

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисципліни
“Прикладна механіка” для студентів спеціальності
8.092206 “Електричні машини і апарати”
денної форми навчання

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Прикладна механіка” для студентів спеціальності 8.092206 “Електричні машини і апарати” денної форми навчання /Укл.: В.Г. Шевченко, Б.О. Трескунов, С.М. Борисова, Л.І. Ленкова, - Запоріжжя: ЗНТУ, 2002. – 50 с.

Укладачі: В.Г. Шевченко, доцент, к.т.н.
 Б.О. Трескунов, доцент, к.т.н.
 С.М. Борисова, ст. викладач
 Л.І. Ленкова, асистент

Рецензент: Коляда О.Ф., доцент, к.т.н.

Експерт: Россальський О.М., доцент, к.т.н.

Відповідальний
за випуск Шевченко В.Г., доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Опір матеріалів”

Протокол № 5
від 5 січня 2002 р.

ЗМІСТ

1	Загальні вказівки до виконання курсового проекту	4
1.1	Обсяг та зміст курсового проекту	4
1.2	Оформлення креслень	5
1.3	Оформлення пояснювальної записки	5
1.4	Захист курсового проекту	12
2	Методичні вказівки до виконання основної частини курсового проекту	14
2.1	Структурний аналіз важільного механізму	14
2.2	Кінематичне дослідження механізму	16
2.3	Кінетостатичне дослідження механізму	25
2.4	Вибір редуктора та пружної муфти	31
2.5	Визначення передаточних відношень привода	32
2.6	Розрахунок пасової, ланцюгової чи зубчастої передачі	33
2.7	Вибір електродвигуна	33
2.8	Розрахунок валу електродвигуна	34
2.8.1	Розрахунок вала на жорсткість	39
2.8.2	Розрахунок вала на міцність і витривалість	40
2.8.3	Розрахунок на міцність з'єднань ротора з валом	41
2.8.4	Вибір і розрахунок підшипників	42
	Список джерел	44
	Додаток А Приклад оформлення титульного аркуша	45
	Додаток Б Приклад складання реферату	46
	Додаток В Завдання на курсове проектування	47

Мета курсу “Прикладна механіка” - навчити майбутніх інженерів-електриків застосовувати загальні методи дослідження та проектування механізмів для утворювання високопродуктивних, надійних та економічних машин. Курсове проектування з курсу “Прикладна механіка” - перша самостійна робота студента по комплексному проектуванню та дослідженню; воно сприяє закріпленню та узагальненню теоретичних знань, а також застосуванню їх до комплексного рішення конкретної інженерної задачі по дослідженню та розрахунку різних видів механізмів та передач; розвиває творчу ініціативу та самостійність, підвищує інтерес до вивчення курсу та прищеплює деякі навички науково-дослідницької та конструкторської роботи.

В цих вказівках до виконання курсового проекту вміщені також вимоги до оформлення креслень та пояснювальної записки, рекомендації по підготовці до захисту проекта, а також перелік контрольних запитань.

1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1.1 Обсяг та зміст курсового проекту

У відповідності до кількості годин, об'єднаних навчальним планом для вивчення курсу “Прикладна механіка”, проект виконується на трьох аркушах паперу формату А1(594x841) ГОСТ 2.301-68 і супроводжується пояснювальною запискою обсягом приблизно 40-50 сторінок формату А4(297x210).

Перший аркуш проекту має назву “Кінематичне та силове дослідження виконавчого механізму”. На ньому зображуються схема важільного механізму в 12-ти положеннях, кінематичні діаграми руху повзуна, плани швидкостей та прискорень, групи Асура та вхідна ланка механізму, силові багатокутники та “важіль” Жуковського.

Другий аркуш проекту має назву “Загальний вид приводу”. Він містить в собі привід, який складається з електродвигуна, пасової чи ланцюгової передачі, редуктора, муфти та виконавчого механізму. Третій аркуш проекту має назву “Асинхронний двигун”. Він містить у собі загальний вигляд асинхронного двигуна серії 4А.

Пристаюючи до роботи над проектом, студент повинен спочатку вивчити проектне завдання, з'ясувати призначення та принцип дії кожного механізму та приводу в цілому.

1.2 Оформлення креслень

Всі графічні побудови на аркушах проекту повинні виконуватись з дотриманням відповідних стандартів. На кресленнях слід обов'язково вказати масштабні коефіцієнти (масштаби) виконаних побудов. Всі написи на кресленнях, крім деяких у кутовому штампі, повинні виконуватись розміром не менше 7 мм. При виконанні креслень слід застосовувати лінії різної товщини. Форма основного напису креслення на підставі ГОСТ-83 показана на рис. 1.1.

1.3 Оформлення пояснювальної записки

Пояснювальну записку (ПЗ) пишуть чітким почерком, чорнилами (пастою) чорного, синього або фіолетового кольору на одному боці аркуша. Відстань між строками - 8...12 мм. Можливе виконання машинописним або машинним (за допомогою комп'ютерної техніки) способом.

З усіх країв аркуша ПЗ треба залишити поля за розмірами: зліва - не менше 20 мм, справа - не менше 10 мм, зверху та знизу - не менше 20 мм.

В ПЗ наводять усі необхідні розрахунки, обґрунтовуючи прийняті в проекті рішення.

В розрахунках слід дотримуватись Міжнародної Системи Одиниць (СІ). Ступінь точності розрахунків повинна дорівнювати ступені точності вхідних даних.

За змістом ПЗ слід розбивати на розділи та пункти, позначені арабськими цифрами. Підрозділи повинні мати порядкові номери в межах кожного розділу, а пункти - порядкові номери в межах кожного підрозділу.

ПЗ повинна містити у собі: титульний аркуш, завдання на проектування, реферат, зміст, основну частину зі вступом та висновком, список використаних джерел та додатки.

1.3.1 Титульний аркуш

Титульний аркуш ПЗ курсового проекту повинен бути оформлений чорним олівцем або чорнилом (пастою) згідно з додатком А.

Назву теми проекту записують великими літерами висотою 10 мм. Написи “Курсовий проект”, “Пояснювальна записка” виконуються шрифтом висотою 7 мм, інші написи - висотою 5 мм.

Всі написи на титульному аркуші виконуються креслярським шрифтом згідно з ГОСТ 2.304-68.

55						<i>Курсовий проект з ПМ</i>			
						<i>Назва аркуша</i>	<i>Літ.</i>	<i>Маса</i>	<i>Мас шт</i>
	<i>Зміни</i>	<i>Аркиш</i>	<i>Недокумента</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
	<i>Розробив</i>								
	<i>Перевірів</i>								
	<i>Техн. нагляд</i>						<i>Аркиш</i>	<i>Аркишів</i>	
	<i>Нормонагляд</i>					<i>Завдання</i>	<i>ЗНТУ каф. ОМ</i>		
	<i>Затвердив</i>								
	185								

Рисунок 1.1 - Форма основного напису у креслення

Дозволяється виконання титульного аркуша машинописним засобом.

1.3.2 Завдання на проектування

Вхідні дані на проектування наведені у додатку Б. Викладач назначає кожному студенту варіант курсового проекту, згідно з яким і треба буде проводити дослідження та розрахунки механізмів приводу.

Обертання від валу електродвигуна (1) за допомогою пасової чи ланцюгової передачі передається на вхідний вал редуктора (3), а далі, через пружну муфту (4) на вхідний вал (кривошип) виконавчого механізму (5) (рис.1.2).

Як початкові дані до курсового проекту, використовуються такі характеристики:

- 1.Частота обертання валу електродвигуна та кривошипа.
- 2.Лінійні розміри та маси ланок виконавчого механізму.
- 3.Сила корисного опору.

4. Тип редуктора.
5. Тип передачі.

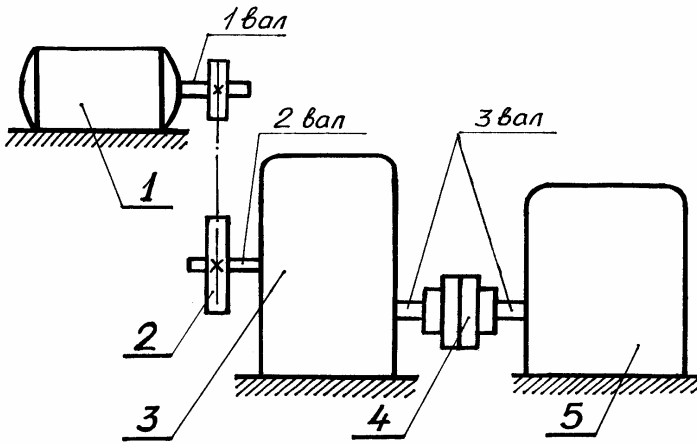


Рисунок 1.2 - Схема приводу

1.3.3 Реферат

Реферат повинен відображати основний зміст курсового проекту і будуватися за схемою:

1) Відомості про обсяг проекту, кількість ілюстрацій, таблиць, додатків, кількість використаних джерел згідно до переліку посилань.

2) Текст реферату, який повинен відображати суттєвість виконаної роботи, її ціль, об'єкт, місце, методи, результати дослідження, короткі висновки відносно особливостей, ефективності та можливості застосування одержаних результатів. Обсяг тексту реферату не повинен перевищувати 500 слів і, бажано, щоб він уміщувався на одній сторінці формату А4.

3) Ключові слова, що є визначальними для розкриття суті ПЗ, розміщують після тексту реферату (від 5 до 15 слів).

Приклад складання реферату наведено в додатку В.

1.3.4 Зміст

В цьому розділі перелічують назви всіх розділів, підрозділів, додатків та вказують номери сторінок, де вони розташовані.

