

Міністерство освіти і науки України
Луцький національний технічний університет
Факультет транспорту та механічної інженерії
Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ
ОСВІТИ «МАГІСТР»

ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ ДВОШВИДКІСНОГО ПУСКОВОГО
ДВИГУНА

спеціальність 131 Прикладна механіка
освітня програма Прикладна механіка

Виконав: здобувач вищої освіти
Групи ІМм-21
Дарчик Олександр Васильович

(підпис)

Керівник:
к.т.н., доцент
Гулієва Наталія Михайлівна

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 20__ р.
к.т.н., доцент
Гарант освітньої програми:
Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2025 року

Луцький національний технічний університет

Факультет: транспорту та механічної інженерії

Кафедра: прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: магістр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

(Редько Р.Г.)
“ _____ ” _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ
Дарчику Олександрю Васильовичу

1. Тема кваліфікаційної роботи Проектування приводу двошвидкісного пускового двигуна.

Керівник роботи Гулієва Наталія Михайлівна, к.т.н., доцент.

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 14 ” червня 2025 р. № 391/01-07

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 02.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Креслення редуктора приводу двошвидкісного пускового двигуна, нормативні дані.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):
Анотація. Вступ. Розділ 1. Загальна частина. Розділ 2. Технологічна частина. Розділ 3. Конструкторська частина. Розділ 4. Науково-дослідна частина 5. Оцінка доцільності проекту. Загальні висновки. Список використаної літератури. Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Креслення деталі – 2 листи (ф. А2), креслення збірки редуктора – 1 лист (ф.А1), креслення кришки корпусу – 1 лист (ф.А2), креслення приводу – 1 лист (ф.А1) складальне креслення редуктора – 1 лист (ф.А1).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

15.06.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна частина</i>	<i>17.09.2025р.</i>	
2.	<i>Технологічна частина</i>	<i>23.09.2025р.</i>	
3.	<i>Конструкторська частина</i>	<i>13.10.2025р.</i>	
4.	<i>Науково-дослідна частина</i>	<i>11.11.2025р.</i>	
5.	<i>Оцінка доцільності проекту</i>	<i>18.11.2025р.</i>	
6.	<i>Висновки та пропозиції</i>	<i>25.11.2025р.</i>	
7.	<i>Формування списку використаної літератури</i>	<i>25.11.2025р.</i>	
8.	<i>Формування додатків</i>	<i>25.11.2025р.</i>	
9.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>02.12.2025р.</i>	
10.	<i>Нормоконтроль</i>	<i>02.12.2025р.</i>	
11.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>02.12.2025р.</i>	
12.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи магістра до захисту</i>	<i>16.12.2025р.</i>	

Здобувач вищої освіти

Дарчик О.В.

Керівник кваліфікаційної роботи

Гулієва Н.М.

АНОТАЦІЯ

Дарчик О.В. Проектування приводу двошвидкісного пускового двигуна.
Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131
Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Кваліфікаційна робота магістра складається з вступу, 5 розділів, загальних
висновків, списку використаної літератури, загальних додатків.

У роботі розглянуто процес проектування приводу двошвидкісного
пускового двигуна, призначеного для забезпечення надійного запуску та
ефективної роботи механізмів із різними режимами навантаження.
Проаналізовано вимоги до конструкції приводу, вибір типу електродвигуна,
способи реалізації двошвидкісного режиму та принципи керування ним. Наведено
методику розрахунку основних параметрів, включно з визначенням необхідної
потужності, пускових характеристик, передавальних чисел і вибором елементів
механічної передачі. Окрему увагу приділено питанням енергоефективності,
надійності та забезпечення плавності пуску. Проект охоплює створення
оптимальної конструкції приводу, яка забезпечує стабільну роботу пускового
двигуна на двох швидкісних режимах та відповідає вимогам сучасних
технологічних процесів.

Ключові слова: двошвидкісний пусковий двигун, привід, проектування,
електропривод, режим роботи, механічна передача.

ABSTRACT

Darchyk O.V. Designing the drive of a two-speed starting motor. Manuscript.

Master's qualification work OP "Applied Mechanics" specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

Master's qualification work consists of an introduction, 5 chapters, general conclusions, a list of used literature, general appendices.

The work considers the process of designing a two-speed starting motor drive, designed to ensure reliable start-up and effective operation of mechanisms with different load modes. The requirements for the drive design, the choice of the type of electric motor, methods for implementing the two-speed mode and the principles of its control are analyzed. The methodology for calculating the main parameters is presented, including determining the required power, starting characteristics, gear ratios and the selection of mechanical transmission elements. Special attention is paid to the issues of energy efficiency, reliability and ensuring smooth start-up. The project involves the creation of an optimal drive design that ensures stable operation of the starter motor at two speed modes and meets the requirements of modern technological processes.

Keywords: two-speed starter motor, drive, design, electric drive, operating mode, mechanical transmission.

ЗМІСТ

Вступ	7
Розділ 1. Загальна частина	10
1.1. Класифікація та призначення пускових і двошвидкісних двигунів	10
1.2. Принципи формування двошвидкісного режиму	12
1.3. Аналіз існуючих конструкцій і схем керування	14
Розділ 2. Технологічна частина	21
2.1. Розрахунок ланцюгової передачі	21
2.2. Розрахунок тихохідної зубчастої передачі	25
Розділ 3. Конструкторська частина	31
3.1. Проєктування приводу	31
3.1.1. Проєктування елементів корпусу	31
3.1.2. Проєктування елементів валу	32
Розділ 4. Науково-дослідна частина	36
4.1. Розрахунок валів на статичну міцність	36
4.2. Розрахунок підшипників на довговічність	41
Розділ 5. Оцінка доцільності проєкту	44
5.1. Оцінка економічної ефективності проєкту	44
5.2. Визначення собівартості виготовлення приводу	45
5.3. Аналіз екологічних та енергетичних аспектів	47
Загальні висновки	49
Список використаної літератури	51
Додатки	53

ВСТУП

Сучасний розвиток промисловості та автоматизованих виробничих систем вимагає застосування електроприводів, здатних працювати в широкому діапазоні режимів, забезпечуючи високу ефективність, енергоощадність і надійність обладнання. Одним із ключових напрямів удосконалення електромеханічних систем є використання пускових та двошвидкісних електродвигунів, які дозволяють реалізувати оптимальні умови запуску механізмів, а також забезпечити можливість роботи на різних швидкостях залежно від технологічних потреб. Такі двигуни знаходять застосування у системах транспортування матеріалів, насосних та вентиляторних установках, верстатному обладнанні, підйомних механізмах, у виробничих процесах із перемінною інтенсивністю навантажень.

Проектування приводу двошвидкісного пускового двигуна потребує комплексного підходу, що включає аналіз режимів роботи, вибір відповідного типу електродвигуна, визначення параметрів передавальних механізмів та забезпечення необхідних динамічних характеристик пуску. Значну роль відіграють питання ефективності та надійності роботи приводу, що досягається за рахунок коректного розрахунку ланцюгової та зубчастих передач, оптимального підбору матеріалів, а також проведення міцнісних перевірок валів, підшипників і шпоночних з'єднань. В умовах сучасного машинобудування особливого значення набуває підвищення ресурсу роботи приводу та мінімізація експлуатаційних витрат.

Метою даної роботи є розроблення та розрахунок приводу двошвидкісного пускового двигуна з урахуванням вимог до ефективності, надійності та відповідності сучасним нормативам. У процесі дослідження виконано кінематичний та силовий аналіз приводу, здійснено розрахунок основних елементів передач, проведено перевірку міцності конструктивних елементів, а також визначено параметри корпусу та компоновку редуктора.

Отримані результати можуть бути використані під час розроблення реальних промислових приводів, удосконалення технологічного обладнання та як основа для подальших досліджень у сфері енергетично ефективних електромеханічних систем.

Об'єктом дослідження є електромеханічний привід двошвидкісного пускового електродвигуна, що включає двигун, редуктор та елементи механічних передач.

Предметом дослідження є процеси розрахунку, проєктування та аналізу кінематичних, силових і динамічних характеристик приводу двошвидкісного пускового двигуна, а також методи підвищення його ефективності та надійності.

У роботі застосовано такі методи дослідження: аналітичні методи; методи інженерного проєктування; розрахунки на міцність елементів приводу відповідно до теорій опору матеріалів та механіки машин; методи порівняльного аналізу для вибору оптимального типу двигуна та передач; графічно-конструкторські методи під час розроблення компоновки приводу та побудови креслень; елементи математичного моделювання для оцінки динамічних характеристик приводу.

Наукова новизна полягає у комплексному підході до проєктування приводу двошвидкісного пускового двигуна з урахуванням реальних експлуатаційних режимів і вимог енергоефективності. У роботі вдосконалено підхід до вибору передавальних механізмів з урахуванням змінних швидкісних режимів, уточнено методика міцнісного аналізу валів при комбінованому навантаженні, а також запропоновано конструктивні рішення, що підвищують надійність і довговічність елементів приводу. Результати можуть бути використані для модернізації існуючих електроприводів або створення нових енергоощадних систем у промисловому машинобудуванні.

