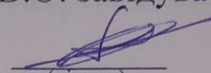


НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Приладобудівний факультет
Кафедра виробництва приладів

«На правах рукопису»
УДК 621.833.16

«До захисту допущено»
В.О. завідувача кафедри ВП


(підпис)

Шевченко В.В.
(прізвище, ініціали)

«14» 12 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності: **151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані
технології»**

на тему: **«Моделювання характеристик якості складання
кривошипно-планетарного редуктора»**

Виконав:

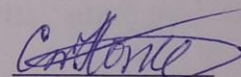
студент VI курсу, групи ПБ-71мп
Литвиненко Денис Миколайович

Керівник:

доц., к.т.н.

Стельмах Н. В.

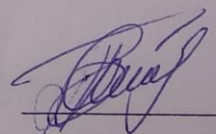




Консультант з розробки стартап-проекту:

доц. к.е.н.

Бояринова К. О.



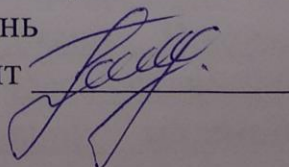
Рецензент:

проф. каф. ПБ Д.Т.Н. Киричук Ю.В.



Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних
посилань

Студент



Київ – 2018 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Приладобудівний факультет
Кафедра виробництва приладів

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність (спеціалізація) – 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (Спеціалізація 1: Комп'ютерно-інтегровані технології виробництва приладів)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.О. завідувача кафедри ВП



(підпис)

Шевченко В. В.

(прізвище, ініціали)

« 05 » 11 2018р.

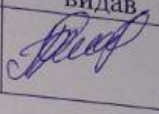
ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Литвиненку Денису Миколайовичу

1. Тема дисертації «Моделювання характеристик якості складання кривошипно-планетарного редуктора», науковий керівник дисертації Стельмах Наталія Володимирівна, к.т.н., доц., затверджені наказом по університету від «05» листопада 2018 р. №4078-с
2. Термін подання студентом дисертації до 10.12.2018 р.
3. Об'єкт дослідження Характеристики якості складання редукторів
4. Предмет дослідження: Кривошипно-планетарний редуктор
4. Вихідні дані: Креслення кривошипно-планетарного редуктора, специфікація, технічні вимоги до ТП складання
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: виконати аналіз креслення, методів забезпечення якості складання кривошипно-планетарного редуктора, сформулювати задачі дисертаційного дослідження. Виконати математичне моделювання основних характеристик якості складання кривошипно-планетарного редуктора. На базі отриманих математичних моделей розробити програмне забезпечення для розрахунку характеристик якості.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: Мета роботи, об'єкт, предмет дослідження, задачі дослідження та область застосування. Моделювання основних характеристик якості складання кривошипно-планетарного редуктора, опис програмного забезпечення.

7. Орієнтовний перелік публікацій: Статті, тези доповідей та патент на корисну модель за темою магістерської дисертації (надано в Додатку в вигляді Форми 26).

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розробка стартап-проекту	Бояринова К. О. к.е.н, доц.		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Виконати аналіз стану питання складання кривошипно-планетарного редуктора	07.09.2018	
2	Провести опис методів забезпечення якості складання	14.09.2018	
3	Провести математичне моделювання характеристик якості складання.	20.10.2018	
4	Розробити програмне забезпечення для розрахунку показників якості складання	28.10.2018	
5	Розробити стартап-проект	05.12.2018	
6.	Оформлення пояснювальної записки	10.12.2018	

Студент

Д. М. Литвиненко

Науковий керівник дисертації

Н. В. Стельмах

РЕФЕРАТ

Актуальність даної роботи полягає в тому, що в умовах інтенсифікації виробництва необхідно при швидких темпах виробництва забезпечити високу якість складання кривошипно-планетарного редуктора, значно зменшивши при цьому затрати часового ресурсу.

Мета дослідження полягає в розробці методики розрахунку характеристик якості складання кривошипно-планетарних редукторів на основі отриманих математичних моделей.

Задачами магістерської дисертації є:

- Виконати аналіз конструктивних рішень редукторів;
- Визначити основні конструкторсько-технологічні особливості. Які впливають на якість виготовлення редукторів;
- Виконати моделювання основних характеристик якості кривошипно-планетарно редуктора (КПР);
- Розробити алгоритмічне і програмне забезпечення, що дозволить виконати розрахунок основних характеристик якості складання КПР в автоматизованому режимі.

Об'єктом дослідження: Характеристики якості складання редукторів.

Предмет дослідження: Кривошипно-планетарний редуктор.

Наукова новизна:

- Розроблена методика розрахунку контактних напружень в механізмах з паралелограмним механізмом зняття обертового руху з сателітів;
- Виведено рівняння умови співвісності;
- Розроблена методика визначення умови самогальмування кривошипно-планетарного редуктора.

Практична цінність реалізації роботи. Запропоновано нову спрощену конструкцію симетричного кривошипно-планетарного редуктора з наскрізним вхідним валом, що дає можливість як пропускати різноманітні комунікації, так і реалізувати для даного редуктора дві степені вільності. При чому корпус редуктора передбачає можливість використання редуктора у якості

сателітного механізму з двома ступенями вільності, а конструкція редуктора у цілому є симетричною, в т.ч. за приєднувальними розмірами, що дає змогу суттєво розширити область застосувань даного редуктора.

Новизна даного технічного рішення підтверджується поданням заявки на видачу патенту України на корисну модель. Номер заявки: u 2018 10964.

Розроблено програмне забезпечення для розрахунку основних характеристик якості складання КПР.

Апробація роботи. Основні результати роботи за темою дисертації доповідалися і обговорювалися на

- XVII Міжнародна науково-технічна конференція “Приладобудування: стан і перспективи”, 15-16 травня 2018 року, КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ.
- 20-та Міжнародна студентська наукова конференція "Матеріали та технології XXI століття" 17 травня 2018 р., м. Катовіце, Польща
- XIV Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Ефективність інженерних рішень у приладобудуванні», 4-5 грудня 2018 р. Київ.

Публікації. По темі дисертації опубліковано 5 друкованих робіт, в тому числі подано заявку на видачу патенту України на корисну модель.

Список наукових праць наведено в Додатку Г.

Структура і об'єм дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури 38 найменування і 5 додатків; викладена на 91 сторінках тексту, містить 17 рисунків і 22 таблиці.

Ключові слова: кривошипно-планетарний редуктор, умова складання, контактна задача, умова співвісності, умова сусідства, інтерференція.

ABSTRACT

The urgency of this work is that in conditions of intensification of production it is necessary at a fast pace of production to ensure the high quality of the assembly of the crank-planetary gear, significantly reducing the cost of time resources.