Приклад складання змісту

Вступ.....	4
1. Структурний аналіз важільного механізму	5
2. Кінематичне дослідження механізму	6
2.1 Плани механізму	7
2.2 Кінематичні діаграми руху повзуна.....	9
2.3 Плани швидкостей.....	11
2.4 Плани прискорень.....	15
3. Кінетостатичне (силове) дослідження механізму.....	19
3.1 Визначення реакцій у кінематичних парах та врівноважуючого моменту методом планів сил.....	20
3.2 Визначення врівноважуючої сили методом Жуковського	25
4. Вибір редуктора та пружної муфти.....	27
5. Визначення передаточних відношень приводу.....	28
6. Розрахунок пасової (ланцюгової) передачі.....	30
7. Вибір електродвигуна.....	35
8. Розрахунок вала електродвигуна	36
8.1 Розрахунок вала на жорсткість.....	36
8.2 Розрахунок вала на міцність і витривалість.....	37
8.3 Розрахунок на точність з'єднань ротора з валом.....	39
8.4 Вибір і розрахунок підшипників.....	41
.....	
.....	
.....	
Висновки.....	45
Список використаних джерел.....	46
Додатки.....	47

1.3.5 Основна частина

Основна частина ПЗ містить в собі вступ, розділи, які встановлюються викладачем (кафедрою) та висновки.

У вступі дають коротку характеристику сучасного стану науково-технічної проблеми, якій присвячено проект. Приводяться дані досягнень вітчизняної та закордонної науки, техніки та виробництва у відповідній галузі; відображуються основні дані для розробки теми, мета та задачі розроблюваного проекту та його зв'язок з роботами, які проводяться на кафедрах спеціальних дисциплін.

В розділах, встановлених кафедрою, викладається основний зміст проекту з усіма формулами, рівняннями, таблицями та основними результатами дослідження.

Висновки повинні вміщувати в собі оцінку одержаних результатів роботи, з точки зору відповідності їх завданню. Висновки можуть бути зроблені загальними для всього проекту, або по основних розділах і приведені в кінці кожного розділу.

1.3.6 Список використаних джерел

Список використаних літературних джерел починають обов'язково з нової сторінки.

Ці відомості треба складати відповідно з ГОСТ 7.1-76 у такій послідовності: порядковий номер джерела у списку, прізвище та ініціали автора (авторів), назва джерела, місто та скорочену назву видавництва, рік видання та кількість сторінок джерела.

Прикладом складання списку використаних джерел може бути "Список літературних джерел" цих методичних розробок.

1.3.7 Додатки

Додатки є доповненням ПЗ у вигляді бланку завдань, роздрукованих на ЕОМ аркушів, додаткових креслень та інше. Вони розташовуються в кінці ПЗ. Кожний додаток повинен починатися словом "Додаток" з порядковою літерою і мати тематичну назву, яка розташовується нижче слова "Додаток" посередині рядка.

1.3.8 Нумерація сторінок

Нумерація сторінок повинна бути наскрізною: перша сторінка - титульний аркуш, друга - завдання на проектування, третя - реферат і т.д. Номера сторінок ставлять арабськими цифрами у правому верхньому кутку. На першій сторінці (титульному аркуші) номер не ста-

висься. Список використаних джерел та додатки також необхідно включати до наскрізної нумерації.

1.3.9 Формули

У формулах застосовуються позначки, встановлені відповідними стандартами або загальноприйняті у науково-технічній літературі. Пояснення символів та числових коефіцієнтів, які входять у формулу, повинні бути приведені безпосередньо під формулою з нового рядка в тій послідовності, в якій вони знаходяться в самій формулі. Перший рядок роз'яснення повинен починатися зі слова “де” без двокрапки після нього.

Приклад:

$$M_2 = \frac{M_3}{U_p \cdot \eta_p} = \frac{100}{4 \cdot 0,96} = 26,04 \text{ Нм}, \quad (1.1)$$

де

M_2 – крутний момент валу 2;

M_3 – крутний момент валу 3;

U_p – передаточне відношення редуктора;

η_p – коефіцієнт корисної дії редуктора.

Одиниця вимірювання одного і того ж параметру в межах ПЗ повинна бути однаковою. Формули, на які є посилання у тексті, повинні мати номер згідно з розділом, написаний арабськими цифрами. Цей номер складається з номера розділу та порядкового номера формули, розділених крапкою, наприклад: (7.4) - четверта формула сьомого розділу. Номер формули слід ставити в дужках і розташовувати біля правого краю на рівні нижнього рядка формули, до якої він належить.

Посилаючись в тексті на формулу, слід вказувати її номер у дужках, наприклад: “... за формулою (1.2)”.

Після запису формули ставлять знак рівняння, потім підставляють чисельні значення величин, після цього знов ставлять знак рівняння і записують результат розрахунку з вказівкою одиниці вимірювання розрахованого параметру (див. формулу, наведену вище).

1.3.10 Таблиці

Чисельний матеріал слід оформлювати у вигляді таблиць. Над таблицею з лівого боку розташовується слово “Таблиця” з вказівкою її

порядкового номеру, який складається з номера розділу та порядкового номера таблиці у цьому розділі.

Назва таблиці наводиться праворуч. Якщо таблиця переноситься на іншу сторінку, то головку самої таблиці повторюють або повністю, або тільки за нумерацією стовпців, над якою пишуть “Продовження таблиці...” з вказівкою її номера. Якщо числові дані в рядках або стовпцях мають різні розмірності, їх треба вказати на початку кожного рядка або стовпця.

Одиниці вимірювання окремим стовпцем відрізняти не треба.

1.3.11 Посилання

При посиланнях у тексті на джерела документальної інформації слід вказувати порядковий номер, згідно зі списком джерел, замкнений у квадратні дужки.

При необхідності зробити посилання на стандарти, технічні умови, інструкції і інші подібні документи, посилаються на документ в цілому або його розділи, з вказівкою позначень та назви документу, його номера та назви розділу.

1.4 Захист курсового проекту

1.4.1 Загальні положення до захисту курсового проекту

Підписаний викладачем до захисту курсовий проект студент повинен подати на залік, котрий він зобов'язаний одержати до початку екзаменаційної сесії в строк, встановлений кафедрою.

Згідно з положенням про курсові екзамени та заліки у вузах залік з курсового проекту диференційований, тобто оцінюється за чотирьох бальною системою: “відмінно”, “добре”, “задовільно” та “незадовільно”.

Залік з курсового проекту, який зветься захистом, приймається комісією від кафедри у складі двох-трьох викладачів, включаючи керівника проекту та ведучого доцента або старшого викладача - лектора курсу.

Під час захисту студент повинен коротко розповісти про зміст проекту, призначення досліджуваного механізму, принцип його роботи та особливості розрахунку, обґрунтувати обрані методи дослідження, а також відповісти на запитання комісії. Опит здійснюється згідно з тематикою проекта, представленими кресленнями та ПЗ. Мета опиту –

з'ясувати наскільки глибоко студент засвоїв використані методи розрахунку, чи знає теоретичне обґрунтування, фізичну суть досліджених величин, наскільки він може використовувати одержані результати для висновку про кінематичні та динамічні особливості машини. Тому до захисту проекту студент повинен повторити формулювання теорем та основних термінів з ПМ, формули визначення основних кінематичних та динамічних характеристик.

Для перевірки ступеню підготовленості до захисту рекомендуємо використати питання до відповідних аркушів (розділів) проекту.

1.4.2 Контрольні питання до захисту курсового проекту

1 аркуш

1. Що таке кінематична пара?
2. Що таке ланка, її параметри?
3. Які пари є вищими та нижчими?
4. Які ланцюги є замкненими та незамкненими? Які ще є характеристики ланцюгів?
5. Що зветься механізмом, машиною?
6. Порядок утворення механізму.
7. Ступінь рухомості механізму.
8. Що таке група Асура, як визначити її клас та порядок?
9. Мета, задачі, методи кінематичного дослідження механізму.
10. Методи графічного диференціювання.
11. Яка залежність між диференційними та інтегральними кривими? Геометричний зміст похідної та інтеграла.
12. Що таке швидкість та прискорення?
13. Як визначаються величини та напрямки нормальних, тангентційних та кутових прискорень?
14. Теореми про складання швидкостей та прискорень точок твердого тіла у плоскому русі.
15. Мета, задачі та методи кінетостатичного розрахунку механізму.
16. Принцип Даламбера. Інерційні навантаження на ланку.
17. Сили, діючі у механізмах.
18. Статична визначеність групи Асура.
19. Реакції в кінематичних парах (ступінь визначеності їх).

20. Порядок проведення силового розрахунку графоаналітичним методом.

21. Як визначити реакцію взаємодії ланок між собою у групі Асура?

22. Метод Жуковського. Теорема Жуковського.

23. Як за методом “важеля” Жуковського визначається врівноважуюча сила?

2 аркуш

1. Види зубчастих передач.

2. Що таке редуктор (мультиплікатор)?

3. Що таке передаточне відношення? Знак передаточного відношення.

4. Передаточне відношення багатоступеневих передач.

5. Епіциклічні (планетарні та диференційні) зубчасті механізми.

6. За якими параметрами обирається редуктор?

7. Що таке муфта? Типи муфт.

8. За якими параметрами вибирається муфта?

9. Напруження. Одиниці вимірювання напруження.

10. Шпонкові з'єднання. Перевірочні розрахунки для шпонкових з'єднань.

11. Болтові з'єднання. Перевірочні розрахунки для болтових з'єднань.

12. Залежність між крутними моментами на валах приводу.

13. ККД приводу.

3 аркуш

1. Що ми називаємо міцністю, жорсткістю, втомленістю?

2. Які марки сталі застосовують для валів електричних машин?

3. Які сили та моменти сил діють на вал електродвигуна?

4. Режим роботи двигуна. Що таке сталий рух?

5. Як визначається прогин вала електродвигуна?

6. В чому полягає розрахунок вала на жорсткість?

7. Як проводять перевірочний розрахунок вала на статичну міцність та витривалість?

8. Умова міцності шпонкового з'єднання.

9. Підшипники кочення. Довговічність підшипників кочення..

2 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ОСНОВНОЇ ЧАСТИНИ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

2.1 Структурний аналіз важільного механізму

Структурний аналіз механізму впроваджується з метою визначення ступеню рухомості та класу механізму (рис.2.1).

