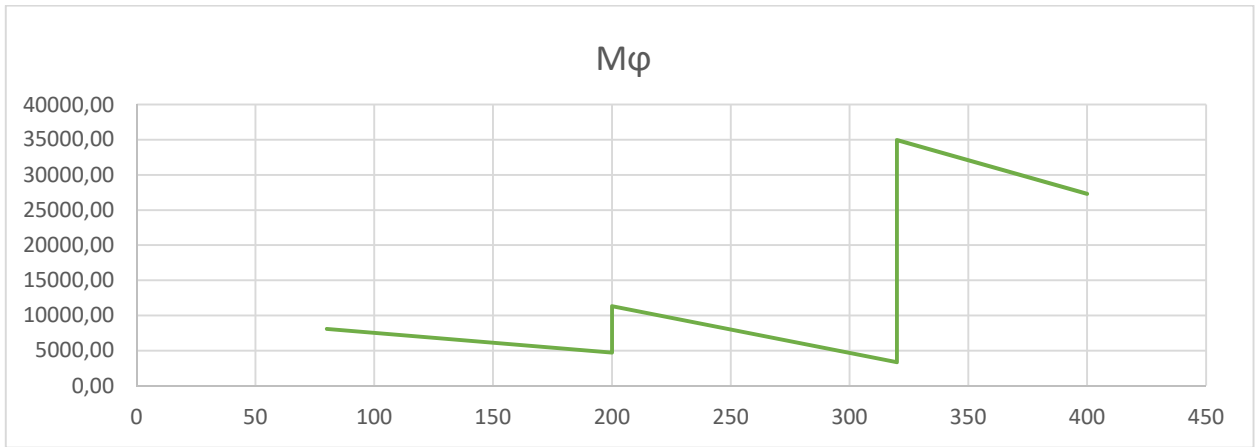


Рис. 5.3. Епюра колових згинаючих моментів

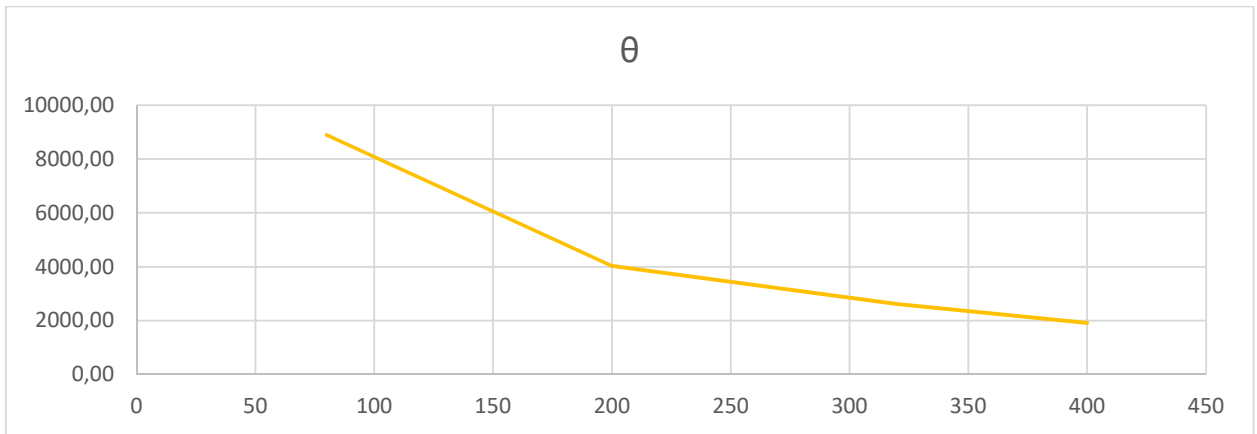


Рис.5.4. Епюра кутів повороту

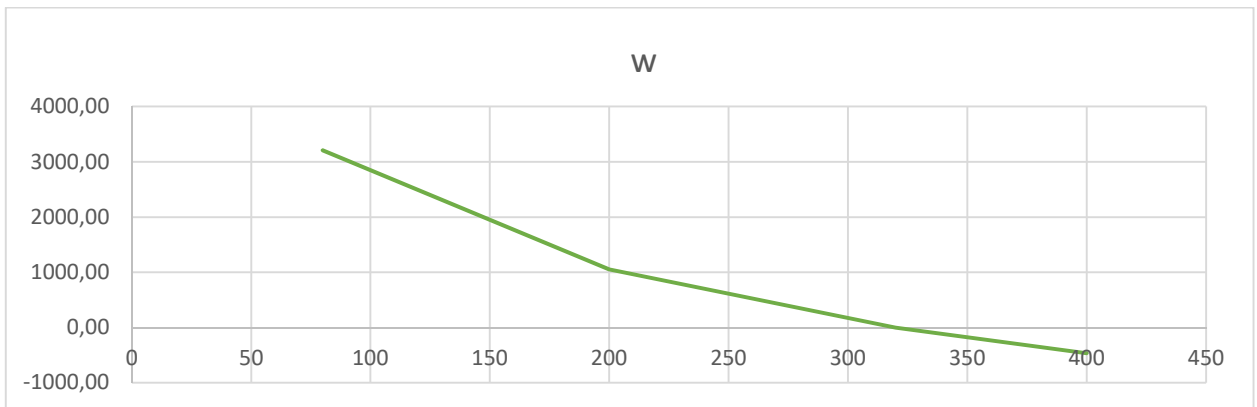


Рис. 5.5. Епюра прогинів

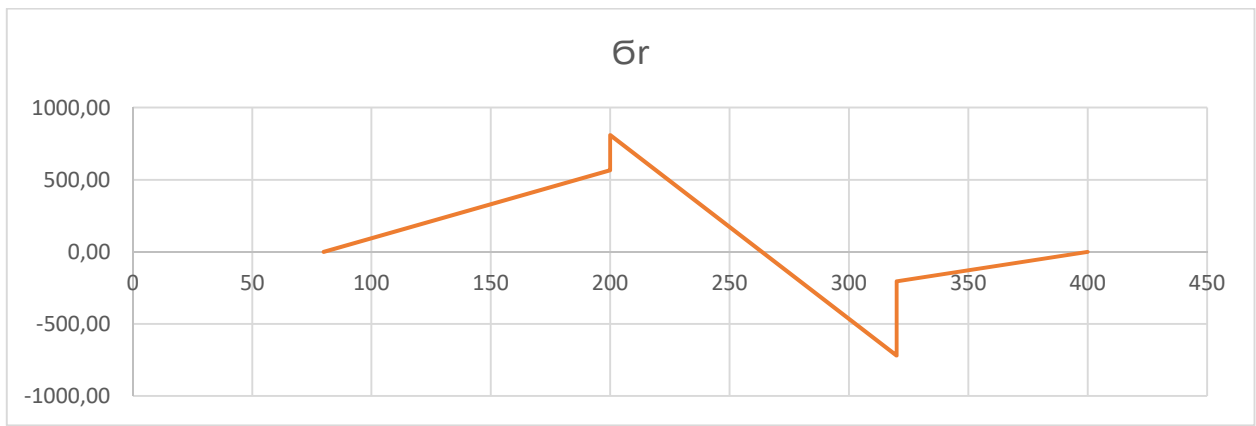


Рис. 5.6. Епюра максимальних напружень від радіальних згинаючих моментів

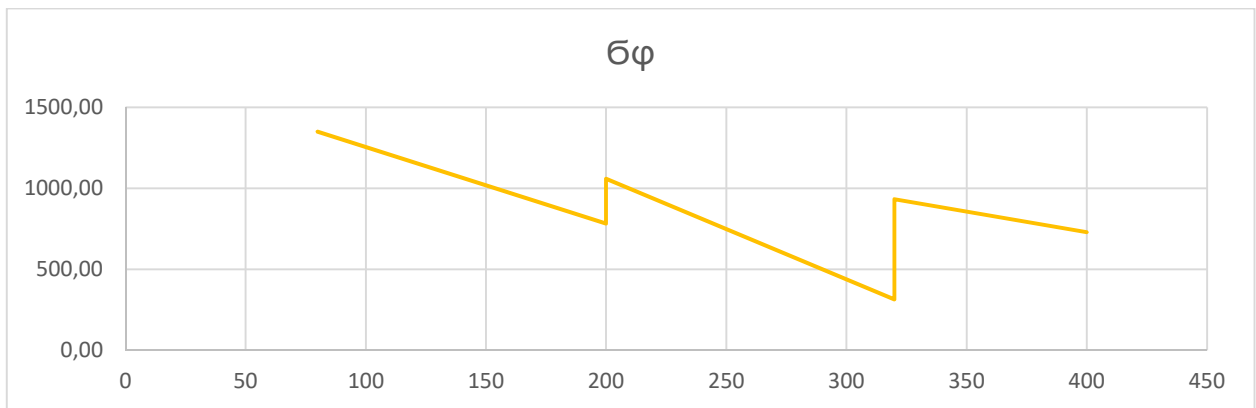


Рис. 5.7. Епюра максимальних напружень від колових згинаючих моментів

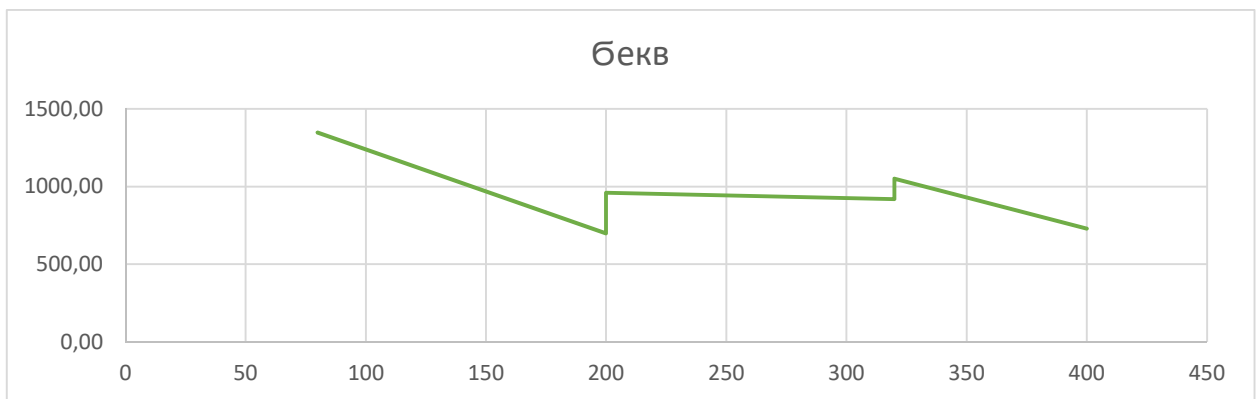


Рис. 5.8. Епюра максимальних еквівалентних напружень

15) Визначення найбільших напружень в ребрі.

$$\sigma_{maxR} = \frac{\varphi \times E \times z_{max}}{R} = \left(\frac{\varphi}{r}\right)_{r=R} \times \frac{E \times H}{2} = \frac{3,395 \times 10^3 \times 2 \times 10^5 \times (3 \times 3)}{2} = 3,06 \times 10^9$$

16) Максимальні напруження $\sigma_{екв}^{IV} = (\sigma_{екв}^{IV})_{31} = 1050.36q$

Визначаємо параметр [q]:

$$[q] = \frac{[\sigma]}{\sigma_{екв}^{IV}_{q=1}} = \frac{160 \times 10^6}{1050.36} = 152330.2 \frac{H}{M}$$

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

6.1. Вибір типу зразка та його конструювання

Першим кроком є вибір зразка згідно з типом установки. Далі буде розглянута установка ІД-5П, яка призначена для дослідження механічних властивостей металів при статичних навантаженнях. Для визначення геометричних характеристик скористаємось формулами опору матеріалів.

Маємо такі вхідні дані:

- Модуль Юнга матеріалу $E = 1,7 \cdot 10^5$ МПа.
- Коефіцієнт Пуассона матеріалу $\mu = 0.17$.
- Границя міцності матеріалу $\sigma_B = 800$ МПа.
