

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 131 «Прикладна механіка»
на тему:
«Розробка конструкції та дослідження роботи стенда для обкатки кулько-
гвинтових передач»
«Development of the design and study of the operation of the ball screw gear running-
in bench»

Виконавець: здобувач вищої освіти 2 року
магістратури, групи МВ-22Мз, напрямку
131 «Прикладна механіка»

Олександр ЧИРКІН

Керівник: доц., к.т.н.

Кирил ЩЕРБИНА

Рецензент: доц., к.т.н.

Андрій ТИХИЙ

Завідувач кафедрою: доц., к.т.н.

Андрій ГРЕЧКА

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-наукова програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА

Олександра ЧИРКІНА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка конструкції та дослідження роботи станда для обкатки кульково-гвинтових передач

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Кирил ЩЕРБИНА

3. Строк подання роботи до захисту «12» січня 2024 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: розробка конструкції станда, що забезпечує проведення випробування передачі гвинт-гайка кочення при чистому розтягуванні (стисненні) при одночасному зниженні втрат на тертя.

Завдання:

- проаналізувати конструкції КГП;
- проаналізувати попередні дослідження;
- дослідити нові технології удосконалення КГП;
- спроектувати двоступінчастий редуктор та розрахувати кульково-гвинтову передачу;
- розробити конструкцію станда, що забезпечує проведення випробування передачі гвинт-гайка кочення;
- виконати необхідні економічні розрахунки

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Кирил ЩЕРБИНА		
РОЗДІЛ 2	Кирил ЩЕРБИНА		
РОЗДІЛ 3	Кирил ЩЕРБИНА		
РОЗДІЛ 4	Кирил ЩЕРБИНА		
РОЗДІЛ 5	Ірина ЖУРИЛО		
ДОДАТКИ	Кирил ЩЕРБИНА		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/ п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	ВСТУП	Жовтень 2023	вик.
2	РОЗДІЛ 1	Жовтень 2023	вик.
3	РОЗДІЛ 2	Жовтень 2023	вик.
4	РОЗДІЛ 3	Жовтень-листопад 2023	вик.
5	РОЗДІЛ 4	Листопад 2023	вик.
6	РОЗДІЛ 5	Листопад-грудень 2023	вик.
7	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	Грудень 2023	вик.
8	ДОДАТКИ	Грудень 2023	вик.
9	Графічна частина та оформлення	Грудень 2023	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 2023 р.

Керівник роботи _____ Кирил ЩЕРБИНА

(підпис)

Завдання прийнято до виконання «_____» _____ 2023 р.

Здобувач _____ Олександр ЧИРКІН

(підпис)

Анотація

Олександр ЧИРКІН. Розробка конструкції та дослідження роботи стенда для обкатки кульково-гвинтових передач. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2024. – 101 с. Матеріали презентації 8 креслень.

Метою роботи є розробка конструкції стенду, що забезпечує проведення випробування передачі гвинт-гайка кочення при чистому розтягуванні (стисненні) при одночасному зниженні втрат на тертя, що в свою чергу забезпечує розширення технологічних можливостей запропонованого стенду.

З метою розширення технологічних можливостей, стенд забезпечений втулками, призначеними для кріплення гайок випробовуваної передачі. Втулки встановлені в опорі з можливістю відносного переміщення уздовж осі та утворюють між собою замкнені кільцеві порожнини. У цих порожнинах розміщені пружні елементи з регульовальними гвинтами, пов'язаними з опорою.

Усередині втулок розташована муфта, призначена для кріплення кінців гвинтів випробовуваної передачі.

Актуальність: При проектуванні кульково-гвинтових передач, для ухвалення тих чи інших конструктивних рішень, необхідно використовувати результати численних експериментів. Тому питання експериментальних досліджень кульково-гвинтових передач залишаються актуальними і представляють безперечний інтерес, а значить і використання при цьому стендів для дослідження кульково-гвинтових передач є актуальною задачею.

Практичне значення: Розроблений стенд дозволить, після обкатки, зменшити момент холостого ходу у два рази.

Ключові слова: кульково-гвинтова передача, стенд для обкатки, муфта, замкнені кільцеві порожнини.

Abstract

Oleksandr CHIRKIN. Design development and study of the operation of a stand for running in ball-screw gears. Master's Thesis: CNTU, 2023. - 101 p. Presentation materials 9 il.

The purpose of the work is to develop a stand design that provides testing of the transmission of the screw-nut rolling under pure tension (compression) while simultaneously reducing frictional losses, which in turn ensures the expansion of the technological capabilities of the proposed stand..

In order to expand the technological capabilities, the stand is equipped with bushings intended for fastening the nuts of the test gear. The bushings are installed in the support with the possibility of relative movement along the axis and form closed annular cavities between them. Elastic elements with adjusting screws connected to the support are placed in these cavities.

Relevance: When designing the ball-screw transmission, in order to adopt certain constructive decisions, it is necessary to use the results of numerous experiments. Therefore, the issues of experimental studies of ball-screw transmission remain relevant and are of indisputable interest, which means that the use of stands for research of ball-screw transmission is an urgent task.

Practical significance: The developed stand will allow, after running in, to reduce the moment of idling by two times.

Key words: ball-screw transmission, break-in stand, sleeve, closed annular cavities

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД І ВИБІР НАПРЯМУ РОБОТИ	9
1.1. Аналіз конструкцій КГП.....	12
1.2. Розрахунок КГП.....	13
1.2.1. Розрахунок гвинта на стійкість.....	14
1.2.2. Визначення статичної вантажопідйомності гвинта.....	14
1.2.3. Розрахунок сили попереднього натягу в кульково - гвинтовій передачі.....	15
1.2.4. Розрахунок критичної частоти обертання гвинта.....	16
1.2.5. Розрахунок на осьову жорсткість.....	16
2. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА.....	18
2.1. Аналіз останніх досліджень.....	18
2.2. Дослідження нових технологій удосконалення КГП.....	18
2.3. Нові стандарти і області розвитку КГП.....	20
3. РОЗРОБКА ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І КОНСТРУКЦІЇ СТЕНДУ ДЛЯ ВИМІРУ ЖОРСТКОСТІ КГП.....	24
3.1. Призначення і сфера застосування.....	24
3.2. Робота стенду.....	24
3.3. Система змащування стенду.....	25
3.4. Підготовка до пуску.....	25
3.5. Наладка стенду.....	26
4. РОЗРАХУНОК ДВОСТУПІНЧАТОГО РЕДУКТОРА.....	29
4.1. Кінематичний і силовий розрахунок приводу.....	29
4.1.1. Вибір електродвигуна.....	29
4.1.2. Визначення потужностей, частот обертання і моментів на валах приводу.....	29
4.2. Розрахунок елементів приводу.....	31
4.2.1. Розрахунок тихохідної ступені	31
4.2.2. Розрахунок швидкохідної ступені.....	43
4.3. Компоновка редуктора.....	49
4.4. Розрахунок підшипників.....	66
5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ СТЕНДА ДЛЯ ОБКАТКИ КУЛЬКОВО-ГВИНТОВОЇ ПЕРЕДАЧ.....	71
5.1. Загальні вихідні дані.....	71
5.2. Конструкторська підготовка виробництва.....	73
5.3. Технологічна підготовка виробництва.....	76
5.4. Визначення повної собівартості та оптової ціни проектного стенду.....	79
5.5. Визначення експлуатаційних витрат (собівартості випробування) у розрахунку на одну кульково-гвинтову передачу.....	84
5.6. Розрахунок показників економічної ефективності.....	88
5.7. Організаційно - планові розрахунки.....	91
ВИСНОВКИ.....	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	100

ВСТУП

На машинобудівних підприємствах основним обладнанням є металорізальні верстати. Для подальшого підвищення ефективності виробництва та якості продукції необхідно застосовувати сучасні високопродуктивні верстати з найбільш повним використанням їх технологічних можливостей.

Сучасне металорізальне обладнання - це високо розвинені машини, що включають велику кількість механізмів і використовують механічні, електричні, електронні, гідравлічні, пневматичні та інші методи здійснення рухів та керування циклом. За конструкцією та призначенням важко знайти більш різноманітні машини ніж металорізальні верстати. На них оброблюють різноманітні деталі - від найдрібніших елементів годинників і приладів до деталей, розміри яких сягають декількох десятків метрів (наприклад, деталі турбін, кораблів).

На металорізальних верстатах обробляються різноманітні форми поверхонь деталей з високими вимогами до їх точності і якості. Високу продуктивність процесу обробки сучасні верстати забезпечують за рахунок високої швидкодії, потужності і широкої автоматизації циклу обробки. Конструкції верстатів постійно удосконалюються з урахуванням всезростаючих вимог до їх точності, продуктивності та іншим характеристикам. На перший погляд може здаватися, що при створенні КГП немає особливих практичних труднощів, оскільки йдеться про широко поширені механізми, які використовуються не один десяток років. Проте при проектуванні КГП виникає багато проблем. При виконанні розрахунку КГП застосовуються методи, які в завданнях теорії пружності описані в розділі контактної міцності. Це здається очевидним, оскільки контакт між гвинтом і гайкою відбувається або безпосередньо, або через проміжне тіло кочення. У чистому вигляді використовувати рішення контактної задачі теорії пружності в цьому випадку не є можливим, оскільки на контактну взаємодію зв'язаних деталей великий вплив мають погрішності виготовлення, які поклад від технології можуть бути більшими, або меншими. Якщо не брати до уваги величини цих погрішностей, то при розв'язанні, наприклад, задачі жорсткості можна одержати помилку в розрахунках в п'ять і більше разів. Відбувається це тому, що рішення без урахування помилок виготовлення припускають рівномірне навантаження шкірного з тіл кочення. Насправді ж частина з них може взагалі не контактувати. Усе

залежить від початкових зазорів, величина яких визначається точністю виготовлення і рівнем зовнішнього навантаження. Цим можна пояснити нерівномірне навантаження і пов'язану з ним недосконалість ідеальної моделі КГП. Облік похибок виготовлення при розв'язанні неідеальних контактних завдань є доладною математичною проблемою. Задачі розрахунку КГП вирішують різні компанії і підприємства, але щоб ухвалити ті чи інші конструктивні рішення, необхідно використовувати результати численних експериментів. Тому питання експериментальних досліджень КГП залишаються актуальними і представляють безперечний інтерес, а значить і використання при цьому стендів для дослідження КГП є актуальним питанням.

Приймаючи до уваги вище сказане, тему "Розробка конструкції та дослідження роботи стенда для обкатки кульково-гвинтових передач" можна вважати актуальною.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД І ВИБІР НАПРЯМУ РОБОТИ

Кулько - гвинтові передачі служать для перетворення обертального руху гвинта (гайки) в поступальне переміщення робочого органу механізму. У деяких випадках передачі використовують для перетворення поступального руху в обертальний, якщо відсутнє самогальмування. Завдяки ряду переваг, основними з яких являються високий ККД($0,8 \div 0,95$), велика зносостійкість, висока рівномірність переміщення, можливість повного усунення проміжку і створення натягу, що забезпечує необхідну осьову жорсткість, КГП знайшли широке застосування.

З появою виробничого устаткування, що забезпечує потоковий випуск продукції, з'явилася необхідність в точному позиціонуванні різальних інструментів, а також безлічі інших операцій по пересуванню деталі в одній площині. Зробити це необхідно для того, щоб супорт або рухливий механізм при переміщеннях не мав люфтів.

Так в устаткуванні почала використовуватися гвинтова передача - спосіб перетворення обертального руху в поступальний, яка має ряд корисних властивостей. Пристрій гвинтової передачі нічим не відрізняється від звичайного гвинта і гайки - гвинт обертається, гайка міняє своє положення. Проте у виробничому устаткуванні застосування подібної схеми в чистому вигляді було б невиправданим, по-перше, різьба спрацьовувалася б дуже швидко над велику силу тертя, а по-друге, неминуче виникали б люфти. Адже із - за відстані між профілями різьби при зворотному ході гайки відбувався б стрибок, що неминуче б знижувало точність обладнання. Тому був придуманий оригінальний спосіб, як зменшити силу тертя і усунути люфти - заповнити гвинтову канавку - кульками, прямо як в підшипнику. Сказано - зроблено, результат виявився приголомшливим, а кулькові системи гвинтової передачі використовуються по теперішній годині

Найяскравіший приклад застосування кулько - гвинтової передачі - супорт токарного верстата з ЧПК. Саме за допомогою такої передачі він і пересувається уздовж станини. Але токарний верстат це усього лише один з прикладів, вісь, наприклад, у фрезерному верстаті з ЧПУ гвинтова передача часто використовується для координування фрези над матеріалом. Причому за

допомогою гвинта це виходить досить точно і ефективно, та і служать такі механізми при регулярному змащуванні практично вічно. Застосовуються гвинтові передачі і в стругальних верстатах, в ковальському устаткуванні, а також в пресах і приводах подач. Навіть лещата, і ті засновані на такій передачі, причому на багатьох автоматичних лініях використовуються лещата з приводом, що дозволяє заощадити час на зміні деталей. Варто також відмітити, що передача на гвинтовій основі, може застосовуватися не лише для перетворення обертання в поступальний рух, але і навпаки. Наприклад, за допомогою такої передачі виробляється відкриття і закриття різних заслінок з ручним приводом і навіть виконуються різні розміри. На шкода, гвинтова передача ковзання має і невелику кількість недоліків. Так, наприклад, над високу силу тертя, передача має низький ККД. Кулькові передачі складні у виготовленні і вимагають обслуговування, хоча і мінімального. Знову-таки, ремонт такої передачі часто своїми силами неможливий, оскільки зроблена вона з мікроскопічною точністю. Передачі з використанням роликів як тіла кочення мають в порівнянні з кульковими передачами кочення нижчий ККД, і, незважаючи на їх високу статичну вантажопідйомність, застосування в машинобудуванні таких передач обмежене.

Для передачі гвинт-гайка зазвичай застосовують трапецеїдальний профіль, оскільки він міцніше прямокутного профілю, а втрати на тертя ненабагато більші, ніж при застосуванні прямокутного профілю. Причому різьба гвинтів і гайок в передачах гвинт-гайка покладу від призначення роблять одно західними або багато західними. Передача гвинт-гайка зазвичай має три олениці: нерухому стійку, гвинт і гайку. Поклад від того, як з'єднуються між собою ці олениці, утворюються різні кінематичні парі. Поклад від призначення передачі гвинти ділять на вантажних, ходових і настановних.

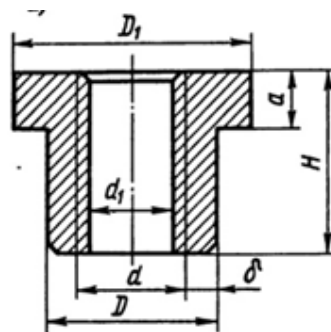


Рис .1.1. Гвинт-гайка

Вантажні гвинти в передачі гвинт-гайка застосовуються для створення великих осьових сил. При знакозмінному навантаженні мають трапецеїдальний профіль, при великому односторонньому навантаженні - наполегливий. Гайки вантажних гвинтів цілісні (Рис.1.1.). У домкратах для великого виграшу в силі і забезпечення самогальмування застосовують одне західне різьби з малим кутом підйому.

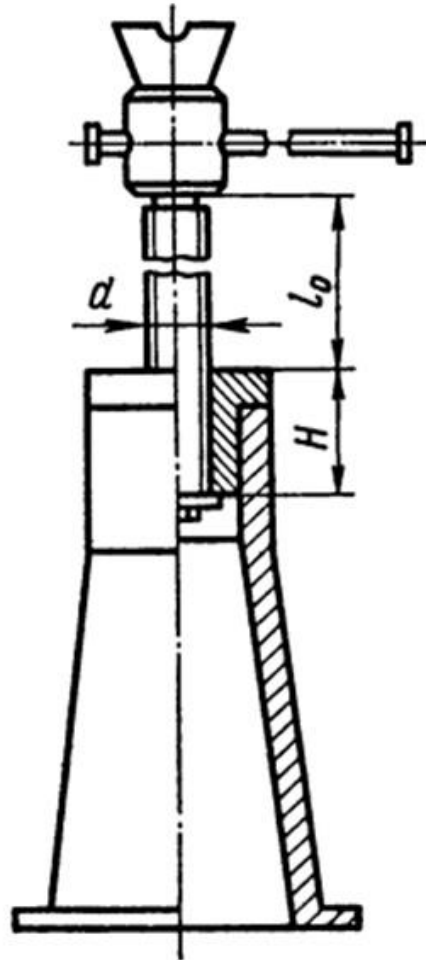


Рис.1.2. Передача гвинт-гайка з ходовим гвинтом

Ходові гвинти в передачі гвинт-гайка застосовуються для переміщень в механізмах подачі. Для зменшення тертя мають переважно трапецеїдальний профіль. Для усунення "мертвого" ходу із - за зносу різьби гайки ходових гвинтів виконують роз'ємними (Рис.1.2.).

Настановні гвинти в гвинтовій передачі застосовуються для точних переміщень і регулювань. Мають метричну різьбу. Для забезпечення без люфтової передачі гайки роблять здвоєними. У механізмах точних переміщень, де важливе мале тертя і відсутність проміжку в різьбленні, застосовують кулькові пари, в яких тертя ковзання замінене тертям кочення. ККД такої гвинтової передачі досягає 0,95(Рис.1.3.).

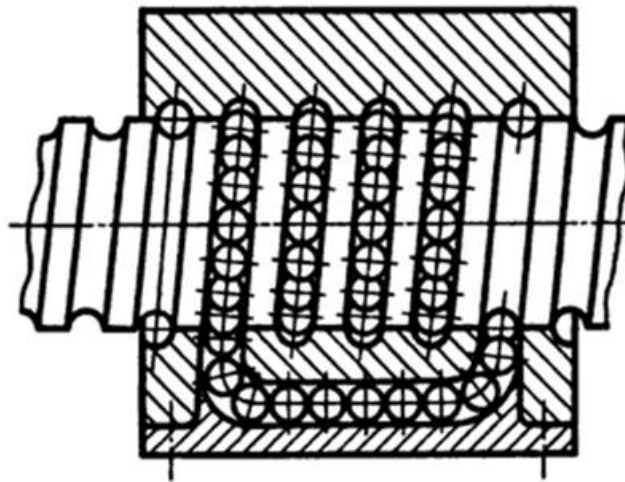


Рис.1.3. Кулько-гвинтова пара

1.1. Аналіз конструкцій КГП

Передача гвинт-гайка кочення має властивості, які дозволяють застосовувати її як в приводах подач без відліку переміщень (універсальних верстатів, силових столів агрегатних верстатів), так і в приводах подач і позиціонування верстатів з ЧПУ. Для передачі характерні високий коефіцієнт корисної дії (0,8-0,9), невелика різниця між силами тертя руху та спокою, незначний вплив частоти обертання гвинта на силу тертя в механізмі, повна відсутність осьового проміжку. Недоліками є висока вартість, понижене демпфування, відсутність самогальмування.

Передача складається з гвинта 1 (Рис.1.4.), гайки 2, кульок 3 та пристроїв для повернення кульок (на рисунку не показані). Звично застосовують передачі з найбільш технологічним напівкруглим профілем різьби.

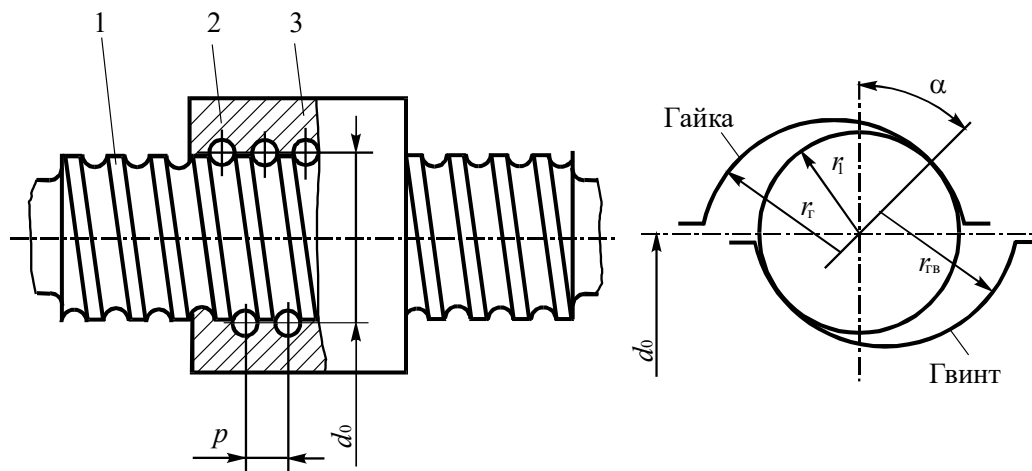


Рис.1.4. Схема передачі гвинт-гайка кочення

Розміри передачі визначаються за ГОСТ 25329-82. За номінальний розмір передачі приймають діаметр d_0 умовного циліндра, на якому розташовані центри кульок.

Критеріями працездатності передач гвинт-гайка кочення є : 1) міцність поверхневих шарів контактуючих тіл під час дії статичного навантаження; 2) довговічність (за утомленістю та зношенням поверхневих шарів) під час дії перемінного навантаження; 3) осьова жорсткість; 4) стійкість гвинта за критичним осьовим зусиллям; 5) стійкість гвинта за критичною частотою обертів. Розрахунки за вказаними критеріями дозволяють перевірити правильність вибору розмірів передачі, назначити величину попереднього натягу.

1.2. Розрахунок КГП

$d_0=105\text{мм}$ – номінальний діаметр гвинта

$p=20\text{мм}$ – крок різьби

$d_1=10\text{мм}$ – діаметр кульок.

Вибір матеріалів елементів.

До матеріалів гвинта та гайки ставляться жорсткі вимоги, виконання яких необхідно для забезпечення дієздатності та точності передачі:

- твердість робочих поверхонь не нижче HRC 60, тільки для довгих гвинтів допускається деякі зниження твердості;
- при усталенні поверхонь товщина шару повинна бути достатньою для сприйняття контактних напруг;
- стабілізація (зведення до мінімуму остаточних напруг), яка забезпечує зберігання розмірів та форми в час.

В нашій промисловості накопичено достатній досвід виготовлення гвинтів довжиною до 1м. Для точних передач КГП виготовляють із сталі ХВГ із застосуванням об'ємної загартування до твердості HRC 58-62 , якщо діаметр не перевищує 50мм. Більш прогресивним є застосування сталі 7ХГ2ВМ ,8ХВ із загартуванням або сталі 20Х2МВФ із азотуванням .

Вибір марки сталі для гайок менш складний, ніж для гвинтів, із-за значно менших розмірів гайок рекомендується інструменту леговані сталі 9ХС, ШХ15,ХВГ, а також під цементацию 18-ХГТ, 12ХН3А,12Х2Н4А.