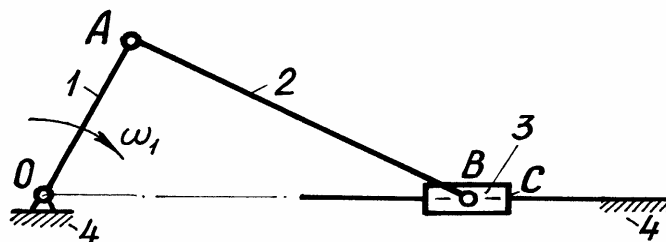


Рисунок 2.1 - Кривошипно-повзунний механізм

Визначимо основні типи ланок, характер їх руху, клас та назву кінематичних пар механізму. Результати зводимо до таблиці 2.1. Ступінь рухомості механізму визначасмо за формулою Чебишева:

$$W=3 \cdot n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1,$$

де n - кількість рухомих ланок,

P_5, P_4 - кількість кінематичних пар п'ятого та четвертого класів.

Таблиця 2.1 - Характеристика ланок і кінематичних пар

Ланки механізму			Кінематичні пари		
Позначення	Назва	Характер руху	Познач.	Номера ланок, що утворюють КП	Клас КП
1	Кривошип	Обертальн.	О	4,1	V, оберт.
2	Шатун	Плоский	А	1,2	V, оберт.

3	Повзун	Поступ.	В	2,3	V, оберт.
4	Стійка	Нерухом.	С	3,4	V, пост.

Для визначення класу механізму відокремимо від ведучої ланки та стійки групу Асура (рис.2.2).

Структурна формула механізму: I(1.4) - II(2.3). Кривошипно-повзунний механізм містить в собі одну групу Асура другого класу, тому і клас механізму - другий з класифікації Асура-Артоблевського.

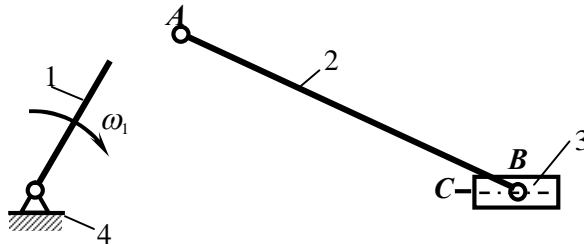


Рисунок 2.2 - Механізм I класу та група Асура

2.2 Кінематичне дослідження механізму

Кінематичне дослідження механізму впроваджується з ціллю визначення положень ланок механізму та його окремих точок, їх траєкторій, швидкостей та прискорень, кутових швидкостей та прискорень ланок механізму. Ці задачі вирішуються аналітичним, графоаналітичним та графічним засобами.

Графоаналітичний засіб (засіб планів швидкостей та прискорень) містить в собі графічне вирішення векторних рівнянь для швидкостей та прискорень точок в обертальному та площинному русі твердого тіла та у складному русі матеріальної точки.

Графічний засіб кінематичного дослідження містить у собі побудову діаграм руху, швидкості та прискорення якої-небудь точки механізму засобом графічного диференціювання.

2.2.1 Плани механізму

повзуна:												
в мм креслення, дійсне, м												

2.2.2 Кінематичні діаграми руху повзуна

Будуємо діаграму переміщень точки B повзуна (рис. 2.4). Кути повороту кривошипа відкладаємо по осі абсцис з масштабним коефіцієнтом

$$\mu_{\alpha} = \frac{2\pi}{L}, \text{ (рад/мм)} \quad (2.3)$$

тобто відрізок кута поворота кривошипа 2π радіан або часу одного оберта кривошипа.

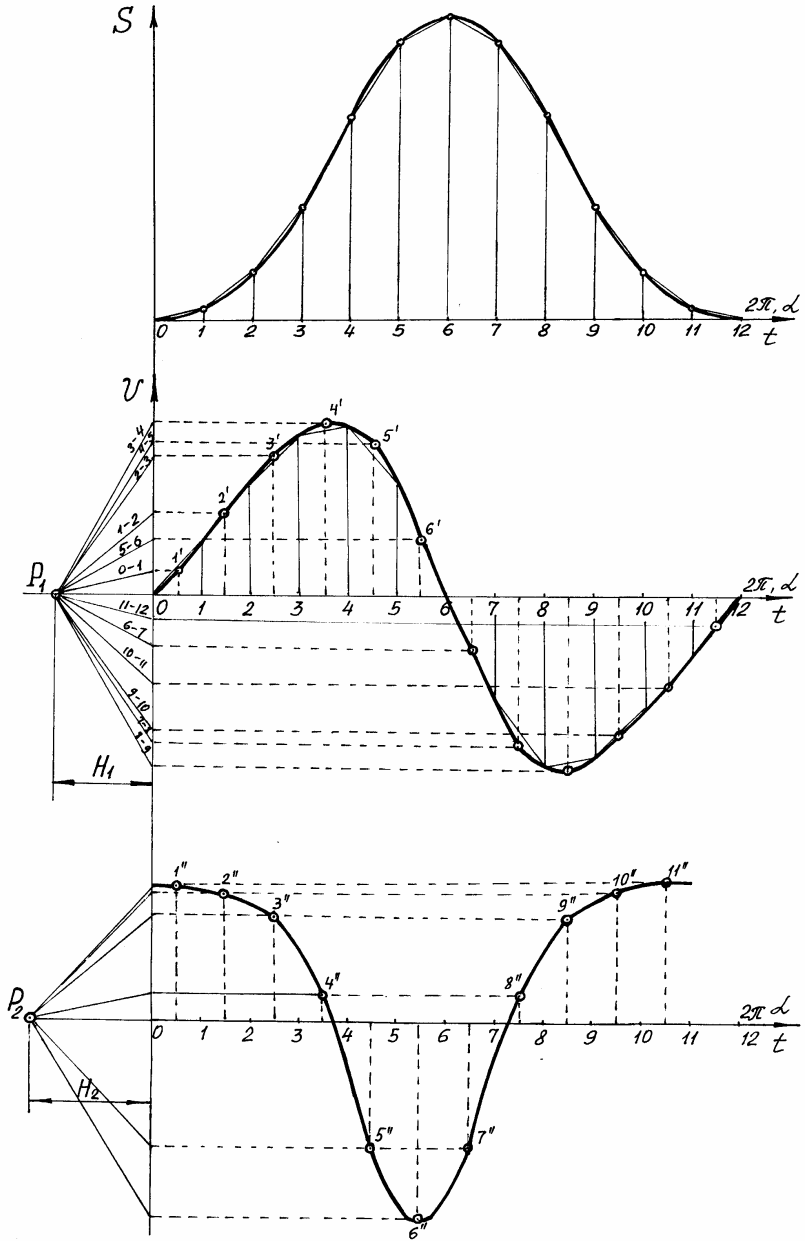
Масштабний коефіцієнт часу

$$M_{\tau} = \frac{60}{n_{\text{кр}} \cdot L} \text{ (с/мм)} \quad (2.4)$$

Вздовж осі ординат відкладаємо значення переміщень точки B з масштабним коефіцієнтом $M_s = M_L$. Відрізок L , який відповідає одному оберту кривошипа, приймається довільно ($L = 120, 180, 240$ мм).

Методом графічного диференціювання будуємо діаграму швидкостей. Для цього на від'ємному продовженні осі абсцис відкладемо полюсну відстань H_1 (мм) з полюсом P_1 . Поділимо відрізок L на 12 рівних частин та підставимо ординати на межах кожної частини (рис. 2.4).

З полюса P_1 проводимо промені, паралельні хордам на кожній частині графіка переміщень, до відповідних частин. Одержані точки значень середніх швидкостей на всіх ділянках з'єднуємо плавною лінією. Масштабний коефіцієнт діаграми швидкостей:

Рисунок 2.4 - Діаграми руху точки B повзуна

$$M_V = \frac{M_s}{H_1 \cdot M_\tau}, \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right) \quad (2.5)$$

Таким же чином графічно диференціюємо діаграму швидкостей й будуємо діаграму прискорень точки B . Полюсна відстань - $H_2(\text{мм})$. Масштабний коефіцієнт діаграми прискорень:

$$M_\alpha = \frac{M_V}{H_2 M_\tau}, \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right) \quad (2.6)$$

2.2.3 Плани швидкостей

Побудову планів швидкостей розглянемо на прикладі одного з положень кривошипно-повзунного механізму (рис.2.5).

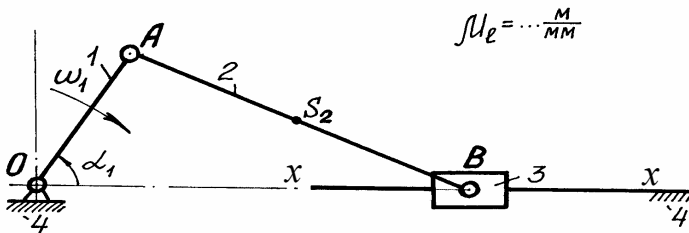


Рисунок 2.5 - Схема механізму

Визначаємо швидкість точки A , яка належить вхідній ланці 1, що обертається з частотою $n_{кр.}$ ($n_{кр.}$, L_{OA} , L_{AB} наведені у завданні).

$$V_A = \omega_1 \cdot L_{OA} = \frac{\pi \cdot n_{кр.} L_{OA}}{30}, \quad (\text{м/с}) \quad (2.7)$$

Вектор \vec{V}_A напрямлений перпендикулярно до ланки OA в бік обертання кривошипу.

Приймаємо довжину відрізка $|PA|$, зображуючого вектор швидкості \vec{V}_A і визначаємо масштабний коефіцієнт планів швидкостей M_V .

$$M_V = \frac{V_A}{|PA|}, \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right) \quad (2.8)$$

З довільно обраного полюсу P на площині (рис.2.6) перпендикулярно до ланки OA проводимо відрізок $|Pa|$.