- Максимально допустимий коефіцієнт концентрації напружень у перехідній зоні зразка $\alpha = 1.05$.
- Максимальна осьова сила устаткування $N_{max} = 10$ кН.
- Гарантований запас потужності устаткування $k = 3$.

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

Максимальна сила, що може бути прикладена до зразка:

$$N = \frac{N_{max}}{k} = \frac{10000}{3} = 3333,3 \text{ Н}$$

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

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_B}{\alpha} = \frac{800}{1.05} = 762 \text{ МПа}$$

Площа поперечного перерізу зразка:

$$A = \frac{N}{\sigma_{max}} = 43,8 \text{ мм}^2$$

Так як було обрано зразок трубчастого перерізу, необхідно визначити два незалежних розміри: внутрішній d_B та зовнішній 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; $d_B = D - \delta = 13$ 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:

- 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 $r_1 > 1.5 \dots 2d_H$.

6.2. 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).

6.3. 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).

6.4. Розрахункова схема

Надалі розглядатиметься розтяг зразка, який має робочу частину у вигляді тонкостінної трубки. Використовуючи симетрію зразка, буде розглядатися тільки половина довжини зразка. Сила, яка розтягує зразок, задається у вигляді розподіленого навантаження, що діє на поверхню голівки. Характер закріплення прийнято таким, щоб були відсутні поворот та переміщення перпендикулярно до площини розсічення, в циліндричній системі координат.