The purpose of the study is to develop a methodology for calculating the characteristics of the quality of assembly of crank-planetary reducers on the basis of the obtained mathematical models.

The objectives of the master's thesis are:

- To carry out the analysis of constructive decisions of reducers;
- Identify the main design and technological features. What affects the quality of the manufacture of gearboxes;
- Perform the simulation of the main characteristics of the crank-planetary gearbox (CRC) quality;
- To develop algorithmic and software that will allow to calculate the main characteristics of the quality of compilation of CRC in automated mode.

Object of research: Characteristics of quality of assembly of reducers.

Subject of study: Crankshaft-planetary reducer.

Scientific novelty:

- The method of calculation of contact stresses in mechanisms with parallelogram mechanism of removal of rotary motion from satellites is developed;
- The equation of the congruence condition is derived;
- A method for determining the self-immobilization condition of a crank-planetary reducer is developed.

The practical value of the implementation of the work. A new simplified design of a symmetrical crank-planetary gearbox with a through-pass input shaft is proposed, which enables both the passage of various communications, and to realize two degrees of freedom for a given gearbox. Moreover, the gearbox housing allows the use of the gearbox as a satellite mechanism with two degrees of freedom, and the design of the gearbox as a whole is symmetrical, including according to the connecting dimensions, which allows to significantly expand the range of

applications of this gearbox.

The novelty of this technical solution is confirmed by the submission of an application for the grant of a Ukrainian patent to a utility model. Application number: u 2018 10964.

Software was developed for calculation of the main characteristics of the quality of compilation of CRC.

Test work. The main results of the work on the topic and the dissertation were reported and discussed at:

- XVII International Scientific and Technical Conference "Instrumentation: State and Perspectives", May 15-16, 2018, KPI them. Igor Sikorsky, Kiev.
- 20th International Student Conference "Materials and Technologies of the 21st Century" May 17, 2018, Katowice, Poland
- XIV All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists "Efficiency of Engineering Solutions in Instrumentation", December 4-5, 2018 Kyiv.

Publications On the theme of the dissertation published 5 printed works, including an application for the issuance of a patent of Ukraine to the utility model.

The list of scientific works is given in Appendix.

Structure and volume of the dissertation. The thesis consists of introduction, four sections, conclusions, list of used literature, 38 titles and 5 appendices; Laid out on 91 pages of text, contains 17 figures and 22 tables.

Keywords: crank-planetary reducer, condition of assembly, contact problem, condition of concurrence, condition of neighborhood, interference.

Зміст

Перелік умовних позначень	10
Вступ	11
1. Кривошипно-планетарні редуктори. особливості їх застосування та виготовлення. актуальність проблеми. постановка задач дослідження	15
1.1 Особливості складання приладів	15
1.2 Актуальність та область використання планетарних редукторів.....	19
1.3 Переваги та недоліки	21
Висновки до розділу	23
2. Моделювання характеристик якості складання кривошипно-планетарних редукторів	24
2.1 Конструкторсько-технологічні показники редуктора, що впливають на якість складання	24
2.1.1. Контактна задача для кривошипно-планетарного редуктора	24
2.1.2. Розрахунок різьбових з'єднань.....	33
2.1.3. Розрахунок шпонкових з'єднань.	35
2.2 Забезпечення якості технологічного процесу складання редуктора...	36
2.2.1. Умова сусідства	37
2.2.2. Умова співвісності.	37
2.2.3. Умова складання.	38
2.2.4 Умова відсутності інтерференції.....	39
2.3 Самогальмування в кривошипно-планетарному редукторі.....	43
2.3.1. Коефіцієнт корисної дії кривошипно-планетарного редуктора	44
2.3.2. Умова самогальмування кривошипно-планетарного редуктора	55
Висновки до розділу	59

3. Розробка програмного забезпечення показників якості складання кривошипно-планетарного редуктора.	61
3.1 Інформаційне забезпечення.	61
3.2 Математичне забезпечення.	63
3.2.1. Алгоритмічне забезпечення.	66
3.2.2. Програмне забезпечення.	66
3.3. Технічне забезпечення.	67
3.4 Лінгвістичне забезпечення.	68
3.5 Технологічне забезпечення.	69
Висновки до розділу	71
4. Розробка стартап-проекту «CAE Reducer».....	72
4.1 Опис ідеї проекту.....	72
4.2 Технологічний аудит ідеї проекту.....	74
4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту.....	74
4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту.....	80
4.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту.....	83
Висновки до розділу.....	86
ВИСНОВКИ.....	88
Список використаної літератури.....	90
Додатки:	
Додаток А. Код програмного забезпечення «CAE Reducer»;	
Додаток Б. Контрольний приклад проектування в системі «CAE Reducer»;	
Додаток В. Акт впровадження матеріалів і результатів магістерської дисертації;	
Додаток Г Наукові опубліковані праці за тематикою магістерської дисертації;	
Додаток Д. Презентація магістерської дисертації.	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ККД – коефіцієнт корисної дії

КПР – кривошипно-планетарний редуктор

ІС – інформаційна система

ІЗ – інформаційне забезпечення

ІБ – інформаційна база

ЕОМ – електронно-обчислювальна машина

ОС – операційна система

МЗ – математичне забезпечення

ПЗ – програмне забезпечення

КТЗ – комплекс технічних засобів

ЛЗ – лінгвістичне забезпечення

АСУ – автоматизована система управління

БД – база даних

ВСТУП

Зубчаті передачі отримали широке застосування в сфері приладобудування, машинобудування, авіа- та суднобудування, а також робототехніці і мехатронних системах де вони практично не мають альтернативи. Це стало можливим завдяки своїй універсальності, високому ККД, можливості застосування в широкому діапазоні швидкостей і потужностей, а також компактності та надійності. У той же час зубчасті передачі висувають високі вимоги до якості їх складання. Для можливості їх складання з високою якістю потрібна висока кваліфікація і спеціальна підготовка всіх працівників підприємства. Також не мало важливим є дотримання високої точності обробки робочих поверхонь, що є одним з найскладніших етапів технологічних процесів механічного оброблення, який виконується на спеціалізованих верстатах з використанням дорогого спеціального інструменту.

Серед усього розмаїття механічних передач, які використовуються в приладобудуванні, особливе місце займають сателітні/планетарні передачі. Такі передачі завдяки гнучкості кінематичної схеми і її багатопоточності дозволяють реалізовувати досить широкий діапазон значень передатних відношень і мають набагато менші масогабаритні характеристики в порівнянні з рядними зубчастими/черв'ячними передачами.