1.2.1. Розрахунок гвинта на стійкість

Так як стержень ходового гвинта працює на стиск і має велику вільну довжину, його необхідно перевірити на міцність з урахуванням усталеності за формулою(1.1):

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_o} \leq \mu \cdot [\sigma]_{сж} \quad (1.1)$$

де: Q - повздовжнє зусилля

Приймаємо за матеріал гвинта сталь 7ХГ2ВМ та коефіцієнт запасу безпеки $n = 2,5$, маємо:

$$\frac{\sigma}{n} = [\sigma]_{сж} \quad (1.2)$$

$$\frac{\sigma}{n} = [\sigma]_{сж} = \frac{700}{2,5} = 280 \text{ Н / мм}^2$$

де $[\sigma]_{сж}$ – допустиме навантаження на стиск;

σ_T – границя текучості матеріалу за табл..1.1[4]

$\sigma_T = 700 \text{ Н/мм}$

Коефіцієнт зменшення допустимих навантажень для стиснутих стержнів вибирається в залежності від гнучкості за табл.. 13.1[4]

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L_1}{i} \quad (1.2)$$

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L_1}{i} = \frac{\mu \cdot 4L_1}{d_{кв}} = \frac{0,6 \cdot 4 \cdot 568}{21,475} = 63,48$$

де $L_1 = 0,8L$ – максимальна довжина гвинта, яка працює на стиск;

$\mu = 0,6$;

$i = \sqrt{J/F} = d_{кв} / 4$ - радіус інерції гвинта для круглого перерізу.

Отже маємо:

$$\sigma = \frac{4 \cdot 360}{3,14 \cdot 105} = 21,36 \leq 0,6 \cdot 280 = 182 \text{ Н / мм}^2$$

1.2.2. Визначення статичної вантажопідйомності гвинта

Це гранично допустиме осьове навантаження на гвинт, в результаті дії якого виникає загальна залишкова деформація тіл кочення, гайки та гвинта в найбільш навантаженій зоні контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення:

$$C_o = P z_p u \sin \alpha \cos \beta, \quad (1.3)$$

де z_p – розрахункове число кульок в одному витку різьби;

$u=10$ – число витків у гайці;

$\alpha = 45^\circ$ – кут контакту кульки з гвинтом та гайкою;

β – кут підйому різьби.

$$\beta = \arctg \frac{p}{\pi d_0} = \arctg \frac{20}{3.14 \cdot 105} = 3.4^\circ$$

Оскільки $z_p = k_z z_1, \quad z_1 = \frac{\pi d_0}{d_1} - \frac{3p}{d_1},$

де $k_z = 0,7..0,8$ – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення різьби гвинтового механізму;

z_1 – робоча кількість кульок в одному витку, то маємо:

$$C_o = k_z k_z d_1 (\pi d_0 - 3p) u \sin \alpha \cos \beta = 70 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot (3,14 \cdot 105 - 3 \cdot 20) \cdot 10 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 3.4^\circ = 75516 \text{ Н}$$

1.2.3. Розрахунок сили попереднього натягу в кулько-гвинтовій передачі

Попередній натяг, підвищуючи осьову жорсткість передачі, підвищує момент холостого ходу та знижує її довговічність.

За мінімально допустиму силу натягу $P_{H_{\min}}$, що відноситься до одної кульки, приймають таку силу, яка забезпечує збереження попереднього натягу у гвинтовій передачі при дії максимального повздовжнього зусилля $Q_{\max}$, Н:

$$P_{H_{\min}} = \frac{Q_{\max}}{2k_z z_1 u \sin \alpha \cos \beta} = \frac{Q_{\max} d_1}{2k_z (\pi d_0 - 3p) u \sin \alpha \cos \beta}. \quad (1.4)$$

Де: $Q_{\max}$ - максимальне повздовжнє зусилля

$$P_{H_{\min}} = \frac{2000 \cdot 5}{2 \cdot 0,8 (3,14 \cdot 105 - 3 \cdot 20) 5 \cdot \sin 45^\circ \cos 3.5^\circ} = 98,47 \text{ Н}$$

Найбільша допустима сила натягу, що відноситься до одної кульки, при якій зберігається статична міцність механізму,

$$P_{H_{\max}} = P \left(1 - 0,55 \frac{Q_{\max}}{C_0} \right), \quad (1.5)$$

де P – гранично допустиме статичне навантаження на одну кульку, $P=1750\text{Н}$.

$$P_{H_{\max}} = 1750 \cdot \left(1 - 0,55 \frac{2000}{75516} \right) = 1643 \text{ Н}$$

В залежності від необхідної жорсткості передачі, її довговічності, допустимого нагрівання гвинта та особливостей вимірювального перетворювача переміщень силу натягу вибираємо в інтервалі від $P_{H_{\min}}$ до $P_{H_{\max}}$. Приймаємо $P_H = 1000 \text{ Н}$

1.2.4. Розрахунок критичної частоти обертання гвинта

Під час швидких переміщень робочого органу верстата, коли гвинт обертається з високою частотою, відцентрові сили можуть викликати втрату його стійкості, що проявляється у появі вібрацій.

Критична частота обертання гвинта:

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \frac{d_{\text{вн}} \nu k}{l^2} \geq n_{\max}, \quad (1.6)$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр різьби гвинта, мм;

$\nu = 1$ – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$k = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу, приймаємо $k = 2$

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \frac{20 \cdot 1 \cdot 2}{715^2} = 3584 \text{ об/хв} \geq n_{\max} = 3000 \text{ об/хв} - \text{умова виконується.}$$

Швидкість гвинта:

$$\nu = \frac{p \cdot n}{60} \quad (1.7)$$

$$\nu = \frac{p \cdot n}{60} = \frac{3000 \cdot 20}{60} = 1 \text{ м/с}$$

1.2.5. Розрахунок на осьову жорсткість

Перевірку на осьову жорсткість j , Н/мкм, приводу проводять для умови забезпечення жорсткості кульково-гвинтового механізму j_m , гвинта $j_{\text{ГВ}}$ та його опор j_o :

$$j \leq \frac{1}{\frac{1}{j_{\text{КГМ}}} + \frac{1}{j_{\text{ГВ}}} + \frac{1}{j_o}}, \quad (1.8)$$

Осьова жорсткість приводу впливає на можливість виникнення його резонансних коливань. Щоб не допустити резонансного режиму, власну частоту коливань механічної частини приводу f приймають в $3 \dots 3,5$ рази більшою, ніж частота імпульсів, що виробляються системою вимірювання переміщень. Виходячи з допустимої частоти коливань механічної частини приводу f (для середніх і малих верстатів $f = 45 \dots 75 \text{ Гц}$), визначають його потрібну жорсткість, Н/мкм:

$$j = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m, \quad (1.9)$$

де $m=230$ кг – маса вузлів механічної частини приводу (ходового гвинта, виконавчого органу та встановлених на ньому пристосувань, заготовки), кг.

$$j = 4 \cdot 10^{-6} 3,14^2 75^2 230 = 51,075 \text{ Н / мкм}$$

Жорсткість кульково-гвинтового механізму з попереднім натягом і поверненням кульок через вкладиші при $r_1/r_2=0,96$, Н/мкм:

$$j_{\text{кгм}} = 6k_{\delta} u \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right)^3 \sqrt{0,1 P_{\text{н}} p}, \quad (1.10)$$

де k_{δ} – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення гайки, а також деформації у гвинтовому механізмі та в усіх його стиках (приймаємо рівним 0.5).

$$j_{\text{кгм}} = 6 \cdot 0,5 \cdot 10 \left(\frac{25}{20} - 1 \right)^3 \sqrt{0,1 \cdot 1000 \cdot 20} = 94,5 \text{ Н / мкм}$$

Найменша жорсткість ходового гвинта залежить від способу встановлення його на опорах. При односторонньому закріпленні, а також у випадку, коли один кінець гвинта затиснений, а другий розташований на шарнірній опорі, жорсткість складає, Н/мкм:

$$j_{\text{гв}} = \frac{\pi d_0^2 E}{4l_1}, \quad (1.11)$$

де $l_1=715$ мм – найбільша відстань від опори гвинта до середини гайки, мм.

$$j_{\text{гв}} = \frac{3,14 \cdot 105^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{4 \cdot 715} = 138,204 \text{ Н / мкм}$$

Приблизне значення жорсткості опор гвинта, Н/мкм: $j_0 = 750$,

$$51,075 \leq \frac{1}{\frac{1}{94,5} + \frac{1}{138,204} + \frac{1}{750}}$$

Умова на осьову жорсткість виконується.

2. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА

2.1. Аналіз останніх досліджень

На перший погляд може здаватися, що при створенні КГП немає особливих практичних труднощів, оскільки йдеться про широко поширені механізми, які використовуються не один десяток років. Проте при проектуванні КГП виникає багато проблем. При виконанні розрахунку КГП застосовуються методи, які в завданнях теорії пружності описані в розділі контактної міцності. Це здається очевидним, оскільки контакт між гвинтом і гайкою відбувається або безпосередньо, або через проміжне тіло кочення. У чистому вигляді використовувати рішення контактної задачі теорії пружності в цьому випадку не є можливим, оскільки на контактну взаємодію зв'язаних деталей великий вплив мають погрішності виготовлення, які залежно від технології можуть бути більшими, або меншими. Якщо не брати до уваги величини цих погрішностей, то при розв'язанні, наприклад, задачі жорсткості можна одержати помилку в розрахунках в п'ять і більше разів. Відбувається це тому, що рішення без урахування помилок виготовлення припускають рівномірне навантаження кожного з тіл кочення. Насправді ж частина з них може взагалі не контактувати. Все залежить від початкових зазорів, величина яких визначається точністю виготовлення і рівнем зовнішнього навантаження. Цим можна пояснити нерівномірне навантаження і пов'язану з ним недосконалість ідеальної моделі. Облік похибок виготовлення при розв'язанні неідеальних контактних задач є складною математичною проблемою, і в роботі стверджується, що автори єдині, кому до теперішнього часу вдалося її вирішити. Задачі розрахунку КГП вирішують і інші компанії і підприємства, але щоб ухвалити те або інше конструктивне рішення необхідно використовувати результати численних експериментів. Тому експериментальні дослідження КГП залишаються актуальними і представляють безперечний інтерес, а значить і використовувані при цьому стенди і їх конструкції.

2.2. Дослідження нових технологій удосконалення КГП

Завданням КГП є перетворення обертального руху в поступальне. КГП має усі основні технічні переваги передачі гвинт-гайка ковзання, і при цьому не має її

головних недоліків, таких як низький ККД, підвищені втрати на тертя, швидкий знос.

Конструктивно КГП складається з гвинта і гайки з гвинтовими канавками криволінійного профілю. Канавки служать доріжками кочення для розміщених між витками гвинта і гайки кульок. Переміщення кульок відбувається по замкнутій траєкторії - при обертанні гвинта кульки залучаються до руху по гвинтовій канавках, поступально переміщують гайку і через перепускний канал (канал повернення) повертаються в початкове положення. КГП успішно застосовуються у високоточних пристроях для транспортування, виробництва, в області охорони здоров'я, робототехніки, виробництва пластмас і упаковки. Технологія виробництва катаних КГП (PSF) дає можливість виробляти КГП з точністю і виконанням в тих же класах, що і прецизійні шліфовані гвинти, без величезних витрат на процес шліфовки. PSF технологія заснована на запатентованому процесі прецизійного прокату.

Особливості і переваги :

- точність: сумісність з класом точності ISO P5;
- плавна робота: виготовлені з високо вуглецевих сталевих сплавів, які піддаються індукційному загартуванню, що знижує механічну напругу і забезпечує високу плавність роботи;
- безшумна робота: висока міра точності і виняткова поверхня забезпечують безшумну роботу;
- постійність передавального моменту : точні геометричні циліндричні форми гвинтів і сферична форма кульок (максимальне відхилення від 3 до 6 мкм), що необхідно для постійності передавального моменту на робочу ходу у зверх точних пристроях, таких як рухливі механізми машин;
- попередній натяг: збільшує жорсткість системи і зменшує люфти.

Виконання: доступний монтаж з фланцевими і без фланцевими гайками. Максимальна довжина гвинта для усіх КГП - 6 метрів. Гвинти поставляються із заздалегідь обробленими кінцями (стандартне виконання, або обробка кінців по ТЗ замовника).

Змазування кульок КГП потрібне не для збільшення терміну служби, безшумної роботи, зниження температури, що зростає під час роботи і для зменшення холостих моментів.

Високошвидкісні КГП:

Нові технології приносять ключові зміни вимог, що пред'являються до оброблювальних верстатах, а саме до оборотів робочих шпинделів (аж до 50.000 хв^{-1}), по потужності шпинделів ($15 \div 60 \text{ кВт}$), по робочих подачах ($10 \div 30 \text{ мм/хв}$) і по прискорених подачах ($40 \div 80 \text{ мм/хв}$). Саме вищезгаданий діапазон прискорених подач приводить конструктори до необхідності використовувати для їх досягнення лінійні електроприводи, або високошвидкісні КГП. Із-за високих витрат і нерідко неблагополучного впливу магнітного поля, часто застосовуються економічно вигідніші і технічно відповідні високошвидкісні КГП, крок різьби P яких стандартно дорівнює їх номінальному діаметру D_o , і які працюють при високих обертах n (множення D_o і n майже 125.000). Застосування високошвидкісних КГП являється, окрім принципового захисту регуляції приводу від зворотної дії зовнішніх сил, також економічно вигідним.

Для цього типу гвинтів є нижче вказані типи гайок :

- гайки, що складаються з однієї частини з попереднім натягом між витками різьби;
- з проміжком, або з попереднім натягом;
- стандартні з фланцем.

Характеристика КГП:

- точні шліфовані позиційні гвинти;
- великий крок різьби аж до розміру того, що відповідає номінальному діаметру, двох західні і чотирьох західні;
- стандартна геометрична і робоча точність, термін служби і вантажопідйомність згідно з вимогами стандарту DIN ISO 3408;
- постачання зі встановленим необхідним попереднім натягом.

2.3. Нові стандарти і області розвитку КГП

Розглянемо деякі стандарти і різновиди кулько-гвинтової передач



Рис.2.1. Кулько - гвинтова передача за стандартом DIN

У кулько-гвинтової передачі за стандартом DIN кульки під навантаженням обертаються у вирізаній доріжці кочення між ходовим гвинтом і гайкою, а при отриманні осьового навантаження переміщуються по жолобу відбивача, вбудованого всередину гайки, в суміжну доріжку кочення, після чого повертаються назад в область під навантаженням. Таким чином, кульки здійснюють нескінченний обертальний рух.



Рис.2.2. Модель з кінцевим валом BNK

Ця модель кулько-гвинтової передачі має вали діаметром від 4 до 25 мм з кроком від 1 до 20 мм і має додаткові переваги, включаючи обробку кінців валу для уніфікації з кінцевими підшипниковими опорами.



Рис.2.3. Прецизійна кулько - гвинтова передача

Цей тип кулько-гвинтової передачі виготовляється із застосуванням шліфовки валу, що забезпечує дуже точну форму різьби і найвищий клас обробки поверхні.



Рис.2.4. Прецизійна кулько - гвинтова передача/шліцьова гайка

У цьому виробі поєднуються лінійні напрямні шліцьового валу і кулько-гвинтової передачі. Це стало можливим завдяки створенню канавок кулько-гвинтової передачі і шліцьового валу з кульковою втулкою, які перетинаються на одному валу. Гайки кулько-гвинтової передачі і шліцьовий вал з кульковою втулкою мають вбудовані опорні підшипники, встановлені усередині гайок.



Рис.2.5. Прикатана кулько - гвинтова передача

У цій кулько-гвинтової передачі використовується ходовий гвинт, який виготовлений вальцюванням для досягнення підвищеної точності.

3. РОЗРОБКА ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І КОНСТРУКЦІЙ СТЕНДУ ДЛЯ ВИМІРУ ЖОРСТКОСТІ КГП

3.1. Призначення і сфера застосування стенду

Стенд призначений для обкатки кулько-гвинтових передач, а також для вимірів основних експлуатаційних параметрів передач, що перетворюють обертальний рух в поступальний. Також служить для виміру моменту холостого ходу передачі КГП.

3.2. Работа стенду

Стенд складається із станини, на якій закріплені передня, задня, проміжна бабки. Передня бабка з центром, що обертається, призначена для кріплення одного з кінців гвинта однієї передачі. Задня бабка з додатковим центром, що обертається, призначена для кріплення одного з кінців гвинта. З метою розширення технологічних можливостей, стенд забезпечений втулками, призначеними для кріплення гайки випробовуваної передачі. Втулки встановлені в опорі з можливістю відносного переміщення уздовж осі і утворюють між собою замкнуті кільцеві порожнини. У цих порожнинах розміщені пружні елементи з регульовальними гвинтами, пов'язаними з опорою. У середині втулок розташована муфта, призначена для кріплення інших кінців гвинта випробовуваної передачі. На рис.3.1. зображена принципова схема стенду. Стенд містить станину 1, на якій встановлені нерухомо передня бабка 2 і з можливістю переміщення задня бабка 3. У передній бабці 2 встановлений на підшипниках, що приводиться в обертання через муфту 4 двоступінчастим редуктором з регулюванням швидкості обертання, центр, що обертається, наприклад шпindel 6 з повідцем 7, в якому кріпиться один з кінців гвинта 8 з випробовуваної передачі.

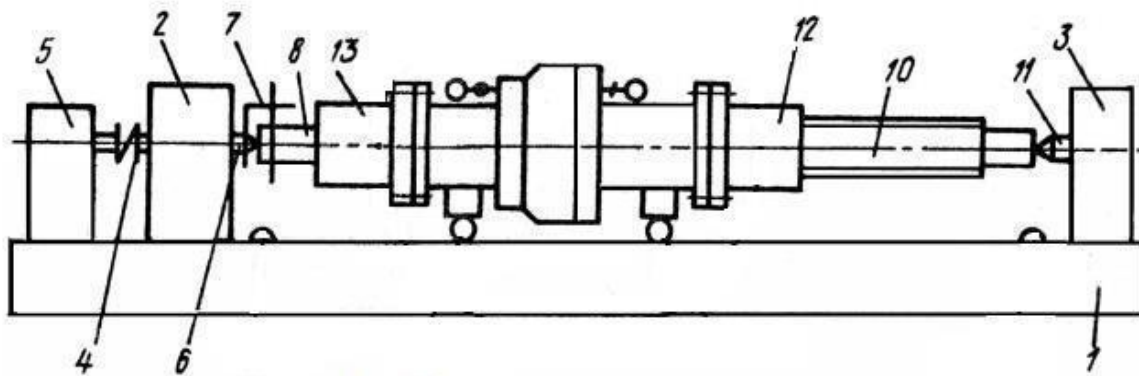


Рис.3.1. Принципова схема стенду

У задній бабці 3 встановлений додатковий під пружинний центр, що обертається, 11, яким підтискається другий кінець гвинта 10. До гайок 12 і 13 випробовуваної передачі жорстко кріпляться відповідно втулки (на рисунку не показані), утворюючи між собою кільцеві порожнини, в яких розміщені пружні елементи, (не позначені), наприклад гідро пласт (або пружини), що створюють осьові розтягуючи або стискаючи зусилля гвинтів 8 і 10 випробовуваної передачі.

3.3. Система змащування стенду

Система змащування стенду передбачає підведення необхідної кількості мастильного матеріалу до пар, що труться, розподіл його по усій робочій поверхні, очищення мастила.

Система змащування проєктованих вузлів є частиною усієї системи змащування стенду. Змащування забезпечується наступними системами:

- циркуляційною;
- набиванням.

Циркуляційною системою здійснюється змащування двоступінчастого редуктора. Масло подається плунжерним насосом, який кріпиться до нижньої плити корпусу редуктора і приводиться в дію від ексцентрика, закріпленого на валу. Масло, що подається насосом, поступає по трубах, в яких зроблені прорізи, на зубчасті колеса, вали, підшипники, потім стікає назад в масляний резервуар. Змащування підшипників шпинделя, здійснюється набиванням консистентним мастилом "ЦИАТИМ 201". Для обслуговування системи змащування необхідно заповнити масляний резервуар до рівня нижнього масло показника маслом "Індустріальне 20А". Рівень мастила слід перевіряти по червоній точці масло показника до пуску стенда або після його відключення через 10 - 15 хвилин (після стоку масла в резервуар). При нормальній роботі насоса масло повинне безперервно поступати в контрольний резервуар. Зміну масла рекомендується виробляти перший раз після 10 днів роботи, другої раз після 20 днів, а потім через кожні три місяці. Перевірку системи змащування виконувати також через кожні три місяці.

3.4. Підготовка до пуску стенду

Для запуску і роботи стенду потрібне програмно - математичне забезпечення (ПМО) призначене для автоматичного управління стендом випробування КГП з

довжиною випробовуваної передачі до 2.5 м в режимах діагностики, обкатки, прокатки і вимірів. Для забезпечення виконання програми потрібний пристрій УЧПУ 2С42, доповнений платою АЦП, друкуючим пристроєм, із записаним в ППЗУ, бампів, заміною ППЗУ бампів 4.5 на ОЗУ, а також об'єкт управління. Після включення УЧПУ відображається первинна інформація і питання про поточний час і дату з підказкою форми завдання. Для пуску системи управління необхідно набрати запрошувані дані у формі запиту і клавішу "ПС", внаслідок чого на УЧПУ відображається вітання і підказка як отримати додаткові відомості по управлінню стендом. Це означає, що систему управління необхідно заздалегідь підготувати ПУ до роботи. При послідовному наборі клавіш "І" і "ИКВ" на екрані видається інструкція по роботі із стендом. Уся необхідна для управління інформація, повідомлення оператору, набрані оператором тексти відображаються на екрані ЧПУ. Завдання інформації для управління здійснюється з клавіатури УЧПУ за ініціативою оператора в діалоговому режимі. У ході роботи і видачі інформації можливий ряд повідомлень операторові. Видача інформації повинно закінчуватися клавішею "ЗБ", до набору клавіш "ПС". Задана інформація має бути символьною або цілими числами. Управління режимами роботи секції здійснюється відповідними кнопками з пульта управління секції. При натисненні кнопки "пуск" автоматично послідовно виробляється діагностика, обкатка, виміри.

3.5. Наладка стенду

Наладка розпочинається з режимів індикації стенду.

Передбачені наступні режими індикації :

- інструкція по управлінню;
- стан сигналів входу - виходу;
- параметри стенду;
- загальні характеристики стенду;
- характеристики конкретного стенду;

Кожен з цих режимів викликається послідовним набором клавіш режиму(вказівка в меню), N секції і клавіші "IND". Режими індикації стенду, а також дії для їх виклику що відображуються у меню стенду. Для виклику меню стенду необхідно натиснути клавішу "IND".

Перелік параметрів, що задаються, :

- швидкість діагностики, хв.⁻¹;
- швидкість виміру при обкатці, хв.⁻¹;
- швидкість виміру, хв.⁻¹;
- швидкість прокатки, хв.⁻¹;
- швидкість уповільнення, хв.⁻¹;
- максимальна швидкість, хв.⁻¹;
- прискорення, хв.⁻¹ за 2мсек;
- коефіцієнт діапазонів 1 і 2 вимірювальних приладів;
- кількість оборотів обкатки.

Для роботи в режимі індикації "загальні характеристики стенду" необхідно натиснути клавіші "х" і "IND". У цьому режимі одночасно відображується:

- хід КГП;
- найменування гвинта;
- теперішній виміряний момент, Нм;
- поточна швидкість, хв.⁻¹;
- режим роботи (поточний або останній, якщо не заданий наступний);
- дата і час.

У режимі "обкатка" відображується інформація (в основному відображується і коригується після режиму зміни при обкатці) :

- M_{max} , M_{min} , їх допустимі значення;
- кількість витків і напрям;
- кількість витків обкатки поточна і задана за період від одного контрольного виміру до іншого;
- загальний час обкатки фактичний і максимальний.