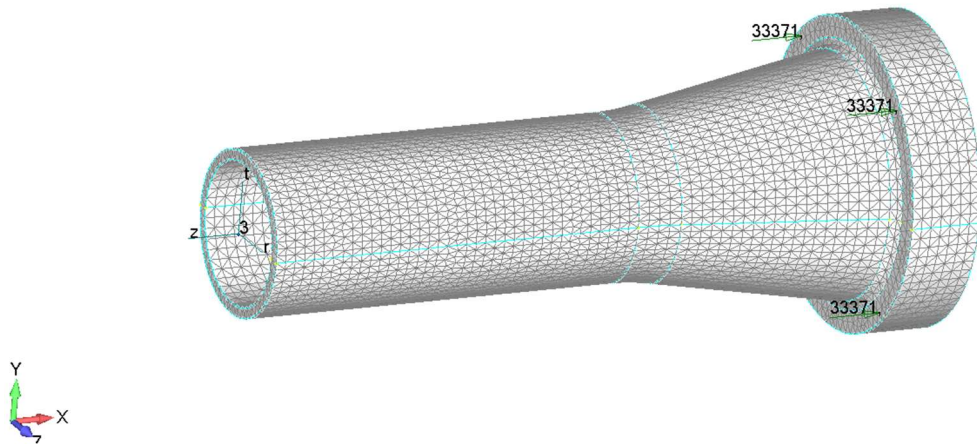


Рис. 6.1. Розрахункова схема зразка

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

6.5. Результати розрахунків

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

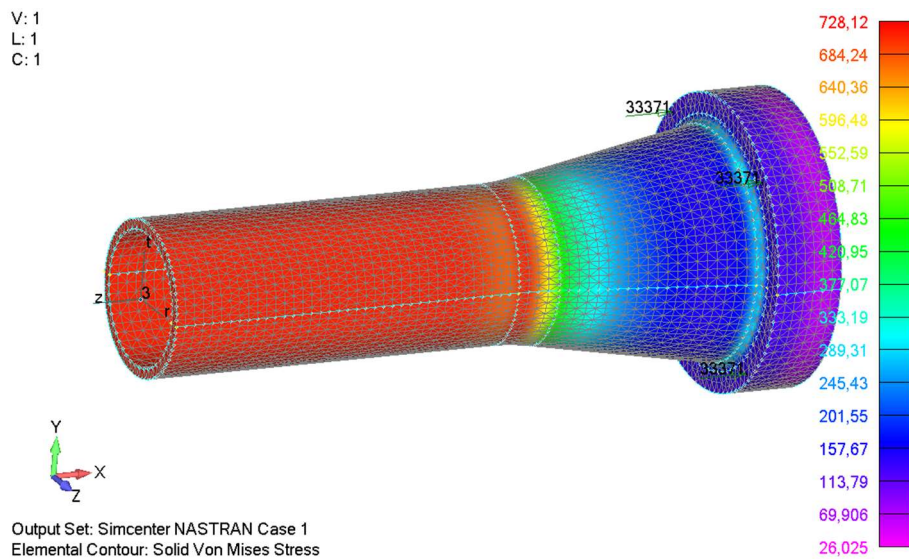


Рис.6.2. Розподіл напружень за Мізесом (МПа) від розтягуючого зусилля

Обчислимо коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом для заокруглення.

Номінальні напруження беремо з місця розсічення зразка, а максимальні – в перехідній частині зразка.

За допомогою програмного забезпечення FEMAP було побудовано графіки розподілу напружень (рис. 6.3) у вузлах, що розташовані вздовж ліній, що зображені на рис.5.4.

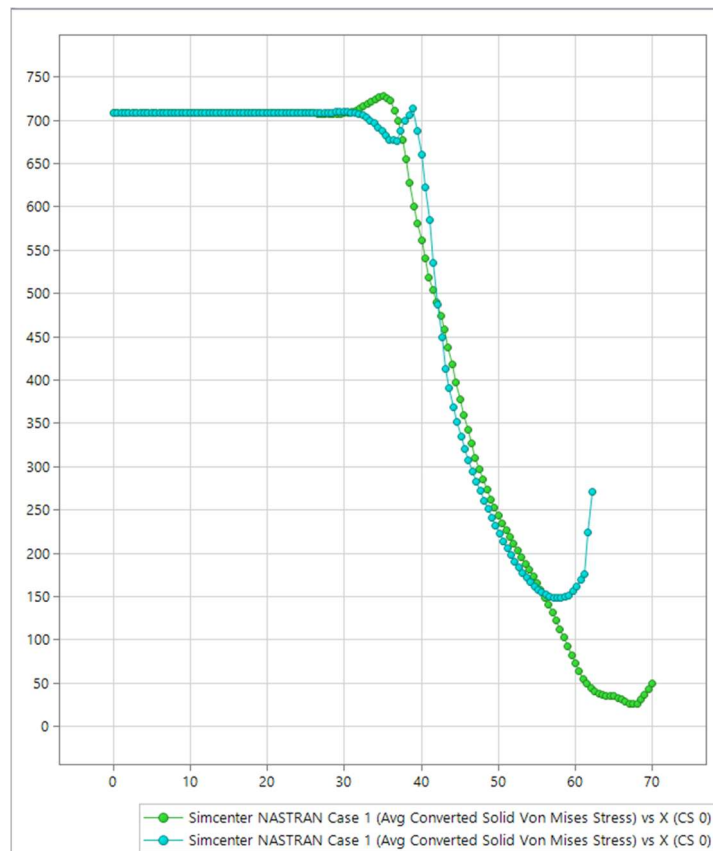


Рис.6.3. Графіки розподілу напружень за Мізесом, МПа

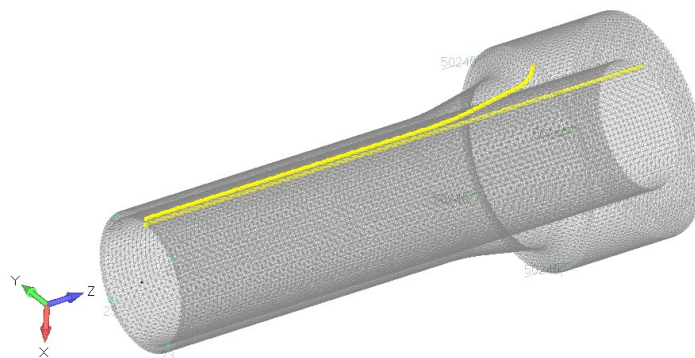


Рис.6.4. Розташування вузлів, для яких побудовані графіки розподілу напружень за Мізесом

Отримали, що $\alpha = \frac{\sigma_{nom}}{\sigma_{max}} = \frac{728}{723} = 1.01 < 1.05$, Отже, висока концентрація

напружень відсутня, тобто зразок спроектовано вірно.