Крім класичних конструкцій планетарних передач важливе прикладне значення мають передачі з альтернативними структурними схемами, зокрема, кривошипно-планетарні редуктори. За принципом дії такий редуктор близький до хвильових передач, але в ньому відсутнє недовговічне гнучке колесо. У цих редукторах застосовують як позацентроїдні циклоїдальні і цівкові зачеплення, так і класичне евольвентне внутрішнє зачеплення з малою різницею чисел зубів коліс. Такі редуктори досить компактні, довговічні, мають високу навантажувальну і перевантажувальну здатність, характеризуються низьким рівнем шуму і вібрацій, мають малий момент

інерції рухомих деталей і дозволяють реалізовувати широкий діапазон передатних чисел (за рахунок різної комбінації ведучих, ведомих і нерухомих ланок) [1].

Кривошипно-планетарні редуктори – відомий але поки мало розповсюджений вид зубчатих передач. В основі цього виду передач лежить планетарний механізм типу К-Н-V (по класифікації В. Н. Кудрявцева) з внутрішнім зубчатим зачепленням з малою різницею числа зубців коліс. Редуктори на основі такого механізму дозволяють реалізовувати широкий діапазон передатних чисел (від 10 до 300) при малих габаритах, високому ККД, високій точності і жорсткості. Загальмовуючи корпус, вхідний або вихідний вал можна змінювати передатне відношення редуктора [2].

Актуальність даної роботи полягає в тому, що в умовах інтенсифікації виробництва необхідно при швидких темпах виробництва забезпечити високу якість складання кривошипно-планетарного редуктора, значно зменшивши при цьому затрати часового ресурсу.

Для забезпечення якісної та надійної роботи даного виду редукторів необхідно на стадії розробки редуктора проводити належну конструкторсько-технологічну підготовку виробництва.

Об'єктом дослідження: Характеристики якості складання редукторів.

Предмет дослідження: Кривошипно-планетарний редуктор.

Мета дослідження полягає в розробці методики розрахунку характеристик якості складання кривошипно-планетарних редукторів на основі отриманих математичних моделей.

Задачами магістерської дисертації є:

- Виконати аналіз конструктивних рішень редукторів;
- Визначити основні конструкторсько-технологічні особливості, які впливають на якість виготовлення редукторів;
- Виконати моделювання основних характеристик якості кривошипно-планетарно редуктора (КПР);
- Розробити алгоритмічне і програмне забезпечення, що дозволить виконати розрахунок основних характеристик якості складання КПР в

автоматизованому режимі.

Наукова новизна:

- Розроблена методика розрахунку контактних напружень в механізмах з паралелограмним механізмом зняття обертового руху з сателітів;
- Виведено рівняння умови співвісності;
- Розроблена методика визначення умови самогальмування кривошипно-планетарного редуктора

Практична цінність реалізації роботи. Запропоновано нову спрощену конструкцію симетричного кривошипно-планетарного редуктора з наскрізним вхідним валом, що дає можливість як пропускати різноманітні комунікації, так і реалізувати для даного редуктора дві степені вільності. При чому корпус редуктора передбачає можливість використання редуктора у якості сателітного механізму з двома ступенями вільності, а конструкція редуктора у цілому є симетричною, в т.ч. за приєднувальними розмірами, що дає змогу суттєво розширити область застосувань даного редуктора.

Новизна даного технічного рішення підтверджується поданням заявки на видачу патенту України на корисну модель. Номер заявки: у 2018 10964.

Апробація роботи. Основні результати роботи за темою дисертації доповідалися і обговорювалися на

- XVII Міжнародна науково-технічна конференція “Приладобудування: стан і перспективи”, 15-16 травня 2018 року, КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ.
- 20-та Міжнародна студентська наукова конференція "Матеріали та технології XXI століття" 17 травня 2018 р., м. Катовіце, Польща
- XIV Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Ефективність інженерних рішень у приладобудуванні», 4-5 грудня 2018 р. Київ

Публікації. По темі дисертації опубліковано 5 друкованих робіт, в тому числі подано заявку на видачу патенту України на корисну модель.

Список наукових праць наведено в Додатку В.

Структура і об'єм дисертації. Дисертація складається з вступу,

чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури 38 найменувань і 5 додатків; викладена на 91 сторінках тексту, містить 17 рисунків і 22 таблиці.

**1. КРИВОШИПНО-ПЛАНЕТАРНІ РЕДУКТОРИ.
ОСОБЛИВОСТІ ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ ТА ВИГОТОВЛЕННЯ.
АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ.
ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ**

1.1 Особливості складання приладів

Приладобудування та машинобудування покликане повністю оснастити всі галузі народного господарства новою високоефективною технікою, що сприяє досягненню значно вищого рівня продуктивності праці, забезпеченню максимального зниження чисельності працівників, зайнятих на ручних процесах. Практичне здійснення цих завдань вимагає правильного поєднання технічного вдосконалення виробництва, його організації та технології з найбільш повним і економічним використанням всіх ресурсів.

У структурі технологічних процесів виробництва виробів машинобудування найбільшу питому вагу займають обробка металів різанням і складання. Трудомісткість вузлової і загальної збірки складає в середньому близько 30% всієї трудомісткості виготовлення виробів. У масовому і великосерійному виробництвах ця частка менше, а в одиничному і дрібносерійного, де виконується великий обсяг підготовчих робіт, трудомісткість складання нерідко досягає 40%.

Процес складання грає дуже істотну роль в загальному циклі заходів щодо поліпшення якості продукції. На підвищення якості виробу можна впливати шляхом вдосконалення технології і її оснащеності засобами механізації, автоматизації та контролю, організаційних поліпшень, до яких відносяться краща організація виробництва і праці, підвищення кваліфікації працівників, досягнення ритмічності процесів складання, економічного впливу через систему оплати праці і матеріальну зацікавленість складальників в підвищенні якості, а також шляхом постійного спостереження за станом рівня якості. Ці основні і ряд інших другорядних ланок є звичайними складовими загальної системи управління якістю.

Тому складальним роботам в приладобудуванні та машинобудуванні має бути приділена особлива увага [3].

Різновиди складальних операцій доцільно досліджувати на основі конструктивно-технологічної класифікації вузлів приладів для окремих галузей приладобудування. Цю роботу ускладнює недостатня уніфікація і конструктивна спадкоємність елементів приладів. Однак конструкторсько-технологічна класифікація вузлів приладів дозволяє знайти ознаки технологічного подоби в функціонально різних елементах приладів. Об'єднання вузлів приладів в технологічні ряди, що володіють загальними ознаками з умов їх збирання, дозволяє розробити типові і групові технологічні процеси складання і визначити для них типові засоби механізації і автоматизації процесу [4].