У режимі "діагностика" відображується інформація (повна інформація відображується після кінця проходів в обидві сторони) :

- M_{max} , де максимальний секторний момент в Нм за прямий і зворотній прохід;
- максимально допустимий момент, Нм
- номер витка на якому спостерігається максимальний момент;
- напрям руху при якому буде M_{max} ;

- мінімальний секторний момент;
- допустима величина $M_{\max}/M_{\min}$ відношення;
- дисперсія моментів;
- допустима величина дисперсії;
- за наявності стрибків моменту, що перевищують допустиму величину, видається відповідне сполучення з вказівкою номера витка максимального стрибка.

У режимі "виміру" відображується інформація:

- $M_{\max}$, $M_{\min}$, їх допустимі значення;
- % відхилення екстремального значення від середнього;
- допустиме значення % відхилення;
- максимальна різниця секторних моментів одного витка;

Для тестування УЧПУ потрібне його переведення в пультовий режим. Завдання характеристик КГП виробляється в діалоговому режимі. Управління рухом виконується автоматично після натиснення однієї з кнопок на пульті управління. Рух неможливий, якщо не задана інформація по КГП. При запуску руху передусім відбувається вихід у вихідну точку ліворуч. Після наїзду на кінцевий упор ліворуч система управління переходить в режим управління, визначений натиснутою кнопкою.

Існують наступні режими управління станку :

- діагностика;
- обкатка;
- прокатка;
- вимір;
- повний режим обкатки.

Перехід від одного режиму до іншого відбувається тільки у разі, якщо усі контрольовані величини знаходяться в нормі.

Після закінчення будь-якого режиму на екран видається повідомлення про кінець відповідного режиму роботи. При необхідності на друк виводяться виміри параметрів КГП: довжина контрольної різьби, $M_{\max}$, $M_{\min}$, коливання моменту в межах 1 обороту, відхилення $M_{\max}$, $M_{\min}$ моментів від середнього.

4. РОЗРАХУНОК ДВОСТУПІНЧАТОГО РЕДУКТОРА

4.1. Кінематичний і силовий розрахунок редуктора

4.1.1. Вибір електродвигуна

Загальний ККД приводу

$$\eta = \eta_{РП} \cdot \eta_{П} \cdot \eta_{ЗПК} \cdot \eta_{П} \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{М} \cdot \eta_{П} = \eta_{РП} \cdot \eta_{ЗПК} \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{П}^3 \cdot \eta_{М} \quad (4.1)$$

де: $\eta_{РП}$ - ККД ланцюгової передачі, $\eta_{РП} = 0,95$

$\eta_{ЗПК}$ - ККД циліндричної косозубої передачі, $\eta_{ЗПК} = 0,96$;

$\eta_{ЗПП}$ - ККД циліндричної прямозубої передачі, $\eta_{ЗПК} = 0,96$;

$\eta_{М}$ - ККД муфти, $\eta_{М} = 0,98$;

$\eta_{П}$ - ККД підшипників, $\eta_{П} = 0,99$;

$$\eta = 0,95 \cdot 0,96^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,833.$$

Необхідна потужність електродвигуна.

$$N_{ВХ} = N_{ВНХ} / \eta; \quad (4.2)$$

де: η - загальний ккд приводу

$$N_{ВХ} = 4/0,833 = 4,801 \text{ кВт};$$

Підбір електродвигуна з умови:

$$N_{ДВ} \geq N_{ВХ}; \quad (4.3)$$

Із заданої умови підбираємо двигун «АИР100L2» з параметрами $N_{ДВ} = 5.5 \text{ кВт}$, $n_{ДВ} = 1425 \text{ мин}^{-1} / 5/$.

4.1.2. Визначення потужностей, частот обертання і моментів на валах приводу.

Розрахунок потужностей:

$$N_{ВХ} = N_1 = 4,801 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{РП} = 4,801 \cdot 0.95 = 4,263 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{П} = 4,263 \cdot 0.99 = 4,062 \text{ кВт};$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{ЗПК} = 4,062 \cdot 0.96 = 3,843 \text{ кВт};$$

$$N_5 = N_4 \cdot \eta_{П} = 3,843 \cdot 0.99 = 3,612 \text{ кВт};$$

Передавальне відношення приводу :

$$i_{прив} = n_{ДВ} / n_{ВНХ}; \quad (4.4)$$

$$i_{прив} = n_{ДВ} / n_{ВНХ} = 1425/150 = 9,5$$

$$i_{прив} = i_{РЕД} \cdot i_{ПП}; \quad (4.5)$$

$$i_{ред} = i_{ЗПК} \cdot i_{ЗПП} = i_{Б} \cdot i_{Т}; \quad (4.6)$$

$$i_{ред} = i_{прив} / i_{ПП}; \quad (4.7)$$

Заздалегідь приймаємо $i_{ПП} = 3$, тоді

$$i_{ред} = i_{прив} / i_{РП} = i_{ЗПК} \cdot i_{ЗПП} = i_B \cdot i_T \quad (4.8)$$

$$i_{ред} = i_{прив} / i_{РП} = i_{ЗПК} \cdot i_{ЗПП} = i_B \cdot i_T = 9,5/3 = 3,16;$$

$$i_T = i_{ЗПП} = 0,95 \sqrt{i_{ред}} = 1,704$$

$$i_B = i_{ЗПК} = i_{ред} / i_T = 3,16/1,704 = 1,89 = 1,9$$

Уточнюємо $i_{ПП}$:

$$i_{ПП} = i_{прив} / i_{ред} \quad (4.9)$$

$$i_{ПП} = i_{прив} / i_{ред} = 4,803 / 3,2157 = 3$$

Приймаємо: $i_B = 1,9$; $i_T = 1,7$.

Частота обертання кожного елемента редуктора :

$$n_I = n_{дв} = 1425 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{II} = n_I / i_{рп} = 1425/3 = 482,333 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{III} = n_{II} / i_6 = 482,333/1,9 = 253,86 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{IV} = n_{III} / i_T = 253,86/1,7 = 149,33 \text{ об/хв.} \approx n_{вих.} = 150 \text{ хв}^{-1}.$$

Розрахунок кутових швидкостей :

$$\omega_i = \pi n / 30, \text{ рад/хв}; \quad (4.10)$$

$$\omega_{дв} = I = \pi n_I / 30 = 3,14 \cdot 1425/30 = 151,453 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_{II} = \pi n_{II} / 30 = 3,14 \cdot 482,333/30 = 50,5 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_{III} = \pi n_{III} / 30 = 3,14 \cdot 253,86 / 30 = 26,571 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \pi n_{IV} / 30 = 3,14 \cdot 150/30 = 15,7 \text{ хв}^{-1};$$

Розрахунок обертельних моментів:

$$T_i = N_i / \omega_i \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (4.11)$$

$$T_1 = T_{дв} = N_{дв} / \omega_{дв} = 4801 / 151,453 = 63,412 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = N_2 / \omega_2 = 4263 / 50,5 = 180,67 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = N_3 / \omega_3 = 4062 / 50,5 = 178,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = N_4 / \omega_4 = 3843 / 26,571 = 226,345 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Довговічність приводу: термін служби 4 року при 2 змінній роботі (з урахуванням того, що 1 рік роботи порівняно до 2618-и годинним робочим дням 1 змінної роботи) дорівнює 16 704 годин.

Таблиця 4.1.

Розподіл потужностей, частот обертання і моментів по валах приводу.

Вал	n, об/хв	ω рад/хв	№ эл.	N, кВт	T, Н·м
Двигун	1425	151,453	1	4,801	63,412
I	482,333	50,5	2	4,263	180,67
II	253,86	26,571	3	4,062	178,8
III	150	15,7	4	3,843	226,345

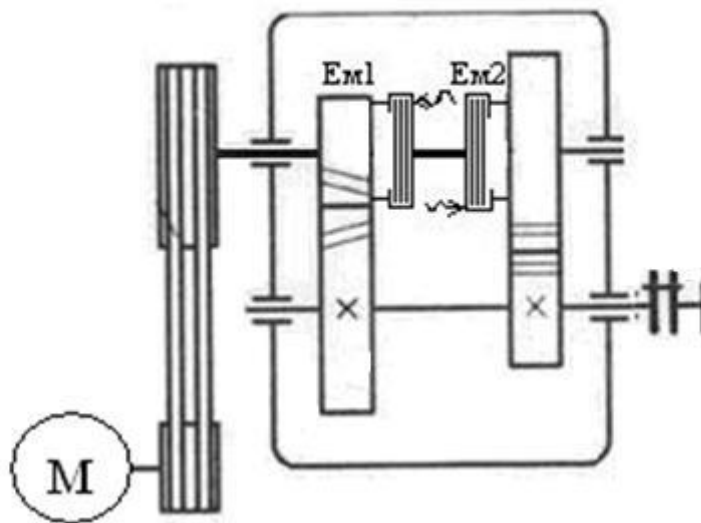


Рис.4.1. Принципова схема двоступінчастого редуктора

4.2. Розрахунок елементів приводу

4.2.1. Розрахунок тихохідної ступені

Проектувальний розрахунок на контактну витривалість

Задаємо матеріал і твердість робочих поверхонь зубів.

Сталі, рекомендовані для циліндричних і конічних коліс, види їх термообробки і механічні характеристики приведені в таблиці 2.1 /8/.

При проектуванні приводу вибираємо наступний варіант термообробки : термообробка шестерні - поліпшення до середньої твердості $H1=285HB$, колеса - поліпшення до середньої твердості $H2=248 HB$. Марки сталей однакові для шестерні і колеса : сталь 45. Орієнтовне значення контактної напруги, що допускається, при розрахунку на витривалість (при коефіцієнті довговічності $Z_n=1$) $[\sigma_H] \approx 510-520 MPa$;

Визначення контактної напруги $[\sigma_H]_P$, що не викликає небезпечної контактної втоми матеріалів коліс.

Напругу, що допускається, визначають для матеріалів шестерні $[\sigma_H]_1$ і колеса $[\sigma_H]_2$. За розрахункову напругу $[\sigma_H]_P$ приймають:

- для прямозубих циліндричних і конічних передач менше з них;
- при виході $[\sigma_H]$ за межі інтервалу $(1,1, 23)[\sigma_H]_{\min}$ набувають найближчого крайнього значення інтервалу, де $[\sigma_H]_{\min}$ - менше зі значень $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\limb} \cdot Z_N}{[S_H]} \cdot Z_R \cdot Z_X \cdot Z_V, \text{ і} \quad (4.12)$$

де: $\sigma_{H\limb}$ - базова межа контактної витривалості матеріалів зубів, МПа

$\sigma_{H\limb} = 2HNB + 70$ - при поліпшенні;

$[S_H]$ - мінімальний коефіцієнт запасу міцності

$[S_H] = 1,1$ - при поліпшенні;

Z_N - коефіцієнт довговічності, що враховує вплив ресурсу;

Z_R - коефіцієнт, що враховує вплив початкової шорсткості зв'язаних поверхонь зубів

$Z_R = 1$ при Ra св. 0,63 до 1,25 мкм;

$Z_R = 0,95$ при Ra св. 1,25 до 2,5 мкм;

$Z_R = 0,90$ при Ra св. 2,5 до 10,0 мкм;

Z_X - коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса

$Z_X = 1$ - при $d < 700$ мм;

Z_V - коефіцієнт, що враховує вплив окружної швидкості коліс

$Z_V = 1$ - при $V < 5$ м/з;

$Z_V = 0,85 \cdot V^0,1$ - при $V > 5$ м/з і H_1 або $H_2 \leq 350$ HB;

$Z_R \cdot Z_X \cdot Z_V = 0,9$ при проектувальному розрахунку

$$Z_N = q_H \sqrt{\frac{N_{H\limb}}{N_{HE}}}, \text{ причому } 0,75 \leq Z_N \leq Z_{N\max}, \quad (4.13)$$

де: $N_{H\limb}$ - базове число циклів напруги, відповідне перелому кривої втоми.

$N_{H\limb} = 30 \cdot 10^6, 4 \leq 120 \cdot 10^6$ для сталевих матеріалів;

N_{HE} - еквівалентне число циклів зміни контактної напруги;

q_H - показник міри кривої втоми при розрахунку на контактну витривалість

$q_H = 20$ при $N_{HE} > N_{H\limb}$;

$Z_{N_{\max}}$ - граничне значення Z_N , що задається для запобігання пластичним деформаціям у поверхні зуба

$Z_{N_{\max}} = 2,6$ при поліпшенні;

$$N_{HE} = N_K \cdot \mu_H, \quad (4.14)$$

де: N_K - число циклів напруги протягом відробітку заданого ресурсу передачі;

μ_H - коефіцієнт, що враховує форму циклограми вантаження

$\mu_H = 1$ при постійному режимі вантаження;

$$N_K = 60 \cdot L_h n \cdot j, \quad (4.15)$$

де: L_h - необхідний ресурс передачі

n - частота обертання валу

j - число входжень сторони зуба, що розраховується, в зачеплення за один оборот колеса /8/.

1) Для шестерні:

$H_1 = 285$ НВ (Сталь 45 "Поліпшення").

Розрахунки:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$$

$$N_K = 60 \cdot 16704 \cdot 254 \cdot 1 = 254,6 \cdot 10^6;$$

$\mu_H = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{HE} = N_K;$$

$Z_{N_{\max}} = 2,6$; (при поліпшенні);

$$N_{Hlimb} = 30 \cdot 002,4 = 23,4 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6;$$

Оскільки $N_{HE} > N_{Hlimb}$, то приймаємо $q_H = 20$;

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{23,4 \cdot 10^6}{254,6 \cdot 10^6}} = 0,888;$$

$[S_H] = 1,1$ (при поліпшенні);

$$[\sigma_H]_1 = 640 \cdot 0,888 \cdot 0,9 / 1,1 = 465 \text{ МПа.}$$

2) Для веденого колеса:

$H_2 = 248$ НВ (Сталь 40Х "Поліпшення").

Розрахунки:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа};$$

$$N_K = 60 \cdot 16704 \cdot 150 \cdot 1 = 150,34 \cdot 10^6;$$

$\mu_H = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{HE} = N_K;$$

$$Z_{Nmax} = 2,6; \text{ (при поліпшенні);}$$

$$N_{Hlimb} = 30 \cdot 002,4 = 16,7 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6;$$

Оскільки $N_{HE} > N_{Hlimb}$, то приймаємо $q_H = 20$;

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{16,7 \cdot 10^6}{150,34 \cdot 10^6}} = 0,896$$

$$[S_H] = 1,1; \text{ (при поліпшенні);}$$

$$[\sigma_H]_2 = 566 \cdot 0,9 \cdot 0,896 / 1,1 = 415 \text{ МПа.}$$

Оскільки $[\sigma_H]_1 = 465 \text{ МПа} > [\sigma_H]_2 = 415 \text{ МПа}$, то за розрахункову напругу $[\sigma_H]_P$ приймаємо $[\sigma_H]_1 = 465 \text{ МПа}$, т.е $[\sigma_H]_{PT} = 465 \text{ МПа}$.

Визначення орієнтовного значення міжосьової відстані

Визначають орієнтовне значення міжосьової відстані з умови опору контактної втоми активних поверхонь зубів, мм

$$a'_w \geq K_a \cdot (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_P^2 \cdot u \cdot \psi'_{ba}}}, \quad (4.16)$$

де: T_1 – обертальний момент на шестерні;

H_o - допоміжний коефіцієнт, $H_o = 495$ для прямозубих ;

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній(в учбових проектах можна визначити приблизно по таблиці 2.3) /8/;

Ψ'_{ba} - попереднє значення коефіцієнта ширини вінця відносно міжосьової відстані:

$$\psi'_{ba} = \frac{2\psi'_{bd}}{u+1}, \quad (4.17)$$

де: Ψ'_{bd} - попереднє значення коефіцієнта ширини вінця відносно діаметру, задають по таблиці 2.2 /8/

$\Psi'_{bd} = 0,6 \dots 1,2$ - при несиметричному розташуванні колеса відносно опор і твердості поверхні зубів $< 350 \text{ НВ}$, приймаємо $\Psi'_{bd} = 1$, тоді $K_{H\beta} = 1,04$

$$\psi'_{ba} = \frac{2\psi'_{bd}}{u+1} = \frac{2 \cdot 1}{1,7+1} = 0,741$$

$$a'_w \geq 495 \cdot (1,7+1) \sqrt[3]{\frac{323,12 \cdot 1,04}{[465]^2 \cdot 1,7 \cdot 0,741}} = 143,343 \text{ мм},$$

Визначають числа зубів коліс

$$Z_1 = \Psi_{bm} / \Psi'_{bd} \geq Z_1 \min, Z_2 = Z_1 \cdot u \geq Z_2 \min,$$

де: Ψ_{bm} - коефіцієнт ширини вінця відносно модуля зубів, задають по таблиці 2.2 /8/:

$$\Psi_{bm} = (25.30) \text{ приймаємо } \Psi_{bm} = 25$$

$Z_1 \min$ - найменше число зубів, вільне від підрізування номінальною початковою виробляючою рейкою

$$Z_{\min} = \frac{2 \cdot (1 - X) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}, \quad (4.18)$$

де: X - коефіцієнт зміщення початкового контуру, при учбовому проектуванні X задається рівним нулю;

α_t - кут профілю в торцевому перерізі, град

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 0} = 20, \quad (4.19)$$

де: $\alpha = 20$ - кут профілю початкового контуру по ГОСТ 13755-81

$$Z_{1\min} = Z_{2\min} = \frac{2 \cdot (1 - 0) \cdot \cos 0}{\sin^2 20} = 17,1 = 25 / 1 = 25 \geq Z_{1\min} = 17, Z_2 = 25 \cdot 1,7 = 42,5 \geq$$

$$Z_{2\min} = 17$$

Уточнюємо значення передавального числа $u = Z_2 / Z_1 = 43/25 = 1,72$

Визначуваний дільний нормальний модуль зубів, мм

$$m = \frac{2 \cdot a'_w \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{\cos \alpha_{tw}}{\cos \alpha_t} = \frac{2 \cdot 143,343 \cdot \cos 0}{25 + 43} \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 4,22 \text{ мм} \quad (4.20)$$

де: α_{wt} - кут зачеплення, град.

$$\alpha_{wt} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ \text{ при } X_1 + X_2 = 0 \text{ і } \beta = 0$$

Округлюють модуль до найближчого стандартного (таблиця 2.4)/8/. По ГОСТ 9563-60 приймаємо $m = 4,5 \text{ мм}$.

Уточнюємо значення міжосьової відстані при стандартному модулі, з точністю до сотих долей мм :

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{4,5 \cdot (25 + 43)}{2 \cdot \cos 0} \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 153 \text{ мм}, \text{ приймаємо } a_w = 160$$

Округлюємо міжосьову відстань по ГОСТ 2185-66 $a_w = 160 \text{ мм}$.

Уточнюємо значення коефіцієнта ширини зубчастого вінця :

$$\Psi_{ba} = \Psi'_{ba} \cdot 0,13 = 0,741 \cdot 0,13 = 0,533 \text{ мм}$$

Визначають робочу ширину вінця зубчастої передачі і округляють до цілого числа, мм:

$$b_w = a_w \cdot \Psi_{ba} = 0,533 \cdot 160 = 85,3 \approx 85 \text{ мм}$$

Визначають геометричні і кінематичні параметри передачі :

- ділильні діаметри, мм:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 4,5 \cdot 25 = 112,5 \text{ мм}, d_2 = m \cdot Z_2 = 5 \cdot 43 = 193,5 \text{ мм}$$

- початкові діаметри, мм:

$$d_{w1} = 2a_w \cdot Z_1 / (Z_1 + Z_2) = 117,65 \text{ мм}, d_{w2} = 2a_w \cdot Z_2 / (Z_1 + Z_2) = 202,35 \text{ мм}$$

- діаметри западин, при нарізуванні рейковим інструментом, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - X_1) = 101,25 \text{ мм}, d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - X_2) = 182,25 \text{ мм};$$

- діаметри вершин, з умови постійності радіальних проміжків, мм

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 0,5m = 135,5, d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 0,5m = 216,5 \text{ мм};$$

- коефіцієнт торцевого перекриття (по наближеній формулі) :

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = 1,69$$

- осьовий крок зубів, мм $P_x = \pi \cdot m / \sin \beta = 0;$ (4.21)

- коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta = b_w / P_x$ (при $\beta=0$ $\varepsilon_\beta=0$);

- сумарний коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,69;$

- основний кут нахилу лінії зуба, град $\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos \alpha) = 0;$

- окружні швидкості коліс на початкових циліндрах, м/з:

$$V_{w2} = V_{w1} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 117,65 \cdot 253,86}{6 \cdot 10^4} = 1,56 \text{ м/с}$$

Призначаємо міру точності передачі по ГОСТ 1643-81.

Для редукторів загального призначення при сучасному рівні розвитку техніки економічно виправдані сьомий (нормальний) і восьмий (знижений) квалітети точності, в т.ч. і квалітети точності для норм плавності роботи. При призначенні квалітети точності необхідно врахувати обмеження по окружній швидкості коліс. Передачі восьмого квалітету точності можуть експлуатуватися при швидкості V не більше 6 м/с- для прямозубих коліс. Передачі сьомого квалітету точності при швидкості V не більше 10 м/с - для прямозубих коліс .

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість коліс

Визначаємо розрахункову контактну напругу в полюсі зачеплення, МПа:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_w \cdot d_2}}, \quad (4.22)$$

де: Z_E - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс :

Для сталевих матеріалів, при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа і $\nu = 0,3$, $Z_E = 190$;

Z_H - коефіцієнт, що враховує форму зв'язаних поверхонь зубів в полюсі зачеплення (вплив радіусів кривизни поверхонь) і перехід від нормальної сили на початковому циліндрі до окружної на ділільному) :

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} \quad (4.23)$$

$$Z_H = 2,5 \text{ при } \beta = 0 \text{ і } X_1 = X_2 = 0$$

Z_ε - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \text{ при } \beta = 0 \text{ і } \varepsilon_\beta = 0, Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,69}{3}} = 0,878;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ при } \beta \neq 0 \text{ і } \varepsilon_\beta < 1; \quad (4.24)$$

F_t - окружна сила на ділільному циліндрі в окружному перерізі:

$$F_t = 2 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 223,12 / 35 = 12,74 \text{ Н};$$

K_H - коефіцієнт навантаження при розрахунку по контактній напрузі:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha},$$

де: K_A - коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження (невраховану в циклограмі вантаження). $K_A = 1$

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу нагрузки по довжині контактних ліній. Для циліндричних передач визначають по таблиці 2.3 /8/, при фактичному значенні $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$

$$\Psi_{bd} = 0,7225, \text{ тоді } K_{H\beta} = 1,05 - (0,8 - 0,7225) \cdot 0,02 / 0,2 = 1,04225;$$

$K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. $K_{H\alpha} = 1$ для прямозубих передач.