7. РОЗРАХУНОК ПРОТОТИПУ КОНСТРУКТИВНОГО ЕЛЕМЕНТА МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ

7.1. Постановка задачі

Враховуючи навантаження циліндричної передачі, що показано на рис.9.1,

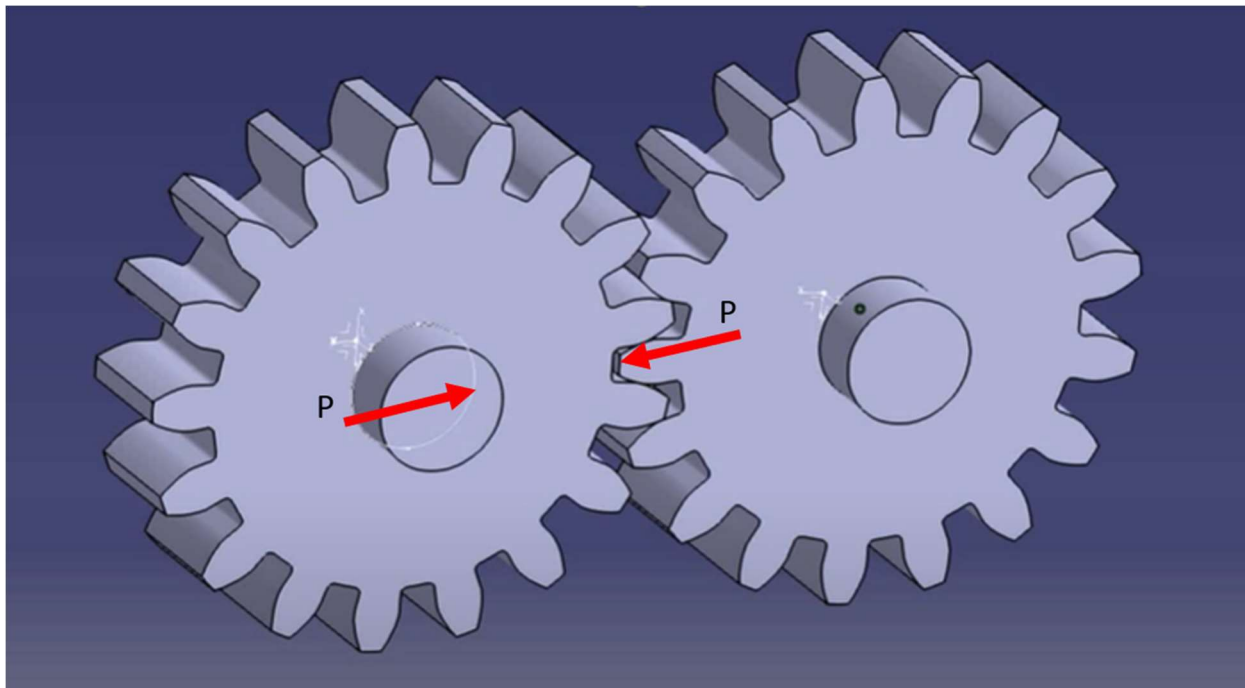


Рис.7.1

Отримано постановку задачі теорії пружності: визначити напружено-деформований стан в круглій пластині радіусом R навантаженій як показано на рис.9.2.

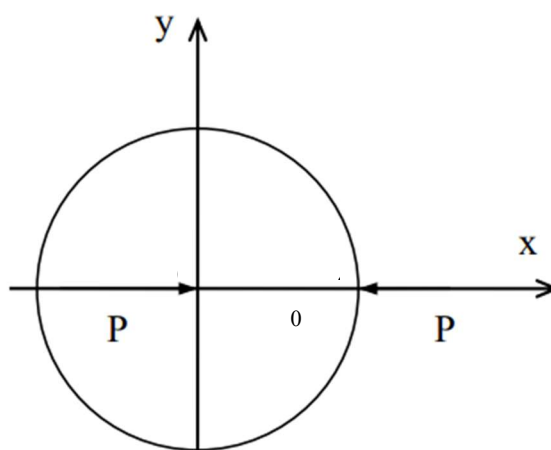


Рис.7.2

7.2. Розрахунок

Маємо дві сили сили: $(-p,0)$, що прикладена до точки O (центр диска), та $(+p,0)$, що прикладена до точки z_0 , де z_0 – дійсна величина.

В цьому випадку функції $\phi_1(z)$ та $\psi_1(z)$ матимуть наступний вигляд:

$$\begin{aligned}\phi_1(z) &= \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \ln z - \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \ln(z - z_0) + \phi_1^0(z), \\ \psi_1(z) &= -\frac{\chi p}{2\pi(1+\chi)} \ln z + \frac{\chi p}{2\pi(1+\chi)} \ln(z - z_0) + \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \frac{z_0}{z - z_0} + \psi_1^0(z),\end{aligned}\quad (1)$$

Або, перейшовши до нової змінної $\xi = \frac{z}{R}$:

$$\begin{aligned}\varphi(\xi) &= \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \{\ln \xi - \ln(\xi - \xi_0)\} + \varphi_0(\xi), \\ \psi(\xi) &= -\frac{\chi p}{2\pi(1+\chi)} \{\ln \xi - \ln(\xi - \xi_0)\} + \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \frac{\xi_0}{\xi - \xi_0} + \psi_0(\xi),\end{aligned}\quad (2)$$

Де функції $\varphi_0(\xi)$ та $\psi_0(\xi)$ означають функції, голоморфні в γ , а $\xi_0 = \frac{z_0}{R}$.

Граничну умову (краї диска вважаються вільними) запишемо так:

$$\varphi(\sigma) + \sigma \overline{\varphi'(\sigma)} + \overline{\psi(\sigma)} = 0,$$

Або, підставляючи значення (2),

$$\varphi_0(\sigma) + \sigma \overline{\varphi_0'(\sigma)} + \overline{\psi_0(\sigma)} = f_0, \quad (3)$$

Де

$$f_0 = \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \ln \frac{\sigma - \xi_0}{\sigma} - \frac{\chi p}{2\pi(1+\chi)} \ln(1 - \xi_0 \sigma) + \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \left\{ \frac{\sigma - \xi_0}{1 - \sigma \xi_0} \sigma - \sigma^2 \right\}, \quad (4)$$

Тоді,

$$\bar{f}_0 = \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \ln(1 - \xi_0 \sigma) - \frac{\chi p}{2\pi(1+\chi)} \ln \frac{\sigma - \xi_0}{\sigma} + \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \left\{ \frac{1}{\sigma} \frac{1 - \sigma \xi_0}{\sigma - \xi_0} - \frac{1}{\sigma^2} \right\}. \quad (4')$$

Функції $\varphi_0(\xi)$ та $\psi_0(\xi)$ знайдено за формулами:

$$\begin{aligned}\varphi_0(\xi) &= \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{f_0 d\sigma}{\sigma - \xi} - \overline{a_1 \xi}, \\ \psi_0(\xi) &= \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\bar{f}_0 d\sigma}{\sigma - \xi} - \frac{\varphi_0'(\xi)}{\xi} + \frac{a_1}{\xi}.\end{aligned}$$

На основі формули Коші:

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \ln \frac{\sigma - \xi_0}{\sigma} \frac{d\sigma}{\sigma - \xi} = 0, \quad \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \ln(1 - \xi_0 \sigma) \frac{d\sigma}{\sigma - \xi} = \ln(1 - \xi_0 \xi).$$

Далі, на основі тих же формул:

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \left\{ \frac{\sigma - \xi_0}{1 - \sigma \xi_0} \sigma - \sigma^2 \right\} \frac{d\sigma}{\sigma - \xi} = \frac{\xi - \xi_0}{1 - \xi \xi_0} \xi - \xi^2,$$

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \left\{ \frac{1}{\sigma} \frac{1 - \sigma \xi_0}{\sigma - \xi_0} - \frac{1}{\sigma^2} \right\} \frac{d\sigma}{\sigma - \xi} = 0.$$

Отже, матимемо:

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{f_0 d\sigma}{\sigma - \xi} = -\frac{\chi p}{2\pi(1+\chi)} \ln(1 - \xi_0 \xi) + \frac{p\xi}{2\pi(1+\chi)} \left\{ \frac{\xi - \xi_0}{1 - \xi \xi_0} - \xi \right\},$$