Збірку будь-якого виробу можна здійснювати в довільній послідовності. В рівній мірі це відноситься також і до збірки окремих механізмів і навіть до більшості найпростіших з'єднань. Послідовність складання визначається перш за все конструкцією виробу, що збирається або його складових частин, а також ступенем необхідного поділу складальних робіт. Встановлена послідовність введення деталей і груп в технологічний процес складання виробу характеризує систему його комплектування.

Послідовність комплектування може бути одноваріантною для простих складальних одиниць і багатоваріантною для комплексних груп і виробів.

Однак в складних складальних одиницях і výroбах, коли в комплектуванні беруть участь десятки або сотні деталей, можливий ряд варіантів послідовності складання. При великій кількості деталей у виробі таких варіантів складання може бути дуже багато [35].

При розробці технологічного процесу складання виріб, виходячи з умов його конструкції, ділять на частини так, щоб здійснити збірку найбільшої кількості складальних одиниць незалежно один від одного. У зв'язку з цим у виробі або механізмі розрізняють конструктивні і складальні елементи. Умовне виділення перших може бути вироблено на основі їх призначення у виробі; наприклад, механізми приводу і регулювання в верстаті, механізми

газорозподілу в двигунах, механізми управління і ін. При виділенні ж складальних елементів обов'язковою умовою є можливість здійснення збірки кожного з них незалежно від іншого. Конструктивні елементи не завжди можуть бути складальними, і навпаки, хоча такий збіг зустрічається часто. У цих випадках елементи називаються конструктивно-складальними [3].

Згідно з ГОСТ 2.101-80 під складанням будь-якого виробу розуміють технологічні процеси з'єднання окремих його елементів у певній послідовності в складальні одиниці та цілі пристрої. До складання належать також операції регулювання вузлів або виробів, їх налагоджування та випробовування. Послідовність складання або певна послідовність з'єднання елементів визначається технічними вимогами та економічною діяльністю процесу [5].

Технологічний процес складання – завершальний етап виробничого процесу, який включає сукупність робіт по складанню з окремих деталей, вузлів виробу, його регулювання, настроювання та контролю відповідно до заданих технічних вимог.

Відповідно до послідовності збірки, обумовленої розчленуванням виробу на складові частини, розрізняють вузлове і загальне (остаточне) складання. При вузловій збірці збирають окремі вузли, підгрупи і групи. При загальній збірці з'єднують групи, деталі та вузли, складові виробу, а потім регулюють, налаштовують і контролюють виріб.

Механічне складання пов'язане з різним видом з'єднань шляхом з'єднання поверхонь деталей і вузлів, контролю і в разі необхідності регулювання, підгону, підбору і фіксування їх взаємного розташування відповідно до умов що пред'являються до виробу [6].

У процесі складання отримують багато різновидів з'єднань окремих елементів або цілих вузлів. Характер з'єднання визначається умовами роботи елементів у складальній одиниці або в приладі. З цього погляду з'єднання бувають рухомими та нерухомими. Коли з'єднання рухомі, то елементи переміщуються відносно один одного під час роботи виробу, а коли нерухомі - вони не мають свободи переміщення. Нерухомі з'єднання в процесі

складання приладів отримуються значно частіше і поділяються на рознімні та не рознімні.

Нерухомі рознімні з'єднання характеризуються значною жаркістю з'єднання елементів, що утворюють при цьому одну спільну жорстку конструкцію в приладі, але яку водночас можна багаторазово розбирати та знову складати. За приклад таких з'єднань можуть правити гвинтові або нарізні спряження деталей.

Нерухомі не рознімні з'єднання деталей утворюються під час складання різними складальними процесами (зварюванням, паянням, пресуванням тощо) і становлять єдину нерозбірну конструкцію, точність якої визначається методом з'єднання. Процеси отримання всіх цих з'єднань докладно описані далі.

За своїм кінцевим результатом складальний процес будь-якого пристрою полягає у з'єднанні його окремих елементів у суворо визначеному положенні відносно один одного з дотриманням чіткої просторової взаємної координації та розмірного взаємозв'язку. Таке визначене взаємне положення елементів виробу задається відповідною кінематичною схемою приладу і забезпечується попереднім отриманням (виготовленням) на деталях точних установочних поверхонь спряження або стикування за розмірами, що дає змогу визначити в процесі складання необхідний просторовий розмірний ланцюг і потрібне взаємне розміщення з'єднуваних деталей [5].

Надійність — один з найважливіших якісних показників приладів — багато в чому залежить і від технологічного процесу їх складання. Якщо, наприклад, в складальному цеху не підтримується ідеальна чистота, деталі перед установкою в прилад ретельно не очищені і на них залишаються пил, особливо в місцях сполучення рухомих частин, то це призводить до прискореного зносу деталей, зниження точності приладу і в кінцевому рахунку до відмови в роботі.

Великі зазори в рухомих з'єднаннях, що перевищують допустимі, також призводять до прискореного зносу деталей в умовах дії вібраційних та ударних навантажень. Навпаки, мала величина зазорів може привести до

затискання осі при змінах температури, коли розміри деталей внаслідок різних коефіцієнтів їх лінійного розширення змінюються по-різному. До прискореного зносу призводить не ретельне урівноваження рухомих частин приладу. Знос елементів "приладів відбувається не тільки внаслідок постійних або змінних механічних впливів, але й завдяки електричним, термічним і хімічним [6].

1.2 Актуальність та область використання планетарних редукторів

Однією з найважливіших задач сучасного приладобудування є пошук зниження ваги та габаритів приладів.

З усіх видів передач цю вимогу найбільш повно задовольняють планетарні передачі, що відрізняються істотно меншими габаритами і вагою в порівнянні з іншими передачами. Зазначена перевага пояснюється розподілом навантаження серед кількох сателітів і раціональним використанням внутрішнього зачеплення. Отже, в самій схемі планетарної передачі закладені можливості отримання значно менших габаритів і ваги, ніж в звичайних передачах при однакових матеріалах, їх механічних-характеристиках і точності виготовлення. Зазначені можливості до зниження габаритів і ваги зумовлюють появу інших умов, які, в свою чергу, також сприяють підвищенню здатності навантаження зачеплень і, отже, призводять до подальшого зниження габаритів і ваги. І дійсно, з переходом від звичайних передач до планетарних набагато зменшуються діаметри зубчастих коліс і, отже, при одній н тій же мірі притуплення інструмента можна значно збільшити твердість робочих поверхонь зубів і цим підвищити навантажувальну здатність зачеплення. Крім цього, зменшення розмірів зубчастих коліс у багатьох випадках може послужити причиною цілком виправданого переходу до більш якісних матеріалів, більш досконалої технології, використання поверхневих зміцнень, переходу до більш високого ступеня точності і т. д. Все це, в свою чергу, сприяє суттєвому зниженню

габаритів і ваги.