Практичне значення одержаних результатів полягає в можливості їх безпосереднього застосування під час розроблення, модернізації та експлуатації

промислових електроприводів, що працюють у двошвидкісних режимах. Запропоновані у роботі методики розрахунку та проєктні рішення можуть бути використані для створення надійних і енергоефективних приводів з оптимальними пусковими характеристиками, що особливо важливо в умовах сучасного машинобудування. Розроблена конструкція приводу забезпечує підвищену довговічність ланцюгових та зубчастих передач, раціональне використання матеріалів, зменшення експлуатаційних витрат та підвищення ремонтпридатності. Отримані результати можуть бути впроваджені у виробничу практику підприємств, які займаються проєктуванням та виготовленням редукторів, електроприводів і механічних систем, а також використовуватися в навчальному процесі для підготовки фахівців з галузі електромеханіки та машинобудування.

Апробація результатів дослідження представлена на IV Студентській науково-технічній конференції (Луцьк, 2025) та має публікацію – 1 наукову тезу.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Класифікація та призначення пускових і двошвидкісних двигунів

Пускові та двошвидкісні двигуни займають важливе місце серед електричних машин, оскільки забезпечують необхідні режими роботи обладнання під час запуску, регулювання швидкості та зміни навантаження. Їхнє застосування визначається особливостями технологічних процесів та вимогами до плавності пуску, енергоефективності й надійності [1].

Пускові двигуни поділяють за такими ознаками:

За конструкцією ротора: з короткозамкненим ротором, з фазним ротором.

За способом пуску: з прямим пуском у мережу (DOL-пуск), зі зниженням пускового струму (через автотрансформатор або реактор), із переключенням схем з'єднання обмоток (зірочка – трикутник), з використанням реостатів у роторному колі.

За призначенням та сферою використання: побутові (малі пускові моменти), промислові (високі пускові навантаження), спеціалізовані (крани, підйомні механізми, вентилятори тощо).

Основними характеристиками таких двигунів є пусковий момент, пусковий струм і плавність розгону, що визначає їх придатність для конкретного обладнання.

Призначення пускових двигунів.

Пускові двигуни призначені для роботи в режимах, де необхідно забезпечити:

- підвищений пусковий момент при мінімальному струмі;
- плавний розгін механізмів із великим моментом інерції;
- безпечний запуск устаткування;

- мінімізацію теплових перевантажень обмоток.

Їх широко використовують у компресорах, насосах, конвеєрах, верстатах, вентиляційних системах та електроприводах із частими пусками.

Класифікація двошвидкісних двигунів [2]:

Двошвидкісні двигуни класифікують за принципом реалізації різних швидкостей:

Двигуни зі зміною числа пар полюсів: 2/4, 4/6, 4/8 полюсів, виконуються найчастіше серед трифазних асинхронних машин.

Двигуни з двома окремими обмотками статора: незалежні робочі обмотки, можливість роботи в різних режимах навантаження.

Двигуни з електронним керуванням швидкістю (з вбудованими модулями керування): сучасні високоефективні рішення.

Основне призначення таких двигунів полягає у забезпеченні двох технологічно необхідних швидкостей обертання валу, що дозволяє:

- оптимізувати енергоспоживання;
- змінювати продуктивність обладнання;
- зменшувати механічні навантаження при запуску;
- забезпечувати різні робочі режими.

Найчастіше такі двигуни використовуються у:

- металообробних верстатах;
- вентиляторах та насосних установках;
- ліфтових системах;

дробарках, мішалках, подрібнювальних агрегатах.

Пускові двигуни забезпечують надійний та безпечний запуск обладнання, тоді як двошвидкісні двигуни дозволяють адаптувати швидкісний режим під конкретні технологічні потреби. Використання таких машин підвищує ефективність виробництва, оптимізує енергоспоживання та подовжує ресурс механічних вузлів електроприводу.

Найпоширенішими виробниками пускових та двошвидкісних електродвигунів на сучасному ринку є компанії, що спеціалізуються на промислових приводах та електромашинах. Серед них слід виділити Siemens, ABB, WEG, Schneider Electric, SEW-Eurodrive, які випускають широкий спектр асинхронних двигунів зі змінною швидкістю та високою надійністю. У країнах Східної Європи значне поширення мають двигуни серій АО, 4А, АИР, ДАЗО, що виробляються підприємствами «УкрЕлектроАпарат», «Електромотор» (Україна). Виробники пропонують двошвидкісні електродвигуни з перемиканням числа пар полюсів, з роздільними обмотками та частотно-керовані рішення, забезпечуючи широкий вибір обладнання для різних галузей промисловості.

1.2. Принципи формування двошвидкісного режиму

Двошвидкісний режим роботи електродвигуна забезпечується зміною частоти обертання його ротора. Оскільки швидкість обертання асинхронного двигуна залежить від кількості пар контактів та частоти живлення, формування двох швидкісних рівнів здійснюється на основі зміни цих параметрів конструктивними або схемними способами [3].

1. Зміна кількості пар контактів обмотки статора. Це найпоширеніший принцип формування двошвидкісного режиму. Базується на залежності синхронної частоти обертання:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (1.1)$$

де f – частота струму, Гц,
 p – кількість пар контактів.

При зміні числа контактів змінюється швидкість двигуна. Наприклад, двигун із можливістю перемикання 4/8 полюсів забезпечує співвідношення швидкостей приблизно 2:1.

Формування режиму здійснюється шляхом:

- перестановки з'єднань секцій обмотки;
- перемикання груп котушок для утворення різної кількості магнітних контактів.

Такий принцип характерний для трифазних асинхронних двигунів із двошвидкісними обмотками Даландера.

2. Застосування двох незалежних робочих обмоток.

У двигуні намотують дві окремі обмотки, кожна з яких має свою кількість контактів. При перемиканні живлення між ними реалізується дві швидкості.

Переваги:

- високий пусковий момент на кожній швидкості;
- відсутність значних струмових стрибків при перемиканні.

Застосовується для двигунів з різними навантажувальними характеристиками, наприклад (механізми подачі, верстати, підйомно-транспортні механізми).

3. Зміна схеми з'єднання обмоток. Для конструкції Даландера додатково використовується перемикання за схемами Δ/YU , Y/YU . Це дає значну зміну кількості контактів, економію мідного проводу, підвищення ККД.

Зміна режиму супроводжується перемиканням з'єднань в обмотці через магнітні пускачі або контактори.

4. Застосування електронних систем керування (інвертори).

У сучасних системах замість спеціальних обмоток можливе:

- змінення частоти живлення (частотне регулювання),
- формування двох дискретних швидкості через електронні модулі.

Принцип базується на регулюванні частоти інвертором, що дозволяє:

- отримати плавний перехід між режимами,
- реалізувати більше ніж дві швидкості,
- забезпечити роботу з економією енергії.

Проте поширені двошвидкісні двигуни розглядають механічне перемикання обмоток, а не частотний метод.

5. Зміна параметрів навантаження та моментної характеристики.

При переході між швидкостями змінюється:

- величина ковзання,
- електромагнітний момент,
- пускові струми.

Для низької швидкості забезпечують:

- підвищений момент,
- зменшене енергоспоживання.

Для високої швидкості – навпаки:

- максимальна продуктивність механізму,
- зростання потужності.

Ці принципи забезпечують адаптивну роботу електроприводів, підвищення енергоефективності та точності регулювання технологічних процесів.

1.3. Аналіз існуючих конструкцій і схем керування

Існує кілька реалізацій двошвидкісного режиму — від класичних полюсних перемикачів і конструкцій з двома обмотками до сучасних інверторних рішень. Вибір оптимальної конструкції й схеми керування залежить від конкретних технологічних вимог (потрібна/непотрібна плавність переходу, пускові характеристики, частота переходів), обмежень бюджету й вимог до надійності [4]. Сучасна тенденція — використовувати частотні перетворювачі

там, де виправдані капітальні витрати, оскільки вони дають найкращий контроль і мінімізують механічні стреси при перемиканні режимів.

1) Конструкції двошвидкісних двигунів

а) Контактне перемикання: одна обмотка статора секціонована й перемикається так, щоб утворювати різну кількість пар контактів (типово 2/4, 4/8 тощо). Приклад – обмотка в конфігурації Даландера.

До переваг відноситься відносно проста конструкція; немає двох окремих силових обмоток, надійність; низька ціна порівняно з електронними.

До недоліків відносять перемикання дискретне (різниця швидкостей фіксована), при перемиканні можуть виникати перехідні процеси (імпульси струму, механічні стрибки моменту), складніше намотування обмотки, менш гнучке регулювання.

Застосовується в верстатах, конвеєрах, вентиляторах, де потрібні два фіксовані режими.

б) Дві незалежні обмотки статора: дві окремі обмотки з різною конфігурацією полюсів; живлення перемикається між ними або подається одночасно за різних режимів.

Переваги: кожна швидкість має оптимальну обмотку (кращий ККД, високий пусковий момент на обох швидкостях); можливість оптимізації під навантаження.

Недоліки: дорожче через додатковий мідний дріт і складнішу конструкцію; більш складні в змонтованому автоматичному керуванні.

Застосування: спеціальні електроприводи, де важлива ефективність і пускові характеристики (підйомні механізми, окремі верстати).

в) Два окремих двигуни з механічним зчепленням або редуктором: два мотор-приводи (наприклад, один для роботи при низькій швидкості, інший – для високої) механічно поєднані в передачі.

Переваги: повна незалежність режимів, висока надійність у разі відмови одного двигуна; простота електросхем.

Недоліки: дорожняча, габаритність, ускладнений механічний вузол.

Застосування: важкі індустріальні застосунки, де можлива вимога резервування.