Швидкість точки B визначаємо, виходячи з теореми про швидкість точки у плоскому русі твердого тіла, як суму швидкостей переносного поступального руху точки A та відносного обертового руху точки B відносно точки A -миттєвого центру обертання.

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}, \quad (2.9)$$

$$\text{де } \overline{V_B} \parallel x-x, \quad \overline{V_{BA}} \perp AB$$

Графічно вирішив векторне рівняння, одержимо швидкість точки B . Через кінець відрізка $|Pa|$ проведемо промінь в напрямку вектора, тобто перпендикулярно ланці AB на плані механізму, через полюс P проводимо другий промінь у напрямку вектора, тобто паралельно напрямній $x-x$. Точку перетину позначаємо буквою b . Помноживши відрізки $|Pb|$ та $|ab|$ на масштабний коефіцієнт M_v , будемо мати величини швидкостей

$$V_B = |Pb| \cdot M_v; \quad V_{BA} = |ab| \cdot M_v \quad (2.10)$$

Розмір відрізка $|PS_2|$, зображуючого на плані швидкість точки S_2 , центра ваги другої ланки, знайдемо застосовуючи теорему подібності для планів швидкостей (рис. 2.6):

$$V_{S_2} = |PS_2| \cdot M_v \quad (2.11)$$

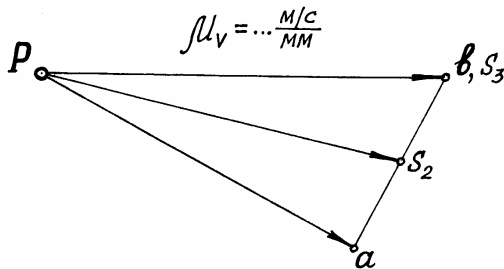


Рисунок 2.6 - План швидкостей

План швидкостей, побудований для даного положення механізму, дає змогу знайти також кутову швидкість ланки 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{L_{BA}}, \quad (1/c)$$

Кутова швидкість ω_2 має напрямок протилежний напрямку руху годинникової стрілки, тому що вектор відносної швидкості \vec{V}_{BA} уявно перенесений у точку B шатуну 2 механізму, прагне повернути ланку проти руху годинникової стрілки відносно точки A . Значення всіх швидкостей зведені в таблиці 2.3 та таблиці 2.4.

Таблиця 2.3 - Лінійні швидкості точок

Параметр	Положення механізму											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$ Pa $, мм												
V_a , м/с												
$ P_b $, мм												
V_b , м/с												
$ P_{S_2} $, мм												
V_{S_2} , м/с												

Таблиця 2.4. - Кутові швидкості ланок

Параметр	Положення механізму											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$ ab $, мм												
V_{ba} , м/с												
L_{ab} , м/с												
ω_2 , м/с												

2.4 Плани прискорень

Рух ведучої ланки (кривошипу) здійснюється із сталою кутовою швидкістю $\omega_1 = const$

Прискорення точки A кривошипу

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot L_{OA}, \quad \left(\frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right) \quad (2.12)$$

Вектор напрямлений вздовж ланки OA від точки A до центру обертання O .

Приймаємо довжину відрізка $|pa|$ і визначаємо масштабний коефіцієнт побудови плану прискорень.

$$\mu_a = \frac{|a_A|}{\pi a}, \quad \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right) \quad (2.13)$$

З довільно обраного полюса π плану прискорень (рис.2.7) проведемо лінію, паралельну OA та відкладемо відрізок $|\pi a|$.

Для визначення прискорення точки B складемо векторне рівняння

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \quad (2.14)$$

$$\text{де } \bar{a}_B \parallel x-x, \quad \bar{a}_{BA}^n \parallel BA, \quad \bar{a}_{BA}^t \perp BA$$

Нормальне прискорення при обертанні точки B відносно точки A визначимо за формулою

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{L_{BA}}, \quad (\text{м/с}^2) \quad (2.16)$$

Вектор \bar{a}_{BA}^n напрямлений від точки B до точки A ланки AB , вектор тангенціального прискорення \bar{a}_{BA}^t перпендикулярний до ланки AB , а за величиною невідомий.

Вирішимо графічно векторне рівняння. З кінця вектора \bar{a}_A точки A у напрямку від точки B до точки A , паралельно осі ланки AB , відкладемо відрізок an_1 , зображуючий на плані прискорення \bar{a}_{BA}^n . З точки n_1 проведемо промінь у напрямку прискорення, тобто перпендикулярно ланці AB .

З полюса π проведемо пряму паралельну напрямній $X-X$. Точку пересічення цих ліній позначимо буквою b . Відрізок $|\pi b|$ зображує на плані вектор прискорення точки B (рис.2.7).

Розрахунки нормальних прискорень зведені до таблиці 2.5. При скорення точки S_2 -центру ваги шатуна AB , знайдемо застосовуючи теорему подібності для планів прискорень. Лінійні прискорення точок ланок механізму наведені у таблиці 2.6.

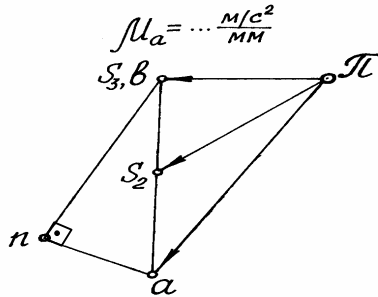


Рисунок 2.7 - План прискорень

Таблиця 2.5 - Нормальні прискорення точок ланок

Параметр	Положення механізму											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
V_{ba} , м/с												
L_{ab} , м												
a_{BA}^n , м/с ²												
$ an_1 $, мм												

$$\text{де } |an_1| = \frac{a_{BA}^n}{M_a}, \text{ мм}$$

Таблиця 2.6 - Лінійні прискорення точок ланок

Параметр	Положення механізму											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$ \pi a $, мм												
a_A , м/с ²												
$ \pi b $, мм												
a_B , м/с ²												
$ \pi S_2 $, мм												
a_{S_2} , м/с ²												

2.3 Кінестатичне (силове) дослідження механізму

Кінестатичний метод силового дослідження дає змогу визначити реакції в кінематичних парах та врівноважуючу (рушійну) силу, або момент, які діють на вхідну ланку з боку двигуна.

Рішення цієї задачі базується на принципі Даламбера, який дозволяє розв'язувати динамічну задачу за допомогою рівнянь статички.

Подальшою ціллю кінестатичного розрахунку є здобуття значень всіх сил, що діють на кожен ланку, для розрахунку їх на міцність методами опору матеріалів та деталей машин.

2.3.1 Визначення реакцій у кінематичних парах та зрівноважуючого моменту методом планів сил

Найбільш зручним методом силового розрахунку є графоаналітичний метод планів сил. За цим методом дослідження механізм поділяється на групи Асура, які є статично визначеними системами.

Розглянемо для прикладу кривошипно-повзунковий механізм. Він складається із вхідної ланки та стояка і однієї групи Асура (див. рисунок 2.8). На ланки механізму діють такі сили: ваги, інерції, корисного опору, інерційний момент, реакції в'язів та врівноважуюча сила, або момент.

Початковими даними для силового розрахунку повинні бути лінійні розміри механізму, маси ланок та значення сили корисного опору.

ру. Розглянемо сили, діючі на групу Асура, складену з ланок 2 та 3

$$(\mu_e = \dots \frac{M}{MM}).$$

Сили ваги ланок:

$$G_2 = m_2 g, G_3 = m_3 g.$$

Сили інерції та момент сил інерції:

$$F_{iH2} = m_2 \cdot a_{S2}, \quad F_{iH3} = m_3 \cdot a_{S3},$$

$$M_{iH2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2,$$

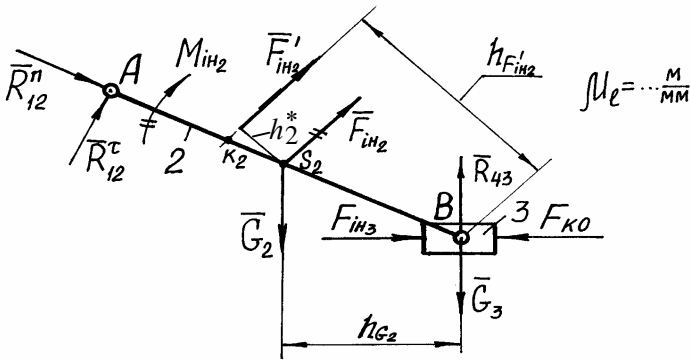


Рисунок 2.8 - Група Асура

де $I_{S2} = \frac{m_2 \cdot l_{BA}^2}{10}$ - момент інерції ланки 2 відносно осі, яка проходить крізь центр ваги S_2 .

Напрямок вектора \bar{F}_{iH2} протилежний напрямку вектора \bar{a}_{S2} , а момент M_{iH2} - протилежний напрямку ε_2 . Силу \bar{F}_{iH2} , прикладену в точці S_2 , та момент M_{iH2} зручно замінювати однією врівноважуючою силою \bar{F}'_{iH2} , яка за величиною дорівнює F_{iH2} , але прикладена в точці K_2 на відстані відносно точки h_2 таким чином, щоб напрямок моменту цієї рівнодіючої відносно S_2 співпадав з напрямком інерційного моменту M_{iH2}

$$h_2 = \frac{M_{iH_2}}{F_{iH_2}} \text{ (м)}.$$

На креслені ця відстань:

$$h_2^* = \frac{h_2}{\mu_e} \text{ (мм)}.$$

Плече h_2^* відкладаємо перпендикулярно лінії дії сили \bar{F}_{iH_2} .

Група Асура звільнена від в'яз, тому замість них прикладемо реакції \bar{R}_{43} та \bar{R}_{12} (див. рисунок 3.1). Величина та напрямок реакції \bar{R}_{12} невідомі, тому замінюємо її двома взаємно перпендикулярними складовими \bar{R}_{12}^n та \bar{R}_{12}^τ , причому напрямок реакції \bar{R}_{12}^n співпадає з ланкою 2, а \bar{R}_{12}^τ перпендикулярна до неї.