K_{HV} - коефіцієнт, що враховує внутрішнє динамічне навантаження, що виникає в зачепленні, :

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HW} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A}, \quad (4.25)$$

де: W_{HV} - питома окружна динамічна сила, Н/мм :

$$w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.26)$$

де: δ_H - коефіцієнт, що враховує вплив твердості поверхонь зубів і виду зубчастої передачі, визначають по таблиці 2.5 /8/:

$\delta_H = 0,06$ для прямозубої передачі і твердості зубів < 350 НВ;

g_0 - коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зубів шестерні і колеса, визначають по таблиці 2.6 /8/:

$g_0 = 5,6$ для 8 квалітети точності і модулі $< 3,55$;

$g_0 = 6,1$ для 8 квалітети точності і модулі $3,55.10$;

$g_0 = 4,7$ для 7 квалітети точності і модулі $< 3,55$;

$g_0 = 5,3$ для 7 квалітети точності і модулі $3,55.10$;

$$w_{HV} = 0,06 \cdot 6,1 \cdot 1,56 \cdot \sqrt{\frac{160}{1,72}} = 5,51,$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{5,51 \cdot 85}{5744,4 \cdot 1} = 1,082,$$

$$K_H = 1,082 \cdot 1 \cdot 1,04225 \cdot 1 = 1,13$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,878 \cdot \sqrt{\frac{5744,4 \cdot 1,13 \cdot (1,72 + 1)}{85 \cdot 193,5}} = 432,1$$

Уточнюємо коефіцієнти Z_r , Z_x , Z_v , які при проектуванні задавалися приблизно і визначаємо точні значення розрахункової контактної напруги, що допускається, МПа:

У редукторах загального призначення параметр шорсткості бічних поверхонь зубів рекомендується призначати: $R_a < 3,2$ мкм при 8 квалітету точності передачі і $R_a < 1,6$ мкм при 7 мірі, приймаємо $R_a = 3,2$:

$Z_R = 0,90$ при R_a св. 2,5 до 10,0 мкм;

$Z_X = 1$ - при $d < 700$ мм;

$Z_V = 1$ - при $V < 5$ м/з;

$$[\sigma]_P^{VT} = [\sigma_H]_P \cdot \frac{Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{0,9}, \quad (4.27)$$

$$[\sigma]_P^{VT} = [\sigma_H]_P \cdot \frac{Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{0,9} = 465 \cdot \frac{0,9}{0,9} = 465 \text{ МПа}$$

Перевіряють опори активних поверхонь зубів на контактну втому

$\sigma_H \leq 1,05 \cdot [\sigma_H]_P$, $432,2 < 488,25$ - умова виконується на контактну втому.

Перевірочний розрахунок зубів шестерні на згин.

Визначаємо напругу згину в небезпечних перерізах на перехідних поверхнях зубів шестерні і колеса, МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (4.28)$$

де: b - ширина вінця зубчастого колеса, мм. У циліндричних передачах:

$b_2 = b_w = 85$ мм, $b_1 = b_w + (3..4) = 45 + 4 = 89$ мм;

Y_F - коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напруги. Визначають по таблиці 2.8 /8/:

$Y_F = 3,9$ при $Z_1 = 25$ і $X_1 = 0$;

$Y_F = 3,65 + (50 - 43) \cdot 0,05/10 = 3,685$ при $Z_2 = 43$ і $X_1 = 0$;

Y_β - коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба :

$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta / 1200 > 0,7$, $Y_\beta = 1$;

Y_ε - коефіцієнт, що враховує вплив перекриття зубів :

$Y_\varepsilon = 1$ для прямозубих передач.

K_F - коефіцієнт навантаження при розрахунку на згин:

$$K_F = H_O \cdot K_{FV} \cdot K_{FB} \cdot K_{FA} \quad (4.29)$$

де: K_{FV} - коефіцієнт, що враховує внутрішнє динамічне навантаження, що виникає в зачепленні при розрахунку на згин, :

K_{FB} - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній. Визначають по таблиці 2.3 - для циліндричної передачі /8/:

$\Psi_{bd} = 0,7225$ $K_{FB} = 1,1 - (0,8 - 0,7225) \cdot 0,02/0,2 = 1,0923$;

K_{Fa} - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами:

$K_{Fa} = 1$ для прямозубих передач.

$$K_{FV} = 1 + \frac{w_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A}, \quad (4.30)$$

де: w_{FV} - питома окружна динамічна сила при розрахунку на згин, Н/мм :

$$w_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.31)$$

де: δ_F - коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі :

$\delta_F = 0,16$ - для прямозубих передач;

g_o - коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зубів шестерні і колеса, визначають по таблиці 2.6 /8/:

$g_o = 5,6$ для 8 квалітету точності і модулі $< 3,55$;

$g_o = 6,1$ для 8 квалітету точності і модулі $3,55.10$;

$$w_{FV} = 0,16 \cdot 6,1 \cdot 1,56 \cdot \sqrt{\frac{160}{1,72}} = 14,68 \text{ Н/мм}$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{14,685 \cdot 85}{5744,4 \cdot 1} = 1,22,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,0923 \cdot 1 = 1,333$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F}{b_1 \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{5744,4 \cdot 1,333}{89 \cdot 4,5} \cdot 3,9 \cdot 1 = 75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{5744,4 \cdot 1,333}{85 \cdot 4,5} \cdot 3,685 \cdot 1 \cdot 1 = 73,8 \text{ МПа}$$

Проектувальний розрахунок на згин.

Визначають напругу згину, що допускається, не викликає стомлення поломки зуба, МПа

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0 \cdot Y_n}{[S_F]} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d, \quad (4.32)$$

де: $\sigma_{F\text{limb}}$ - межа витривалості зубів при згині, відповідний базовому числу циклів напруги, МПа:

$$\sigma_{F\text{limb}1} = 1,75 \text{ ННВ} = 1,75 \cdot 285 = 498,75 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\text{limb}2} = 1,75 \text{ ННВ} = 1,75 \cdot 248 = 367,04 \text{ МПа};$$

$[S_F]$ - мінімальний коефіцієнт запасу міцності :

$$[S_F] = 1,7;$$

Y_R - коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні

$$Y_R = 1 \text{ для неpolірованих поверхонь};$$

Y_X - коефіцієнт, що враховує розмірність зубчастого колеса

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d = 1,05 - 0,000125 \cdot 112,5 = 1,036$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d = 1,05 - 0,000125 \cdot 193,5 = 1,026$$

Y_A - коефіцієнт, що враховує впливи двостороннього додатка навантаження

$Y_A = 1$ при односторонньому застосуванні;

Y_Z - коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовлі зубчастого колеса;

$Y_Z = 1$ для поковок і штампувань;

Y_g - коефіцієнт, що враховує впливи шліфування перехідної поверхні зуба;

$Y_g = 1$ при поліпшенні - якщо перехідна поверхня зубів не шліфується;

Y_d - коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення або електрохімічної обробки перехідної поверхні;

$Y_d = 1$ - якщо перехідна поверхня зубів не піддається деформаційному зміцненню або електрохімічній обробці;

Y_N - коефіцієнт довговічності ;

$$Y_N = q_H \sqrt{\frac{N_{F \text{ limb}}}{N_{FE}}}, \text{ причому } 1 \leq Y_N \leq Y_{nmax} \quad (4.33)$$

де: $N_{F \text{ limb}}$ - базове число циклів напруги; $N_{H \text{ limb}} = 4 \cdot 10^6$;

q_F - показник міри кривої втоми при розрахунку на опір втоми при згині для сталевих коліс з не шліфованою перехідною поверхнею:

$q_F = 6$ - для коліс з термообробкою - поліпшення, нормалізація, об'ємне загартування, загартування ТВЧ зубів з модулем $m \leq 3$ мм;

$q_F = 9$ - для коліс з термообробкою - поліпшення, нормалізація, об'ємне загартування, загартування ТВЧ зубів з модулем $m > 3$ мм;

Y_{Nmax} - граничне значення Y_N :

$Y_{Nmax} = 4$ при $q_F = 6$;

$Y_{Nmax} = 25$ при $q_F = 9$;

N_{FE} - еквівалентне число циклів зміни контактної напруги :

$$N_{FE} = N_K \cdot \mu_H \quad (4.34)$$

де: N_K - число циклів напруги протягом відробітку заданого ресурсу передачі :

$$N_K = 60 \cdot L_h \cdot n \cdot j;$$

μ_H - коефіцієнт, що враховує форму циклограми вантаження (при постійному режимі $\mu_H = 1$);

L_h - довговічність в годиннику

n - частота обертання валу

j - число входжень в зачеплення за один оборот колеса.

1) Для провідного колеса:

$H_1 = 285$ НВ (Сталь 40Х "Поліпшена")

$$N_{K1} = 60 \cdot 16704 \cdot 254 \cdot 1 = 254,6 \cdot 10^6;$$

$\mu_H = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{HE} = N_K;$$

$q_F = 9$; (при поліпшенні зубів з модулем $m > 3$ мм);

$$Y_{Nmax} = 2,5; \text{ (при } q_F = 9 \text{)};$$

$$N_{Flimb} = 4 \cdot 10^6;$$

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{254,6 \cdot 10^6}} = 0,813 < 2,5;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{159,34 \cdot 10^6}} = 1,06 < 2,5$$

$$Y_d = 1; Y_g = 1; Y_Z = 1; Y_A = 1;$$

$$d = 112,5 \text{ мм};$$

$$Y_{X1} = 1.05 - 0.000125 \cdot d = 1,05 - 0.000125 \cdot 112,5 = 1,036;$$

$$Y_R = 1; [SF] = 1,7;$$

$$[\sigma_F]_1 = 498,75 \cdot 0,813 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04844 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 247,1 \text{ МПа.}$$

Оскільки $\sigma_{F1} = 75 < [\sigma_F]_1 = 247,1$ МПа, та умова міцності для цієї конструкції виконується.

2) Для веденого колеса:

$H_1 = 248$ НВ (Сталь 40Х "Поліпшена").

$$N_{K2} = 60 \cdot 16704 \cdot 150 \cdot 1 = 150,34 \cdot 10^6;$$

$\mu_H = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{HE} = N_K;$$

$q_F = 9$; (при поліпшенні зубів з модулем $m > 3$ мм);

$$Y_{Nmax} = 2,5; \text{ (при } q_F = 9 \text{)};$$

$$N_{Flimb} = 4 \cdot 10^6;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{159,34 \cdot 10^6}} = 1,06 < 2,5$$

$$Y_d = 1; Y_g = 1; Y_Z = 1; Y_A = 1;$$

$$d = 193,4 \text{ мм};$$

$$Y_{X2} = 1.05 - 0.000125 \cdot d = 1,05 - 0.000125 \cdot 193,5 = 1,026;$$

$$Y_R = 1; [SF] = 1,7;$$

$$[\sigma_F]_2 = 367,04 \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,026 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1/1,7 = 234,13 \text{ МПа}$$

Оскільки $\sigma_{F2} = 73,8 < [\sigma_F]_2 = 234,14 \text{ МПа}$, та умова міцності для цієї конструкції виконується.

4.2.2. Розрахунок швидкохідної ступені

Розрахунок на контактну витривалість

1) Для шестерні:

$H_1 = 285 \text{ НВ}$ (Сталь 45 "Поліпшена").

Розрахунки:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 16704 \cdot 482,333 \cdot 1 = 483,4 \cdot 10^6;$$

$\mu_H = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{HE} = N_K;$$

$Z_{Nmax} = 2,6$; (при поліпшенні);

$$N_{Hlimb} = 30 \cdot 002,4 = 23,4 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6;$$

Оскільки $N_{HE} > N_{Hlimb}$, то приймаємо $q_H = 20$;

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{23,4 \cdot 10^6}{483,4 \cdot 10^6}} = 0,86;$$

$[S_H] = 1,1$ (при поліпшенні);

$$[\sigma_H]_1 = 640 \cdot 0,86 \cdot 0,9/1,1 = 450,33 \text{ МПа}.$$

2) Для веденого колеса:

$H_2 = 248 \text{ НВ}$ (Сталь 40Х "Поліпшена").

Розрахунки:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot 16704 \cdot 254 \cdot 1 = 254,6 \cdot 10^6;$$

$\mu_H = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{HE} = N_K;$$

$Z_{Nmax} = 2,6$; (при поліпшенні);

$$N_{Hlimb} = 30 \cdot 002,4 = 16,7 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6;$$

Оскільки $N_{HE} > N_{Hlimb}$, то приймаємо $q_H = 20$;

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{16,7 \cdot 10^6}{254,6 \cdot 10^6}} = 0,873$$

$[S_H] = 1,1$; (при поліпшенні);

$$[\sigma_H]_2 = 566 \cdot 0,9 \cdot 0,873 / 1,1 = 404,3 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_H]_1 = 450,33 \text{ МПа}$$

Розрахунок закритої циліндричної передачі при вписуванні в задану міжосьову відстань:

Заздалегідь задавшись значенням $KH\beta = 1.1$ визначуваний ψ_{ba} :

$$\psi'_{ba} = \frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_P^2 \cdot u} \cdot \left[\frac{K_a \cdot (u+1)}{a_w} \right]^3 \quad (4.35)$$

$$\psi'_{ba} = \frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_P^2 \cdot u} \cdot \left[\frac{K_a \cdot (u+1)}{a_w} \right]^3 = \frac{178,8 \cdot 1,1}{384,6^2 \cdot 1,9} \cdot \left[\frac{430 \cdot (1,9+1)}{160} \right]^3 = 0,331$$

$$\text{Визначуваний } \psi'_{bd} = 0,5 \psi'_{ba} \cdot (u+1) = 0,5 \cdot 0,331 \cdot (1,9+1) = 0,48$$

Порівнюємо ψ'_{bd} з рекомендованими значеннями в таблиці 2.2 /8/. Значення ψ'_{bd} має бути менше або рівно рекомендованим, ψ'_{bd} менше рекомендованих значень, умова виконується.

$$\Psi_{bm} = (25 \dots 30), \text{ приймаємо } \Psi_{bm} = 25.$$

Визначаємо робочу ширину вінця передачі і округлюють до цілого, мм

$$b_w = a_w \cdot \psi'_{ba} \quad (4.36)$$

$$b_w = 160 \cdot 0,331 = 52,96 \text{ мм} \approx 53 \text{ мм.}$$

Визначуваний модуль і округлюємо до найближчого стандартного:

$$m = b_w / \Psi_{bm} \quad (4.37)$$

$$m = 53/25 = 2,12 \approx 2 \text{ мм}$$

Визначаємо сумарне число зубів коліс :

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 21}{2} = 149,4 \approx 150$$

Визначуваний $Z_1 = Z_{\Sigma} / (u+1) = 150 / (1,9+1) = 51,7$ і $Z_2 = Z_1 \cdot u = 51,7 \cdot 1,9 = 98,23 \approx 98$ і округлюємо їх до найближчих цілих чисел $Z_1 = 52$ і $Z_2 = 98$.

Уточнюємо міжосьову відстань, мм:

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} \quad (4.38)$$

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2 \cdot 150}{2 \cos 21} = 321,34$$

У співвісних редукторах міжосьові відстані тихохідної і швидкохідної сідців повинні співпадати до сотих долей міліметрів. Розбіжність ліквідуємо коригуванням β :

$$\beta = \arccos \beta = \frac{m \cdot Z_{\Sigma}}{2 \cdot a_w} \quad (4.39)$$

$$\beta = \frac{2 \cdot 150}{2 \cdot 160} = 20,37^{\circ}$$

Визначають геометричні і кінематичні параметри передачі :

ділильні діаметри, мм:

$$d_1 = m \cdot Z_1 \quad (4.40)$$

$$d_1 = 2 \cdot 52 = 104, d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 98 = 196 \text{ мм}$$

- початкові діаметри, мм:

$$d_{w1} = 2a_w \cdot Z_1 / (Z_1 + Z_2) \quad (4.41)$$

$$d_{w1} = 111, d_{w2} = 2a_w \cdot Z_2 / (Z_1 + Z_2) = 209 \text{ мм}$$

- діаметри западин, при нарізуванні рейковим інструментом, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - X_1) = 99 \text{ мм}, d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - X_2) = 191 \text{ мм};$$

- діаметри вершин, з умови постійності радіальних проміжків, мм

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 0,5m = 128 \text{ мм}, d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 0,5m = 220 \text{ мм};$$

- коефіцієнт торцевого перекриття (по наближеній формулі) :

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{52} + \frac{1}{98} \right) \right] \cdot \cos 20,37 = 1,674$$

- осьовий крок зубів, мм $P_x = \pi \cdot m / \sin \beta = 3,14 \cdot 2 / \sin 20,37 = 18,042 \text{ мм};$

- коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_{\beta} = b_w / P_x = 53 / 18,042 = 2,94;$

- сумарний коефіцієнт перекриття $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 4,614;$

- основний кут нахилу лінії зуба, град $\beta_b = \arcsin (\sin 20,37^{\circ} \cdot \cos 20) = 19,1;$

- окружні швидкості коліс на початкових циліндрах, м/с:

$$V_{w2} = V_{w1} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (4.42)$$

$$V_{w2} = \frac{3,14 \cdot 111 \cdot 428,333}{6 \cdot 10^4} = 2,8 \text{ м/с}$$

Розрахувати кут профілю в торцевому перерізі:

α_t - кут профілю в торцевому перерізі, град

$$\alpha_t = \arctg \frac{\tg \alpha}{\cos \beta} \quad (4.43)$$

$$\alpha_t = \arctg \frac{\tg 20}{\cos 20,37} = 21,22^{\circ}$$

Призначаємо квалітет точності передачі по ГОСТ 1643-81.

Для редукторів загального призначення при сучасному рівні розвитку техніки економічно виправдані сьомий (нормальний) і восьмий (знижений) квалітет точності, в т.ч. і квалітети точності після норм плавності роботи. При призначенні квалітети точності необхідно врахувати обмеження по окружній швидкості коліс. Передачі восьмої квалітети точності можуть експлуатуватися при швидкості V не більше 6 м/с - для прямозубих коліс.

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Визначаємо розрахункову контактну напругу в полюсі зачеплення, МПа:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_w \cdot d_2}}, \quad (4.44)$$

де: $Z_E = 190$;

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} \quad (4.45)$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos 21,22} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 19,1}{\operatorname{tg} 21,22}} = 2,37,$$

Z_ε - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,674}} = 0,773 \text{ при } \beta \neq 0 \text{ и } \varepsilon_\beta > 1;$$

F_t - окружна сила на ділільному циліндрі в окружному перерізі:

$$F_t = 2 \cdot T_2 / d_1 = 2 \cdot 178,8 / 104 = 1420 \text{ Н};$$

K_H - коефіцієнт навантаження при розрахунку по контактній напрузі:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha},$$

де: $K_A = 1$;

$$\Psi_{bd} = b_w / d_{w1} = 0,478, \text{ тоді } K_{H\beta} = 1,01 - (0,6 - 0,478) \cdot 0,01 / 0,2 = 1,004;$$

g_o - коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зубів шестерні і колеса, визначають по таблиці 2.6 /8/:

$$g_o = 5,6 \text{ для } 8 \text{ квалітети точності і модулі } < 3,55;$$

Використаємо формулу (4.31):

$$w_{HV} = 0,02 \cdot 5,6 \cdot 2,8 \cdot \sqrt{\frac{160}{1,89}} = 2,89,$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{2,89 \cdot 85}{3439 \cdot 1} = 1,07,$$

$$K_H = 1,07 \cdot 1 \cdot 1,004 \cdot 1,35 = 1,45$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,37 \cdot 0,773 \cdot \sqrt{\frac{3439 \cdot 1,45 \cdot (1,89 + 1)}{85 \cdot 196}} = 384$$

У редукторах загального призначення параметр шорсткості бічних поверхонь зубів рекомендується призначати: $R_a < 3,2$ мкм при 8 квалітет точності передачі :

$$Z_R = 0,90 \text{ при } R_a \text{ св. } 2,5 \text{ до } 10,0 \text{ мкм};$$

$$Z_X = 1 - \text{при } d < 700 \text{ мм};$$

$$Z_V = 1 - \text{при } V < 5 \text{ м/з};$$

$$[\sigma]_P^{VT} = [\sigma_H]_P \cdot \frac{Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{0,9} = 384 \cdot \frac{0,9}{0,9} = 384$$

Перевіряють опори активних поверхонь зубів контактної витривалості

$$\sigma_H \leq 1,05 \cdot [\sigma_H]_P, \quad 384 < 403,2 \text{ МПа} - \text{умова виконується.}$$

Перевірочний розрахунок на згин.

Визначаємо напругу згину в небезпечних перерізах на перехідних поверхнях зубів шестерні і колеса, МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (4.46)$$

$$b_2 = b_w = 53 \text{ мм}, \quad b_1 = b_w + (3 \cdot 4) = 53 + 4 = 57 \text{ мм};$$

Y_F - коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напруги. Визначають по таблиці 2.8 /8/:

$$Y_{F1} = 3,6 + (80 - 63) \cdot 0,02/20 = 3,617 \text{ при } Z_{v1} = 52/\cos 20,37 = 63;$$

$$Y_{F2} = 3,6 \text{ при } Z_{v2} = 98/\cos 20,37 = 119;$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta / 1200 = 1 - 2,94 \cdot 20,37 / 1200 = 0,501;$$

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha = 1/1,674 = 0,6 \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1;$$

K_F - коефіцієнт навантаження при розрахунку на згин:

$$K_F = H_O \cdot K_{FV} \cdot K_{FB} \cdot K_{FA}$$

$$\Psi_{bd} = 0,478 \quad K_{F\beta} = 1,02 - (0,6 - 0,478) \cdot 0,01/0,2 = 1,014;$$

$$g_o = 5,6 \text{ для } 8 \text{ квалітети точності і модулі } < 3,55 \text{ мм};$$

З формули (4.31) виходить:

$$w_{FV} = 0,06 \cdot 5,6 \cdot 2,8 \cdot \sqrt{\frac{160}{1,89}} = 8,66,$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{8,66 \cdot 53}{3439 \cdot 1} = 1,134,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,134 \cdot 1,014 \cdot 1,35 = 1,552$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F}{b_1 \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{3439 \cdot 1,552}{57 \cdot 2} \cdot 3,617 \cdot 0,501 \cdot 0,6 = 51 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{3439 \cdot 1,552}{53 \cdot 2} \cdot 3,6 \cdot 0,501 \cdot 0,6 = 54,5 \text{ МПа}$$

Проектувальний розрахунок на згин

Визначають напругу згину, що допускається, не викликає втомної поломки зуба, МПа

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_n}{[S_F]} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d, \quad (4.47)$$

$$\sigma_{Flimb1} = 1,75 \text{ ННВ} = 1,75 \cdot 285 = 498,75 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1,75 \text{ ННВ} = 1,75 \cdot 248 = 367,04 \text{ МПа};$$

$$[S_F] = 1,7;$$

$$Y_R = 1 \text{ для неpolірованих поверхонь};$$

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_1 = 1,05 - 0,000125 \cdot 104 = 1,037$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_2 = 1,05 - 0,000125 \cdot 196 = 1,0255$$

$$Y_A = 1 \text{ при односторонньому застосуванні};$$

$$Y_Z = 1 \text{ для поковок і штампувань};$$

$$Y_g = 1 \text{ при поліпшенні - якщо перехідна поверхня зубів не шліфується};$$

$$Y_d = 1 - \text{якщо перехідна поверхня зубів не піддається деформаційному зміцненню або електрохімічній обробці};$$

$$N_{Hlimb} = 4 \cdot 10^6;$$

q_F - показник міри кривої втоми при розрахунку на опір при згині для сталевих коліс з не шліфованою перехідною поверхнею:

$q_F = 6$ - для коліс з термообробкою - поліпшення, нормалізація, об'ємне загартування, загартування ТВЧ зубів з модулем $m \leq 3$ мм;

Y_{Nmax} - граничне значення Y_N :

$$Y_{Nmax} = 4 \text{ при } q_F = 6;$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 16704 \cdot 482,333 \cdot 1 = 483,4 \cdot 10^6$$

$$N_{K2} = 60 \cdot 16704 \cdot 254 \cdot 1 = 254,6 \cdot 10^6$$

$\mu_F = 1$; (при постійному режимі вантаження);

$$N_{FE} = N_K;$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{483,4 \cdot 10^6}} = 0,45 < 2,5;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{254,6 \cdot 10^6}} = 0,5 < 2,5$$

$$[\sigma_F]_1 = 498,75 \cdot 0,45 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,037 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 137 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_2 = 367,04 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,0255 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 111 \text{ МПа}$$

Оскільки:

$$\sigma_{F1} = 51 < [\sigma_F]_1 = 137 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 54,5 < [\sigma_F]_2 = 111 \text{ МПа, та умова міцності для цієї конструкції виконується.}$$

4.3. Компонування редуктора

Попередній підбір валів

Вхідний вал I :

$$d_{\text{консоли}} = 7 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 7 \cdot \sqrt[3]{380,67} = 39,6 \text{ мм}$$

Округлюємо діаметр по ГОСТ 12080-66 $d = 40 \text{ мм}$, $L = 110 \text{ мм}$;

Проміжний вал II :

$$d_{\text{пром.}} = 6 \cdot \sqrt[3]{T_4} = 6 \cdot \sqrt[3]{226,345} = 41,31 \text{ мм};$$

Округлюємо діаметр по ГОСТ 12080-66 $d = 45 \text{ мм}$;

Підбір підшипників

Підшипники кулькові радіальні один рядові.