г) Частотне (електронне) регулювання з фіксованими ступенями: один інвертор (VFD) або два фіксовані режими в ПЗ інвертора забезпечують два дискретні швидкісні значення; фізичний двигун може бути стандартним асинхронним.

Переваги: плавність переходу, мінімальні механічні напруги, можливість реалізувати додаткові функції (плавний пуск, обмеження струму, гальмування, регенерація); висока гнучкість.

Недоліки: вища вартість системи; потреба у заходах з ЕМС/фільтрації; електронна складність.

Застосування: сучасні приводні системи, де важливі м'який перехід і додаткові функції управління.

2) Схеми пуску і перемикання для реалізації двошвидкісного режиму

а) Пряме вмикання (DOL) з перемиканням контактів: двигун запускається на одній кількості полюсів; після розгону вимикачі/контактори перемикають обмотки для іншої кількості полюсів.

Проблеми: перемикання під навантаженням може викликати імпульсні перенавантаження моменту/струму; треба синхронізувати комутацію (виключно при безнавантаженому або спеціально підготовленому режимі).

Захист: блокування міжконтакторів (механічні або електричні міжблоку), схемні таймери, інерційні реле.

б) Перемикання через додатковий струмовий режим (реостат, автотрансформатор). Під час пуску використовують реостат в роторному або

автотрансформатор в статоровому колі, а після розгону перемикають на іншу конфігурацію обмоток.

Переваги: зниження пускового струму, кращий контроль моменту при старті.

Недоліки: додаткові елементи (реостати — втрати тепла), складність автоматизації.

в) Схеми Δ/Y і подібні: зміна схем з'єднання обмоток для отримання іншої ефективної кількості контактів або напруги. Часто застосовуються для обмеження пускового струму або для отримання двох співвідношень швидкості/крутного моменту.

г) Даландер (конфігурація з перехресними секціями). Спеціальна намотка зі змінними з'єднаннями котушок дозволяє утворювати різну кількість полюсів при простому перемиканні. Висока компактність і економія міді у порівнянні з двома обмотками; проте намотування складніше.

д) Перемикання через інвертор / частотний перетворювач. Інвертор змінює частоту живлення для встановлення двох заданих частот (f_1, f_2) або використовує вбудовані ступені.

Переваги: плавна зміна частоти, контроль крутного моменту, додаткові захисні та діагностичні можливості.

Недоліки: вартість та необхідність фільтрів/підвищеної уваги до гармонік.

3) Динамічні й статичні характеристики при перемиканні режимів

а) Момент-швидкість ($M-n$). При контактному перемиканні синхронні швидкості змінюються пропорційно $1/p$. Момент при нижчій швидкості (з більшою кількістю контактів) зазвичай вищий для даної напруги. При переході можливі проміжні стани зі спадом моменту або імпульсними стрибками.

б) Пусковий і перехідний струм. Перемикання під навантаженням може породжувати максимальні навантаження й трансверси. Необхідні міжблоки

контакторів, щоб уникнути одночасного замикання двох конфігурацій, керовані пускачі або інвертори для плавного переходу.

в) Термічні обмеження. Часте перемикання і пуски призводять до додаткового нагріву обмоток. Слід розраховувати на: допустиму кількість пусків за годину; тривалість імпульсів та інтервали охолодження; необхідність температурних датчиків у обмотках.

4) Системи керування, автоматика і заходи безпеки:

Апаратура комутації (магнітні пускачі/контактори з електромагнітними та механічними міжблоками; реле затримки та PLC для керування послідовністю переключень; використання електромеханічних або електронних блокувань для запобігання одночасному живленню двох конфігурацій).

Захисти.

- Захист від короткого замикання/перевантаження (термічний реле, вимикачі).
- Контроль струму і напруги (трансформатори струму, АЗС).
- Захист від перевищення температури обмоток (термопари/РТС).
- ЕМС-фільтрація та згладжувальні реактори при застосуванні інверторів.

Алгоритми перемикання

Перемикання без навантаження: найбезпечніший варіант — спочатку зняти навантаження/зупинити вал, потім перемкнути; вимагає механічного або процесного інтервалу.

Перемикання під навантаженням: дозволяється лише для схем, передбачених конструктивно (наприклад, спеціальні перемикальні структури Даландера) та за умови синхронізації фаз і митируючих заходів.

М'яке перемикання з інвертором: понижують ризики й механічні шоки, дозволяють прямий час переходу керувати ПЛК.

Практичні рекомендації при виборі схеми:

Оцініть процесні вимоги (чи потрібні точно дві фіксовані швидкості, чи краще мати плавне регулювання).

Пускові/тормозні вимоги (якщо важливі пусковий момент і м'який розгін — віддати перевагу інвертору або двом обмоткам).

Частота пусків (при частих запусках обирати рішення з кращим тепловідведенням і контролем струму).

Економіка (враховуйте не лише капітальні витрати, а й експлуатаційні (енергія, обслуговування)).

Надійність і простота (у простих умовах вибір на користь полюсного перемикачів часто виправданий).

Електромагнітна сумісність (ЕМС) (при інверторних системах передбачити фільтри, заземлення, екранування кабелів).

Безпека (реалізуйте міжблоки та діагностику стану перемикачів).

Висновок до Розділу 1. Проведено узагальнення теоретичних основ та конструктивних особливостей пускових і двошвидкісних електродвигунів. Визначено їх призначення, класові характеристики та сфери застосування в сучасних електромеханічних системах. Показано, що формування двошвидкісного режиму, яке може бути реалізовано шляхом зміни кількості пар контактів, використання двох окремих обмоток статора або застосування електронних систем керування.

Для досягнення поставленої мети поставлено наступні завдання:

1) Проаналізувати конструктивні особливості приводного валу 19-0821, його функціональне призначення, вимоги до точності, шорсткості та механічних властивостей.

2) Дослідити існуючі методи й обладнання для механічної обробки валів, оцінити їхні переваги, недоліки та сферу застосування.

3) Визначити оптимальну послідовність операцій і методи обробки для досягнення необхідних геометричних параметрів та якості поверхні валу.

4) Розробити технічні вимоги до нового технологічного обладнання, включно з конструктивними, технологічними та експлуатаційними параметрами.

5) Обґрунтувати вибір конструкції обладнання, визначити принцип його роботи та особливості компонування.

6) Виконати необхідні інженерні розрахунки на міцність, жорсткість, продуктивність і точність роботи розроблюваної установки.

7) Оцінити економічну ефективність і доцільність впровадження нового обладнання у виробничий процес.

РОЗДІЛ 2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Розрахунок ланцюгової передачі

На рис. 2.1 наведено розрахункову схему ланцюгової передачі з потужністю $P_3 = 11,2$ кВт, крутним моментом на ведучій шестерні $T_3 = 573$ Н·м, з крутним моментом на веденій шестерні $T_4 = 1000$ Н·м [5]. Передавальне число становить $u=2$ з кутовою швидкістю на ведучій шестерні $\omega_3 = 19,4$ с⁻¹.

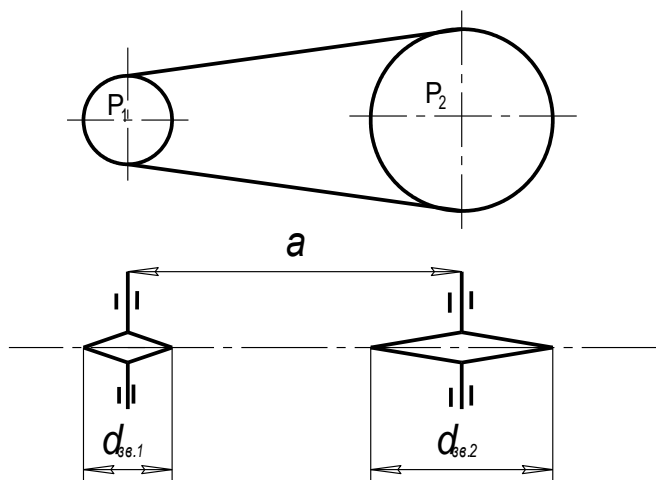


Рисунок 2.1 Схема ланцюгової передачі

Для вибору типу ланцюга приймаємо попередньо приводний втулочно-роліковий двохрядний ланцюг приваду за ДСТУ 13568:2006 [6].

Крок ланцюга визначаємо за формулою:

$$t \geq 2,8 \sqrt{\frac{T_3 \cdot K}{z_1 \cdot [p] \cdot m}} \quad (2.1)$$

де

$$K = K_D \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_P \cdot K_{зм} \cdot K_{II}, \quad (2.2)$$

$$K = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,95,$$

$K_D = 1$ – звичайна нагрузка;

$K_a = 1$ – міжвісьова відстань;

$K_H = 1$ – нахил ланцюга 60° ;

$K_p = 1,25$ – періодичне регулювання напруги ланцюга;

$K_{zm} = 1,3$ – періодичне змазування ланцюга;

$K_{II} = 1,2$ – двохзмінній роботі передачі.

$[p] = 40$ МПа;

$m = 2$ число рядів ланцюга;

$z_1 = 29$ зубів.

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 1,95 \cdot 10^3}{29 \cdot 40 \cdot 2}} \geq 27,65 \text{ мм.}$$

Приймаємо $t = 31,75$ мм.