На підставі принципу Даламбера, система сил, діюча на групу, миттєво врівноважена, тому складаємо рівняння моментів усіх сил, діючих на ланку 2 відносно точки B , і визначаємо \bar{R}_{12}^τ .

$$-R_{12}^\tau \cdot |AB| + G_2 \cdot h_{G_2} - F'_{iH_2} \cdot h_{F'_{iH_2}} = 0$$

$$R_{12}^\tau = \frac{G_2 \cdot h_{G_2} - F'_{iH_2} \cdot h_{F'_{iH_2}}}{|AB|};$$

(плечі сил (мм) замірюємо на кресленні).

Складаємо векторне рівняння рівноваги сил, діючих на групу Асура:

$$\bar{R}_{12}^\tau + \bar{R}_{12}^n + \bar{G}_2 + \bar{F}'_{iH_2} + \bar{F}_{iH_3} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{ко} + \bar{R}_{43} = 0 \quad (2.16)$$

Розв'язуємо рівняння (2.16) графічно, тобто будуємо план сил (див. рис. 2.9) з масштабним коефіцієнтом $M_F = \dots \text{Н/мм}$ і визначаємо значення та напрямок сил \bar{R}_{12}^n та \bar{R}_{43} . З'єднавши початок сили \bar{R}_{12}^τ з кінцем сили \bar{R}_{12}^n , знайдемо повну реакцію \bar{R}_{12} .

Врівноважуюча сила $\vec{F}_{\text{вп}}$ умовно прикладена в точці A під прямим кутом до кривошину. В точці O прикладена реакція \vec{R}_{41} . Лінію дії реакції \vec{R}_{41} визначаємо на підставі теореми про рівновагу трьох сил.

Векторне рівняння рівноваги сил, діючих на вхідну ланку:

$$\vec{F}_{\text{вп}} + \vec{R}_{41} + \vec{R}_{21} = 0. \quad (2.18)$$

Будуємо силувий трикутник згідно цього рівняння, з якого визначаємо сили \vec{R}_{41} і $\vec{F}_{\text{вп}}$ (див. рис. 2.10). Визначивши врівноважувальну силу $F_{\text{вп}}$, визначаємо врівноважуючий момент:

$$M_{\text{вп}} = F_{\text{вп}} \cdot l_{0A}, \text{ (Нм).}$$

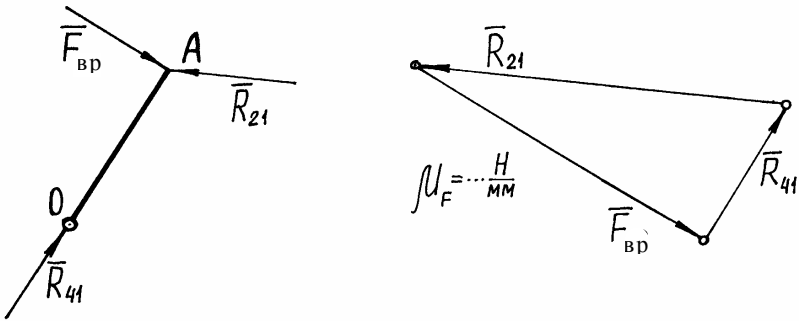


Рисунок 2.10 - Вхідна ланка

Силове дослідження проводиться для декількох положень механізму, які задаються викладачем. Для подальших розрахунків приймається максимальне значення врівноважуючого моменту, яке перевіряється також за методом "важеля" Жуковського.

2.3.2 Визначення врівноважуючої сили за методом Жуковського М.Є.

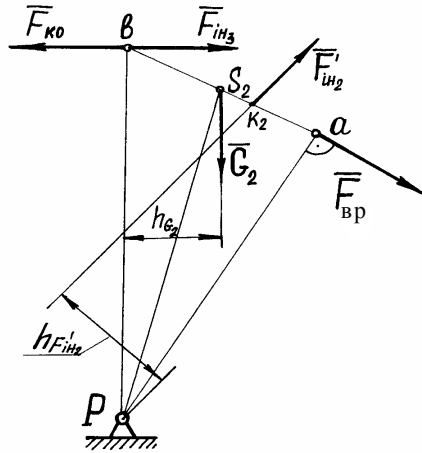
Побудуємо план швидкостей, повернутий на кут 90° (рис. 2.11). У точці b прикладаємо сили $\vec{F}_{\text{ін}3}$, $\vec{F}_{\text{ко}}$, \vec{G}_3 , які діють на повзун. У точці S_2 - силу ваги \vec{G}_2 .

Положення точки K_2 , в якій прикладається рівнодіюча сил інерції $\vec{F}_{\text{ін}2}$, визначаємо за допомогою пропорції:

$$\frac{|ak_2|}{|ab|} = \frac{l_{AK_2}}{l_{AB}}, \text{ (мм).}$$

Врівноважуючу силу $\bar{F}'_{вр}$ прикладаємо під прямим кутом до відрізка $|Pa|$, аналогічно тому, як вона діє на кривошипі.

Згідно теоремі Жуковського, розглядувана система сил, яка діє на "важіль", перебуває у рівновазі. Складаємо рівняння моментів усіх



сил, діючих на "важіль" Жуковського, відносно полюса "важеля".

Рисунок 2.11 - "Важіль" Жуковського

$$F_{KO}|Pb| - F_{ИЗ3}|Pb| - G_2 \cdot h_{G_2} - F'_{ИЗ2} h_{F'_{ИЗ2}} - F'_{ВР}|Pa| = 0 \quad (2.19)$$

$$F'_{ВР} = \frac{(F_{KO}|Pb| - F_{ИЗ3}|Pb| - G_2 \cdot h_{G_2} - F'_{ИЗ2} h_{F'_{ИЗ2}})}{|Pa|}, \text{ (Н).}$$

Значення $\bar{F}'_{вр}$ порівнюємо із значенням $\bar{F}_{вр}$, отриманим за допомогою плану сил.

Відносний відхил результатів не повинен перебільшувати 5%

$$\delta = \frac{|F'_{\text{вп}} - F_{\text{вп}}|}{F'_{\text{вп}}} \cdot 100\% .$$

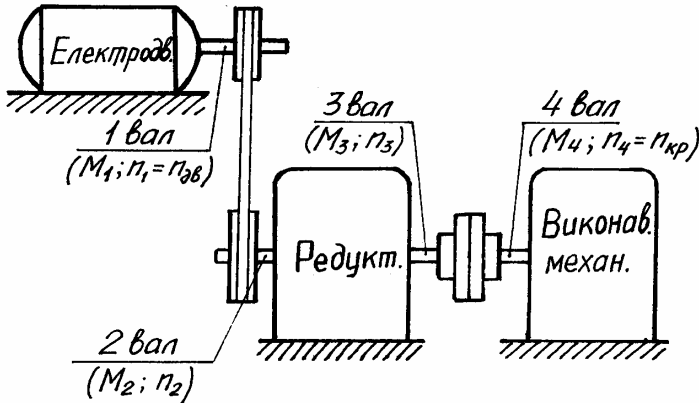


Рисунок 2.12 - Схема приводу

2.2.4 Вибір редуктора та пружної муфти

Привід складається з електродвигуна, пасової чи ланцюгової передачі (за варіантом), редуктора, пружної муфти та виконавчого механізму.

Частота обертання зменшується, а величина крутного моменту збільшується від вала електродвигуна (вал 1) до вала кривошипу (вал 4).

Редуктор приймаємо за допомогою каталогу [3], згідно даному варіанту, орієнтуючись на величину необхідного крутного моменту на вихідному валі, передаточне відношення та частоту обертання вхідного вала.

Момент на вихідному валі редуктора за величиною приймаємо рівним найбільшому врівноважуючому (рушійному) моменту, який слід прикласти до вхідної ланки виконавчого механізму

$$M_3 = M_4 = M_{\text{вп}}^{\text{max}} .$$

Пружну муфту, яка з'єднує вихідний вал 3 редуктора з вхідним валом 4 виконавчого механізму, вибираємо за найбільшим статичним крутним моментом та діаметром валів [4].

2.2.5 Визначення передаточних відношень привода

Загальне передаточне відношення привода від вала електродвигуна до вхідного валу виконавчого механізму

$$U_{14} = n_1 / n_4 = n_{\text{дв}} / n_{\text{кр}}, \quad (2.20)$$

або
$$U_{14} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34}, \quad (2.21)$$

де U_{12} - передаточне відношення пасової або ланцюгової передачі;

U_{23} - передаточне відношення редуктора;

$$U_{34} = 1.$$

Прийнявши редуктор та визначивши його передаточне відношення, знайдемо передаточне відношення пасової або ланцюгової передачі

$$U_{12} = \frac{U_{14}}{U_{23} \cdot U_{34}} \quad (2.22)$$

Частоти обертання валів:

$$n_1 = n_{\text{дв}}; \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad (2.23)$$

$$n_1 = n_1 / U_{12}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30};$$

$$n_3 = n_4 = n_2 / U_{23}; \quad \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30};$$

Величини моментів на валах:

$$M_3 = M_4 = M_{\text{вр}}^{\text{max}}, \quad (2.24)$$

$$M_2 = \frac{M_3}{U_{23} \eta_{\text{ред}}}, \quad (2.25)$$

$$M_1 = \frac{M_2}{U_{12} \cdot \eta_{\Pi}}, \quad (2.26)$$

де $h_{в.м}$ - ККД виконавчого механізму, приймається рівним 0,8...0,9;

$h_{ред}$ - ККД редуктора, приймається рівним 0,96...0,98;

h_{Π} - ККД ланцюгової або пасової передачі, приймається рівним 0,94...0,96.

2.2.6 Розрахунок пасової, ланцюгової чи зубчастої передач

Розрахунок цих передач з визначенням діаметрів шківів, типу пасів чи ланцюгів і т.п. проводимо за ГОСТ 1284-36, ГОСТ 17983-72, ГОСТ 588-74, ГОСТ 589-74.

Методика розрахунків наведена у [2].