Вхідний вал: підшипник 408 ГОСТ 8338-75

Внутрішній діаметр - 40 мм; зовнішній діаметр - 110мм; ширина - 27 мм.

Проміжний вал: підшипник 309 ГОСТ 8338-75

Внутрішній діаметр - 45 мм; Зовнішній діаметр - 100 мм; ширина - 25 мм.

Вихідний вал: підшипник 209 ГОСТ 8338-75

Внутрішній діаметр - 45 мм; Зовнішній діаметр - 85 мм; ширина - 19мм.

Підбір манжет

Вхідний вал: "Манжета 1-40x60- 3 ГОСТ 8752-70"

Внутрішній діаметр - 40 мм; Зовнішній діаметр - 60 мм; ширина - 10 мм.

Вихідний вал: "Манжета 1-45х65- 3 ГОСТ 8752-79"

Внутрішній діаметр - 45 мм; Зовнішній діаметр - 65 мм; Ширина - 10 мм.

Визначення товщини стінки і розмірів фланців корпусу і інших розмірів редуктора

Товщина стінки нижньої частини чавунного корпусу для циліндричного двоступінчатого редуктора:

$$\delta = 0,025 a_w + 3 = 0,025 \cdot 160 + 3 = 7$$

де: a_w - міжосьова відстань.

З технологічних міркувань при $\delta < 8$ мм приймають $\delta = 8$ мм.

Товщина стінки кришки корпусу $\delta_1 \approx 0.9 \cdot \delta = 7$ мм.

Відстань від колеса до внутрішньої поверхні стінки корпусу редуктора : по торцю колеса приймаємо рівним δ , по радіусу $\Delta \approx 1,2 \cdot \delta = 10$ мм.

Товщину чавунного фланця під фундаментні болти приймаємо рівними $2,35 \cdot \delta = 20$ мм. Товщину тонких фланців приймаємо рівними $1,5 \cdot \delta = 12$ мм і $1,5 \cdot \delta_1 = 12$ мм.

Для зручності обробки шліфовані поверхні зробили промовцями на 3 мм.

Відстань від внутрішньої поверхні стінки редуктора :

- до бічної поверхні частини, що обертається, :

$$z = (1,0.. 1,2) \delta \text{ мм} = 1 \cdot 8 = 8 \text{ мм};$$

- до бічної поверхні підшипника кочення

$$c_1 = (3..5) \text{ мм}, \text{ приймаємо } c_1 = 5 \text{ мм}.$$

Відстань в осьовому напрямі між обертальними частинами, змонтованими на:

- на одному валу - $C_2 = (0.. 5) =$ приймаємо мм;

- на різних валах - $C_3 = (0,5..1,0) \delta$, приймаємо $C_3 = \delta = 8$ мм;

Радіальний проміжок між зубчастим колесом одного ступеня і валом іншого ступеня (min) - $C_4 = (1,2.. 1,5) \delta$, приймаємо $C_4 = 1,5 \delta = 12$ мм;

Визначення діаметрів болтів.

Діаметр фундаментних болтів :

$$d_1 \geq 12 \text{ мм} + 0,03 \cdot a_w \quad (4.48)$$

$$d_1 \geq 12 \text{ мм} + 0,03 \cdot a_w = 12 + 0,03 \cdot 160 = 16,8 \approx 20 \text{ мм};$$

Діаметр болтів, що скріплюють фланці корпусу у підшипників: $d_2 \geq 0,7 \cdot d_1 = 0,7 \cdot 20 = 14 \approx 16$ мм;

Діаметр болтів, що скріплюють тонкі фланці основи корпусу і кришки, :
 $d_3 \geq 0,5 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 20 = 10$ мм.

Ширина фланця або бобишки :

Болт М20 - 48 мм; Болт М16 - 39 мм; Болт М10 - 28 мм;

Відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болта :

Болт М20 - 25 мм; Болт М16 - 21 мм; Болт М10 - 16 мм;

Конструювання шкифів

При швидкості $V < 30$ м/с шків виготовляють литими з чавуну, $[\sigma_{\text{см}}] = 50.6$ МПа;

На І вал (під шкиф) :

Підбираємо стандартну шпонку під вал діаметром 36 мм.:

$l = 28$ мм, $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $t_1 = 3.3$ мм, $t = 5$ мм;

$l_p = 28 - 10 = 18$ мм;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_2}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 180670}{36 \cdot 18 \cdot (8 - 3.3)} = 76.3 < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{I}} = 150 \text{ МПа}$$

де: $\sigma_{\text{нi}}, [\sigma_{\text{нi}}]_{\text{II}}$ - фактична напруга того, що зім'яло, що допускається, МПа;

d - діаметр валу, мм;

l_p - робоча довжина призматичної шпонки, мм. ($l_p = l - b$, де: l - довжина шпонки, b - ширина шпонки);

h - стандартна висота шпонки, мм;

t_1 - глибина паза шпони, мм.

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{2 \cdot T_2}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 180670}{36 \cdot 18 \cdot 10} = 36 \text{ МПа} < [\tau_{\text{cp}}]_{\text{II}} = 100 \text{ МПа},$$

де: $\tau_{\text{cp}}, [\tau_{\text{cp}}]_{\text{II}}$ - фактична напруга зрізу, що допускається, МПа

b - стандартна ширина шпонки, мм.

На І вал (під колесом 3) :

Підбираємо стандартну шпонку під вал діаметром 42 мм.:

$l = 36$ мм, $b = 12$ мм, $h = 8$ мм, $t_1 = 3.3$ мм; $t = 5$ мм

$l_p = 36 - 12 = 24$ мм;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_3}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 178800}{42 \cdot 24 \cdot (8 - 3,3)} = 84,5 < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{I}} = 150 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{2 \cdot T_3}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 178800}{42 \cdot 24 \cdot 12} = 33 \text{ МПа} < [\tau_{\text{cp}}]_{\text{II}} = 100 \text{ МПа},$$

На II вал (під колесом 4) :

Підбираємо стандартну шпонку під вал діаметром 48 мм.:

$l = 40 \text{ мм}, b = 14 \text{ мм}, h = 9 \text{ мм}, t_1 = 3,8 \text{ мм}, t = 5,5 \text{ мм};$

$l_p = 40 - 14 = 26 \text{ мм};$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_4}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 326345}{48 \cdot 26 \cdot (9 - 3,8)} = 101 < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{I}} = 150 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{2 \cdot T_4}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 326345}{48 \cdot 16 \cdot 14} = 85 \text{ МПа} < [\tau_{\text{cp}}]_{\text{II}} = 100 \text{ МПа},$$

На II вал (під колесом 5) :

Підбираємо стандартну шпонку під вал діаметром 50 мм.:

$l = 40 \text{ мм}, b = 14 \text{ мм}, h = 9 \text{ мм}, t_1 = 3,8 \text{ мм}, t = 5,5 \text{ мм};$

$l_p = 40 - 14 = 26 \text{ мм};$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_5}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 323120}{50 \cdot 26 \cdot (9 - 3,8)} = 106,22 < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{I}} = 150 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{2 \cdot T_5}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 323120}{50 \cdot 16 \cdot 14} = 84,7 \text{ МПа} < [\tau_{\text{cp}}]_{\text{II}} = 100 \text{ МПа},$$

На III вал (під колесом 6) :

Підбираємо стандартну шпонку під вал діаметром 63 мм.:

$l = 45 \text{ мм}, b = 18 \text{ мм}, h = 11 \text{ мм}, t_1 = 4,4 \text{ мм}, t = 7 \text{ мм};$

$l_p = 45 - 18 = 27 \text{ мм};$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_6}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 524920}{63 \cdot 27 \cdot (11 - 4,4)} = 93,52 < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{I}} = 150 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{2 \cdot T_6}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 524920}{63 \cdot 27 \cdot 18} = 34,3 \text{ МПа} < [\tau_{\text{cp}}]_{\text{II}} = 100 \text{ МПа},$$

На III вал (під муфтою) :

Підбираємо стандартну шпонку під вал діаметром 45 мм.:

$l = 45 \text{ мм}, b = 14 \text{ мм}, h = 9 \text{ мм}, t_1 = 3,3 \text{ мм};$

$l_p = 45 - 14 = 31 \text{ мм};$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_7}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 519682}{45 \cdot 31 \cdot (9 - 3,3)} = 131 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{II}} = 150 \text{ МПа},$$

$$t_{cp} = \frac{2 \cdot T_7}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 519682}{45 \cdot 31 \cdot 14} = 53,22 \text{ МПа} < [\tau_{cp}]_{II} = 100 \text{ МПа},$$

Міцність шпонок на те, що зім'яло і зріз забезпечується.

Розрахунок вала на міцність

Матеріал вала сталь 45:

$\sigma_y = 500 \text{ МПа}$; $\sigma_t = 280 \text{ МПа}$; $\tau_t = 150 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$;

$\psi_\tau = 0$; $[\sigma_I]_{III} = 43,5 \text{ МПа}$.

Вхідний вал:

Сили, діючі на вал, плечі сил F_a :

$$F_{шк} = 1267,1 \text{ Н}$$

$$F_{t1B} = 2 \cdot M_2 / d_2 = 2 \cdot 326,345 / 0,209 = 3123 \text{ Н};$$

$$F_{r1B} = F_{r2B} = F_{t1B} \cdot \tan \alpha_w / \cos \beta = 3123 \cdot \tan 21,22 / \cos 20,37 = 1293,5 \text{ Н};$$

$$F_{a1B} = F_{t1B} \cdot \tan \beta = 3123 \cdot \tan 20,37 = 1160 \text{ Н};$$

$$F_M = 0,000,2 = 0,010,2 = 4619,4 \text{ Н}$$

$$F_{t1T} = 2 \cdot M_2 / d_2 = 2 \cdot 524\,920 / 202,35 = 5188,24 \text{ Н};$$

$$F_{r1T} = F_{r2T} = F_{t1T} \cdot \tan \alpha_w / \cos \beta = 5188,24 \cdot \tan 20 / \cos 0 = 1888,4 \text{ Н}.$$

$$T_2 = 180,67 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = 326,345 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

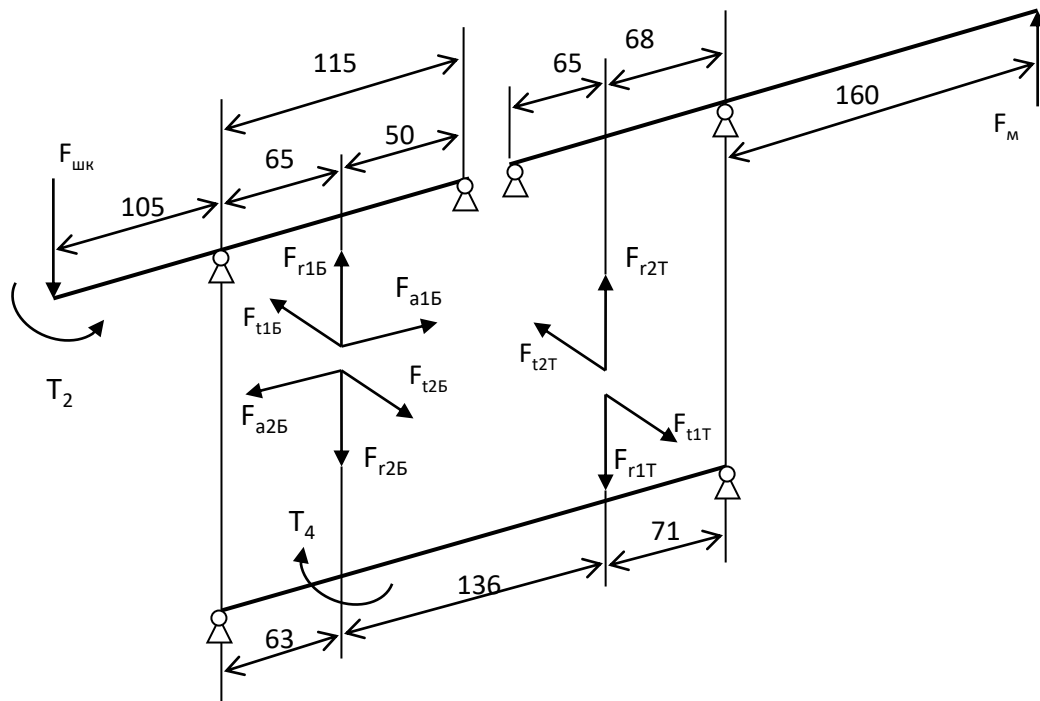


Рис.4.11. Розрахункова схема для I валу

Зробимо перевірочний розрахунок вал I:

Побудова епюр моментів, що згинають, у вертикальній і горизонтальній площинах.

Вертикальна площина:

Визначаємо реакції опор :

$$\begin{aligned}\sum_{M1Y} = 0, & - 105F_{\text{шк}} - 65 \cdot F_r - F_a \cdot d/2 + 115 \cdot R_{2r} = 0, \\ & - 105 \cdot 1267,1 - 65 \cdot 1293,5 - 1160 \cdot 111/2 + 115 \cdot R_{2r} = 0 \\ & 115 \cdot R_{2r} = 281\,503, R_{r2} = 2447,9 \text{ Н}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum_{M2Y} = 0, & - 220F_{\text{шк}} + 50 \cdot F_r - F_a \cdot d/2 + 115 \cdot R_{1r} = 0, \\ & - 220 \cdot 1267,1 + 50 \cdot 1293,5 - 1160 \cdot 111/2 + 115 \cdot R_{1r} = 0 \\ & 115 \cdot R_{1r} = 248\,467, R_{r1} = 2159,7 \text{ Н}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Перевірка: } \sum_{Fi(Y)} = 0, & - F_{\text{шк}} + R_{1r} + F_r - R_{2r} = 0 \\ & - 1267,1 + 2159,7 + 1293,5 - 2447,9 = 0\end{aligned}$$

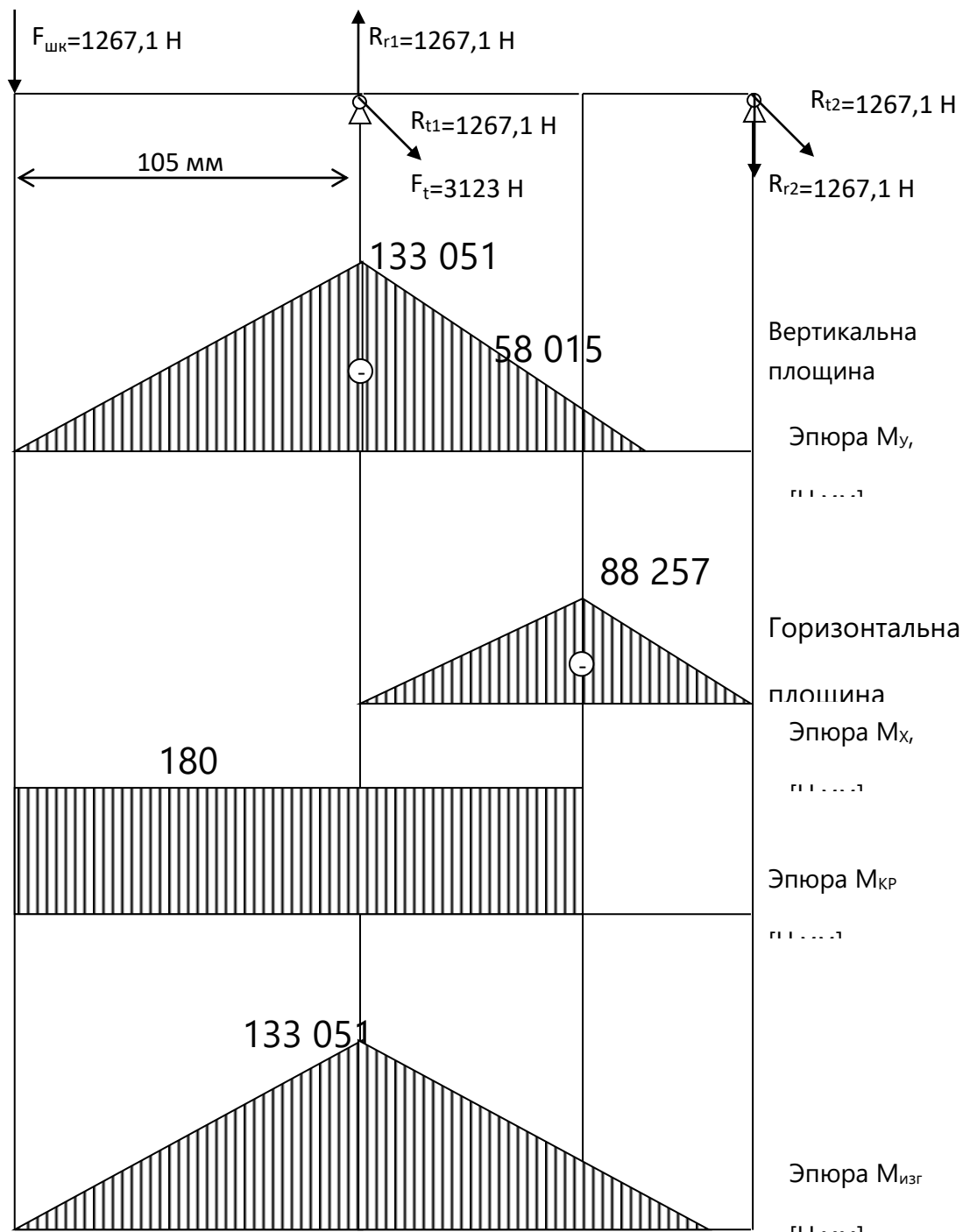


Рис.4.12. Епюра для I валу

$00 \equiv 0$ - абсолютна тотожність, тобто реакції визначені вірно.

Будуємо епюру M_y

I ділянка ($0 < z_1 < 50$)

$M_y(z_1) = -R_{2r} \cdot z_1$ (рівняння похилої прямої)

$M_y(z_1=0) = 0,$

$M_y(z_1=a=50) = -R_{2r} \cdot 105 = -2447,9 \cdot 50 = -122\,395 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

II ділянка ($0 < Z_2 < 65$)

$$M_y(Z_2) = -R_{2r} \cdot (50 + Z_2) + F_a \cdot d/2 + Fr Z_2 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y(Z_2 = a = 0) = -R_{2r} \cdot 50 + 1160 \cdot 111/2 = -122\,395 + 64\,380 = -58\,015 \text{ Нмм}$$

$$M_y(Z_2 = a = 65) = -2447,9 \cdot (50 + 65) + 1160 \cdot 111/2 + 1293,5 \cdot 65 = -133\,051 \text{ Нмм};$$

III ділянка ($0 < Z_3 < 105$)

$$M_y(Z_3) = -F_{шк} \cdot Z_3 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y(Z_3 = 0) = 0$$

$$M_y(Z_3 = 2a = 105) = -F_{шк} \cdot 105 = -1267,1 \cdot 105 = -133\,051 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Горизонтальна площина:

Визначаємо реакції опор :

$$\sum M_{1X} = 0, \quad -50F_t + 115 \cdot R_{2t} = 0,$$

$$-50 \cdot 3123 + 115 \cdot R_{2t} = 0$$

$$115 \cdot R_{2t} = 156\,150, \quad R_{2t} = 1357,8 \text{ Н}$$

$$\sum M_{2X} = 0, \quad -65F_t + 115 \cdot R_{1t} = 0,$$

$$65 \cdot 3123 + 115 \cdot R_{1t} = 0$$

$$115 \cdot R_{1t} = 202\,995, \quad R_{1t} = 1765,2 \text{ Н}$$

$$\text{Перевірка: } \sum F_{i(Y)} = 0, \quad F_t - R_{1t} - R_{2t} = 0$$

$$-1357,8 + 3123 - 1765,2 = 0$$

$0 \approx 0$ - абсолютна тотожність, ті. реакції визначені вірно.

Будуємо епюру M_x

I ділянка ($0 < z_1 < 65$)

$$M_y(Z_1) = -R_{1tr} \cdot z_1 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y(Z_1 = 0) = 0,$$

$$M_y(Z_1 = a = 65) = -R_{1t} \cdot 65 = -1357,8 \cdot 65 = -88\,257 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Сумарний момент, що згинає, обчислюється за формулою:

$$\dot{I}_{\text{Е}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{О}}^2 + \dot{I}_{\text{О}}^2}$$

$$M_{И1} = 0$$

$$M_{И2} = 150\,897 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{И3} = 133\,051 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{И4} = 0$$

Небезпечним є переріз 2, оскільки в нім одночасно діє найбільший момент M , що згинає, $150\,897 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ і момент $T = 180\,670$, що крутить, $\text{Н} \cdot \text{мм}$.

Побор діаметру валу під колесом 3 по третій гіпотезі міцності

$$\dot{I}_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{\dot{I}_{\dot{E}}^2 + \dot{O}_{\dot{E}\dot{D}}^2} = 235\,397 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Умова міцності по III гіпотезі міцності

$$\sigma_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{\sigma_{\dot{E}}^2 + 4\tau_{\dot{E}}^2} = \frac{\sqrt{\dot{I}_{\dot{E}}^2 + \dot{O}_{\dot{E}\dot{D}}^2}}{W_{\dot{O}}} = \frac{M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}}}{W_X} \leq [\sigma], \quad (4.48)$$

$W_X = \frac{\pi d^3}{32}$, звідси $d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}}}{\pi [\sigma]_{III}}} = \sqrt[3]{\frac{224380}{0,1 \cdot 43,5}} = 37,2 \text{ мм}$, вибираємо діаметр із стандартного ряду $d = 42$.