Перехід від звичайних передач до планетарних забезпечує зниження ваги в 1,5 – 5 разів. Великі значення відносяться до тих випадків, коли при цьому виявляється можливим використання заходів підвищення навантажувальної здатності зачеплення, застосування яких в звичайних передачах (через порівняно великих розмірів зубчастих коліс) нераціонально або навіть неможливо.

Поряд з малими габаритами і вагою планетарні передачі відрізняються високою надійністю, малими втратами на тертя, складовими в авіаційних і суднових приводах -1% при одній ступені 1,5-2% при двох ступенях, і істотно кращими, ніж в простих передачах віброакустичних властивостях [7].

У багатьох випадках планетарні механізми є незамінними, так як вони можуть виконувати ряд функцій, які нераціональні або неможливі для рядних або кратних зубчастих механізмів (підсумовування і поділ силових потоків, отримання складних траєкторій і т.п.).

Планетарні механізми дають нові компоновальні можливості (дозволяють розміщувати їх всередині двигунів, всередині ходових коліс, барабанів, шківів ремінних передач, гальм і т.п.).

Розкриття можливостей і областей застосування планетарних механізмів продовжується і в теперішній час [8].

Планетарну передачу застосовують як редуктор з постійним передавальним числом, як коробку швидкостей, передавальне число в якій змінюється шляхом почергового гальмування різних ланок (води́ла або одного з коліс), як диференційний механізм. Їх успішно застосовують в транспортному машинобудуванні, верстатобудуванні, приладобудуванні і т.д. Є велика кількість різних типів планетарних передач, але одноступенева планетарна передача набула найширшого розповсюдження [9].

Планетарні передачі застосовують як редуктори в силових передачах і приладах.

Широкого застосування планетарні передачі знайшли і автоматичних коробка передач автомобілів завдяки зручності управління передатними

числами (перемиканням передач) і компактності. Також планетарні передачі можна зустріти в приводах ведучих коліс сучасних велосипедів. Планетарну передачу часто застосовують суміщаючи її з електродвигуном (мотор-редуктори, мотор-колесо) [10].

Завдяки значним перевагам над звичайними рядними передачами такими як гнучкість кінематичної схеми і її багатопоточність, що дозволяє реалізовувати досить широкий діапазон значень передатних відношень і тому, що планетарні передачі мають набагато менші масогабаритні характеристики в порівнянні з рядними зубчастими/черв'ячними передачами вони отримали широке застосування в різноманітних галузях народного господарства. Але найбільшого поширення планетарні передачі отримали в важконавантажених і відповідальних механічних приводах, в авіа- і суднобудуванні, в робототехніці і мехатронних системах, де вони практично не мають альтернативи [1]

1.3 Переваги та недоліки

Планетарними передачами називають передачі, які мають зубчасті колеса з рухомими осями. Відмінною властивістю механізмів, які включають в себе планетарну передачу (або передачі) є наявність двох або більше степенів свободи. При цьому кутова швидкість будь якої ланки передачі визначається кутовими швидкостями інших ланок.

Основними перевагами планетарних передач над звичайними рядними або черв'ячними є:

- Малі габарити і маса в зв'язку з тим що потужність передається через декілька потоків, які чисельно рівні кількості сателітів. При цьому навантаження в кожному зачепленні зменшується в декілька разів;
- Зручність компоновки в машинах завдяки співвісності ведучого і ведомого валів;
- Робота з меншим шумом ніж в звичайних зубчатих передачах, що обумовлено меншими розмірами коліс і замиканням сил в механізмі.

При симетричному розташуванні сателітів сили в передачі взаємно врівноважуються;

- Мале навантаження на вали і опори, що спрощує конструкцію опор і знижує втрати в них;
- Можливість отримання великих передатніх чисел при невеликому числі зубчатих коліс і малих габаритах [10];
- Менше навантаження на зубці коліс. Оскільки в передачі зусилля приймає участь велика кількість зубців, то навантаження на кожен з них приходить менше, що напряду впливає на їх строк служби [11]
- Велике передатне число в одній ступені

Але як і будь який механізм планетарні передачі не позбавлені недоліків. До недоліків планетарних передач можна віднести:

- Підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- Різке зниження ККД передачі з підвищенням передатного відношення (Збільшення кількості поверхонь що труться) [9];
- Складність виготовлення деталей та їх подальше складання;
- Велика кількість деталей, в тому числі підшипників і їх подальше складання.

Найбільшим недоліком планетарних редукторів є складність їх виготовлення і монтажу. Незначні відхилення в деталях або помилки при монтажі можуть привести до серйозних проблем при експлуатації аж до поломки редуктора [11].

Висновки до розділу

Даний розділ магістерської дисертації присвячений загальному опису об'єкта дослідження. В результаті вивчення літературних джерел висвітлено особливості складання приладів. Вияснено, що складання виробу є заключним етапом виготовлення, який потребує підготовки виробництва в цілому.

Якщо, наприклад, в складальному цеху не підтримується ідеальна чистота, деталі перед установкою в прилад ретельно не очищені і на них залишаються пил, особливо в місцях сполучення рухомих частин, то це призводить до прискореного зносу деталей, зниження точності приладу і в кінцевому рахунку до відмови в роботі. Тому на складальному виробництві доцільним є підтримання чистоти як на складах так і в робочій зоні робітника.

Планетарні механізми набули широкого використання в різноманітних технічних пристроях. Найбільшого поширення планетарні передачі отримали в важконавантажених і відповідальних механічних приводах, в авіа- і суднобудуванні, в робототехніці і мехатронних системах, де вони практично не мають альтернативи

Проаналізувавши спеціалізовані технічні джерела зроблено висновок про актуальність планетарних передач. В цілому планетарні передачі є актуальним і досить поширеним видом зубчатих передач. Цьому сприяє ряд переваг планетарних передач над звичайними рядними і черв'ячними передачами (малі габарити і маса, зручність компоновки в машинах, низький рівень шуму, велике передатне число в одній ступені та ін.). Також виявлено ряд недоліків планетарних передач але найбільшим їх недоліком є складність виготовлення і монтажу. Незначні відхилення в деталях або помилки при монтажі можуть привести до серйозних проблем при експлуатації аж до поломки редуктора.

2. МОДЕЛЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЯКОСТІ СКЛАДАННЯ КРИВОШИПНО-ПЛАНЕТАРНИХ РЕДУКТОРІВ

2.1 Конструкторсько-технологічні показники редуктора, що впливають на якість складання

Найважливішим і відповідальним етапом виробництва приладів є їх складання, регулювання та випробування. При цьому особлива увага приділяється питанням точності виготовлення виробів, їх високої надійності в роботі на об'єктах. Водночас сучасні прилади є дуже складними та тонкими конструкціями, які містять велику кількість точних, але мало жорстких кінематичних вузлів. Забезпечити високу точність і стабільність вихідних характеристик таких складних пристроїв можна тільки за рахунок особливої організації складального виробництва та застосування великої кількості різноманітних складально-регулювальних, контрольно-вимірювальних і випробувальних процесів [12].

Забезпечення безперебійної роботи механізму є однією з задач [36], які ставляться перед проектувальником під час розробки приладу. Для забезпечення надійності виробу необхідно на стадії конструювання перевірити його деталі і вузли на механічну міцність.

Далі буде проведено розрахунок на контактну міцність контактної пари отвір сателіту кривошипно-планетарного редуктору і пальцю паралелограмного механізму зняття обертового руху, а також буде розраховано силу затяжки гвинтів та навантаження на зріз групи гвинтів. Також буде приведено розрахунок шпонкового з'єднання на зм'яття.

2.1.1. Контактна задача для кривошипно-планетарного редуктора

Під час проектування кривошипно-планетарного редуктора дуже мало уваги приділяється аналізу міцності контактних пар паралелограмного механізму зняття обертових рухів з сателітів. Вирішення даної задачі є дуже важливим у випадку, коли в контактних парах використовуються деталі з

різних матеріалів [1].

Розглядається кривошипно-планетарний редуктор, структурна схема якого представлена на рис. 2.1. Ведучою ланкою даного редуктора виступає ланка 1, виготовлена у вигляді кривошипного вала з ексцентриситетом a_w . Встановлені на ньому сателіти 2 і 2' разом з корпусом 3 утворюють пари з'єднаних зубчастих коліс з внутрішнім зачепленням. В тілі кожного сателіта є рівномірно розподілені по колу радіусом L , N отворів радіусом R . За допомогою цих поверхонь приводиться в обертання вихідна ланка 4 через пальці радіусом r , що входять в отвори N .

Провівши розріз I-I і II-II по сателітам 2 і 2' як показано на рис. 2.1, отримаємо фронтальні види даного редуктора (рис. 2.2). На цьому рисунку наочно зображені як геометричні параметри редуктора, так і протифазні положення сателітів. В принципі, кількість сателітів, які далі позначено через K , може бути рівною 1, однак з метою зменшення динамічних навантажень редуктора за рахунок врівноваження обертових мас і збільшення навантажувальної здатності такі редуктори, як правило, комплектуються двома сателітами ($K=2$). Кількість отворів в кожному сателіті зазвичай приймають рівним 3 або 4 (на рис. 2 розглянуто редуктор з $N=3$).

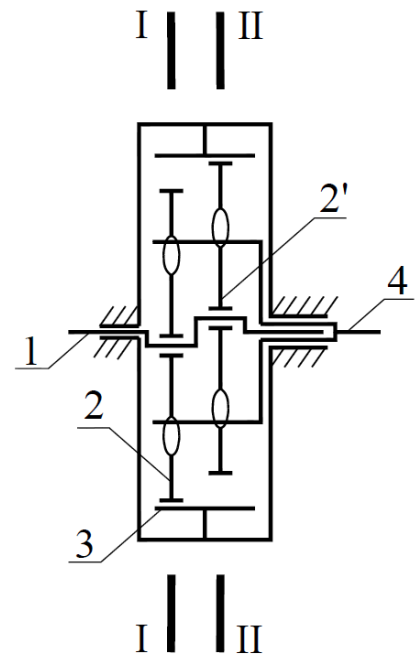


Рис. 2.1 Структурна
схема редуктора

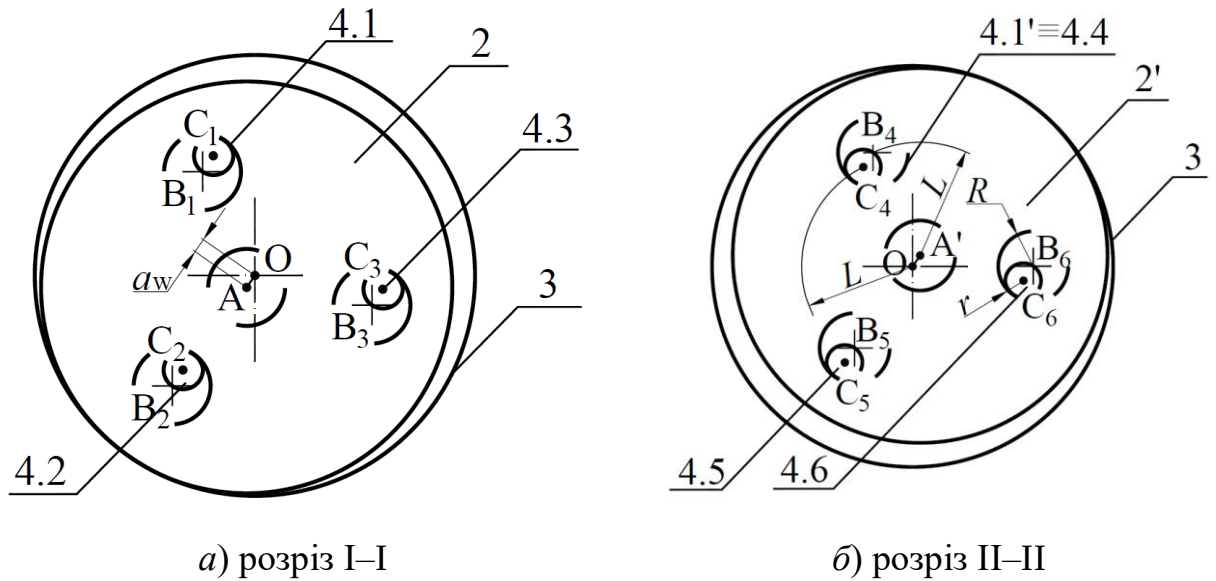


Рис. 2.2 Фронтальний вид редуктора з нумерацією контактних пар при $K=2$ і $N=3$

На цьому рисунку фігури $OA_nB_nC_n$ ($n=\overline{1,KN}$) представляють собою паралелограми зі сторонами L і $R-r=a_w$ і відносяться до згаданого раніше механізму зняття обертового руху з сателітів. Зовнішні кола для сателітів 2 і 2' зображують початкові діаметри їх зубчастих вінців, коло 3 – початковий діаметр колеса з внутрішнім вінцем. Цифрами $4\ n$ ($n=\overline{1,KN}$) на цьому рисунку позначені контактні пари «пальців» ланки 4 з отворами сателітів, причому номери $n=\overline{1,N}$ відповідають парам «ланка 4 – сателіт 2» $n=\overline{N+1,KN}$, (при $K=2$) – парам «ланка 4 – сателіт 2'».