Вибираємо ланцюг ПР-31,75-89 ДСТУ 13568-95 з кроком ланцюга $t = 31,76$ мм, діаметром ролика $d_p = 19,5$ мм [7]. Проекція поверхні ланцюга становить $A = 0,28t^2 = 0,28 \cdot 31,76^2 = 283$ мм, навантаження руйнування $F_p = 89000$ Н із масою $q = 12$ кг/м.

Розрахунок основних параметрів ланцюгової передачі.

Приймаємо число зубів $z_1 = 29$ – для ведучої шестерні. Воно становить непарне число зубів $z_2 = z_1 \cdot u = 29 \cdot 2 = 59$. Розраховуємо розміри ведучої шестерні:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}, \quad (2.3)$$

$$d_1 = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{29}} = 293,6 \text{ мм}$$

Розраховуємо діаметр виступів:

$$d_{a1} = t[K + ctg180/z], \quad (2.4)$$

$$d_{a1} = 31,75[0,532 + ctg(180/29)] = 309 \text{ мм},$$

де $K=0,532$ при $t/d_p = 31,75/19,05 = 1,6$.

Кількість ділень ланцюга або довжина ланцюга в кроках

$$L_t = 2a + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \frac{\Delta^2}{a_t}, \quad (2.5)$$

$$\text{де } \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi},$$

$$\Delta = \frac{59 - 29}{2\pi} = 4,8,$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot (59 + 29) + \frac{4,8^2}{40} = 124,6.$$

Приймаємо найблище значення $L_t = 125$ ділень.

Уточнюємо значення a :

$$a = 0,25t[L_t - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[L_t - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8\Delta^2}], \quad (2.6)$$

$$a = 0,25 \cdot 31,75[125 - 0,5(59 + 29) + \sqrt{[125 - 0,5(29 + 59) - 8 \cdot 4,8^2}] = 1277 \text{ мм}.$$

З розрахунком вільної роботи ланцюга приймаємо розрахункове значення

$$a_p = 0,996 \cdot a = 1272 \text{ мм}.$$

Середня швидкість ланцюга

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2}, \quad (2.7)$$

$$V = 19,4 \cdot \frac{0,293}{2} = 2,84 \text{ м/с}.$$

Розрахунок тиску у вузлах ланцюга:

$$p = \frac{F_t \cdot K}{A_{on}} \quad (2.8)$$

де $F_t = \frac{2T_3}{d_1}$ – зовнішнє зусилля в ланцюгу;

$$F_t = \frac{2 \cdot 572}{0,283} = 4042 \text{ Н},$$

$$p = \frac{4042 \cdot 1,95}{282} = 28 \text{ МПа.}$$

Запас міцності ланцюгу

$$S = \frac{Q}{F_t \cdot K_d + F_v + F_f} > [S], \quad (2.9)$$

де $Q=89000$ Н;

$$F_t = 4042 \text{ Н};$$

$$K_d = 1;$$

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (2.10)$$

$$F_v = 11 \cdot 2,84^2 = 88,7 \text{ Н};$$

$$F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot g \cdot a, \quad (2.11)$$

$$F_f = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 1,27 \cdot 11 = 209 \text{ Н};$$

$K_f = 1,5$ з нахилом 45° ;

$[S]=7,5$ – нормативний запас міцності ланцюга;

$$S = \frac{89000}{4042 \cdot 1 + 209 + 88,7} = 20,5 > [S].$$

Зусилля на вали ланцюгової передачі:

$$F_g = 1,15 \cdot F_t, \quad (2.12)$$

$$F_g = 1,15 \cdot 4042 = 4648 \text{ Н.}$$

Напрямок сили F_g вздовж осі, які з'єднують середини шестерні.

2.2. Розрахунок тихохідної зубчастої передачі

Розраховуємо такий тип передачі: тихохідний зубчатий с циліндричними прямими зубами із крутним моментом $T_2 = 189 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_3 = 572 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Число оборотів зубчатого колеса $n_2 = 584 \text{ об/хв}$; $n_3 = 185 \text{ об/хв}$; Передавальне число $u=3,15$. Розрахункова схема наведена на рис. 2.2.

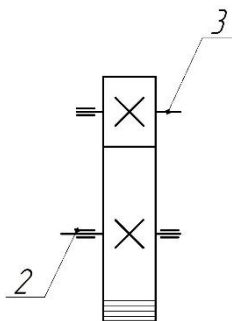


Рисунок 2.2 Схема зубчастої передачі

Обираємо матеріали із такими механічними характеристиками:

Для колеса і шестерні матеріал сталь 45 [8].

Твердість для колеса HB 210, а для шестерні HB220. Така твердість відповідає покращенню термообробки. Термообробка необхідна до нарізання зубів.

Механічні характеристики сталі 45: $\sigma_g = 730 \text{ МПа}$ – межа міцності; $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$ – межа плинності.

Допустимі контактні напруги для розрахунку на попередження вицвітання фарби:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{[S_H]} \cdot K_{HL}, \quad (2.13)$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – межа витривалості при базовій кількості циклів N_{HE} :

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 \text{ при } HB < 350, \quad (2.14)$$

для шестерні:

$$(\sigma_{H \lim b})_1 = 2 \times 210 + 70 = 490 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$(\sigma_{H \lim b})_2 = 2 \times 240 + 70 = 550 \text{ МПа}.$$

$[S_H] = 1,3$ – коефіцієнт безпеки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (2.15)$$

$N_{HO} = 10^6$ циклів – базова кількість циклів напруги;

$$N_{HE_1} = 60n_1L_h, \quad (2.16)$$

циклів при безперервній роботі шестерні:

$$N_{HE_1} = 60 \cdot 584 \cdot 1314 = 4,6 \cdot 10^7,$$

циклів коліс:

$$N_{HE_2} = 60 \cdot 185 \cdot 1314 = 1,5 \cdot 10^7,$$

Оскільки $N_{HE_1} + N_{HE_2} > 10^7$, то $K_{HL} = 1$ для обох коліс.

Розрахункове значення:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{490}{1,1} \cdot 1 = 445 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{550}{1,1} \cdot 1 = 500 \text{ МПа}.$$

Проектувальний розрахунок зубчатої передачі.

Основним критерієм розрахунку є попередження вицвітання поверхні фарби [8]. З цієї умови розраховуємо міжосьову відстань:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{T_3 \cdot K_{H\beta} / (u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2)} \quad (2.17)$$

де $K_a = 49,5$ – для прямозубих коліс;

$u = 3,15$;

$\psi_{ba} = 0,4$;

$$a_w = 49,5 \cdot (3,15 + 1) \sqrt[3]{573 \cdot 10^3 \cdot 1,02 / (3,15^2 \cdot 0,4 \cdot 445^2)} = 187 \text{ мм}.$$

Приймаємо за ДСТУ $a_w = 200$ мм [10].

Розрахунок основних розмірів передачі:

Прийmemo модуль $m = (0,01 \div 0,02)$

$a_w = 2 \div 4$ мм, тоді $m = 4$ мм;

Визначимо числа зубів шестерні і колеса:

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m}, \quad (2.18)$$

$$z_c = \frac{2 \cdot 200}{4} \approx 100 \text{ зубів}.$$

Для шестерні:

$$z_1 = \frac{z_c}{u+1}, \quad (2.19)$$

$$z_1 = \frac{100}{3,15+1} \approx 24 \text{ зубів.}$$

Отже, для колеса $z_2 = z_c - z_1$, то $z_2 = 76$ зубів.

Уточнюємо передавальне число:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.20)$$

$$u = \frac{76}{24} = 3,16.$$

а) Розміри шестерні:

Діаметр ділильної поверхні:

$$d_1 = m \cdot z_1, \quad (2.21)$$

$$d_1 = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм.}$$

Діаметр поверхні впадин:

$$d_{1f} = d_1 - 2,5m, \quad (2.22)$$

$$d_{1f} = 96 - 2,5 \cdot 4 = 86 \text{ мм.}$$

Діаметр поверхні виступів:

$$d_{1a} = d_1 + 2m, \quad (2.23)$$

$$d_{1a} = 96 + 2 \cdot 4 = 104 \text{ мм.}$$

Ширина корони шестерні:

$$b_1 = \psi_{ba} \cdot a_w + 5, \quad (2.24)$$

$$b_1 = 0,4 \cdot 200 + 4 = 84 \text{ мм.}$$

Уточнення значення:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}, \quad (2.25)$$

$$\psi_{bd} = \frac{84}{96} = 0,875.$$

б) Розміри колеса:

Діаметр ділильної поверхні:

$$d_2 = m \cdot z_2, \quad (2.26)$$

$$d_2 = 4 \cdot 76 = 304 \text{ мм.}$$

Діаметр поверхні впадин:

$$d_{2f} = d_2 - 2,5m, \quad (2.27)$$

$$d_{2f} = 304 - 2,5 \cdot 4 = 294 \text{ мм.}$$

Діаметр поверхні виступів:

$$d_{2a} = d_2 + 2m, \quad (2.28)$$

$$d_{2a} = 304 + 2 \cdot 4 = 312 \text{ мм.}$$

Ширина поверхні колеса:

$$b_2 = b_1 - (4 \div 10) = 80 \text{ мм.}$$

Назначимо 8 степiнь точности колiс, при швидкостi:

$$V = \omega_4 \cdot \frac{d_2}{2 \cdot 10^3}, \quad (2.29)$$

$$V = 19,4 \cdot \frac{304}{2 \cdot 10^3} \approx 3 \text{ м/с.}$$

При швидкостi 3м/с для прямозубих колiс необхідно прийняти 8-ую степiнь точности.