Підбір діаметру валу під підшипники по третій гіпотезі міцності

$$\dot{I}_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{\dot{I}_{\dot{E}}^2 + \dot{O}_{\dot{E}\dot{D}}^2} = 224\,380 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Умова міцності по III гіпотезі міцності

$$\sigma_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{\sigma_{\dot{E}}^2 + 4\tau_{\dot{E}}^2} = \frac{\sqrt{\dot{I}_{\dot{E}}^2 + \dot{O}_{\dot{E}\dot{D}}^2}}{W_{\dot{O}}} = \frac{M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}}}{W_X} \leq [\sigma],$$

$W_X = \frac{\pi d^3}{32}$, звідси $d = 40$, вибираємо діаметр із стандартного ряду діаметрів підшипників $d = 40$.

Розглянемо вал II:

Побудова епюр моментів, що згинають, у вертикальній і горизонтальній площинах.

Вертикальна площина:

Визначаємо реакції опор :

$$\sum_{M1Y} = 0, 63 \cdot Fr_{2B} - Fa \cdot d/2 + 199 \cdot Fr_{2T} - 270 \cdot R_{2r} = 0,$$

$$63 \cdot 1293,5 - 1160 \cdot 209/2 + 199 \cdot 1888,4 - 270 \cdot R_{2r} = 0,$$

$$270 \cdot R_{2r} = 336\,062,1, R_{2r} = 1244,9 \text{ Н}$$

$$\sum_{M2Y} = 0, -207 \cdot Fr_{2B} - Fa \cdot d/2 - 71 \cdot Fr_{1T} + 270 \cdot R_{1r} = 0,$$

$$-207 \cdot 1293,5 - 1160 \cdot 209/2 - 71 \cdot 1888,4 + 270 \cdot R_{1r} = 0,$$

$$270 \cdot R_{1r} = 523\,051, R_{1r} = 1937 \text{ Н}$$

$$\text{Перевірка: } \sum_{Fi(Y)} = 0, R_{1r} - Fr_{2B} - Fr_{2T} + R_{2r} = 0$$

$$1937 - 1293,5 - 1888,4 + 1244,9 = 0$$

$0 \approx 0$ - абсолютна тотожність, ті. реакції визначені вірно.

Будуємо епюру M_y

I ділянка ($0 < z_1 < 63$)

$$M_y(Z_1) = R_{1r} \cdot z_1 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y (Z_1=0) = 0,$$

$$M_y (Z_1=a=63) = R_{1r} \cdot 63 = 1937 \cdot 63 = 122\,031 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

II ділянка $(0 < z_2 < 136)$

$$M_y(Z_2) = R_{1r} \cdot (63 + z_2) - F_a \cdot d/2 - F_r \cdot z_2 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y (Z_2 = a=0) = R_{1r} \cdot 63 - 1160 \cdot 209/2 = 122\,031 - 121\,220 = 811 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_y (Z_2 = a=136) = 1937 \cdot (63 + 136) - 1160 \cdot 209/2 - 1293,5 \cdot 136 = 88\,388 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

III ділянка $(0 < z_3 < 71)$

$$M_y(Z_3) = R_{2r} \cdot Z_3 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y (Z_3=0) = 0$$

$$M_y (Z_3 = 2a=71) = R_{2r} \cdot 71 = 1244,9 \cdot 71 = 88\,388 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Горизонтальна площина:

Визначаємо реакції опор :

$$\sum M_{1X} = 0, \quad 63F_{t2B} + 199 \cdot F_{t1T} - 270R_{2t} = 0,$$

$$63 \cdot 3123 + 199 \cdot 5188,24 - 270R_{2t} = 0,$$

$$270 \cdot R_{2t} = 1\,299\,209, \quad R_{2t} = 4552,62 \text{ Н}$$

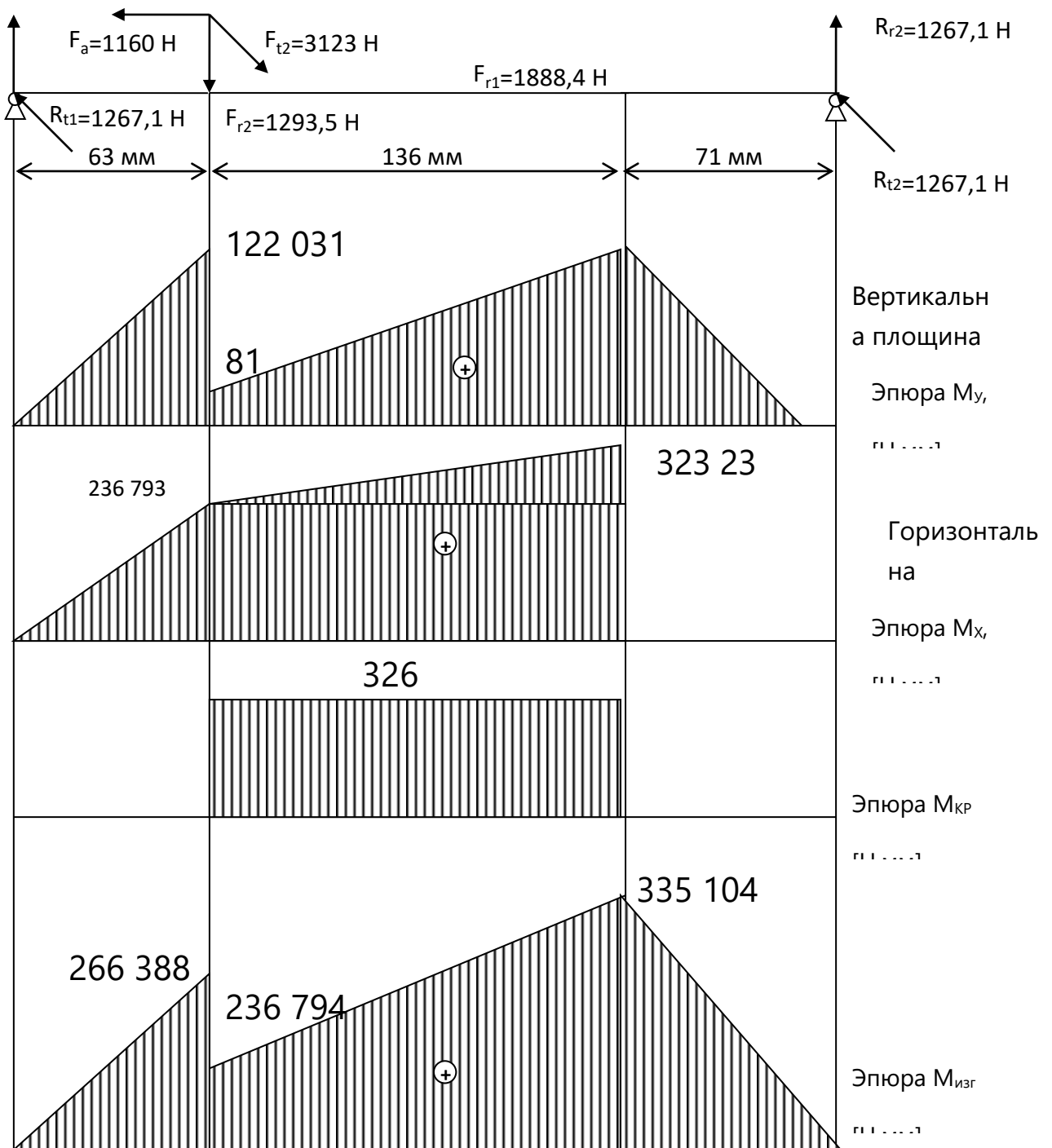


Рис.4.11. Епюра для II валу

$$\sum M_{2X} = 0, -207F_{t2B} - 71 \cdot F_{t1T} + 270R_{1t} = 0,$$

$$- 207 \cdot 3123 - 71 \cdot 5188,24 - 270R_{1r} = 0,$$

$$270 \cdot R_{1t} = 1\ 014\ 826, R_{1t} = 3758,62 \text{ H}$$

$$\text{Перевірка: } \sum F_{i(Y)} = 0, R_{1t} - F_{t2B} - F_{t1T} + R_{2t} = 0$$

$$4552,62 - 3123 - 5188,24 + 3758,62 = 0$$

$0 \equiv 0$ - абсолютна тотожність, тобто реакції визначені вірно.

Будуємо епюру M_x

I ділянка $(0 < Z_1 < 63)$

$$M_y(Z_1) = R_{1t} \cdot Z_1 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y (Z_1=0) = 0,$$

$$M_y (Z_1=a=65) = R_{1t} \cdot 63 = 3758,62 \cdot 63 = 236\,793 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

II ділянка $(0 < Z_2 < 136)$

$$M_y(Z_2) = R_{1t} \cdot (63 + z_2) - F_t \cdot z_2 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y (Z_2 = a=0) = R_{1t} \cdot 63 = 236\,793 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_y (Z_2 = a=136) = 3758,62 \cdot (63 + 136) - 3123 \cdot 136 = 323\,237,4 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

III ділянка $(0 < Z_3 < 71)$

$$M_y(Z_3) = R_{2t} \cdot z_3 \quad (\text{рівняння похилої прямої})$$

$$M_y (Z_3=0) = 0$$

$$M_y (Z_3 = 2a=71) = R_{2t} \cdot 71 = 4552,62 \cdot 71 = 323\,237,4 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Сумарний момент, що згинає, обчислюється за формулою:

$$M_H = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} \quad (4.49)$$

$$M_{H1} = 0$$

$$M_{H2} = 266\,388 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_{H3} = 335\,104 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_{H4} = 0$$

Небезпечним є переріз 3, оскільки в ній одночасно діє найбільший момент, що згинає, $M = 355\,104 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ і момент $T = 326\,345$, що обертає, $\text{Н}\cdot\text{мм}$.

Підбір діаметру валу під колесом 5 по третій гіпотезі міцності

$$M_{\Sigma KB} = \sqrt{M_H^2 + T_{KP}^2}$$

(4.50)

$$M_{\Sigma KB} = \sqrt{M_H^2 + T_{KP}^2} = 482\,286 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Умова міцності по III гіпотезі міцності

$$\sigma_{\Sigma KB} = \sqrt{\sigma_H^2 + 4\tau_K^2} = \frac{\sqrt{M_H^2 + T_{KP}^2}}{W_X} = \frac{M_{\Sigma KB}}{W_X} \leq [\sigma],$$

$$W_X = \frac{\pi d^3}{32}, \quad \text{звідси} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\Sigma KB}}{\pi [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{482286}{0,1 \cdot 43,5}} = 48,1 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо діаметр із}$$

стандартного ряду діаметр валу під колесом 5 $d=50 \text{ мм}$, діаметр валу під колесом 4 $d=48 \text{ мм}$.

Уточнений розрахунок валів

Матеріал вала сталь 45:

$\sigma_y = 500 \text{ МПа}$; $\sigma_{\tau} = 280 \text{ МПа}$; $\tau_{\tau} = 150 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$;

$\psi_{\tau} = 0$; $D_{0\sigma} = 1,6$, $D_{0\tau} = 1,4$,

$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau}(\text{при } d=40\text{мм})=0,73$,

Вхідний вал (шпонка під колесом 3) :

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (5.52)$$

$n = 1,5 \dots 3$.

Визначаємо амплітуду циклу нормальних напружень :

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}}, \quad (5.53)$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}}, \quad (5.54)$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{T}{W_{\text{РИНЕТТО}}}, \quad (5.55)$$

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 42^3 - \frac{12 \cdot 5 \cdot (42-5)^2}{2 \cdot 42} = 6431 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\text{РИНЕТТО}} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 42^3 - \frac{12 \cdot 5 \cdot (42-5)^2}{2 \cdot 42} = 13\,840 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{150897}{6431} = 23,5 \text{ МПа}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}} = \frac{250}{\frac{1,6}{0,73} \cdot 23,5} = 4,9$$

Запас міцності по напрузі кручення

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\tau_{\text{КР}} \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)}, \quad (5.56)$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{178800}{13840} = 13 \text{ МПа},$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150}{13 \cdot \left(\frac{1,4}{0,73} + 0 \right)} = 12,1,$$

$$n = \frac{4,9 \cdot 12,1}{\sqrt{4,9^2 + 12,1^2}} = 4,542, \text{ так запас міцності більше трьох, то діаметр валу}$$

можна зменшити. Проміжний вал (шпонка під колесом 4) :

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} (\text{при } d=48\text{мм})=0,7,$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, n] = 1,5 \text{ .3.}$$

Визначаємо амплітуду циклу нормальних напружень:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}}$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}},$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{T}{W_{\text{РИНЕТТО}}}$$

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 48^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48-5)^2}{2 \cdot 48} = 9576,2 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\text{РИНЕТТО}} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 48^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48-5)^2}{2 \cdot 48} = 20\,635,4 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{266388}{9576,2} = 27,82 \text{ МПа}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}} = \frac{250}{\frac{1,6}{0,7} \cdot 27,82} = 3,932$$

Запас міцності по напрузі кручення

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\tau_{\text{КР}} \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)}$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{326345}{20625,4} = 16 \text{ МПа},$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150}{16 \cdot \left(\frac{1,4}{0,7} + 0 \right)} = 9,4,$$

$$n = \frac{3,932 \cdot 9,4}{\sqrt{3,932^2 + 9,4^2}} = 3,63, \text{ так запас міцності більше трьох, то діаметр валу}$$

можна зменшити, наступний діаметр по стандартному ряду 45 мм.

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 45^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (45-5)^2}{2 \cdot 45} = 7744 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\text{РИНЕТТО}} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 45^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (45-5,5)^2}{2 \cdot 45} = 16\,890 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{266388}{7744} = 34,4 \text{ МПа}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}} = \frac{250}{\frac{1,6}{0,7} \cdot 34,4} = 3,18$$

Запас міцності по напрузі кручення

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\tau_{\text{КР}} \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)} \quad (4.57)$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{326345}{16890} = 19,322 \text{ МПа},$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150}{19,322 \cdot \left(\frac{1,4}{0,7} + 0 \right)} = 7,7632,$$

$$n = \frac{3,18 \cdot 7,7632}{\sqrt{3,18^2 + 7,7632^2}} = 2,943, \text{ отже залишаємо діаметр 45 мм.}$$

Проміжний вал (шпонка під колесом 5) :

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} (\text{при } d=50\text{мм}) = 0,7,$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, n] = 1,5 \cdot 3.$$

Визначаємо амплітуду циклу нормальних напружень:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}}$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}}$$

$$\tau_{KP} = \frac{T}{W_{\text{РИНЕТТО}}}$$

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50-5,5)^2}{2 \cdot 50} = 10\,976 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\text{РИНЕТТО}} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50-5,5)^2}{2 \cdot 50} = 23\,476 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{335104}{10976} = 30,531 \text{ МПа}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}} = \frac{250}{\frac{1,6}{0,7} \cdot 30,531} = 3,6$$

Запас міцності по напрузі кручення

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\tau_{KP} \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)}$$

$$\tau_{KP} = \frac{323120}{23476} = 14 \text{ МПа},$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150}{14 \cdot \left(\frac{1,4}{0,7} + 0 \right)} = 11,$$

$$n = \frac{3,6 \cdot 11}{\sqrt{3,6^2 + 11^2}} = 3,42, \text{ оскільки запас міцності більше трьох те діаметр валу}$$

можна зменшити, приймаємо наступний по нормальному ряду діаметр 48.

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 48^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48-5)^2}{2 \cdot 48} = 9576,2 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\text{РИНЕТТО}} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 48^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48-5)^2}{2 \cdot 48} = 20\,635,4 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{335104}{9576,2} = 35 \text{ МПа}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\text{И}}} = \frac{250}{\frac{1,6}{0,7} \cdot 35} = 3,125$$

Запас міцності по напрузі кручення

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\tau_{KP} \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)}$$

$$\tau_{KP} = \frac{323120}{20625,4} = 15,7 \text{ МПа},$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150}{15,6 \cdot \left(\frac{1,4}{0,7} + 0 \right)} = 9,6,$$

$$n = \frac{3,125 \cdot 9,6}{\sqrt{3,125^2 + 9,6^2}} = 2,972, \text{ залишаємо діаметр валу } 48 \text{ мм.}$$

Вихідний вал (шпонка під колесом 6) :

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} (\text{при } d=63 \text{ мм}) = 0,681,$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, n] = 1,5 \dots 3.$$

Визначаємо амплітуду циклу нормальних напружень :

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{И}}$$

$$\sigma_{И} = \frac{M_{ИЗГ}}{W_{НЕТТО}},$$

$$\tau_{KP} = \frac{T}{W_{РИНЕТТО}}$$

$$W_{НЕТТО} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 63^3 - \frac{18 \cdot 7 \cdot (63-7)^2}{2 \cdot 63} = 21869 \text{ мм}^3;$$

$$W_{РИНЕТТО} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 63^3 - \frac{18 \cdot 7 \cdot (63-7)^2}{2 \cdot 63} = 46873 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{И} = \frac{M_{ИЗГ}}{W_{НЕТТО}} = \frac{199881}{21869} = 9,14 \text{ МПа}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{И}} = \frac{250}{\frac{1,6}{0,7} \cdot 9,14} = 3,6$$

Запас міцності по напрузі кручення

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\tau_{KP} \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)}$$

$$\tau_{KP} = \frac{524920}{46873} = 11,2 \text{ МПа},$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150}{11,2 \cdot \left(\frac{1,4}{0,681} + 0 \right)} = 13,03,$$

$$n = \frac{3,6 \cdot 13,03}{\sqrt{3,6^2 + 13,03^2}} = 3,47, \text{ оскільки ми не можемо зменшити діаметр виходячи з}$$

особливості конструкції, то залишаємо діаметр 63 мм.

4.4. Розрахунок підшипників

Для вхідного валу вибираємо підшипники радіальні підшипник 408 ГОСТ 8338 - 75:

Динамічна вантажопідйомність $C = 50,03 \text{ кН}$;

Статична вантажопідйомність $C_0 = 37 \text{ кН}$;

$V = 1$, при обертанні внутрішнього кільця;

Діаметр кульки $D_w = 22,23 \text{ мм}$;

Частота обертання валу $483,333 \text{ хв}^{-1}$;

Необхідний ресурс напрацювання 16704 години;

Окружна сила $F_t = 2 \cdot M_2 / d_2 = 3123 \text{ Н}$;

Радіальна сила - $F_r = 1293,5 \text{ Н}$;

Осьова сила - $F_{a1} = 1160 \text{ Н}$;

$R_{r1} = 2421,5 \text{ Н}$ $R_{r2} = 2447,9 \text{ Н}$

$R_{t1} = 1765,2 \text{ Н}$ $R_{t2} = 1357,8 \text{ Н}$

Сумарні реакції опор :

$$R_1 = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1t}^2} = 2997 \text{ Н}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2t}^2} = 2800 \text{ Н}$$

Осьова сила F_a навантажує підшипник, дорівнює зовнішній силі, діючій на вал. Осьову силу сприймають обидва підшипники на консольних кінцях валу, оскільки вони обмежують переміщення валу під дією цієї сили.

Радіальна реакції підшипника прикладена до осі валу в точці перетину з нею нормалі, проведеної через середини контактних майданчиків. Для радіальних підшипників ця точка розташована по середині ширини підшипника. Підшипник 1 найбільш навантажений оскільки він сприймає велике навантаження.

$$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{22,23}{0,5 \cdot (40 + 110)} = 0,2964 \quad f_0 \approx 11,6$$

Коефіцієнт осьового вантаження для радіального підшипника:

$$e = 0,28 \cdot \left(\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{0r}} \right)_{0,23} = 0,28 \cdot \left(\frac{11,6 \cdot 1160}{37000} \right)^{0,23} = 0,222$$

, відношення $F_a/V_{Fr} = 1160/2997 = 0,387 > e$. Остаточню приймаємо:

$$X = 0,56, Y = 0,44/e = 1,982.$$

Приймаємо коефіцієнт динамічності навантаження K_6 для редуктора рівним 1,4, Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100^\circ\text{C}$). Тоді еквівалентне динамічне радіальне навантаження:

$$P_r = (V_{XFr} + Y_{Fa}) \cdot K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 2997 + 1,982 \cdot 1160) \cdot 1,4 \cdot 1 = 5569 \text{ Н.}$$

Розрахунковий скоректований ресурс підшипника при $a_1 = 1$ (вірогідність безвідмовної роботи 90%), $a_{23} = 0,7$ (звичайні умови застосування), $\alpha = 3$ (кульковий підшипник) :

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{50300}{5569} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 483} = 17798 \text{ год.}$$

, умова виконується.

Для проміжного валу вибираємо підшипники радіальні підшипник 308 ГОСТ 8338 - 75:

Динамічна вантажопідйомність $C = 31,9 \text{ кН}$;

Статична вантажопідйомність $C_0 = 22,7 \text{ кН}$;

$V = 1$, при обертанні внутрішнього кільця;

Діаметр кульки $D_w = 15,08 \text{ мм}$;

Частота обертання валу $253,86 \text{ хв}^{-1}$;

Необхідний ресурс напруження 16704 години;

Осьова сила - $F_{a1} = 1160 \text{ Н}$;

$R_{r1} = 1937 \text{ Н}$ $R_{r2} = 1244,9 \text{ Н}$

$$R_{1t} = 3758,62 \text{ Н} \quad R_{2t} = 4552,62 \text{ Н}$$

Сумарні реакції опор :

$$R_1 = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1t}^2} = 4229 \text{ Н}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2t}^2} = 4720 \text{ Н}$$

Осьова сила F_a навантажує підшипник, дорівнює зовнішній силі, діючій на вал. Осьову силу сприймають обидва підшипники на консольних кінцях валу, оскільки вони обмежують переміщення валу під дією цієї сили.

Радіальна реакції підшипника прикладена до осі валу в точці перетину з нею нормалі, проведеній через середини контактних майданчиків. Для радіальних підшипників ця точка розташована по середині ширини підшипника. Підшипник 2 найбільш навантажений оскільки він сприймає велике навантаження.

$$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{15,08}{0,5 \cdot (40 + 90)} = 0,232 \quad f_0 \approx 13,2$$

Коефіцієнт осьового навантаження для радіального підшипника:

$$e = 0,28 \cdot \left(\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{0r}} \right)_{0,23} = 0,28 \cdot \left(\frac{13,2 \cdot 1160}{22700} \right)^{0,23} = 0,256$$

, відношення $F_a/V_{Fr} = 1160/4720 = 0,246 < e$. Остаточню приймаємо: $X = 1$, $Y = 0$.