2.2.7 Вибір електродвигуна

Вибір електродвигуна здійснюється за заданою частотою обертання (хв^{-1}) та потужністю, яку він повинен мати для роботи даного привода.

Потрібна потужність електродвигуна:

$$P = M_1 \cdot \omega_1, \quad (\text{Вт}) \quad (2.27)$$

де $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ - частота обертання валу електродвигуна, с^{-1} ;

M_1 - крутильний момент, діючий на вихідному валу електродвигуна, Нм.

Приймаємо асинхронний двигун серії 4А основного виконання [5].

2.2.8 Розрахунок валу електродвигуна

Вал у електричній машині є дуже відповідальною деталлю. До його конструкції ставлять такі основні вимоги:

1) Вал повинен бути достатньо міцним, щоб без з'явлення залишкової деформації витримувати усі навантаження, які можливі при експлуатаванні машини, включаючи аварійні випадки (раптове коротке замикання). У машинах із знакозмінним навантаженням необхідно враховувати втомні явища у матеріалі вала.

2) Вал повинен мати достатню жорсткість, щоб його прогини при роботі машини не досягали величин, при яких можуть з'явитися неприпустимі перекручення рівномірності повітряного зазору між ротором та статором. При проектуванні необхідно пам'ятати, що жорсткість валу мало залежить від матеріалу, тому діаметр середньої частини валу недостатній для забезпечення жорсткості, і це неможливо усунути застосуванням високолегованих сталей.

3) Критична швидкість обертання вала повинна відрізнятися від робочих швидкостей обертання ротора не менш ніж на 30%.

Для валів електричних машин застосовують вуглецеву сталь марки Ст5 (ГОСТ 380-60), вуглецеві сталі 30, 35, 40 і 45 (ГОСТ 1050-60), а також легвана сталь 40X (ГОСТ 4543-61). Для підвищення механічних властивостей сталей їх піддають термічній обробці.

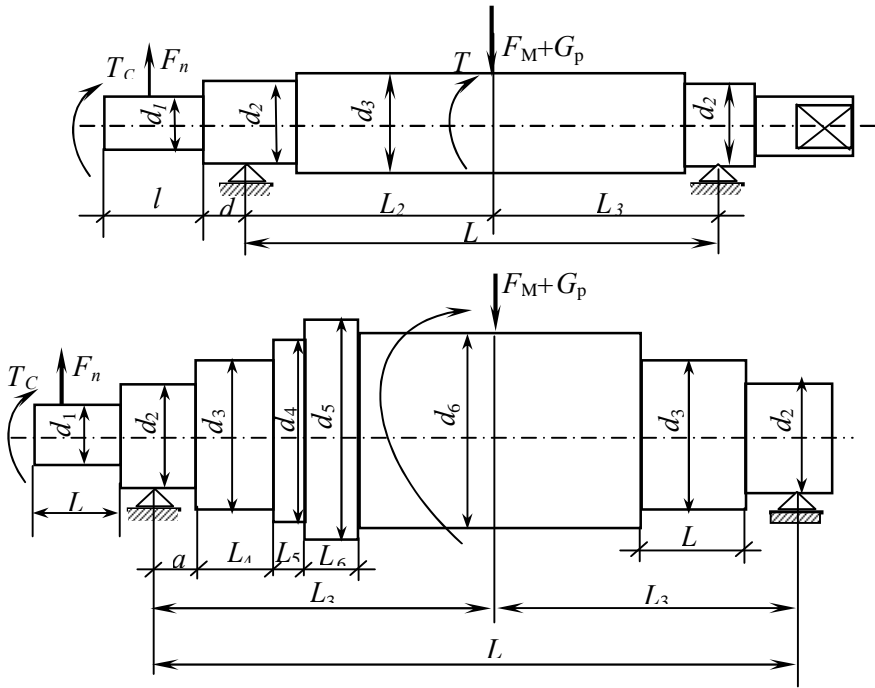
На вал діють такі сили і пара сил (моментом опору вентилятора зневажити), (див. рис. 2.13).

1) Крутильний момент T , розвинений електродвигуном і момент опору навантаження T_c .

При сталому русі $T = T_c = M_1$.

2) При спряганні двигуна з приводним механізмом використовуються три основних види передачі обертового моменту: пружною муфтою, клиновим або пласким пасом та зубчастою передачею.

Тому на вал діє поперечна (радіальна) сила F_n і повздовжні сили, які створюються цими видами передач, рисунки 8.1 та 8.2.



а - для двигуна з $h=50 \dots 250$ мм, б - для двигуна з $h=280 \dots 355$ мм
Рисунок 2.13 - Схема навантаження горизонтально розташованого вала

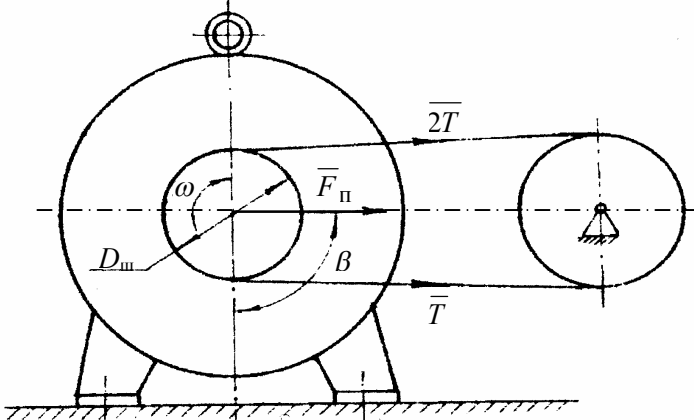


Рисунок 2.14 - Ремінцева передача

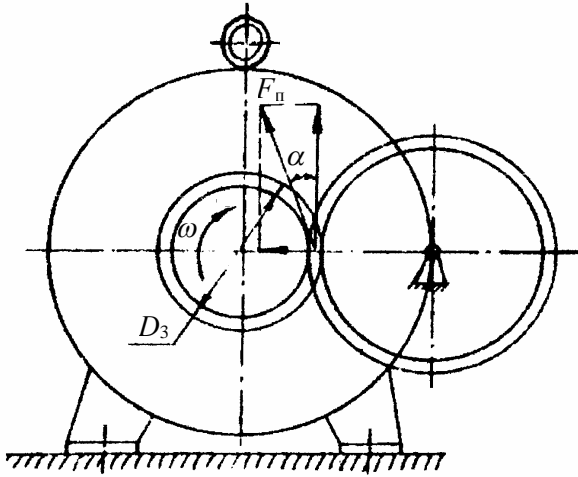


Рисунок 2.15 - Зубчаста передача

$$F_{\text{П}} = \frac{T \cdot 10^3}{R_0} K, \quad (2.28)$$

де R - радіус, на якому знаходиться елемент, передаючий зусилля (радіус дільного кола шестерні, кола кулачків, пальців муфти або кола шківу), мм;

$K_{\text{П}}$ - коефіцієнт, який залежить від способу спр'ягання двигуна з приводним механізмом.

При передачі пружною муфтою - $K_{\text{П}}=0,3$; для зубчастої передачі - $K_{\text{П}}=1,05$; для шківів: при передачі клиновим пасом - $K_{\text{П}}=1,8$, при передачі плоским пасом - $K_{\text{П}}=3$.

3) $G_{\text{р}}$ - вага ротора з валом, вважаємо що вона прикладена у середині ротора. Вагою частин вала поблизу опор можна знехтувати. Приблизне значення сили ваги $G_{\text{р}}$, Н, можна визначити

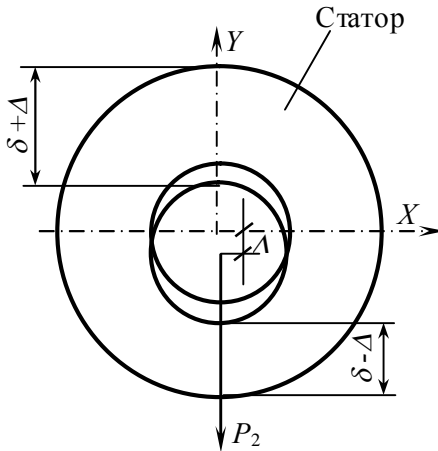
$$G_{\text{р}} = 64 D_{\text{зр}}^2 \cdot L_{\text{р}} 10^{-6} \quad (2.29)$$

де $D_{\text{зр}}$ - зовнішній діаметр сердечника ротора, мм;

$L_{\text{р}}$ - довжина ротора, мм.

4) F_M - сила однобічного магнітного притягання. Її з'явлення пояснюється однобічною зміною повітряного зазору δ , що пов'язано з наявністю ексцентриситету Δ розташування осі обертання ротора з геометричною віссю статора (рис 2.16). Вказані зміщення є наслідком неточності монтажу, а також зносом підшипників.

Рисунок 2.16 - Зміщення ротора відносно статора



Крім того, ексцентриситет залежить від прогину вала, неминуче виникаючого внаслідок дії вказаного навантаження.

Таким чином, силу F_M визначають за формулою, Н:

$$F_M = K_M(l - f) \quad (2.30)$$

де $l = (0,1 \dots 0,15)\delta$ - зміщення геометричної осі вала внаслідок неточності складання та зносу підшипників;

f - прогин вала, вимірний у точці прикладення сил F_M та G ;

$$K_M = \frac{0,3 D_{зр} \cdot l_p}{\delta} - \text{коефіцієнт пропорційності.}$$

Таким чином, система сил, діючих на вал, залежить від його прогину f . Для її визначення необхідно задати визначну конструкцію вала. Звідси випливає, що розрахунок вала асинхронного електродвигуна на міцність і жорсткість повинен бути зробленим за методом послідовних наближень по такому порядку:

1) На підставі розробленої схеми електродвигуна визначають довжину ділянок вала.

2) Вибирають матеріал валу і визначають його механічні характеристики.