Висновок до Роздiлу 2. Виконано розрахунок основних механiчних елементiв приводу двошвидкiсного двигуна, зокрема ланцюгової та тихохiдної зубчастої передач. Проведено пiдбiр типу ланцюга, визначено геометричнi параметри шестерень, середню швидкiсть руху ланцюга, сили натягу та запас мiцности, що пiдтвердило працездатнiсть передачi в заданих режимах. Розрахунок зубчастої передачi дозволив встановити оптимальнi розмiри колiс, модуль, мiжосьову вiдстань та перевiрити їх на поверхневу мiцнiсть i зносостiйкiсть.

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Проектування приводу

3.1.1. Проектування елементів корпусу

Приймаємо, що корпус проектованого редуктора виконаний литтям із чавуна СЧ 15 ДСТУ EN 1561:2010 [9]. Корпус складається із основи корпусу і кришки, які з'єднанні між собою болтами. Роз'єм корпусу горизонтальний по площині валу зубчатого колеса.

1) Розрахунок основних розмірів елементів корпусних деталей:

Товщина стінки основи корпусу δ :

$$\delta = 0,025a + 3, \quad (3.1)$$

де, $a = 200\text{мм}$ – міжосьова відстань зубчатої передачі ($\delta \geq 8\text{мм}$, менше 8мм із чавуна стінки не рекомендується):

$$\delta = 0,025 \cdot 200 + 3 = 8\text{мм}.$$

Приймаємо $\delta = 16\text{мм}$.

Товщина стінки кришки корпусу δ_1 :

$$\delta_1 = 0,02a + 3, \quad (3.2)$$

Приймаємо $\delta_1 = 16\text{мм}$.

Товщина з'єднаних фланців кришки і корпусу:

$$b \geq 1,5\delta. \quad (3.3)$$

Приймаємо $b=16\text{мм}$.

Товщина нижнього поясу основи корпусу:

$$P = 1,5d_1, \quad (3.4)$$

$$P = 1,5 \cdot 20 = 30\text{мм}.$$

Приймаємо $P = 30\text{мм}$

Виконуємо розрахунок болтів, що з'єднують редуктор до рами: $d_1 = 20\text{мм}$.

Приймаємо болти з різьбою M20. Кількість болтів – 4.

Болти, що з'єднують основу корпусу з кришкою корпусу в підшипниках:
 $d_2 = 12\text{мм}$.

Приймаємо болти з різьбою M12. Кількість болтів – 6.

Інші розміри корпусних деталей визначаються після завершення розробки конструкції корпусу.

3.1.2. Проектування елементів валу

На рис. 3.1 показано компоновку приводу в розріз по осях валів з масштабом 1:2. Допуск між торцем маточини колеса і внутрішньої стінки корпусу становить $s = 10\text{мм}$, а відстань між внутрішньою стінкою корпусу і зовнішнім кільцем підшипника – $s_1 = 5\text{мм}$ [10].

Розробляємо розрахункові схеми валів:

1) Розрахункову схему валу I проектуємо на основі прийнятого варіанту компоновки по осях XYZ (рис. 3.2);

2) Розрахункову схему валу II проектуємо на основі прийнятого варіанту компоновки по осях XYZ (рис. 3.3);

1) Розрахункову схему валу III проектуємо на основі прийнятого варіанту компоновки по осях XYZ (рис. 3.4).