Приймаємо коефіцієнт динамічності навантаження K_b для редуктора рівним 1,4, Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100^\circ\text{C}$). Тоді еквівалентне динамічне радіальне навантаження:

$$P_r = (V_{XFr} + Y_{Fa}) \cdot K_b \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 4720 + 0 \cdot 1160) \cdot 1,4 \cdot 1 = 6608 \text{ Н.}$$

Розрахунковий скоректований ресурс підшипника при $a_1 = 1$ (вірогідність безвідмовної роботи 90%), $a_{23} = 0,7$ (звичайні умови застосування), $d_o = 3$ (кульковий підшипник) :

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{31900}{6608} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 254} = 5167 \text{ год.}$$

, умова не виконується,

приймаємо підшипник важкої серії № 408

Динамічна вантажопідйомність $C = 50,3 \text{ кН}$;

Статична вантажопідйомність $C_0 = 37,0 \text{ кН}$;

$V = 1$, при обертанні внутрішнього кільця;

Діаметр кульки $D_w = 22,23$ мм;

$$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{22,23}{0,5 \cdot (40 + 110)} = 0,2964 \quad f_0 \approx 11,6$$

Коефіцієнт осьового вантаження для радіального підшипника:

$$e = 0,28 \cdot \left(\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{0r}} \right)_{0,23} = 0,28 \cdot \left(\frac{11,6 \cdot 1160}{37000} \right)^{0,23} = 0,222$$

, відношення $F_a/V_{Fr} = 1160/4720$

$= 0,246 > e$. Остаточного приймаємо:

$$X = 0,56, Y = 0,44/e = 1,982.$$

Приймаємо коефіцієнт динамічності навантаження K_6 для редуктора рівним 1,4, Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100^\circ\text{C}$). Тоді еквівалентне динамічне радіальне навантаження:

$$P_r = (V_{xFr} + Y_{Fa}) \cdot K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 4720 + 1,982 \cdot 1160) \cdot 1,4 \cdot 1 = 6919,25 \text{ Н.}$$

Розрахунковий скоректований ресурс підшипника при $a_1 = 1$ (вірогідність безвідмовної роботи 90%), $a_{23} = 0,7$ (звичайні умови застосування), $\alpha = 3$ (кульковий підшипник) :

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{50300}{6919,25} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 253,86} = 17656 \text{ год.}$$

, умова виконується.

Для вихідного валу вибираємо підшипники радіальні "Підшипник 411 ГОСТ 8338 - 75":

Динамічна вантажопідйомність $C = 78,7$ кН;

Статична вантажопідйомність $C_0 = 63,7$ кН;

$V = 1$, при обертанні внутрішнього кільця;

Частота обертання валу 150 хв^{-1} ;

Необхідний ресурс напруження 16704 години;

$$R_{r1} = 965,4 \text{ Н} \quad R_{r2} = 923 \text{ Н}$$

$$R_{t1} = 2904,6 \text{ Н} \quad R_{t2} = 12\,712 \text{ Н}$$

Сумарні реакції опор :

$$R_1 = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1t}^2} = 3061 \text{ Н}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2t}^2} = 12745 \text{ Н}$$

Радіальна реакції підшипника прикладена до осі валу в точці перетину з нею нормалі, проведеній через середини контактних майданчиків. Для радіальних підшипників ця точка розташована по середині ширини підшипника. Підшипник 2 найбільш навантажений оскільки він сприймає велике навантаження.

Остаточню приймаємо:

$$X = 1, Y = 0.$$

Приймаємо коефіцієнт динамічності навантаження K_6 для редуктора рівним 1,4, Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ ($t_{\text{раб}} < 100^\circ\text{C}$). Тоді еквівалентне динамічне радіальне навантаження:

$$P_r = (V_{XFr} + Y_{Fa}) \cdot K_6 \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 12745 \cdot 1,4 \cdot 1 = 17\,844 \text{ Н.}$$

Розрахунковий скоректований ресурс підшипника при $a_1 = 1$ (вірогідність безвідмовної роботи 90%), $a_{23} = 0,7$ (звичайні умови застосування), $\alpha = 3$ (кульковий підшипник) :

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{78700}{17844} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 150} = 5648 \text{ год}, \quad \text{умова не виконується,}$$

назначимо підшипник з великим діаметром №412:

Динамічна вантажопідйомність $C = 85,6 \text{ кН}$;

Статична вантажопідйомність $C_0 = 71,4 \text{ кН}$;

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{85600}{17844} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 150} = 21234 \text{ год.}, \quad \text{за необхідний час}$$

експлуатації підшипник доведеться поміняти один раз.

5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ СТЕНДА ДЛЯ ОБКАТКИ КУЛЬКОВО-ГВИНТОВОЇ ПЕРЕДАЧ

5.1. Загальні вихідні дані

Для вирішення питання про економічну ефективність нової конструкції необхідно обрати базу, яку приймають за основу для виявлення техніко-економічних переваг нового конструкторського рішення і визначення економічного ефекту впровадження спроектованої конструкції у виробництво.

В якості бази для порівняння приймаємо існуючий варіант станду, який використовується для випробування кульково-гвинтової передачі у нинішній час.

Внесення принципів змін у конструкцію проектного станду, а саме: використання вузла автоматики, переведення в автоматичний режим усі допоміжні процеси дозволить виключити допуск до випробувань раніше забракованих деталей, виявити і не допустити до подальшої експлуатації не придатні для цього передачі (у порівнянні із базовим варіантом, де брак може бути виявлено не завжди, в проектному варіанті повністю виключається процент браку). Використання проектного станду дозволить підвищити надійність випробувань, а також майже у 10 разів збільшити їх продуктивність.

Потребу у стандах для виконання річної програми випробувань кульково-гвинтової передачі ($N_g=7200$ шт.) визначимо виходячи з норми часу на випробування однієї передачі ($T_{нор}$):

$$q_p = \frac{N_z \cdot T_{нор}}{F_{дрм} \cdot 60 \cdot k_g}, \quad (5.1)$$

де: $F_{дрм}$ – дійсний річний фонд часу роботи обладнання, год.;

k_g – коефіцієнт виконання норм часу.

У базовому варіанті ($T_{нор}=150$ хв.):

$$q_{p_0} = \frac{7200 \cdot 150}{3950 \cdot 60 \cdot 1,06} = 4,3,$$

Тобто, потрібно 5 стандів з коефіцієнтом завантаження $\eta=4,3/5=0,86$.

В проектному варіанті ($T_{нор}=15$ хв.):

$$q_{p.пр} = \frac{7200 \cdot 15}{3950 \cdot 60 \cdot 1,06} = 0,43,$$

Приймаємо 1 стенд з коефіцієнтом завантаження $\eta=0,43$.

Основні техніко-економічні показники базового та проектного варіантів зведено до табл.5.1.

Таблиця 5.1.

Загальні вихідні техніко-економічні показники базових та нового варіантів

№ п/ п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1.	Програма випробувань кульково-гвинтової передачі	шт./рік	7200	7200
2.	Потреба у стендах	шт./рік	5	1
3.	Норма часу для обкатки та контролю передачі (з врахуванням допоміжного часу)	хв.	150	15
4.	Площа, яку займає стенд	м ²	1,5	3,2
5.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	10,0	10,0
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	9/6	11/27
7.	Розряд роботи: - випробувача; - наладчика	розряд	3	4
		розряд	5	6
8.	Оптова ціна стенду	грн.	62200	—

5.2. Конструкторська підготовка виробництва

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування стенда з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності.

1. Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва: технічне завдання; технічна пропозиція; ескізний проект; технічний проект; робочий проект.

2. Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу [1, дод.2] деталі різних видів переводимо в "умовні деталі".

3. Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості "умовних деталей" на трудомісткість однієї умовної деталі [1, дод.3] в залежності від групи новизни та складності проектного стенду.

4. Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни та складності стенду [1, дод.3].

5. Трудомісткість проектування електричних та гідравлічних монтажних схем, які входять до складу робочого проекту, визначаємо в залежності від їхньої новизни та складності [1, дод.4].

6. Використовуючи дані трудомісткості етапів робіт конструкторської підготовки виробництва, розроблюємо сітьовий графік, який дозволяє організувати процес проектування так, щоб виконати його в найкоротший термін (розд. 2).

7. Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва.

8. Усі отримані результати зводимо до табл. 5.2.

Результати розрахунку трудомісткості та витрат конструкторської підготовки виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	гр.	III					III
2.	Група складності	гр.	III					II
3.	Клас точності	кл.	II					
4.	Кількість деталей коефіцієнт переведенню в "Умовні деталі" : а) корпусних масою більш ніж 100 кг 500 кг б) литі і зварні в) оригінальних, які не є литими та корпусними г) уніфікованих у вузли д) стандартних нормалізованих е) покупних	шт.				3×5 1×16 9×2 100×1 10×7 150×0,15 9×0,5	3×10 1×23 9×4 100×1 10×3,5 150×0,15 9×0,15	
5.	Кількість умовних деталей	шт.				246,0	247,86	

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6.	Норма на умовну деталь	нормо-год				3,4	4,3	
7.	Трудомісткість виконання етапу робіт	нормо-год	40	370	405	836,4	1065,76	2717,16
8.	Середньогодинна заробітна плата конструктора	грн./рік	93,172	84,462	80,246	81,277	69,424	
9.	Зарплата основна (Зо)	грн.	3726,88	31250,94	32499,63	67980,08	73989,32	209446,86
10.	Зарплата додаткова (Зд) : 10% від Зо	грн.	372,69	3125,09	3249,96	6798,01	7398,93	20944,69
11.	Відрахування у соціальні фонди: 37% від (Зо+Зд)	грн.	901,90	7562,73	7864,91	16451,18	17905,42	50686,14
12.	Витрати на відрядження: 5% від Зо	грн.	186,34	1562,55	1624,98	3399,00	3699,47	10472,34
13.	Накладні витрати: 45% від Зо	грн.	1677,10	14062,92	14624,83	30591,04	33295,20	94251,08
14.	Всього вартість проекту Впк	грн.	6864,91	57564,23	59864,32	125219,31	136288,33	385800,0

5.3. Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог "Єдиної системи технологічної підготовки виробництва", яка встановлює такі етапи :

- технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження;
- розробка технологічних процесів:
 - а) виготовлення деталей;
 - б) складання окремих вузлів;
- конструювання оснащення й нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- виготовлення оснащення й нестандартних засобів механізації та автоматизації.

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності:

1. У залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності, враховуючи диференційні норми години, визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей та складання вузлів [13, с. 312].

2. Трудомісткість останніх етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо у відсотках від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів [3].

Після визначення трудомісткості виконання етапів робіт з технологічної підготовки виробництва визначаємо вартість проекту - V_t .

Всі виконання розрахунки зводимо до таблиці.5.3.

Таблиця 5.3.

Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Кількість	Кількість нормо-годин на одиницю	Загальна кількість нормо-годин	Середньогодинна зарплата, грн./рік	Зарплата основна Зо, грн.	Додаткова зарплата Зд, грн. (10% від Зо)	Відрахування у соціальні фонди, грн. 22,0% від (Зо+Зд)	Накладні витрати, грн. 55% від Зо	Загальна вартість Вг, грн.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Технологічний контроль креслень, їх відладка, розмноження	нормо-годин			311,5	87,312	27197,69	2719,77	6581,84	14958,73	51458,03
2.	Розробка техпроцесів виготовлення деталей :										
	а) загальна кількість деталей	шт	113		1206		97530,66	9753,07	23602,42	53641,86	184528,01
	б) в т.ч по групах технологічної складності :										
	I		34	4,5	153	69,42	10621,26				
	II		40	9,0	360	69,42	24991,20				
	III		36	17,0	612	87,79	53727,48				
	IV		3	27,0	81	101,12	8190,72				

Продовження таблиці.5.3.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.	Розробка техпроцесів складання вузлів:										
	а) загальна кількість вузлів	шт.	9		130,8		10958,29	1095,83	2651,91	6027,06	20733,08
	б) в т.ч. по групах технологічної складності :										
	II		1	5,6	5,6	69,42	388,75				
	III		3	12,5	37,5	69,42	2603,25				
	IV		2	14,9	29,8	84,02	2503,80				
	V		2	17,8	35,6	90,13	3208,63				
	VI		1	22,3	22,3	101,07	2253,86				
4.	Проектування спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації	нормо-годин			389,4	101,07	39356,66	3935,67	9524,31	25581,83	78398,46
5.	Виготовлення спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації	нормо-годин			519,2	69,42	36042,86	3604,29	8722,37	45053,58	93423,10
6.	Інші витрати	нормо-годин			90,9	69,42	6310,28	631,03	1527,09	3470,65	11939,05
7.	Всього вартість проекту Впг				2647,80		217396,4	21739,6	52609,9	48733,7	40480,0

5.4. Визначення повної собівартості та оптової ціни проектного стенду

Після визначення трудомісткості виготовлення проектного стенду розраховуємо :

а) основну заробітну плату виробничих робітників :

$$З_{\text{оп}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{р}_i} \cdot T_i, \quad (5.2)$$

де n - кількість i -тих видів робіт;

$C_{\text{р}_i}$ - середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид робіт з урахуванням умів праці, грн.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на ливарних роботах:

$$З_{\text{оп}} = 229,2 \cdot 87,048 = 19951,40 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_o = \sum_{i=1}^n З_{\text{оп}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{рр}_i}}{100}, \quad (5.3)$$

де $\Pi_{\text{рр}_i}$ - відсоток витрат на утримання та експлуатацію обладнання по шкідливому i -у виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на ливарних роботах:

$$B_o = 19951,40 \cdot \frac{350}{100} = 69829,91 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n З_{\text{оп}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{цр}_i}}{100}, \quad (5.4)$$

де $\Pi_{\text{цр}}$ - відсоток цехових витрат по шкідливому i -у виду робіт за заводською калькуляцією.

Для ливарних робіт:

$$B_{\text{цех}} = 19951,40 \cdot \frac{242}{100} = 48282,39 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заноситься до таблиці.5.4.

Таблиця 5.4.

Трудовісткість виготовлення та окремі відіа витрат, які включені до собівартості проектного станду

Відіа робіт	Трудовісткість робіт н-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн./год	Основна заробітна плата робітників З _{ор} , грн.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, В _о , грн.		Загальноцехові витрати К _{цех} , грн.	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	229,2	3	87,048	19951,40	350	69829,91	242	48282,39
Ковальсько- штампувальні	56,0	3	78,605	4401,88	410	18047,71	223	9816,19
Зварювально- заготівельні	31,9	3	84,217	2686,52	245	6581,98	132	3546,21
Механічні	763,0	4	77,979	59497,98	385	229067,21	232	138035,31
Термічні	25,1	3	87,048	2184,90	395	8630,37	282	6161,43
Гальванічні	21,9	3	87,048	1906,35	280	5337,78	150	2859,53
Слюсарсько- складальні	766,2	4	77,979	59747,51	210	125469,77	242	144588,97
Електро- та гідро - роботи	103,6	4	77,979	8078,62	215	17369,04	132	10663,78
Фарбувальні	12,0	2	57,184	686,21	110	754,83	120	823,45
Пакувальні	7,5	2	57,184	428,88	110	471,77	120	514,66
Інші	82,5	3	70,181	5789,93	220	12737,85	240	13895,84
Всього	2098,9	-	-	165360,1 9	-	494298,22	-	379187,76

Повну собівартість стану розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{пов}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_v - B_{zv} + E_{\text{тех}} + \Pi_{\text{тех}} + \\ + Z_{op} + Z_{dp} + B_c + Z_{\text{цп}} + B_o + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{in} + B_{ne}, \quad (5.5)$$

де M_o, M_d - відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

Π_n - покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до таблиці. 5.5.

T_v - транспортно-заготівельні витрати, грн.;

B_{zv} - зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн.;

$E_{\text{тех}}, \Pi_{\text{тех}}$ - енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

Z_{dp} - допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c - відрахування до фонду соціального страхування, грн.;

$Z_{\text{цп}}$ - відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн.;

B_o - витрати на утримання та експлуатацію обладнання, грн.;

$B_{\text{цех}}$ - цехові витрати, грн.;

$B_{\text{зав}}$ - загальнозаводські витрати, грн.;

B_{in} - інші виробничі витрати, грн.;

B_{ne} - позавиробничі витрати, грн.

Розрахунок собівартості зводимо до таблиці. 5.5

Таблиця 5.5.

Склад матеріальних витрат на стенд

№ п/п	Матеріали, покупні комплектуючі вироби	Оди- ниця	Витрати (шт, кг)	Ціна, грн.	Витрати на виріб, грн.
Основні матеріали					
1	Чавун СЧ20	кг	4100,0	41,35	169535,00
2	Сталь 40Х	кг	200,0	46,65	9330,00
3	Сталь конструкційна	кг	320,0	33,66	10771,20
4	Сталь 50Х	кг	98,0	49,83	4883,34
	Всього				194519,54
Покупні напівфабрикати					
1	Метизи	кг	76	43,50	3306,00
2	Штуцери	шт.	18	107,50	1935,00
3	Підшипники	шт.	16	405,10	6481,60
4	Електродвигун (5 кВт)	шт.	2	18000,0	36000,00
5	Манжети	шт.	16	54,80	876,80
6	Гідродвигун (3,5 кВт)	шт.	1	26000,0	26000,00
7	Індикатор	шт.	4	1360,0	5440,00
8	Шланг гумовий	м	5,8	124,00	719,20
9	Віброопори	шт.	4	1930,00	7720,00
10	Пристрій ЧПК	шт.	1	537800	537800,00
11	Інші покупні				7250,00
	Всього	—	—		633528,60

Таблиця 5.6.

Повна собівартість стенду та його оптова ціна

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, грн.
1.	Матеріали основні	M_o	таблиця. 5	194519,54
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	7780,78
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	P_n	таблиця. 5	633528,60
4.	Зворотні відходи	- $B_{зв}$	5% від M_o	11671,17
5.	Транспортно-заготівельні витрати	T_v	6,0% від $(M_o + M_d + P_n)$	33433,16
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	P_{tex}, E_{tex}	78% від $З_{op}$	128980,95
7.	Всього матеріальні витрати			986571,86
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{op}$	таблиця. 4	165360,19
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{dp}$	10% від $З_{op}$	16536,02
10.	Відрахування на соціальні заходи	B_{cc}	22% від $(З_{op} + З_{dp})$	40017,17
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$З_{yn}$	8,2% від $З_{op}$	13559,54
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	таблиця. 4	494298,22
13.	Цехові витрати	$B_{цех}$	таблиця. 4	379187,76
14.	Загальнозаводські витрати	$B_{зав}$	180% від $З_{op}$	297648,34
15.	Інші виробничі витрати	B_{in}	2,0% від $З_{op}$	3307,20
16.	Виробнича собівартість	$C_{вир}$	$\Sigma(7 \div 15)$	2396486,30
17.	Позавиробничі витрати	$B_{пв}$	1% від $C_{вир}$	23964,86
18.	Повна собівартість	$C_{пов}$	$C_{вир} + B_{пв}$	2420434,78
19.	Прибуток	P_n	15% від $C_{пов}$	363065,22
20.	Оптова ціна стенду	$C_{опт}$	$C_{пов} + P_n$	2783500,0

Оптову ціну стенду розраховуємо за формулою:

$$Ц_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + П_{\text{н}}, \quad (5.6)$$

де $П_{\text{н}}$ - нормативний прибуток, грн.

$$П_{\text{н}} = \frac{P_{\text{с}} \cdot C_{\text{пов}}}{100}, \quad (5.7)$$

де $P_{\text{с}}$ - встановлений рівень рентабельності виробу, %.

$$П_{\text{н}} = \frac{15 \cdot 2420434,78}{100} = 363065,22 \text{ грн.},$$

$$Ц_{\text{опт}} = 2420434,78 + 363065,22 = 2783500 \text{ грн.}$$

5.5. Визначення експлуатаційних витрат (собівартості випробування) у розрахунку на одну кульково-гвинтову передачу

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_{\text{е}} = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (5.8)$$

де $B_{\text{зп}}$ - витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування основних робітників, грн.;

$B_{\text{ел}}$ - витрати на силову електроенергію, грн.;

$B_{\text{мд}}$ - витрати на допоміжні матеріали, грн.;

$B_{\text{р}}$ - витрати на ремонт обладнання, грн.;

$B_{\text{уп}}$ - витрати на утримання приміщення, грн.;

$B_{\text{а}}$ - витрати на амортизацію обладнання, грн.;

$B_{\text{нал}}$ - витрати на налагодження стенду, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та єдиний соціальний внесок випробувача:

$$B_{\text{зп}} = C_{\text{г}} \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_{\text{д}}) \cdot (1 + K_{\text{с}}), \quad (5.9)$$

де $T_{\text{нор}}$ - час випробування однієї передачі, хв.;

$K_{\text{д}}$, $K_{\text{с}}$ - коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

У базовому варіанті:

$$B_{\text{зп.баз}} = 70,180 \cdot \frac{150}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 235,454 \text{ грн.}$$

У проектному варіанті:

$$B_{\text{зп.пр}} = 77,979 \cdot \frac{15}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 26,162 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{в}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{Н}} \cdot K_{\text{д}}}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot \frac{T_{\text{шт}}}{60} \cdot C_{\text{ел}}, \quad (5.10)$$

де: $N_{\text{в}}$ - встановлена потужність електродвигунів, кВт;

$K_{\text{о}}$ - коефіцієнт одночасної роботи моторів (приймають 0,65..0,8);

$K_{\text{Н}}$ - коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю;

$K_{\text{д}}$ - коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за часом;

$\eta_{\text{с}}$ - середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів;

$\eta_{\text{м}}$ - коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

$C_{\text{ел}}$ - ціна 1 кВт-год силовій електроенергії (без ПДВ), грн.

$$B_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{10,0 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{150}{60} \cdot 7,5 = 47,099 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{10,0 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{15}{60} \cdot 7,5 = 4,396 \text{ грн.}.$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мд}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{шт}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (5.11)$$

де: $M_{\text{гв}}$ - годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини станку, коп.;

$R_{\text{м}}$ - категорія складності ремонту механічної частини станку, УРО;

$K_{\text{п}}$ - коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{мд}}^{\text{баз}} = \frac{79,5 \cdot 9,0 \cdot 150}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 17,888 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{дрм}}^{\text{пр}} = \frac{79,5 \cdot 11 \cdot 15}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 2,186 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання :

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (5.12)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}$, $\Gamma_{\text{вс}}$ - відповідні річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин стенду, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ - дійсний річний фонд годині роботи стенду (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва - 3950 рік.).

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{9,0 \cdot 880 + 6 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{150}{60} = 7,747 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{11 \cdot 880 + 27 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{15}{60} = 1,843 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_{\text{о}} \cdot K_{\text{д}} \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (5.13)$$

де $F_{\text{о}}$ - виробнича площа, яку займає стенд, м²;

$K_{\text{д}}$ - коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення)[1]:

C - річні витрати, пов'язані з використанням 1 м² виробничого приміщення, грн./м².

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{1,5 \cdot 4,0 \cdot 150}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 2,962 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{3,2 \cdot 3,5 \cdot 780 \cdot 15}{3950 \cdot 60} = 0,553 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання:

$$B_{\text{а}} = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_{\text{а}}}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (5.14)$$

де H_a - норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ - балансова вартість стенду, грн.:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (5.15)$$

де $C_{\text{опт}}$ - оптова ціна одиниці обладнання, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ - відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05..0,1), монтаж (0,04..0,06) та влаштування фундаменту (0,02..0,08).