3) У першому наближенні визначаємо:

а) діаметр хвостовика $d_{хв}$, із умови, міцності при крученні, приймаючи $[\tau]=20$ МПа, а його довжину із розрахунку на міцність шпонкового з'єднання вала та шківа (шестерні);

б) діаметр вала під підшипники кочення $d_{п}=(1,0...1,3)d_{хв}$.

в) діаметр вала у місці посадки ротора $d_{max}=(0,3...0,4)d_{п}$.

Діаметри інших ділянок вала визначається конструктивно з метою забезпечення найбільшої технологічності конструкцій, мінімальної витрати матеріала і мінімальної концентрації напружень.

4) Визначають сили, діючі на вал.

5) Визначають прогин вала f , який повинен відповідати умові $f_{max}<0.1\delta$.

Якщо ця умова не виконується, то необхідно трохи збільшити діаметри ділянок вала і зробити повторний розрахунок.

2.2.8.1 Розрахунок вала на жорсткість

Прогин вала відбувається під дією ваги ротора G_p , сили однобічного магнітного притягання F_m і реакцій передачі F_n на кінці валу.

Для розрахунку приймаємо найгірший випадок розподілу зусиль, коли сили G_p і F_m співпадають за напрямом, а сила F_n має протилежний напрямок, тобто спрямована угору.

Знаходимо прогин вала посередині сердечника ротора від його ваги - f_{G_p} .

Знаходимо прогин вала посередині сердечника ротора від сили F_n , тобто - f_{F_n} .

Початковий розрахунковий ексцентриситет ротора при горизонтальному розміщенні вала, визначається у мм.

$$l_0=0.1\delta+f_{G_p}+f_{F_n}. \quad (2.31)$$

Це зміщення викликає появу сили однобічного магнітного притягання, яка при кількості полюсів $2p=2$, визначається за формулою:

$$F_{M_0}=0,1D_{зр} \cdot l_p \cdot \frac{l_0}{\delta}, \quad (2.32)$$

де $D_{зр}$ - зовнішній діаметр ротора, мм;

l_p - довжина ротора ,мм;

δ - повітряний зазор між статором і ротором, мм

$$D_{зр} = d_c - 2\delta$$

А якщо $2p > 2$,то сила F_{M0} визначається :

$$F_{M0} = 0,15 D_{зр} \cdot l_p \cdot \frac{l_0}{\delta} \quad (2.33)$$

Прогин вала під дією магнітного притягання, викликаного першопочатковим зміщенням ротора, пропорційний прогину від ваги ротора і визначається за формулою

$$f_0 = f_{Gp} \cdot F_{M0} / G_p \quad (2.34)$$

Прогин вала під дією магнітного притягання викликає збільшення магнітного притягання, що у свою чергу приводить до нового збільшення прогину. Так буде продовжуватися до тих пір, поки магнітне притягання і жорсткість вала не зрівноважаться.

Прогин вала, який установився, від сили однобічного магнітного притягання, визначається за формулою

$$f_{FM} = f_0 / (1-m), \text{ де } m = f_0 / e_0 \quad (2.35)$$

Сила установленого однобічного магнітного притягання, Н:

$$F_M = F_{M0} / (1-m) \quad (2.36)$$

Сумарний прогин вала посередині ротора при горизонтальному розміщенні вала визначається

$$f = f_{Gp} + f_{Fn} + f_{FM}, \quad (2.37)$$

тільки необхідно, щоб виконувалась умова $-f_{\max} \leq 0.1\delta$.

2.2.8.2 Розрахунок вала на міцність і витривалість

Розрахунок вала на міцність проводиться у найбільш безпечному перерізі, використовуючи теорему максимальних дотичних напружень.

Розрахунковий момент згідно III теорії міцності визначається за формулою:

$$M_p = \sqrt{M_{32}^2 + (K \cdot M_{кр} \cdot \alpha)^2} \quad (2.38)$$

де k - коефіцієнт перенавантаження за моментом: для нормальної роботи $k=1,7$, а для важких умов роботи $k=2,5$, $\alpha=0,6$ для нереверсивних машин і $\alpha=0,8$ для реверсивних машин. Максимальне напруження

$$\sigma = \frac{M_p}{W}, \quad (2.39)$$

де W - момент опору при згині.

При цьому повинна виконуватись умова, що $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ де $[\sigma]$ - припустима напруга, яка залежить від матеріалу з якого виготовлений вал.

Перевіряємо міцність вала у ослабленому перерізі з врахуванням циклічності навантаження. При розрахунках приймають такі режими роботи вала: по нормальним напругам - симетричний цикл; по дотичним напругам - пульсуючий цикл. Коефіцієнти запасу міцності по нормальним напругам n_σ і по дотичним напругам n_τ визначається за формулами :

$$n_\sigma = \frac{[\sigma]_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \sigma_\alpha + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (2.40)$$

$$n_\tau = \frac{[\tau]_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \tau_\alpha + \psi_\tau \cdot \tau_m}; \quad (2.41)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} - границі витривалості;

σ_α і τ_α - амплітудні напруги;

σ_m і τ_m - середні напруги;

K_σ і K_τ - дійсні коефіцієнти концентрації напруг;

β - коефіцієнт поверхнього зміцнення;

ε_σ і ε_τ - масштабні чинники.

Загальний коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\tau^2 + n_\sigma^2}} \geq [n], \quad (2.42)$$

де $[n]$ - припустимий коефіцієнт запасу міцності, приймається $[n] = 1,5 \dots 2,5$.

Якщо умова міцності не виконується для якого-небудь перерізу, то необхідно корегування конструкції вала, а потім повторна його перевірка на міцність.

2.2.8.3 Розрахунок на міцність з'єднань ротора з валом

На валу електричної машини застосовується декілька шпонок, розташованих на ділянках різних діаметрів. Якщо до кожного діаметра

вала застосовувати відповідну ширину шпонки, то це задасть багато утруднень при обробці, так як при цьому потрібно буде замінити кілька фрез. Тому при проектуванні валів сучасних електричних машин на заводах встановлені такі традиції. Ширину шпонки на виступаючому кінці вала приймають згідно ДЗСТу, яка є шириною і інших шпонок. Перевіряють шпонки на зріз і зминання.

Умова міцності шпонки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{b \cdot l_p \cdot d_b} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.43)$$

де $[\tau_{зр}]$ - припустима напруга на зріз, МПа, яку можна прийняти 100 МПа;

l_p - робоча довжина шпонки, мм;

b - її ширина, мм;

d_b - діаметр вала, мм. Умова міцності на зминання виступаючої із вала частини шпонки

$$\sigma_{зм} \frac{2T}{(h - t_1) l_p d_b} \leq [\sigma_{зм}] \quad (2.44)$$

де $[\sigma_{зм}] = (60 \dots 100)$ МПа - припустима напруга зминання;

h - висота шпонки, мм;

t_1 - глибина пазу вала, мм.

Листи ротора повинні бути замкнені на валу у спресованому стані. Для цього застосовують або пружні кільця, укарбовані у канавку на валу, або втулки, насажені на вал з великим натягом.

Зусилля, зсуваюче шайбу вздовж валу, викликається пружністю спресованого пакету $q = (1 \dots 2)$ МПа. Поверхня листа, на яку діє цей тиск, підраховується як площа кільця з зовнішнім діаметром кола D_{Π} , проведеного через середини пазів ротора і внутрішнім діаметром d_1 , який дорівнює діаметру вала.

Таким чином, зусилля, що зсуває натискуючу шайбу, знаходиться за формулою

$$F_{зр} = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - d_b^2) \cdot q, \text{ Н} \quad (2.45)$$

Якщо натискуючу шайбу замикають укарбованим кільцем, то напруга на зріз кільця прямокутного перерізу визначається за формулою

$$\tau_{зр} = \frac{F_{зр}}{\pi d_b \cdot b}, \text{ МПа}, \quad (2.46)$$

де b - ширина кільця, мм.

Для кілець круглого перерізу діаметром d_1 маємо

$$\tau_{зр} = \frac{F_{зр}}{\pi d_b \cdot d_1}, \text{ МПа} \quad (2.47)$$

При цьому необхідно, щоб виконувалась умова $\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}]$.

2.2.8.4 Вибір і розрахунок підшипників

Електричні машини потужністю до 1000 кВт виконуються на підшипниках кочення. Переваги підшипників кочення такі:

- а) Менші розміри та більш компактні конструкції вузлів;
- б) Незначний знос, забезпечуючий постійність повітряного зазору;

в) Простота обслуговування і економія мастильних матеріалів;

г) Менші втрати на тертя, які майже однакові для пуску і при встановленій швидкості обертання, що особливо важливо для машин з частими пусками.

Для шарикопідшипникових вузлів, у яких обертається вал, внутрішнє кільце насаджується на вал щільно, а зовнішнє кільце шарикопідшипників встановлюється у підшипниковий щит рухомо.

У електричних машинах умови роботи підшипників ускладнюються нагрівом їх внаслідок втрат у активних частинах машини; роз'їданням підшипників електричним струмом; виникненням однобічного магнітного притягання при зміщенні центру ротора із геометричного центру машини; малим зазором між статором і ротором у асинхронних двигунах; необхідністю захисту внутрішнього простору від мастильних матеріалів.

В електричних машинах з горизонтальним валом при відсутності великих осьових навантажень застосовують радіальні однорядні шарикопідшипники або радіальні роликотподшипники з короткими циліндричними роликами.

Тривалість роботи підшипника кочення багато в чому залежить від наявності мастила. Для підшипників застосовують мастила: рідинні мінеральні мастила або консистентні мазеподібні мастила (це, наприклад, ЦИАТИМ 201, ЦИАТИМ 202 та інші).

Розрахунок підшипників кочення полягає у визначенні строку їх роботи до зносу (довговічність) у залежності від швидкості обертання та навантаження.