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\bar{f}_0 d\sigma}{\sigma - \xi} = \frac{p}{2\pi(1+\chi)} \ln(1 - \xi_0 \xi).$$

Щоб обчислити a_1 , відмітимо, що $2a_1$ дорівнює значенню похідної при $\xi = 0$ від передостаннього виразу. Після обчислення отримано:

$$a_1 = \frac{(\chi - 1)p\xi_0}{4\pi(1 + \chi)}.$$

Таким чином, на основі формул:

$$\varphi_0(\xi) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{f_0 d\sigma}{\sigma - \xi} - \overline{a_1 \xi},$$

$$\psi_0(\xi) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\bar{f}_0 d\sigma}{\sigma - \xi} - \frac{\varphi'(\xi)}{\xi} + \frac{a_1}{\xi},$$

Отримано:

$$\varphi_0(\xi) = -\frac{\chi p}{2\pi(1 + \chi)} \ln(1 - \xi_0 \xi) + \frac{p\xi}{2\pi(1 + \chi)} \left\{ \frac{\xi - \xi_0}{1 - \xi\xi_0} - \xi \right\} - \frac{(\chi - 1)p\xi\xi_0}{4\pi(1 + \chi)},$$

$$\psi_0(\xi) = \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \ln(1 - \xi_0 \xi) - \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \frac{(\chi - 1)\xi_0^2 + 1}{(1 - \xi_0 \xi)} - \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \frac{1 - \xi_0^2}{(1 - \xi_0 \xi)^2}.$$

В останньому виразі відкинуто постійний доданок.

7.3. Результати розрахунку

Отже, для $\varphi(\xi)$ і $\psi(\xi)$, на основі формул (2), матимемо вирази:

$$\begin{cases} \varphi(\xi) = \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \ln \frac{\xi}{\xi - \xi_0} - \frac{\chi p}{2\pi(1 + \chi)} \ln(1 - \xi_0 \xi) + \frac{p\xi}{2\pi(1 + \chi)} \left\{ \frac{\xi - \xi_0}{1 - \xi\xi_0} - \xi \right\} - \frac{(\chi - 1)p\xi\xi_0}{4\pi(1 + \chi)} \\ \psi(\xi) = -\frac{\chi p}{2\pi(1 + \chi)} \ln \frac{\xi}{\xi - \xi_0} + \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \frac{\xi}{\xi - \xi_0} + \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \ln(1 - \xi_0 \xi) - \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \frac{(\chi - 1)\xi_0^2 + 1}{(1 - \xi_0 \xi)} - \frac{p}{2\pi(1 + \chi)} \frac{1 - \xi_0^2}{(1 - \xi_0 \xi)^2} \end{cases}$$

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

8.1. Визначення власних крутильних частот

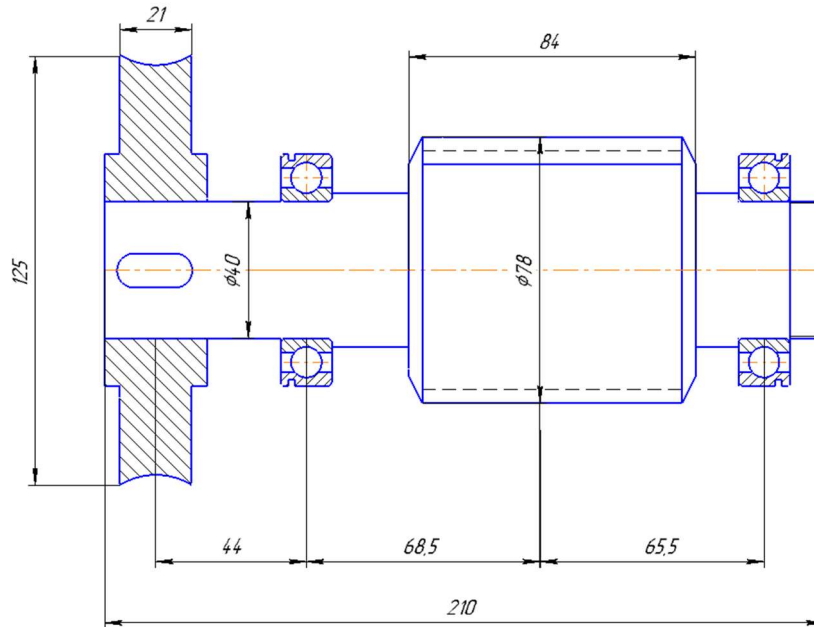


Рис. 8.1. Схема вала

Дано: $L_1 = 44$ мм, $L_2 = 68,5$ мм, $L_3 = 65,5$ мм, $L = 210$ мм, $d = 40$ мм, $G = 8 \cdot 10^4$ Мпа, $D_1 = 125$ мм, $D_2 = 78$ мм, $h_1 = 21$ мм, $h_2 = 84$ мм

Матеріал черв'ячного колеса бронза - $\rho_1 = 7600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Матеріал колеса сталь 40Х - $\rho_2 = 7820 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Жорсткість валу визначаємо за формулою:

$$k = \frac{G * I_p}{L}$$

I_p - полярний момент інерції, який визначаємо за формулою:

$$I_p = \frac{\pi * d^4}{32}$$

де d – діаметр вала;

Визначаємо жорсткість валу за формулою:

$$k = \frac{G * I_p}{L} = \frac{8 * 10^{10}}{210 * 10^{-3}} * \frac{3,14 * (40 * 10^{-3})^4}{32} = 0,957 * 10^5 \text{ Н * м}$$

Значення осьових моментів інерції для зубчастого колеса та шестерні:

$$I_1 = \rho_1 * h_1 * \frac{\pi * D_1^4}{32} = 7820 * 21 * 10^{-3} \frac{3,14 * (125 * 10^{-3})^4}{32} =$$

$$= 3,93 * 10^{-3} \text{ Н * с}^2 * \text{ м}$$

$$I_2 = \rho_2 * h_2 * \frac{\pi * D_2^4}{32} = 7600 * 84 * 10^{-3} \frac{3,14 * (78 * 10^{-3})^4}{32} =$$

$$= 2,318 * 10^{-3} \text{ Н * с}^2 * \text{ м}$$

h_1, h_2 – ширина шестерні та колеса відповідно.