Таким чином, балансова стенду:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 332200 \cdot (1 + 0,08 + 0,06 + 0,05) = 395318 \text{ грн.},$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 2783500 \cdot (1 + 0,08 + 0,06 + 0,05) = 3312365 \text{ грн.}$$

$$B_a^{\text{баз}} = \frac{395318 \cdot 15 \cdot 150}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 48,7787 \text{ грн.},$$

$$B_a^{\text{пр}} = \frac{3312365 \cdot 15 \cdot 15}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 40,872 \text{ грн.}$$

Витрати на налагодження стенду:

$$B_{\text{нал}} = C_{\text{гн}} \cdot (1 + K_{\text{д}}) \cdot (1 + K_{\text{с}}) \cdot \frac{T_{\text{нал}} \cdot A}{60 \cdot N_{\text{д}}}, \quad (5.16)$$

де $C_{\text{гн}}$ - годинна тарифна ставка того, що налагоджує, грн./рік.;

A - кількість налагоджень за рік;

$T_{\text{нал}}$ - час налагодження, хв.;

$N_{\text{д}}$ - річна програма випробувань, шт./рік.

$$B_{\text{нал}}^{\text{б}} = 88,375 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{15 \cdot 12}{60 \cdot 7200} = 0,0494 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{нал}}^{\text{пр}} = 103,972 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{25 \cdot 24}{60 \cdot 7200} = 0,1938 \text{ грн.},$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці. 5.8.

Таблиця 5.8.

Експлуатаційні витрати (собівартість випробування)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата основна, додаткова з відрахуваннями до фонду соціального страхування	B_z	235,454	26,162
2.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	47,099	4,396
3.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	17,888	2,186
4.	Ремонт обладнання	B_p	7,747	1,843
5.	Утримання приміщення	$B_{ун}$	2,962	0,553
6.	Амортизація стенду	B_a	48,779	40,872
7.	Налагодження стенду	$B_{нал}$	0,049	0,194
Загальна сума		B_e	359,978	76,206

5.6. Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник стенду, розраховуємо за формулою:

$$E_{pv} = (C_{opt}^{pr} - C_{пов}^{pr}) \cdot P_v - E_n \cdot K_v, \quad (5.17)$$

де C_{opt}^{pr} - оптова ціна проектного стенду, грн.;

$C_{пов}^{pr}$ - повна собівартість проектного стенду, грн.;

P_v - програма виробництва стендів, шт./рік;

E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_n = 0,16$);

K_v - додаткові капітальні витрати у виробника, що складаються з витрат на конструкторську та технологічну підготовку виробництва стенду, грн.

$$K_v = 385800 + 440480 = 826280 \text{ грн.}$$

$$E_{pv} = (2783500 - 2520435) \cdot 1 - 0,16 \cdot 826280 = 230860 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розраховуємо за формулою:

$$E_{сп} = (B_e^{баз} - B_e^{пр}) \cdot N_d - E_n \cdot K_{сп}, \quad (5.19)$$

де $B_{\epsilon}^{\text{баз}}$, $B_{\epsilon}^{\text{пр}}$ - експлуатаційні витрати відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$N_{\text{д}}$ - річна програма випробування передач, шт./рік;

$K_{\text{сп}}$ - додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{\text{сп}} = \Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} \cdot Q_{\text{пр}} - \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} \cdot Q_{\text{баз}}, \quad (5.20)$$

$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}}$, $\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}}$ - відповідно балансова вартість стенду в проектному та базовому варіантах, грн.;

$Q_{\text{пр}}$, $Q_{\text{баз}}$ - потреба у стендах відповідно в проектному і базовому варіантах для виконання річної програми виробництва деталей.

$$K_{\text{сп}} = 3312365 \cdot 1 - 395318 \cdot 5 = 1335775 \text{ грн.},$$

$$E_{\text{рсп}} = (359,978 - 76,206) \cdot 7200 - 0,16 \cdot 1335775 = 1829500 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника:

$$T_{\text{окв}} = \frac{K_{\text{в}}}{(\Pi_{\text{опт}}^{\text{пр}} - C_{\text{пов}}^{\text{пр}}) \cdot \Pi_{\text{в}}} = \frac{826280}{(2783500 - 2420435) \cdot 1} = 2,3 \text{ роки}, \quad (5.21)$$

Строк окупності додаткових капітальних витрат у споживача:

$$T_{\text{оксп}} = \frac{K_{\text{сп}}}{(B_{\epsilon}^{\text{б}} - B_{\epsilon}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}}} = \frac{1335775}{(359,978 - 76,206) \cdot 7200} = 0,7 \text{ роки} = 8 \text{ міс.} \quad (5.22)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 5.9).

Таблиця 5.9.

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проектний варіант	Зміна, % (+, -)
1.	Програма випробувань передач	шт./рік	7200	7200	—
2.	Потреба у стендах	шт./рік	5	1	- 80,0
3.	Норма годині на випробування передач	хв.	150	15	- 90,0
4.	Повна собівартість стенду	грн.	—	2420435	—
5.	Оптова ціна стенду без ПДВ	грн.	332200	2783500	+88,1
6.	Собівартість одного випробовування	грн.	359,978	76,206	- 78,8
7.	Додаткові капітальні витрати:				
	а) у виробника	грн.	—	826280	—
	б) у споживача	грн.	—	1335775	—
8.	Строк окупності додаткових капітальних витрат				
	а) у виробника	років	—	2,3	—
	б) у споживача	міс.	—	8,0	—
9.	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника	грн.	—	230860	—
	б) у споживача	грн.	—	1829500	—

5.7. Організаційно - планові розрахунки

Розробка плану виконання комплексу робіт з конструкторської підготовки виробництва.

Складання плану виконання комплексу робіт виконуємо з використанням сіткових методів планування й організації виробництва. Комплекс робіт, на який необхідно розробити оптимізований план, уявно у вигляді сітьової моделі (рис. 5.1.). Дані про тривалість виконання кожної роботи та попередньо прийняту кількість виконавців зводимо до таблиці.

Таблиця 5.9. Дані про комплекс робіт з проектування стенду

Номер роботи	Шифр роботи	Зміст роботи	Тривалість виконання, роб. дні	Кількість виконавців, чол
1	2	3	4	5
1.	1-2	Розробка технічного завдання	2	2
2.	2-3	Аналіз науково- технічної літератури	2-4	3
3.	2-4	Аналіз патентної літератури	9-14	4
4.	4-5	Розробка кінематичної (компонувальної) схеми стенду	4-6	2
5.	5-6	Розробка електросхеми стенду	2-3	1
6.	5-7	Попередні силові розрахунки	2-3	1
7.	6-8	Розробка гідравлічної схеми стенду	2-3	1
8.	6-9	Вибір електрообладнання	2-3	1
9.	7-13	Попередні розрахунки робочих параметрів	2-3	1
10.	7-14	Розробка станини	8-10	1
11.	8-10	Розробка станції гідроприводу	7-9	1
12.	8-11	Розробка гідроприводу	3-4	2
13.	9-12	Розробка вузлів затиску гайки та хвостовиків гвинта	8-10	1

1	2	3	4	5
14.	10-18	Деталювання станції гідроприводу	2-3	2
15.	11-18	Деталювання гідроприводу	2-3	1
16.	12-18	Деталювання пристосування	2-3	2
17.	13-15	Розробка передньої бабки	7-9	1
18.	13-16	Розробка баку відстою рідини	3-5	2
19.	14-18	Деталювання станини	2-3	2
20.	15-17	Розробка задньої бабки	7-9	1
21.	15-18	Деталювання передньої бабки	2-3	2
22.	16-18	Деталювання баку відстою рідини	3-4	1
23.	17-18	Деталювання задньої бабки	2-3	2
24.	18-19	Перевірка креслень складальних одиниць на технологічність	1-2	1
25.	18-20	Розробка креслень загального вигляду стенду	8-9	2
26.	18-25	Перевірка конструкції на патентну частоту	9-16	4
27.	19-21	Коректування креслень складальних одиниць за зауваженнями техконтролю	2	1
28.	20-22	Перевірка креслень загального вигляду на технологічність	1	1
29.	20-23	Розробка відомостей специфікацій	2-3	1
30.	20-25	Перевірка конструкції на відповідність вимогам техніки безпеки та промислової санітарії	2-4	2
31.	21-25	Нормоконтроль креслень складальних одиниць	2	2
32.	24-26	Нормоконтроль креслень загального вигляду стенду	1-2	1
33.	23-24	Розробка відомостей покупних	1-2	1
34.	24-25	Розрахунки показників економічної ефективності	3-4	2

35.	25-26	Передача комплекту документації на науково-технічну раду (НТР)	1	2
36.	26-27	Доробка креслень по зауваженням НТР	2-4	2
37.	27-28	Розмноження комплектування та передача документації в цех	2	3

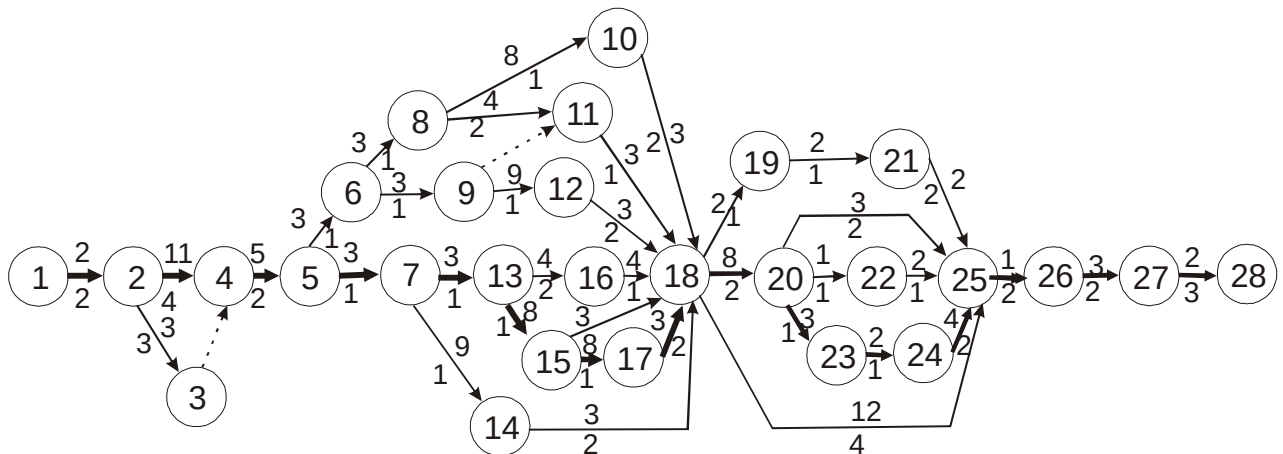


Рис.5.1. Сітьова модель комплексу робіт

Визначення очікуваної тривалості робіт

Тривалість робіт, яка визначається за нормативами, задається однозначно або у вигляді мінімально ($t_{\min}$) та максимально ($t_{\max}$) можливих значень. Для таких робіт очікувану тривалість визначаємо за формулою:

$$t_{\text{оч}} = \frac{3 \cdot t_{\min} + 2 \cdot t_{\max}}{5}. \quad (5.23)$$

Так, наприклад, для роботи 2-4:

$$t_{\text{оч}_{2-4}} = \frac{3 \cdot 9 + 2 \cdot 14}{5} = 11 \text{ роб. днів}$$

Результати розрахунків округляємо до цілих чисел і записуємо до таблиці. 10, а також наноситься на вихідну сітьову модель (рис. 2). При цьому тривалість роботи вказуємо над стрілкою, кількість виконавців - під нею.

Розрахунок параметрів сітьового графіка

До основних параметрів сітьового графіка відносяться ранні T_r та пізні T_p рядка здійснення подій, резерви годині подій R_p та робіт R_r , коефіцієнти напруженості робіт K_n , тривалість критичного шляху.

Ранній рядків здійснення i - тої події визначається тривалістю максимального шляху від початкової події до даної (таблиця. 11).

Ранній рядків здійснення кінцевої події дорівнює тривалості критичного шляху $L_{кр}$. У даному випадку він складає 65 робочих днів.

Пізні рядка здійснення подій розраховуємо за наступною формулою, а отримані величини заноситься до таблиці. 11.

$$T_{п_i} = L_{кр} - L_{пax_{i-c}}, \quad (5.24)$$

де $T_{п_i}$ - тривалість максимального шляху від даної i - тої події до кінцевої c - тої події.

Наприклад:

$$T_{п_6} = 65 - 38 = 27 \text{ роб.днів} .$$

Резерви годині здійснення подій визначаємо за наступною формулою, а отримані величини заноситься до таблиці. 11.

$$P_{п_i} = T_{п_i} - T_{p_i} . \quad (5.25)$$

Наприклад:

$$P_{п_6} = 27 - 21 = 6 \text{ роб. днів} .$$

Таблиця 5.10. Параметри робіт

Шифр роботи	Тривалість виконання, роб. дні				Кількість виконавців, чол		Коефіцієнт напруженості		Σ роб. дні
	tmin	tmax	Очікувана (точ)						
			до оптимізації	після оптимізації	до оптимізації	після оптимізації	до оптимізації	після оптимізації	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1-2	2	2	2	2	2	2	1	1	1,0
2-3	2	4	3	5	3	2	0,27	0,56	
2-4	9	14	11	9	4	5	1	1	
3-4	Фіктивна робота		0	0	0	0	0	0	
4-5	4	6	5	5	2	2	1	1	0,16
5-6	2	3	3	3	1	1	0,72	0,9	
5-7	2	3	3	3	1	1	1	1	
6-8	2	3	3	3	1	1	0,68	0,85	
6-9	2	3	3	3	1	1	0,72	0,9	0,04
7-13	2	3	3	3	1	1	1	1	
7-14	8	10	9	9	1	1	0,55	0,71	
8-10	7	9	8	8	1	1	0,68	0,85	
8-11	3	4	4	4	2	2	0,52	0,52	0,04
9-11	Фіктивна Робота		0	0	0	0	0	0	
9-12	8	10	9	9	1	1	0,72	0,9	
10-18	2	3	3	3	2	2	0,68	0,85	
11-18	2	3	3	3	1	1	0,36	0,45	0,16
12-18	2	3	3	3	2	2	0,72	0,9	
13-15	7	9	8	4	1	2	1	1	
13-16	3	5	4	8	2	1	0,42	0,86	

Продовження таблиці. 5.10.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
14-18	2	3	3	3	2	2	0,55	0,71	0,16
15-17	7	9	8	8	1	1	1	1	
15-18	2	3	3	6	2	1	0,27	0,6	
16-18	3	4	4	4	1	1	0,42	0,86	
17-18	2	3	3	2	2	3	1	1	0,04
18-19	2	2	2	2	1	1	0,35	0,53	0,04
18-20	8	9	8	8	2	2	1	1	
18-25	9	16	12	12	4	4	0,71	0,8	
19-21	2	2	2	2	1	1	0,35	0,53	
20-22	1	1	1	1	1	1	0,33	0,43	0,04
20-23	2	3	3	2	1	2	1	1	
20-25	2	4	3	6	2	1	0,33	0,86	
21-25	2	2	2	2	2	2	0,35	0,53	
22-25	1	2	2	2	1	1	0,33	0,43	0,04
23-24	1	2	2	1	1	2	1	1	
24-25	3	4	4	4	2	2	1	1	
25-26	1	1	1	1	2	2	1	1	
26-27	2	4	3	3	2	2	1	1	0,16
27-28	2	2	2	2	3	3	1	1	

Кількісна оцінка рівня напруженості некритичних робіт відносно лімітуючих робіт критичного шляху проводиться за допомогою коефіцієнтів напруженості робіт K_n . Цей коефіцієнт для робіт, які лежать на критичному шляху, дорівнює одиниці, а для фіктивних робіт він дорівнює нулю.

Параметри подій (роб. дні) Таблица 5.11.

Шифр подій	До оптимізації			Після оптимізації		
	T_p	T_n	P_n	T_p	T_n	P_n
1	0	0	0	0	0	0
2	2	2	0	2	2	0
3	5	12	7	7	11	4
4	13	13	0	11	11	0
5	18	18	0	16	16	0
6	21	27	6	19	21	2
7	21	21	0	19	19	0
8	24	39	15	22	33	11
9	24	30	6	22	24	2
10	32	39	7	30	33	3
11	28	39	11	26	33	7
12	33	39	6	31	33	2
13	24	24	0	22	22	0
14	30	39	9	28	33	5
15	32	32	0	26	26	0
16	28	38	10	30	32	2
17	40	40	0	34	34	0
18	43	43	0	36	36	0
19	45	55	10	38	45	7
20	51	51	0	44	44	0
21	47	57	10	40	47	7
22	52	57	5	45	49	4
23	54	54	0	46	46	0
24	56	56	0	47	47	0
25	59	59	0	51	51	0
26	60	60	0	52	52	0
27	63	63	0	55	55	0
28	65	65	0	57	57	0

Для некритичних робіт коефіцієнт напруженості менше одиниці. Його визначають за формулою:

$$K_{H_{i-k}} = \frac{L_{\max} - L_{\text{кр.с}}}{L_{\text{кр}} - L_{\text{кр.с}}} \quad (5.26)$$

де $L_{\max}$ - тривалість максимально повного шляху, який проходить через дану роботу;

$L_{кр.3}$ - відрізок цього шляху, який співпадає з критичним шляхом.

Отриманні величини K_n заноситься до таблиці. 5.10.

Наприклад, для роботи 5-6:

$$K_{n_{5-6}} = \frac{58 - 40}{65 - 40} = 0,72.$$

7.4. Оптимізація сітьового графіка

Для скорочення тривалості критичного шляху та забезпечення рівномірного завантаження виконавців, переведемо по одному виконавцю з робіт 2-3, 15-18, 13-16, 20-25, 21-25 відповідно на роботи 2-4, 17-18, 13-15, 20-23, 23-24. При переводі виконавців з однієї роботи на іншу, змінюється їх тривалість. Нова тривалість роботи:

$$t'_{оч_{i-k}} = \frac{t_{оч_{i-k}} \cdot K_{вик_{i-k}}}{K'_{вик_{i-k}}}, \quad (5.27)$$

де $t'_{оч_{i-k}}$ - відповідно очікувана тривалість роботи $i - k$ та кількість її виконавців до оптимізації;

$K'_{вик_{i=k}}$ - кількість виконавців, яка запланована для виконання роботи $i - k$ після їх перерозподілу.

Так, для роботи 2-4 після перерозподілу виконавців нова тривалість:

$$t'_{оч_{2-4}} = \frac{11 \cdot 4}{5} = 9 \text{ роб. днів}.$$

Отримані нові значення очікуваної тривалості робіт та їх виконавців заноситься до таблиці.5.10. і наноситься на сітьовий графік. Такий графік показане на рис.3., а розрахунки його параметрів у таблиці.5.10, 11.

Тривалість критичного шляху сітьового графіку після оптимізації складає 57 робочий день. У порівнянні з вихідним графіком вона скоротилася на 8 робочих днів.

ВИСНОВКИ

Виконана дипломна робота на тему «Розробка конструкції та дослідження роботи станда для обкатки кульково-гвинтових передач» повністю відповідає технічному завданню. Всі поставлені задачі в дипломній роботі вирішені та виконанні згідно календарного плану.

Розроблена проста компоновка станда для обкатки, яка продиктована ходом базового технологічного процесу обкатки кульково – гвинтової передачі та вимогам техніки безпеки.

Запропонована конструкція станду забезпечує проведення випробування передачі гвинт-гайка кочення при чистому розтягуванні (стисненні) при одночасному зниженні втрат на тертя, і тим самим, забезпечує розширення технологічних можливостей запропонованого станду. З метою розширення технологічних можливостей, стэнд забезпечений втулками, призначеними для кріплення гайок випробовуваної передачі. Втулки встановлені в опорі з можливістю відносного переміщення уздовж осі і утворюють між собою замкнуті кільцеві порожнини. У цих порожнинах розміщені пружні елементи з регульовальними гвинтами, пов'язаними з опорою. У середині втулок розташована муфта, призначена для кріплення кінців гвинтів випробовуваної передачі.

Виконані всі необхідні організаційно – економічні розрахунки. Використання проектного станду дозволить підвищити надійність випробувань, а також майже у 10 разів збільшити їх продуктивність. При цьому розрахункова продуктивність станда складає 7200 шт. за рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Анурьев В. І Довідник конструктора-машинобудівника. У 3-х т. Т. 1. - 5-е видавництво, перероб. і доп. - М.: Машинобудування, 1980. - 728 арк.
2. Анурьев В. І Довідник конструктора-машинобудівника. У 3-х т. Т. 2. - 5-е видавництво, перероб. і доп. - М.: Машинобудування, 1980. - 559 арк.
3. Анурьев В. І Довідник конструктора-машинобудівника. У 3-х т. Т. 3. - 5-е видавництво, перероб. і доп. - М.: Машинобудування, 1980. - 557 арк.
4. Варіанти завдань для проектування приводів в курсі "Деталі машин" : Методичні вказівки/Сост. А.С. Сулейманов, Д.Ф. Хітин. - Уфа,: Вид-во УГНТУ, 1998. -29с.
5. Дунаев П. Ф., Леликов О. П., "Деталі машин" Курсове проектування. - М.: Висш. Школа, 2004год.
6. Дунаев П. Ф., Леликов О. П., "Конструювання вузлів і деталей машин" : Навчань. посібник для студентів технічних спеціальностей - 8-е видавництво, перероб. і доп. - М.: видавничий цент "Академія", 2003. - 496 с.
7. Курмаз, Л.В. Деталі машин. Проектування: Довідковий навчально-методичний посібник/Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. - 2-е видавництво, испр.: М.: Висш. шк., 2005. - 309 з: мул.
8. Розрахунок зубчастих передач на міцність: Методичні вказівки/ Сост. А.С. Сулейманов, Д.Ф. Хітин, Э.А. Щиглів. - Уфа,: Вид-во УГНТУ, 1995.-30с
9. Чернілевський Д.В. Курсове проектування деталей машин і механізмів : Навчальний посібник. - М.: Вища школа, 1980. - 238 с.
10. Дунаев П. Д. Конструювання вузлів і деталей машин.- М. : Висш.школа, 1982.
11. Киркач Н.Ф., Баласанян Р. А. Розрахунок і проектування деталей машин. Навчань.посібник для вузів.- Х.: Основа, 1978. 247 с.
12. Корольов Ф.К., Тимофіїв Ю.В. Зразковий розрахунок токарно-гвинторізного станка.- Харків: ХПИ, 1963
13. Кочергин А.И. Конструювання і розрахунок металорізальних верстатів і верстатних комплексів : Курсове проектування (Навчань.посібник для машинобудівних спеціальностей внз). - Мінськ: Вишейш.шк., 1991. - 381 с.

14. Методичні вказівки до розрахунку зубчастих передач приводів верстатів з використанням ЕОМ в курсовому і дипломному проектуванні для студентів спеціальності 0501 / Сост. В. В. Громов, Б.С.Серов, Ю.В.Тимофеев.- Харків: ХПИ, 1984
15. Приводи машин : Довідник/Під ред.В. В. Длоугого.- Л. : Машинобудівництво, 1982.- 383 с.
16. Рабинович А.Н. та ін. Коробки швидкостей металорізальних верстатів.- Львів: Львівський університет, 1968
17. Решетов Д.Н. Деталі машин : Підручник для вузов.- М.: Машинобудування, 1989.- 496 с.
18. Розрахунок та конструювання коробки швидкостей і подач металорізальних верстатів : Навчальний посібник / В. М. Боків. - К.: ІСДО, 1994.-140 с.
19. Свирщевский Ю.И., Макейчик Н.Н. Розрахунок і конструювання коробок швидкостей і подач.- Мінськ : Вишэйш.шк., 1976.- 592 с.
20. Довідник технолога-машинобудівника В 2-х т. Т. 2/ Під ред. А.Н.Малова.- М. : Машинобудування, 1972.-568 с.
21. Тарзیمانов Г. А. Проектування металорізальних верстатів. - М.: Машинобудування, 1980