Проводиться розрахунок по приведеному динамічному навантаженню $F_{пр}$, яке для радіальних однорядних шарикопідшипників, встановлених у двигунах серії 4А, визначається

$$F_{пр} = F_r \cdot K_\sigma \cdot K_\tau, \quad \text{при } F_a/F_r \leq e,$$

$$F_{пр} = (XV F_r + YF_a) \cdot K_\sigma \cdot K_\tau, \quad \text{при } F_a/F_r > e,$$

де F_r - радіальне навантаження, сприймає підшипником;

F_a - осьове навантаження, сприймає підшипником;

X і Y - коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

K_σ - коефіцієнт безпеки, для асинхронних двигунів загального призначення $K_\sigma = 1,2$;

K_τ - температурний коефіцієнт, для підшипників, працюючих при температурі до 100 С, $K_\tau = 1,0$.

Номінальна довговічність підшипників, млн. обертів

$$L = (c / F_{пр})^\alpha, \quad (2.48)$$

або у годинах

$$L_h = (c / F_{пр})^\alpha \frac{10^6}{60n}, \quad (2.49)$$

де C - динамічна вантажопідйомність прийнятого підшипника;

$F_{пр}$ - приведенне динамічне навантаження;

a - показник ступені, для шарикових підшипників $a=3$ і для роликів підшипників $a=10/3$;

n - частота обертання вала, хв^{-1} .

Величини динамічної C та статичної C вантажопідйомності приведені у методичці по підшипникам. Розрахункова довговічність шарико- та роликпідшипників повинна бути $a \geq (10 \dots 15) \cdot 1000$ год. Відповідно ГОСТ 19523-81.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Артоболовський І.І. "Теорія механізмів і машин", М., 1978, – 657 с.
2. Кузьмін А.В. и др. "Курсовое проектирование деталей машин", ч. 1, 2, Минск, 1982, – 482 с.

3. “Редукторы и мотор-редукторы“, Каталог, ч. 1, 2, 1989, -124 с.
4. Поляков В.С. и др. “Справочник по муфтам”, Л., 1979, 342 с.
5. Асинхронные двигатели серии 4А. Справочник. / Под ред. А.В. Кравчика. – М.: Энергоиздат, 1982 –502 с.
6. Гурин П.С., Кузнецов Б.С. Проектирование серий электрических машин. – М.: Энергия, 1978, –479 с.
7. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976, – 406 с.

Додаток А

Приклад оформлення титульного аркуша

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
З ДИСЦИПЛІНИ _____”Прикладна механіка”_____

Розробив
ст. гр. Е410

/ _____ /

Керівник

/ _____ /

200_р.
Додаток Б

Приклад складання реферату на пояснювальну записку

РЕФЕРАТ

ПЗ: 41 с., 5 рис., 3 табл., 3 додатки, 7 джерел.

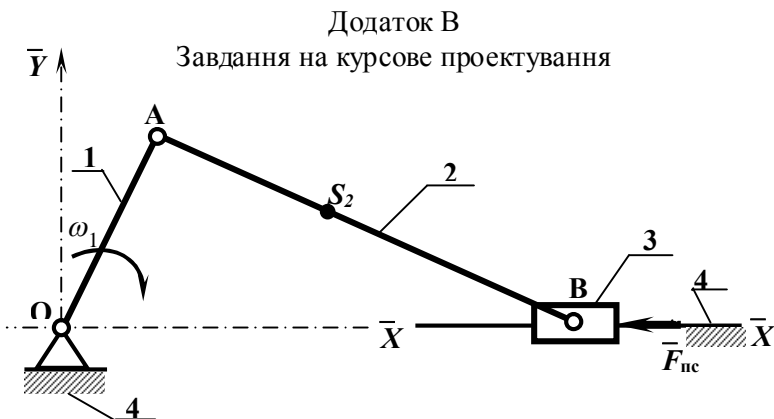
Об’єкт дослідження – електродвигун, передачі, важільний механізм.

Мета роботи – визначення кінематичних і силових параметрів виконавчого механізму, передаточних відношень у приводі та розрахунок валу електродвигуна.

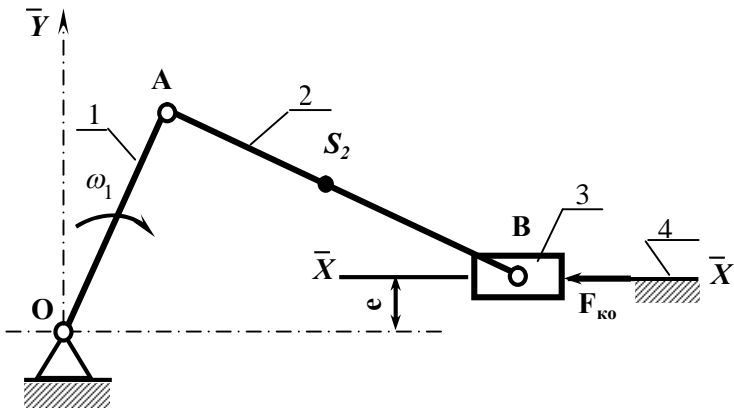
Методи дослідження – аналітичний, графоаналітичний та графічний.

Курсовий проект включає в себе структурний, кінематичний та силовий аналіз виконавчого механізму, визначення передаточних відношень в приводі, вибір електродвигуна та розрахунок валу двигуна на жорсткість, міцність та витривалість.

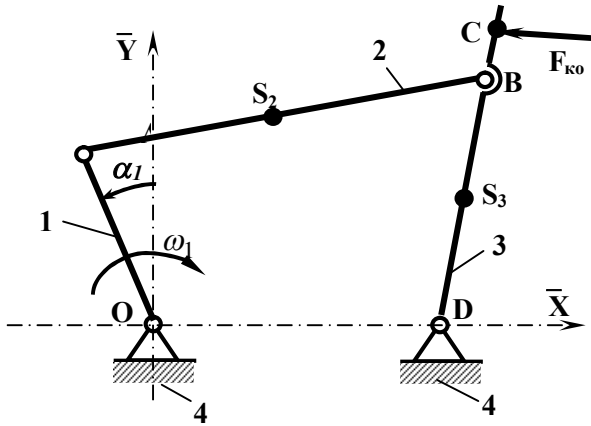
МЕХАНІЗМ, ЛАНКА, КІНЕМАТИЧНА ПАРА, ПЛАН ШВИДКОСТЕЙ, ПЛАН ПРИСКОРЕНЬ, ВРІВНОВАЖУЮЧИЙ МОМЕНТ, РЕДУКТОР, МУФТА, ПРОГИН ВАЛУ, ЖОРСТКІСТЬ, МІЦНІСТЬ, ВИТРИВАЛІСТЬ, ШПОНКОВЕ З'ЄДНАННЯ, ПІДШИПНИК КОЧЕННЯ.



Завдання 1	$n_{зв}$	$n_{кр}$	l_{OA}	l_{AB}	m_2	m_3	$F_{ко}$
Варіанти	ХВ^{-1}	ХВ^{-1}	ММ	ММ	КГ	КГ	Н
1	3000	90	150	450	50	160	5000
2		87	160	500	70	170	7000
3		85	170	550	85	180	9000
4		82	180	600	100	185	8000
5		78	190	650	110	190	7000
6		75	200	700	120	200	8000
7	1500	70	210	750	130	210	9000
8		65	220	800	140	220	10000
9		63	230	850	150	230	11000
10		62	240	900	160	240	12000
11		60	250	950	170	245	12500
12		58	260	1000	180	250	13000
13	1000	55	270	1050	190	255	14000
14		53	280	1100	195	260	14500
15		52	290	1200	200	270	15000
16		50	300	1250	210	280	16000
17		48	310	1300	220	290	17000
18		45	320	1350	230	300	18000
19		47	330	1400	240	310	19000
20		49	340	1500	250	320	20000



Завдання 2	$n_{зв}$ ХВ ⁻¹	$n_{кр}$ ХВ ⁻¹	l_{OA} ММ	l_{AB} ММ	e	m_2 КГ	m_3 КГ	$F_{ко}$ Н
Варіанти								
1	3000	150	70	210	10	10	30	9000
2		140	80	250	10	12	40	10000
3		130	90	270	15	15	50	12000
4		120	100	300	15	18	60	15000
5		110	110	350	20	20	70	18000
6		100	120	400	20	23	80	20000
7	1500	90	130	420	25	25	85	22000
8		80	140	450	25	28	90	24000
9		75	150	480	30	30	95	25000
10		70	160	500	30	32	100	28000
11		65	170	550	35	35	105	30000
12		68	180	600	35	38	110	35000
13	73	190	650	40	40	115	40000	
14	1000	60	200	700	40	43	120	45000
15		57	210	730	45	45	125	40000
16		55	220	750	45	48	130	35000
17		52	230	800	50	50	135	30000
18		50	240	850	50	52	140	38000
19		48	250	900	55	55	145	40000
20		45	260	950	55	58	150	35000



Завдання 3 Варіанти	$n_{зв}$ XB^{-1}	$n_{кр}$ XB^{-1}	l_{OA} ММ	l_{AB} ММ	l_{BD} ММ	l_{BC} ММ	l_{OD} ММ	m_2 КГ	m_3 КГ	F_{ko} Н
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1500	60	150	450	400	100	400	10	12	1000
2		65	175	400	350	150	350	12	14	1500
3		70	200	500	400	120	400	14	16	1800
4		75	180	390	350	50	350	10	12	2000
5		80	150	400	380	120	380	12	14	2300
6	1000	90	150	300	200	100	200	10	15	2500
7		100	200	350	250	120	300	15	20	2800
8		75	180	300	220	130	250	14	18	3000
9		60	170	300	240	110	270	15	18	3200
10		80	150	280	250	100	250	12	15	3500
11	750	75	150	400	400	100	350	12	15	4000
12		50	180	400	350	150	350	16	19	3800
13		40	200	450	400	100	400	20	22	4200
14		60	300	500	450	150	450	25	30	4500
15		50	250	500	450	120	430	23	27	4000
16	1000	50	230	480	420	130	390	20	25	4700
17		75	300	500	400	200	400	25	30	5000
18		60	280	600	500	200	500	28	32	5300
19		40	350	650	550	150	570	35	40	5500
20		30	400	700	550	150	600	40	45	6000