. Використовуючи метод Вілліса [13] нескладно отримати формулу для передатного відношення від ланки 1 до сателітів –

$$i_{12} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = -\frac{z_2}{z_3 - z_2},$$

яке записано в припущенні, що колесо 3 з внутрішнім зубчастим вінцем загальмовано.

У цій формулі φ_2 – кут повороту сателітів відносно їх початкового положення при повороті ланки 1 на кут φ_1 ; z_2 , z_3 – числа зубів коліс 2/2' і 3.

Від'ємний знак в результаті для i_{12} означає, що обертання сателітів і ведучого кривошипа спрямовані протилежно.

Оскільки має місце безззорний контакт пар ланок «2/2' – 4», а фігури $OA_nB_nC_n$ ($n=\overline{1,KN}$) представляють собою паралелограми, то кутові швидкості сателітів і ланки 4 рівні:

$$i_{14} = \frac{\varphi_1}{\varphi_4} = i_{12}. \quad (2.1)$$

Очевидно, що при передачі обертового руху від кривошипа 1 до ланки 4 не всі контактні пари між елементами ланок «2/2' – 4» є ведучими. Поділ пар на ведучі і «пасивні» для конкретного значення φ_1 можна визначити за значенням кута тиску α у відповідній контактній парі – у ведучих α знаходиться в діапазоні від -90° до $+90^\circ$. При цьому під α розуміється кут між векторами швидкості центру пальця C_n ланки 4 і силою $\vec{F}_n$ контактної взаємодії в n -ій парі (рис. 2.3).

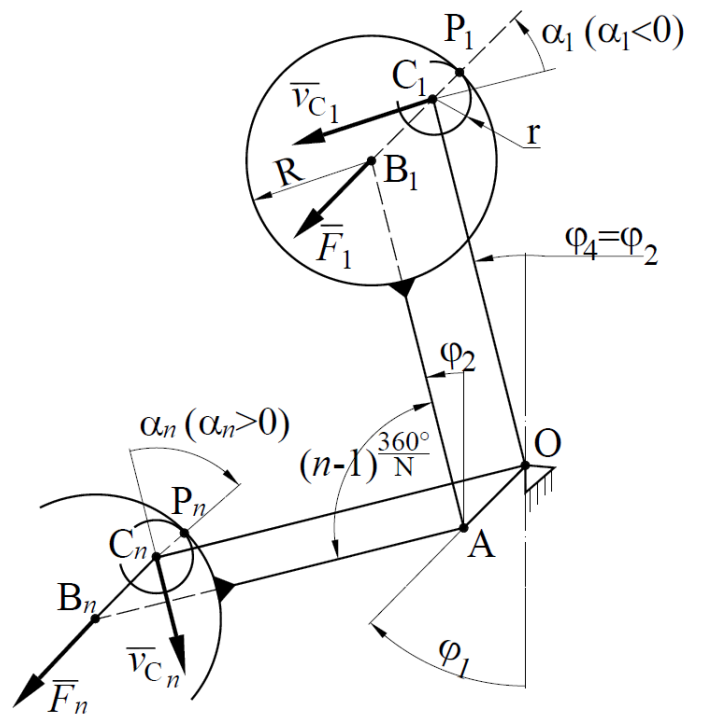


Рис. 2.3 Визначення кута тиску α_n

З використанням прийнятих раніше позначень розрахунковий вираз для α_n запишеться наступним чином:

$$\alpha_n = E \left(\varphi_1 \cdot (1 - i_{14}^{-1}) + \Delta\varphi_n + [e(n, N) - 1] \frac{360^\circ}{N} \right) \quad (n = \overline{1, KN}), \quad (2.2)$$

де $E(x) = e(x, 360^\circ) - 90^\circ$; $e(x, X)$ – залишок від ділення x на X ;

$$\Delta\varphi_n = \begin{cases} 0, n \leq N; \\ 180^\circ, n > N. \end{cases}$$

Для автоматизації подальших розрахунків можна прийняти $\alpha_n = 90^\circ \cdot \text{sign}(\alpha_n)$ при $|\alpha_n| > 90^\circ$.

Формула (2.2) дозволяє встановити номери ведучих контактних пар при заданому куті φ_1 кривошипа 1 відносно його початкового положення, яке показано на рис. 3. Для редукторів з $N=3$ при $K=1$ і $K=2$ ці діаграми показані на рис. 4. Слід зазначити, що для обох випадків передатне число редукторів прийнято рівним 20 ($i_{14} = -20$).