Вирази для кінетичної та потенціальної енергії виглядають наступним чином:

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

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

Підставимо значення кінетичної та потенціальної енергії 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 отримаємо систему двох рівнянь:

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

Запишемо вигляд матриці інерції та жорсткості:

$$[a] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \quad (6.9) \quad [c] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}$$

Розв'язок будемо шукати у вигляді $\{\phi\} = \{\Phi\} \cos(\omega t - \beta)$

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

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

Прирівнюючи детермінанти до нуля маємо:

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

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

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

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

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

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

$$\begin{cases} \omega_1^2 = 0 \\ \omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \omega_2^2 &= \frac{k * (I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \\ &= \frac{0,957 * 10^5 * (3,93 * 10^{-3} + 2,318 * 10^{-3})}{3,93 * 10^{-3} * 2,318 * 10^{-3}} \\ &= 65633470 c^{-2} \end{aligned}$$

Будемо розглядати два можливих випадки підставляючи значення частот :

для першого випадку маємо:

$$\omega_1^2 = 0$$

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

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

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

для другого випадку:

$$\omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}$$

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

$$k - \frac{k(I_1 + I_2)}{I_2} - k\Phi_{22} = 0 \quad \Rightarrow \quad \Phi_{22} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{3,93}{2,318} = -1,7$$

Покажемо обчислені власні форми коливань у графічному вигляді:

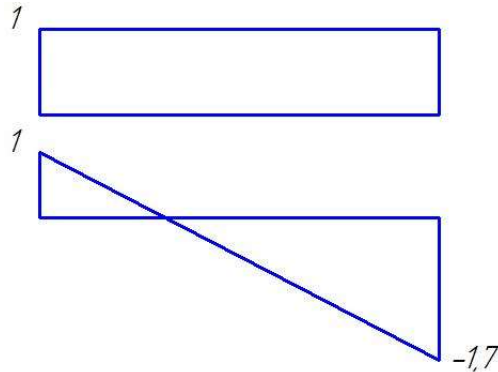


Рис. 8.2. Власні форми коливань

Однією з властивостей власних форм коливань є їх ортогональність, отже:

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

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

Перший випадок:

$$\{1 \quad 1\} \cdot \begin{bmatrix} I_{m1} & 0 \\ 0 & I_{m2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ I_1 \\ -I_2 \end{Bmatrix} = \{1 \quad 1\} \cdot \begin{Bmatrix} I_1 \\ -I_1 \end{Bmatrix} = I_1 - I_1 = 0$$

Другий випадок:

$$\begin{aligned} \{1 \quad 1\} \cdot \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ I_1 \\ -I_2 \end{Bmatrix} &= \{1 \quad 1\} \cdot \begin{Bmatrix} k + k \frac{I_1}{I_2} \\ -k - k \frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} = \\ &= k + k \frac{I_1}{I_2} - k - k \frac{I_1}{I_2} = 0 ; \end{aligned}$$

Знайдемо значення власних частот за допомогою методу Релея

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

$$\omega_1^2 = \frac{\{1 \ 1\} \cdot \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}}{\{1 \ 1\} \cdot \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}} = \frac{\{1 \ 1\} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}{\{1 \ 1\} \cdot \begin{Bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Bmatrix}} = 0;$$

$$\omega_2^2 = \frac{\{1 \ -\frac{I_1}{I_2}\} \cdot \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\{1 \ -\frac{I_1}{I_2}\} \cdot \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}} = \frac{\{1 \ -\frac{I_1}{I_2}\} \cdot \begin{Bmatrix} k + k\frac{I_1}{I_2} \\ -k - k\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\{1 \ -\frac{I_1}{I_2}\} \cdot \begin{Bmatrix} I_1 \\ -I_1 \end{Bmatrix}} =$$

$$= \frac{k \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) + k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \frac{k \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1} = \frac{(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} k =$$

$$= \frac{(3,93 + 2,318) \cdot 10^{-3}}{3,93 \cdot 2,318 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,957 \cdot 10^5 = 65636736 \frac{1}{c^2};$$

Отже $\omega_1 = 0$, $\omega_2 = \sqrt{65636736} = 8101.65 \text{ c}^{-1}$

8.2. Визначення власних згинальних частот методом сил

$$m_b = m_1 = \frac{\rho_1 \pi D_1^2 h_1}{4} = \frac{7820 \cdot 3,14 \cdot 125^2 \cdot 21 \cdot 10^{-9}}{4} = 2 \text{ кг}$$

$$m_c = m_2 = \frac{\rho_2 \pi D_2^2 h_2}{4} = \frac{7600 \cdot 3,14 \cdot 78^2 \cdot 84 \cdot 10^{-9}}{4} = 3 \text{ кг}$$

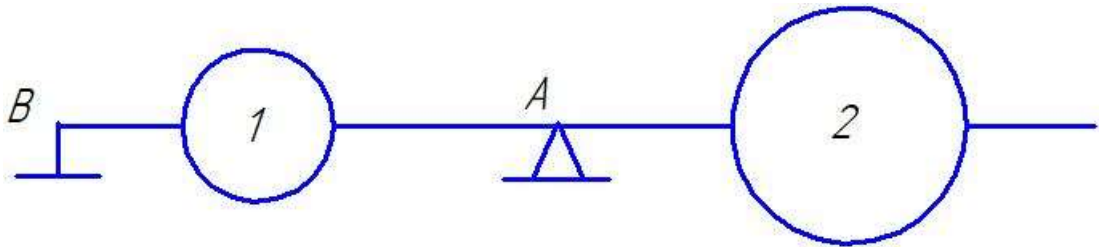


Рис. 8.3. Система з двома ступенями свободи

Для наступних розрахунків необхідно спершу визначити $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$ від одиничних сил $X_1=1, X_2=1$.