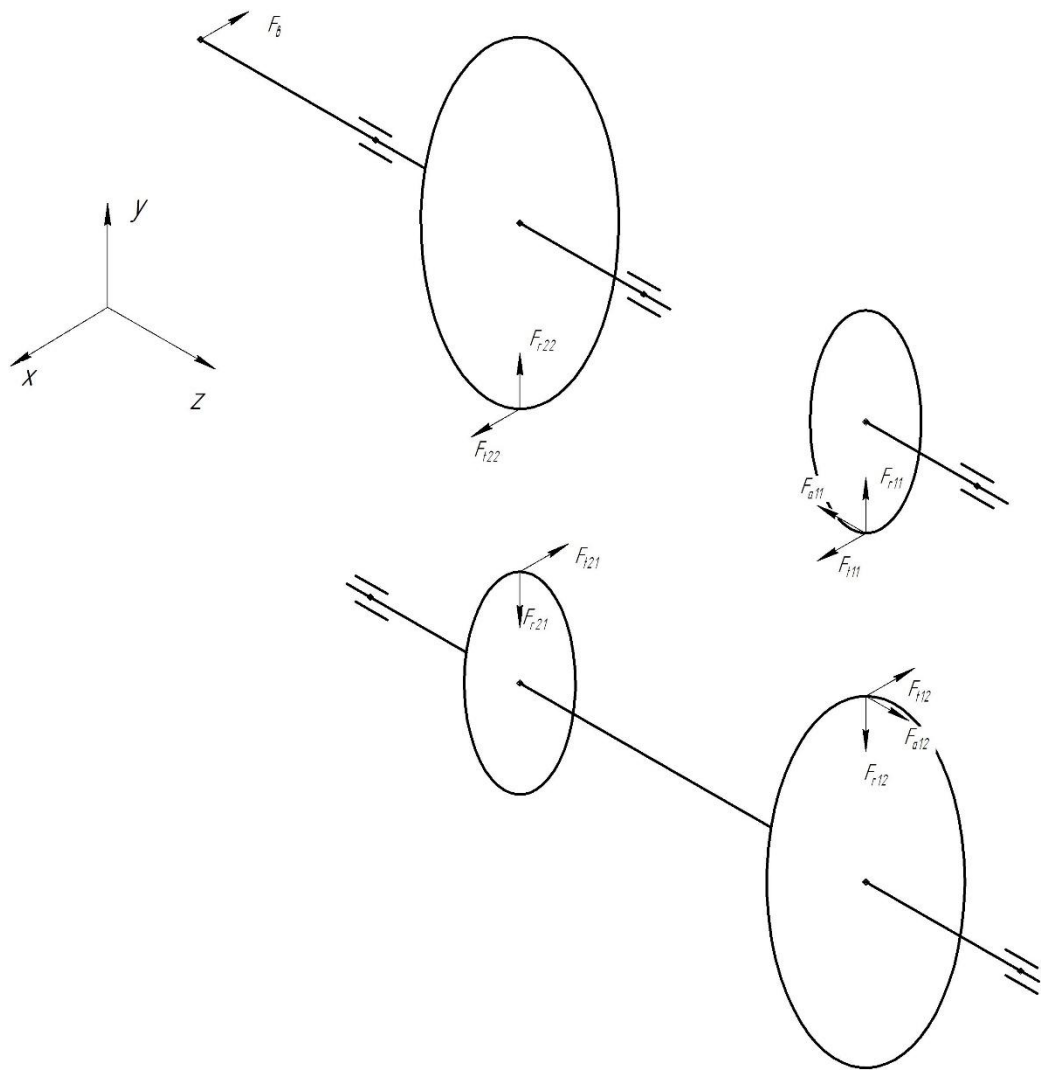


Рисунок 3.1 Привод в розріз по осях валів

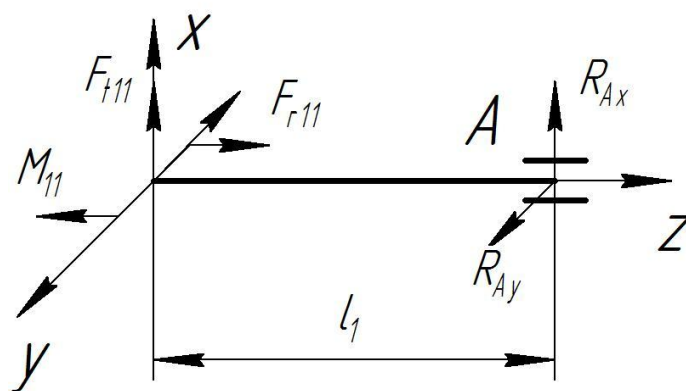


Рисунок 3.2 Розрахункова схема ведучого валу I

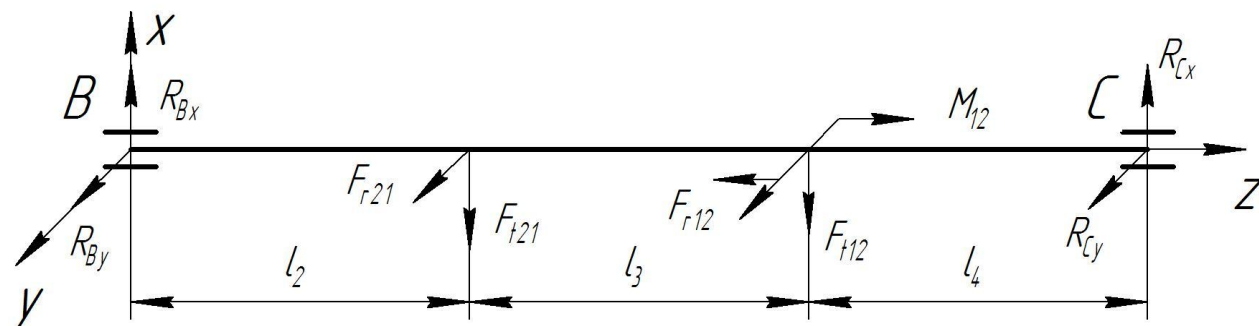


Рисунок 3.3 Розрахункова схема ведучого валу II

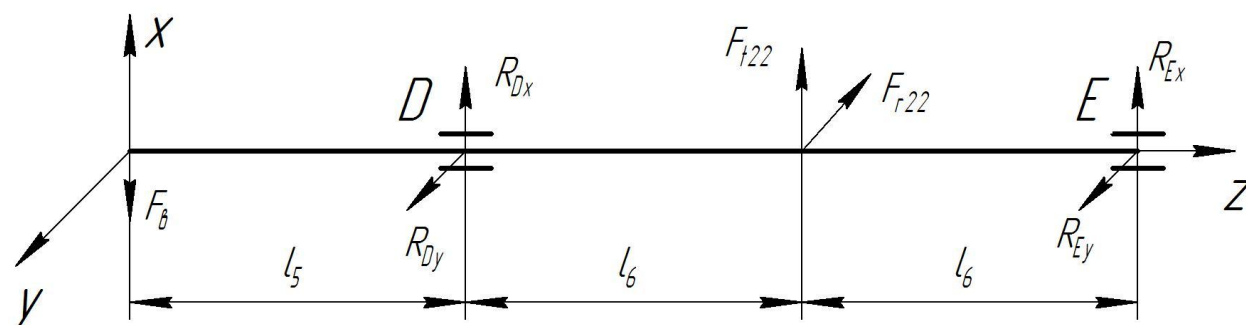


Рисунок 3.4 Розрахункова схема ведучого валу III

Попередньо назначаємо радіальні ролико-підшипники з діаметром валу в місці посадки підшипників:

$$d = 40 \text{ мм}, d = 60 \text{ мм}.$$

Їх технічні характеристики заносимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики радіальних ролико-підшипників

Умовні позначення	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН
7206	40	80	19,75	46,5	32,5
7210	60	110	23,75	78	58

Висновок до Розділу 3. Було виконано конструкторське опрацювання вузлів приводу двошвидкісного двигуна. Розроблено структуру корпусу редуктора та обґрунтовано вибір матеріалів і типових з'єднань, що забезпечують його міцність та технологічність. Сформовано компоновку валів, визначено їхні

посадкові місця та габаритні розміри з урахуванням розташування зубчастих коліс і підшипників. Вибрані конструктивні рішення дозволяють забезпечити жорсткість приводу, зручність монтажу та ремонтпридатність, що гарантовано підвищує надійність його експлуатації та відповідність технічним вимогам.

РОЗДІЛ 4 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

4.1. Розрахунок валів на статичну міцність

Розрахунок валів на статичну міцність при одночасній дії згину і кручення [11]. Епюру внутрішніх силових факторів III-того валу показано на рис. 4.1.

а) Визначаємо значення згину в перетинах валу:

Розглядаємо частину:

$$M_x = -F_{r11} \cdot z - M_{11}, \quad (4.1)$$

при $z = 0$, $M_x = -14$;

$z = l_1$, $M_x = -37,5$;

$$M_y = F_{t11} \cdot z, \quad (4.2)$$

при $z = 0$, $M_y = 0$;

$z = l_1$, $M_y = 80,5$.

Сума максимального перетину:

$$M_{\max} = M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2}, \quad (4.3)$$

$$M_{\max} = \sqrt{80,5^2 + 37,5^2} = 88,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сума найбільшого перетину:

$$M_0 = M_1 = \sqrt{M_{\max}^2 + T^2} \quad (4.4)$$

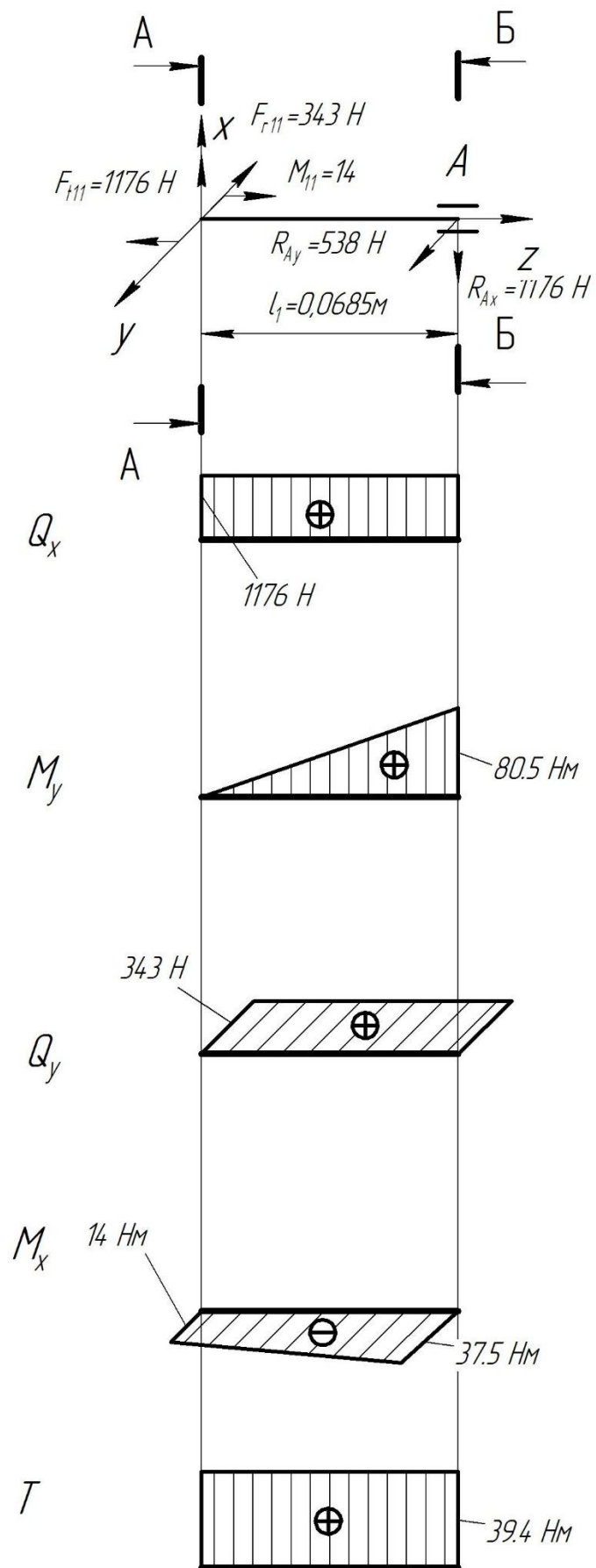


Рисунок 4.1 Епюра внутрішніх силових факторів I-го валу

$$M_1 = \sqrt{88,8^2 + 39,4^2} = 97 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр в небезпечному перетині валу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_0}{[\sigma_i]}} \quad (4.5)$$

$$\text{де } [\sigma_i] = 410 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 40207265 \text{ Па}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 97}{40207265}} = 0,029 \text{ м.}$$

Приймаємо 75мм.

б) Визначаємо реакції в опорах. Епюра внутрішніх силових факторів II-го валу наведено на рис. 4.2.

В площині x-z:

$$\sum M (D) = F_{r22} \cdot l_6 + R_{Ex} \cdot 2l_6 + F_g \cdot l_5 = 0; \quad (4.6)$$

$$R_{Ex} = \frac{-4648 \cdot 0,102 - 3763 \cdot 0,066}{2 \cdot 0,066} = -5473 \text{ Н} .$$

$$\sum M (E) = -F_{r22} \cdot l_6 - R_{Dx} \cdot 2l_6 + F_g \cdot (l_5 + 2l_6) = 0 ; \quad (4.7)$$

$$R_{Dx} = \frac{-3763 \cdot 0,066 + 4648 \cdot (0,102 + 2 \cdot 0,066)}{2 \cdot 0,066} = 6358 \text{ Н} .$$