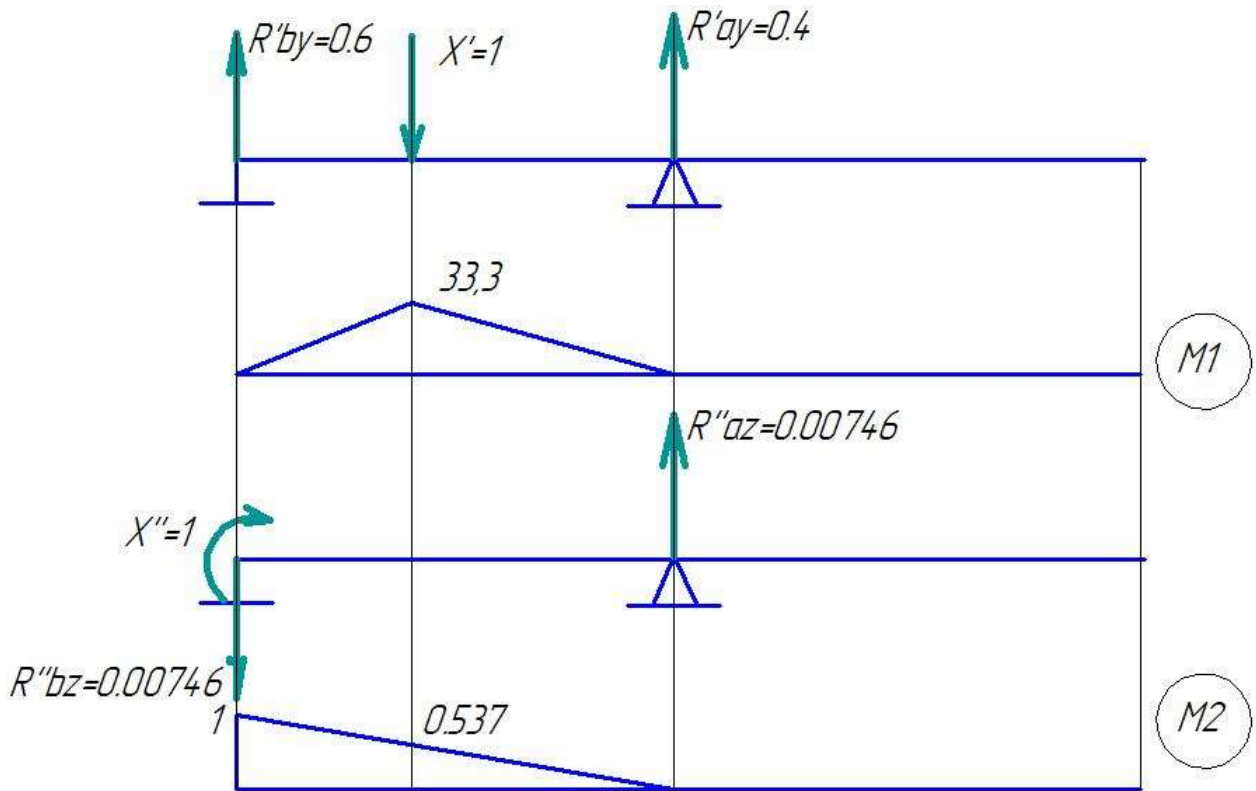


Рис.8.4. Епюри моментів від одиничних сил

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left(0.5 * 33.3 * 65.5 * \frac{2}{3} * 65.5 - 0.5 * 65.5 * 65.5 * \frac{2}{3} * 65.5 \right) = \frac{1}{EI} * 0.46 * 10^{-5}$$

$$\delta_{12} = \frac{1}{EI} \left(0.5 * 33.3 * 68.5 * \frac{1}{3} * 68.5 + 44 * 68.5 * 0.5 * 68.5 + 0.5 * 68.5 * 65.5 * \frac{2}{3} * 65.5 \right) = \frac{1}{EI} * 2.27 * 10^{-5}$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI} \left(0.5 * 65.5 * 65.5 * \frac{2}{3} * 65.5 \right) = \frac{1}{EI} * 0.94 * 10^{-5}$$

Запишемо диференційні рівняння в переміщеннях:

$$\begin{cases} \mathbf{w}_1 = -\ddot{\mathbf{w}}_1 \cdot \delta_{11} \cdot \mathbf{m}_1 - \ddot{\mathbf{w}}_2 \cdot \delta_{12} \cdot \mathbf{m}_2 \\ \mathbf{w}_2 = -\ddot{\mathbf{w}}_1 \cdot \delta_{21} \cdot \mathbf{m}_1 - \ddot{\mathbf{w}}_2 \cdot \delta_{22} \cdot \mathbf{m}_2 \end{cases}$$

Шукаємо переміщення у вигляді

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

Підставимо (6.57) в (6.56) отримаємо:

$$\begin{cases} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot \mathbf{m}_1 - 1) \cdot W_1 + \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot \mathbf{m}_2 \cdot W_2 = 0 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot \mathbf{m}_1 \cdot W_1 + (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot \mathbf{m}_2 - 1) \cdot W_2 = 0 \end{cases}$$

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

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

Розкриваючи визначник, отримуємо характеристичне рівняння відносно ω^2 , з якого знаходимо ω^2_1, ω^2_2 :

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

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

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

$$\omega^4 (2.6 * 10^{-10}) - \omega^2 (3.26 * 10^{-5}) + 1 = 0$$

Порахуємо величину власних частот:

$$\omega_1 = 1693.5\sqrt{EI}$$

$$\omega_2 = 5538.5\sqrt{EI}$$

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}

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

При $\omega_1 = 1693,5\sqrt{EI}$ і нормованій $W_{11} = 1$ отримаємо з розв'язку рівняння таку першу власну форму:

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

$$W_1 = -0,177$$

Тоді, перша форма коливань:

$$\{W\}_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0,177 \end{Bmatrix}$$

Аналогічно при $\omega_2 = 5538,5\sqrt{EI}$ і нормованій $W_{12} = 1$

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

$$W_2 = 5,6$$

Тоді, друга форма коливань:

$$\{W\}_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 5,6 \end{Bmatrix}$$

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

Перевірка умови ортогональності:

$$\{W\}_1^T [m] \{W\}_2 = 0$$

$$\{1 \quad -0,177\} \cdot \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ 5,6 \end{Bmatrix} = 0,008 \approx 0$$

Зобразимо отримані власні форми згинальних коливань на рисунку(Рис.5.):

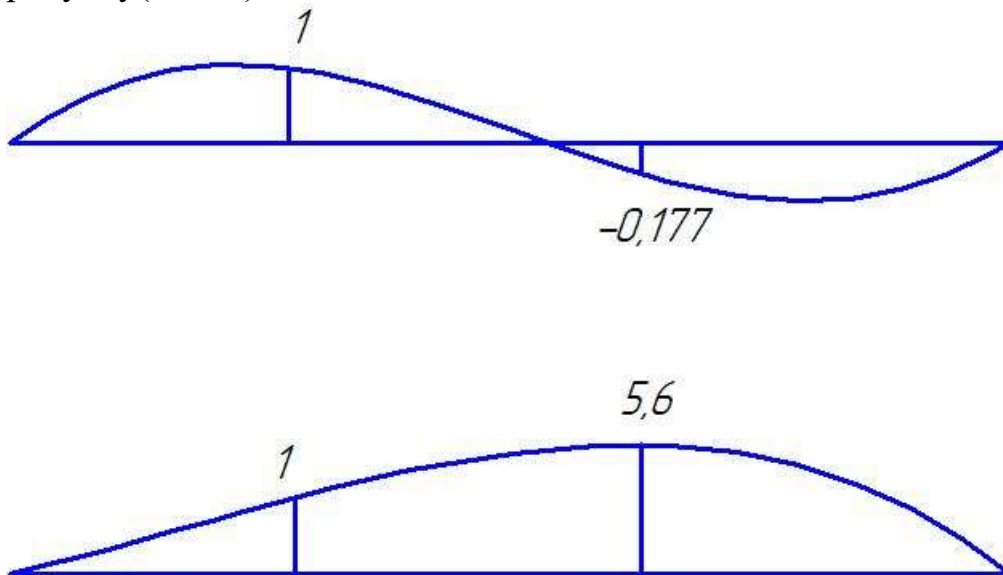


Рис. 8.5. Власні форми коливань

8.3. Визначення першої власної частоти методом Релея

$$\omega_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^2 P_i \cdot W_i}{\sum_{i=1}^2 m_i \cdot W_i^2}$$

$$P_i = m_i \cdot g, P_1 = 19,6, P_2 = 29,4$$

$$W_1 = \Delta_{1P} = \frac{0,0000046}{EI}; \quad W_2 = \Delta_{2P} = \frac{0,0000227}{EI}$$

$$\omega_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^2 P_i \cdot W_i}{\sum_{i=1}^2 m_i \cdot W_i^2} = \frac{P_1 \cdot W_1 + P_2 \cdot W_2}{m_1 \cdot W_1^2 + m_2 \cdot W_2^2} =$$

$$= \frac{19,6 \frac{0,0000046}{EI} + 29,4 \frac{0,0000227}{EI}}{2 \left(\frac{0,0000046}{EI} \right)^2 + 3 \left(\frac{0,0000227}{EI} \right)^2}$$

$$\omega_1 = 1763 * 10^3 \sqrt{EI}$$

Визначимо похибку: $\Delta = \left| \frac{\omega_{м.сил} - \omega_{релея}}{\omega_{м.сил}} \right| = 4\%$

8.4. Визначення першої власної частоти методом Донкерлі

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

$$\begin{cases} (\omega_1')^2 = \frac{1}{m_1 \delta_{11}} = \frac{1}{2} \frac{EI}{0,46 * 10^{-5}} = 1,1 * 10^5 EI \\ (\omega_2')^2 = \frac{1}{m_2 \delta_{22}} = \frac{1}{3} \frac{EI}{0,96 * 10^{-5}} = 0,35 * 10^5 EI \end{cases}$$

$$\frac{1}{\omega_2^2} = \frac{1}{EI} * \left(\frac{1}{1,1} + \frac{1}{0,35} \right) = 3,77 * 10^{-5} \frac{1}{EI}$$

$$\omega_1 = 1621 * 10^3 \sqrt{EI}$$

Похибка становить, $\Delta = \left| \frac{\omega_{м.сил} - \omega_{Донкерлі}}{\omega_{м.сил}} \right| = 4,3\%$

$$\begin{Bmatrix} \Phi_{21} \\ \Phi_{22} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -1,7 \end{Bmatrix}$$

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

$$\{W\}_1 = \left\{ \begin{matrix} 1 \\ 0,177 \end{matrix} \right\}$$

$$\{W\}_2 = \left\{ \begin{matrix} 1 \\ 5,6 \end{matrix} \right\}$$

Метод сил: $\omega_1 = 1694\sqrt{EI}$

Метод Релея: $\omega_1 = 1763\sqrt{EI}$

Метод Донкерлі: $\omega_1 = 1621\sqrt{EI}$

9 СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Б.І. Ковальчук, О.П. Заховайко. Метод. вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин для студ. спец. «Динаміка і міцність машин» – К.: НТУУ «КПІ», 2011.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для вузів. – К.: Вища шк., 1993.
3. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование улов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высш. шк., 2007.
4. Детали машин. Атлас конструкций/ Под ред. Д.Н. Решетова. Изд. 5-е в двух частях. – М.: Машиностроение, 1992.
5. 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. – 40 с.
6. Чемерис О.М. Методичні вказівки до розв'язування задач симетричного згину круглих пластин з дисципліни «Будівельна механіка машин» для студентів спеціальності ДММ. – К.: КПІ, 1992.
7. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. Учебное пособие для студентов вузов, «Машиностроение», 1973
8. Арутюнян, Абрамян Кручение упругих тел. – М.: Физматлит, 1963. – 686с.
9. Опір матеріалів / Підручник. Під ред. Г.С.Писаренка. К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
10. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1984. – 831 с.
11. Рудаков К.М. Конспект лекцій з дисципліни «Числові методи в динаміці та міцності машин». Частина I. К.: НТУУ «КПІ», НВЦ «Надійність», 2000. – 105 с.
12. Рудаков К.М. Конспект лекцій з дисципліни «Числові методи в динаміці та міцності машин». Частина II. К.: НТУУ «КПІ», НВЦ «Надійність», 2000. – 105 с.
13. Рудаков К.М. FEMAP. Геометричне та скінченно-елементне моделювання конструкцій для розрахунків у MSC.Nastran: Посібник. – К.: НТУУ «КПІ», 2005. – 210

с. (ел. версія)

14. Василенко Н.В. Теория колебаний. – Киев: Вища школа, 1992. – 423с.

15. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – Київ: Вища шк., 2004. – 525с.

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

17. Корж Н.А., Малышкина С.В., Дедух Н.В., Тимченко И.Б. Биоматериалы в ортопедии и травматологии – роль А. А. Коржа в развитии проблемы / Н. А. Корж, С. В. Малышкина, Н. В. Дедух, И. Б. Тимченко // Наследие. Алексей Александрович Корж : научно-историческое издание; под ред. Л. Д. Горидовой. – Харьков, 2014. — С. 35–49.

18. Дедух Н.В., Макаров В.Б., Павлов А.Д. Біоматеріал на основі полілактиду та його використання як кісткових імплантатів (аналітичний огляд літератури) Vol. 9, No. 1, 2019 28-35, DOI: 10.22141/2224-1507.9.1.2019.163056

19. Малишкіна С.В., Дедух Н.В. Медико-біологічне вивчення штучних біоматеріалів для ортопедії і травматології. Ортопедія, травматологія і протезування. 2010. № 2. С. 93-100. DOI: 10.15674 / 0030-59872010293-100.

20. Радченко В.А., Дедух Н.В., Малышкина С., Бенгус Л.М. Биоразлагаемые полимеры в ортопедии и травматологии. Ортопедия, травматология и протезирование. 2006; (3): 116-124.

21. Методичні вказівки до виконання випускної атестаційної роботи бакалавра з напрямку 0902 – Інженерна механіка для спеціальності 7.090201 – Динаміка і міцність машин / Укл.: А.Є. Бабенко, О.О. Боронко, О.П. Заховайко, Б.І. Ковальчук, К.М. Рудаков, Ю.М. Сидоренко, О.М. Чемерис. Під загальною редакцією М.І. Бобиря. – К.: НТУУ "КПІ", 2004. – 47 с.

22. Розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю. Методичні вказівки до виконання розрахунково – графічних робіт з дисципліни “Деталі машин” – Київ: “Політехніка”, 2004

23. Киркач Н.В., Баласанян Р.А.: Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991 – 257 с.

24. Цехнович Л.И.,Петриченко И.П. :Атлас конструкций редукторов. – Киев, “Выща школа” ,1990 – 150 с.

25. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. :Детали машин. Курсовое проектирование.
– Москва, “Машиностроение”, 2004 – 561 с.

26. Мусхелишвили Н. И.: Некоторые основные задачи математической теории упругости – Москва, «Наука», 1966 – 707с.

10 ДОДАТКИ

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Лист №	Лист №	Лист №		<i>Стандартні вироби</i>		
			1	Гвинт М6х16 ГОСТ 15591-70	2	
			2	Гвинт М6х18 ГОСТ 15591-70	2	
			3	Кільце ГОСТ 9833-73 48-52-25-1-0	1	
			4	56-60-25-2-2	1	
			5	Кришка ГОСТ 18511-87 48-180	1	
			6	58-108	1	
			7	Підшипник ГОСТ 8338-75 50108	2	
			8	216	2	
			9	7000101	2	
			10	Шайба ГОСТ 14734-69 7018-0526	1	
			11	Гвинт ГОСТ 15591-70 М8х10	6	
			12	М6х10	6	
			13	М8х16	2	
			14	М8х14	2	
			15	М12х14	4	
			16	Пробка ГОСТ 380-2005 М16х21	2	
			17	Маслянка 16 ГОСТ 20905-75 Шпанка ГОСТ 19853-74	5	
18	10х8х22	1				
МП81.Д-5П.00.04.СП						
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист		Лист		Листов		
Лист						