В площині y-z

$$\sum M (E) = -F_{r22} \cdot l_6 + F_{Dy} \cdot 2l_6 = 0; \quad (4.8)$$

$$R_{Dy} = R_{Ey} = \frac{1370}{2} = 685 \text{ Н} .$$

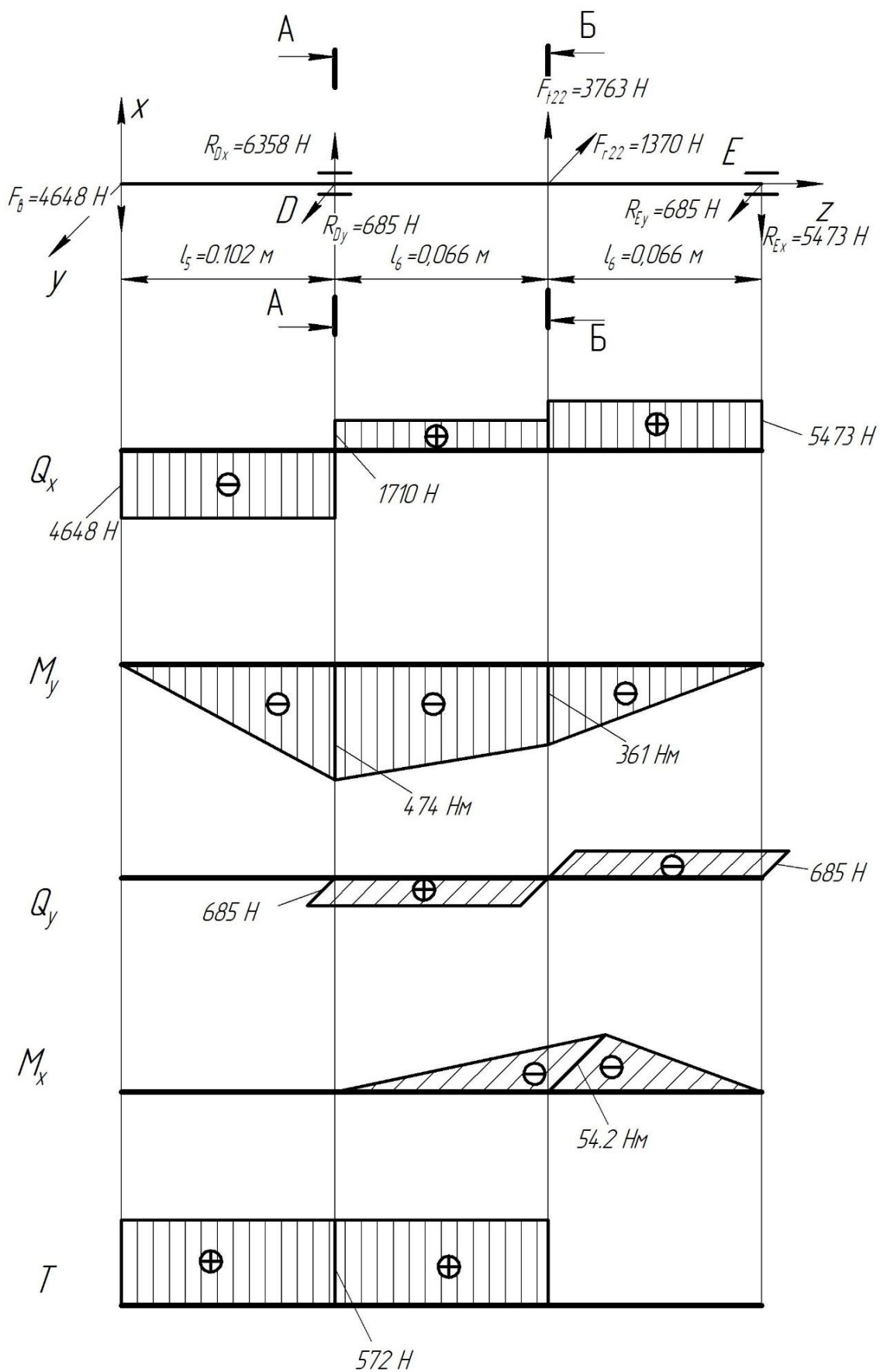


Рисунок 4.2 Епюра внутрішніх силових факторів II-го валу

Перевірка:

$$R_{Gx} + F_{t22} + R_{Ex} - F_6 = 0; \quad (4.9)$$

$$-4648 + 3763 - 5473 + 6358 = 0.$$

$$R_{Gy} + F_{r22} + R_{Ey} = 0; \quad (4.10)$$

$$1370 - 685 - 685 = 0.$$

$$M_{x3} = -R_{Ey} \cdot z_3, \quad (4.11)$$

при $z_3 = 0, M_{x1} = 0;$

$$z_3 = l_2, M_{x1} = -45,2.$$

$$M_{y3} = -R_{Ex} \cdot z_3, \quad (4.12)$$

при $z_3 = 0, M_{y1} = 0;$

$$z_3 = l_2, M_{y1} = -361.$$

Сума максимального перетину:

$$M_{\max} = \sqrt{474^2} = 474 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сума найбільшого перетину:

$$M_0 = \sqrt{474^2 + 572^2} = 743 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр в небезпечному перетині валу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 743}{40207265}} = 0,057 \text{ м}$$

Приймаємо 60мм.

4.2. Розрахунок підшипників на довговічність

По діаметру валу вибираємо підшипники 7206 розміру $40 \times 80 \times 19,75$ з динамічною вантажопідйомністю $C = 46,5$ кН [12].

Статична вантажопідйомність становить $C_0 = 32,5$ кН, кут $\alpha = 12$, коефіцієнти $e = 0,37$; $Y = 1,5$. Схему навантаження підшипників наведено на рис. 4.3.

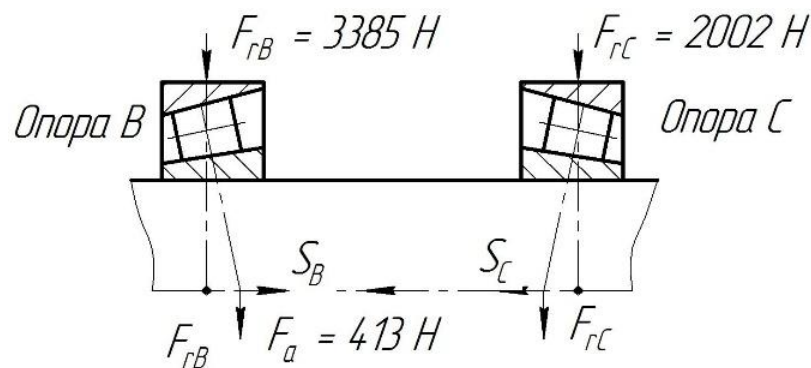


Рисунок 4.3 Схема навантаження підшипників

Розраховуємо додаткові осьові сили:

$$S_B = 0,83e \cdot F_{rB}, \quad (4.13)$$

$$S_B = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3385 = 1040 \text{ H}.$$

$$S_C = 0,83e \cdot F_{rC} \quad (4.14)$$

$$S_C = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2002 = 615 \text{ H}$$

При відповідності $S_C < S_B$ і $F_a < S_B - S_C$:

$$F_{aB} = S_B + F_a, \quad (4.15)$$

$$F_{aB} = 1040 + 413 = 1453H.$$

$$F_{aC} = S_C = 615H.$$

Розраховуємо навантаження для опори В:

$$P_{npB} = (XVF_{rB} + YF_{aB})K_\sigma \cdot K_T \quad (4.16)$$

де $V=1$ – при обертанні внутрішнього кільця;

$K_\sigma = 1,2$ – для редукторів;

$K_T = 1$ – під час нагрівання менше $100^0 C$.

X і Y розраховуються: при $\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{1453}{3385} = 0,429 \geq e = 0,37$,

то $X = 0,4$;

$Y = 0,4 \times \text{Ctg}(\alpha) = 1,88$;

$$P_{npB} = (0,4 \cdot 1 \cdot 1453 + 1,88 \cdot 3385)1,2 \cdot 1 = 8334 H.$$

Розраховуємо навантаження для опори С:

X і Y при $\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = \frac{615}{2002} = 0,307 \leq e = 0,37$,

то $X=1$;

$Y=0$.

$$P_{npC} = 2002 \cdot 1,2 = 2402 H.$$

Розраховуємо довговічність роботи підшипників:

Розрахунок проводимо по опорі В:

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{npB}}\right)^{3,33} \quad (4.17)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 584} \cdot \left(\frac{46,5}{8,334}\right)^{3,33} = 8742200$$

Висновок до Розділу 4. Проведено розрахунки на міцність валів та довговічність підшипників. Встановлено, що розрахункові напруження у небезпечних перерізах валів не перевищують допустимих значень, що підтверджує їх статичну міцність при сумісній дії згину та кручення. Виконаний аналіз навантажень на підшипники показав, що обрані типорозміри забезпечують необхідний ресурс роботи при заданих експлуатаційних параметрах. Отримані результати підтверджують правильність конструктивних рішень і забезпечують гарантію надійної роботи приводу в реальних умовах навантаження.

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ПРОЄКТУ

5.1. Оцінка економічної ефективності проєкту

Проектування приводу двошвидкісного пускового двигуна спрямоване на підвищення технічної надійності роботи обладнання, покращення режимів пуску та зниження енергоспоживання. Економічна ефективність розробленого приводу визначається шляхом порівняння витрат на його виготовлення та експлуатацію з фактичним економічним ефектом від впровадження [13].

Основними критеріями доцільності впровадження є:

- зменшення витрат на ремонт через підвищення довговічності елементів передач;
- зменшення питомих витрат електроенергії під час роботи обладнання;
- продовження ресурсу електродвигуна за рахунок зменшення перевантажень під час пуску;
- підвищення продуктивності обладнання в робочому циклі.

Оцінюємо річний економічний ефект на основі середньої економії електроенергії, що виникає при роботі приводу у двошвидкісному режимі. При підрахунку враховуємо, що застосування нижчої частоти обертання під час холостого ходу зменшує споживання енергії орієнтовно на:

$$\Delta E = 0,25 \cdot P \cdot T, \quad (5.1)$$

де $P=5,5$ – номінальна потужність двигуна,

$T=1800$ год/рік – середній час роботи у режимі зниженої швидкості.

Тоді річна економія становить:

$$\Delta E = 0,25 \cdot 5,5 \cdot 1800 = 2475 \text{ кВт.}$$

Середня вартість електроенергії для промислових підприємств становить приблизно:

$$c_e = 5,20 \text{ грн/кВт.}$$

Вартісна економія:

$$\Delta C = \Delta E \cdot c_e \quad (5.2)$$

$$\Delta C = 2475 \cdot 5,20 = 12870 \text{ грн/рік.}$$

Отримана економія покриває витрати на виготовлення приводу приблизно за 1 рік експлуатації.

5.2. Визначення собівартості виготовлення приводу

Витрати на виготовлення приводу складаються із таких складових:

Вартість матеріалів [14]:

- корпус редуктора – 4100 грн,
- чавун СЧ15 – 850 грн,
- сталь для валів та елементів передач – 1600 грн,
- підшипники – 1400 грн,
- стандартні вироби (болти, шпонки, ущільнення) – 780 грн.

$$C_{mat} = 8730 \text{ грн}$$

Вартість механічної обробки:

- токарні операції – 1400 грн,

- розточування та свердлування – 950 грн,
- зубонарізні роботи – 1950 грн,
- фрезерування – 820 грн,
- шліфування – 550 грн.
-

$$C_{обр}=5670 \text{ грн}$$

Заробітна плата з нарахуваннями:

$$C_{зн}=8000 \text{ грн}$$

Додаткові витрати (35 % від зарплати):

$$C_{дод}=0,35 \cdot 4200=1470 \text{ грн}$$

Транспортно-заготівельні витрати (5 % від вартості матеріалів):

$$C_{тр}=0,05 \cdot 8730=437 \text{ грн}$$

Сумарна виробнича собівартість:

$$C_{вир}=C_{мат}+C_{обр}+C_{зн}+C_{дод}+C_{тр} \quad (5.3)$$

$$C_{вир}=8730+5670+8000+1470+437=24307 \text{ грн.}$$

Повна собівартість з урахуванням рентабельності 22–25 %:

$$C_{повн}=C_{вир} \cdot 1,2=29168,4 \text{ грн.}$$

Отже, орієнтовна вартість виготовлення приводу у виробництві становить $\approx 29,2$ тис. грн.

5.3. Аналіз екологічних та енергетичних аспектів

Проектований привід характеризується такими екологічними перевагами [15]:

а) Зниження споживання електроенергії

Використання двошвидкісного режиму дозволяє:

- зменшити споживання електроенергії при холостому ході;
- запобігати перевантаженням пускової мережі;
- знижувати теплові втрати у двигуні.

Енергоощадність приводить до зменшення викидів CO₂, адже на 1 кВт·год виробленої електроенергії припадає близько 0,7 кг CO₂.

$$2475 \cdot 0,7 = 1732,5 \text{ кг CO}_2/\text{рік}$$

б) Зменшення зношування силових елементів [16]

Двошвидкісний запуск забезпечує:

- нижчі ударні навантаження на вали та передачі;
- зменшення вібрацій;
- зменшення зношування підшипників;
- збільшення ресурсу мастильних матеріалів.

Середній ресурс редуктора збільшується на 25–30 %.

в) Покращення умов праці

Завдяки плавному пуску:

- знижується шум;
- зменшується вібраційна напруга на обладнанні;
- скорочуються витрати на ремонтні простой.

г) Рациональність матеріалів і вторинне використання

Конструкція забезпечує:

- високий рівень ремонтпридатності;
- можливість заміни валів, підшипників, шестерень;
- мінімальний обсяг відходів при технічному обслуговуванні.

Застосовані матеріали (СЧ15, сталь 45) є повністю придатними для вторинної переробки.

Висновок до Розділу 5. Розроблений привід двошвидкісного електродвигуна є економічно доцільним до впровадження у виробництво. Собівартість виготовлення одного приводу складає близько 29,2 тис. грн, при цьому річний економічний ефект від його застосування становить $\approx 12,9$ тис. грн, що забезпечує строк окупності близько одного року.

Застосування приводу дозволяє:

- знизити енергоспоживання на 20–30 %;
- підвищити надійність роботи системи приводу;
- покращити експлуатаційні характеристики обладнання;
- зменшити витрати на ремонт та технічне обслуговування.

Окрім економічного ефекту, впровадження конструкції забезпечує екологічні переваги, а саме зменшення викидів CO₂ на 1,7 т/рік на одиницю приводу.

Таким чином, розроблений привод може бути рекомендований до серійного виробництва та практичного застосування в електромеханічних системах промислового призначення.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи магістра було розроблено та обґрунтовано конструкцію приводу двошвидкісного пускового двигуна, призначеного для функціонування у змінних режимах навантаження та забезпечення повільного запуску технологічного обладнання. На основі проведеного аналізу, розрахунків і компоновочних рішень підтверджено, що запропонована система приводу відповідає вимогам сучасного машинобудування щодо надійності, енергоефективності та технологічної доцільності.

У загальній частині роботи виконано аналіз класифікації пускових і двошвидкісних двигунів, визначено їх особливості, сфери застосування та принципи реалізації режимів роботи. Встановлено, що застосування двошвидкісних приводів забезпечує оптимізацію експлуатаційних характеристик обладнання, зниження споживання електроенергії, покращення пускових характеристик і збільшення ресурсу механічних вузлів.

У технологічній частині проведено визначення параметрів елементів механічної передачі. Для ланцюгової передачі обґрунтовано вибір типу ланцюга, розраховано геометричні параметри шестерень та визначено запас міцності, що підтверджує працездатність вузла в умовах експлуатації. Здійснений розрахунок тихохідної зубчастої передачі дозволив підібрати оптимальний модуль, кількість зубів, міжосьову відстань, а також обрати матеріали та твердість зубців, що гарантують довговічність і зносостійкість передачі.

У конструкторській частині розроблено конструкцію корпусу редуктора, що забезпечує достатню жорсткість та захист робочих елементів, а також виконано розрахунок і компоновку валів з урахуванням їхнього силового навантаження та геометричних обмежень. Запропонована конструкція є

простою у виготовленні, має високий рівень ремонтпридатності та відповідає вимогам стандартів.

У науково-дослідній частині виконано перевірку основних елементів приводу на міцність і довговічність. Проведені розрахунки показали, що обрані діаметри валів забезпечують достатній запас міцності при одночасній дії моментів згину та кручення, а підібрані підшипники відповідають необхідному ресурсу роботи. Таким чином, конструкція приводу характеризується підвищеною надійністю та здатністю працювати при складних режимах навантаження.

Економічний аналіз показав, що розроблений привод є економічно доцільним до впровадження: термін його окупності становить близько одного року, що є високим показником для промислових виробничих систем. Окрім того, застосування такого приводу забезпечує зменшення споживання електроенергії, скорочення експлуатаційних витрат і зниження навантаження на механічні вузли обладнання.

Загалом отримані результати підтверджують, що запропоноване конструктивне і технологічне рішення приводу двошвидкісного пускового двигуна є технічно обґрунтованим, економічно вигідним та екологічно доцільним. Проєкт може бути рекомендований для впровадження у виробничих системах, де необхідна зміна швидкісного режиму, забезпечення повільного пуску та підвищення ефективності роботи машин і механізмів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Обладнання автоматизованого виробництва. навчальний посібник / [під ред. Р.І. Сіліна]. Львів: Виробництво державного університету «Львівська політехніка», 2000. 380 с.
2. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів у машинобудуванні: Навч. посібник / П.О. Руденко. К.: Вища школа, 1993. 414 с.
3. Біланенко В.Г., Приходько В.П., Мельник О.О. Проектування технологічних процесів. Частина 1. Оброблення деталей-тіл обертання : навчальний посібник для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка, спеціалізацій Технології машинобудування та Технології виготовлення літальних апаратів. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 232 с.
4. Захаркін О.У. Технологічні основи машинобудування: навчально-методичний посібник / О.У. Захаркін. Суми: Вид-во СумДУ, 2004. 98 с.
5. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник для студентів вищих навч. закладів. 2-ге вид., виправлене. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
6. ДСТУ 13568:2006 Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови (IDT; ISO 606:1994, NEQ).
7. ДСТУ ISO 1122-1:2006 Передачі зубчасті. Словник термінів. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії (ISO 1122-1:1998, IDT).
8. ДСТУ 2651:2005 Сталь вуглецева звичайної якості. Марки. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=41616
9. ДСТУ EN 1561:2010 Литво. Сірий чавун. Технічні умови (EN 1561:1997, IDT).
10. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин. Київ: Либідь, 2003. 424 с.

11. ДСТУ ISO 10825:2008 Передачі зубчасті. Спрацювання та пошкодження зубців зубчастих коліс. Термінологія (ISO 10825:1995, IDT).

12. ДСТУ EN ISO 2203:2018 Кресленики технічні. Позначення зубчастих передач (EN ISO 2203:1997, IDT; ISO 2203:1973, IDT)

13. Дударенко О.В., Сосик А.Ю. Гальмівний механізм з електромеханічним типом приводу та системою само підсилення. Вісник СНТУ: зб. наук. пр. Серія: Механіка, енергетика, екологія. 2011. Вип. 120. С. 329-331.

14. Дарчик О. Автоматичне проектування технологічного процесу виготовлення деталі «Вал». Тези І студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ 2021р. С. 198-201. – Науковий керівник – к.т.н., доцент Гулієва Н.М.

15. Гулієва Н., Батюк Д., Грибок Н., Гулієва З. Розрахунок кінчного з’єднання за допомогою мови програмування C#. Automation of Technological and Business Processes, 2023. 15(2). P. 58-66.

16. Яким Р.С. Приводи транспортних машин : навч. посібник [для студентів закладів вищої освіти]. Дрогобич : РВВ ДДПУ ім. Івана Франка, 2020. 240 с.

ДОДАТКИ