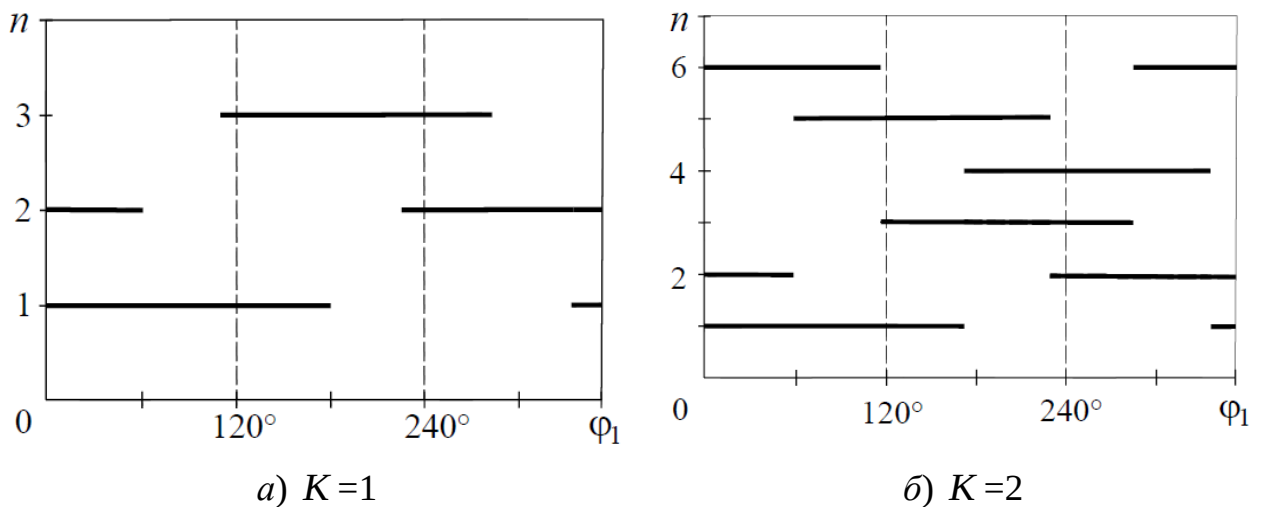


Рис. 2.4. Номери ведучих контактних пар при $N=3$

З аналізу рисунка 2.4,б отримаємо, що при $K=2$ в будь-який момент часу передача обертового руху від сателітів 2 і 2' до ланки 4 здійснюється через N контактних пар. У той же час при $K=1$ і $N=3$ мають місце такі моменти коли ведучою є одна контактна пара (при $\varphi_1=90^\circ$ контакт виключно в парі $n=1$, при $\varphi_1=200^\circ$ – в парі $n=3$). При цьому максимально можлива кількість одночасно діючих ведучих контактних пар дорівнює 2 ($\varphi_1=45^\circ$ ведучі контактні пари $n=1$ і 2, при $\varphi_1=240^\circ$ – пари $n=2$ і 3). Разом з тим, $K=2$, так і при $K=1$, фазовий кут роботи кожної контактної пари за один повний оберт кривошипа визначається виключно передатним відношенням редуктора i_{14} і становить $180^\circ / (1 - i_{14}^{-1})$.

Саме кількість ведучих контактних пар і кут тиску в них визначають

значення контактних напружень. Для їх обчислення може бути застосована формула Герца, яка для тіл обертання у вигляді циліндра і циліндричної порожнини має вигляд:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{w_H}{\rho}}, \quad (2.3)$$

де $Z_E = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \nu_2^2) + E_2 (1 - \nu_1^2)]}}$ – коефіцієнт, який враховує механічні-

етичні властивості матеріалів (E_i , ν_i – модулі Юнга і коефіцієнт Пуассона

матеріалів пальця і сателітів); $w_H = \frac{F_n}{b} K_A K_\alpha$ – питоме навантаження (F_n –

розрахункова сила в парі, b – довжина контактної ділянки, яка дорівнює

ширині сателітів; K_A – коефіцієнт динамічного навантаження; K_α –

коефіцієнт нерівномірності розподілу напруги між контактними парами);

$\rho = \frac{Rr}{R-r}$ – приведений радіус кривизни поверхонь.

Навантаження F_n в n -ій контактній парі яке є складовою формули (2.3) може бути обчислено за припущенням, що режим роботи даного редуктора є квазістатичним. Надамо ланці 4 можливий поворот на нескінченно малий кут $\delta\varphi_4$ в припущенні, що сателіти 2 і 2', що контактують з опорним колесом 3, є нерухомими. Тоді відповідно до принципу можливих переміщень сума елементарних робіт сил і моментів сил при такому можливому переміщенні дорівнює нулю –

$$T \cdot \delta\varphi_4 - \sum_{n=1}^{K \cdot N} F_n \cdot \delta r_n = 0 \quad (2.4)$$

Тут T – зовнішній крутний момент, прикладений до ланки 4; δr_n – нормальне зміщення точки P_n прикладання сили F_n в n -ій парі при повороті ланки 4 на $\delta\varphi_4$.

Очевидно, що розглянута задача відноситься до класу статично невизначених, оскільки KN значень F_n , що входять в рівняння (2.4) є шуканими. Варто зазначити, що не всі F_n невідомі, а тільки ті, індекси яких для розрахункового положення φ_1 відповідають ведучим парам (рис. 2.4, для «пасивних» контактних пар $F_n=0$).

Для визначення ненульових значень F_n необхідно врахувати той факт, що при контакті циліндричних поверхонь співвідношення між контактною силою і кінематичною зміною їх міжосьових відстаней з прийнятною точністю можна вважати лінійним [14]. При фіксованому значенні $\Delta\varphi_4=\delta\varphi_4$ вираз для F_n може бути записано таким чином –

$$F_n \approx A' \cdot \Delta r_n = A \cdot OP_n \cdot \cos(\beta_n).$$

Тут, A , A' – коефіцієнти пропорційності; Δr_n – кінематичне зміщення точки контакту при повороті ланки 4 на $\Delta\varphi_4$;

$$OP_n = \sqrt{L^2 + r^2 - 2Lr \cos(90^\circ - \alpha_n)};$$

$$\beta_n = 90^\circ - \arcsin\left(\frac{L}{OP_n} \sin(90^\circ - \alpha_n)\right).$$

Можливе нормальне зміщення точки P_n дорівнює $\delta r_n = L \cdot \delta\varphi_4 \cdot \cos(\alpha_n)$. Слід зазначити, що під час запису останніх співвідношень використовувалися теореми косинусів і синусів і схеми дії контактних сил, які аналогічні представлений на рисунку 2.5. Рисунок 2.5, при цьому, відображає картину навантаження 1-ої контактної пари ($n=1$).

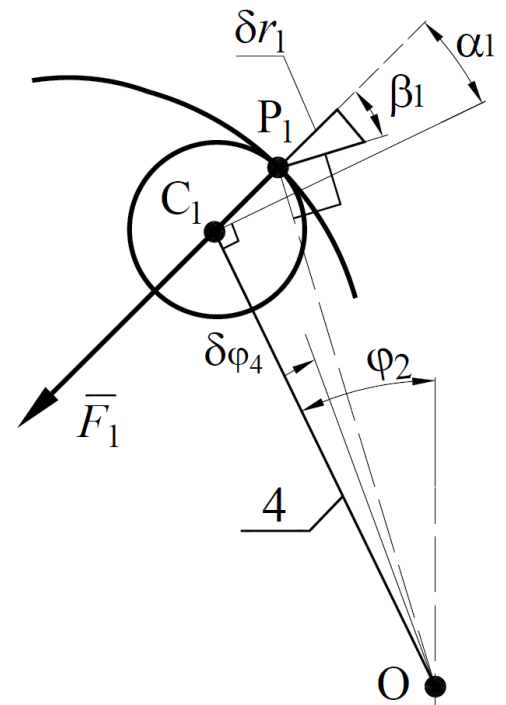


Рис. 2.5 Визначення контактної сили F_n

Після нескладних математичних перетворень з урахуванням рівності (2.4) отримаємо такий вираз для n -ої контактної сили:

$$F_n = \frac{T \cdot OP_n \cdot \cos(\beta_n)}{L \sum_{j=1}^{K \cdot N} OP_j \cdot \cos(\beta_j) \cdot \cos(\alpha_j)} \quad (2.5)$$

Слід зазначити, що сила F_n , як і змінні, що визначають її OP_n , β_n і α_n , залежить від положення кривошипного вала 1. Графіки зміни контактних сил $F_n(\varphi_1)$ в межах роботи n -ої контактної пари, обчислені за формулою (2.5) для редукторів з $N = 3$ представлені на рис. 2.6.

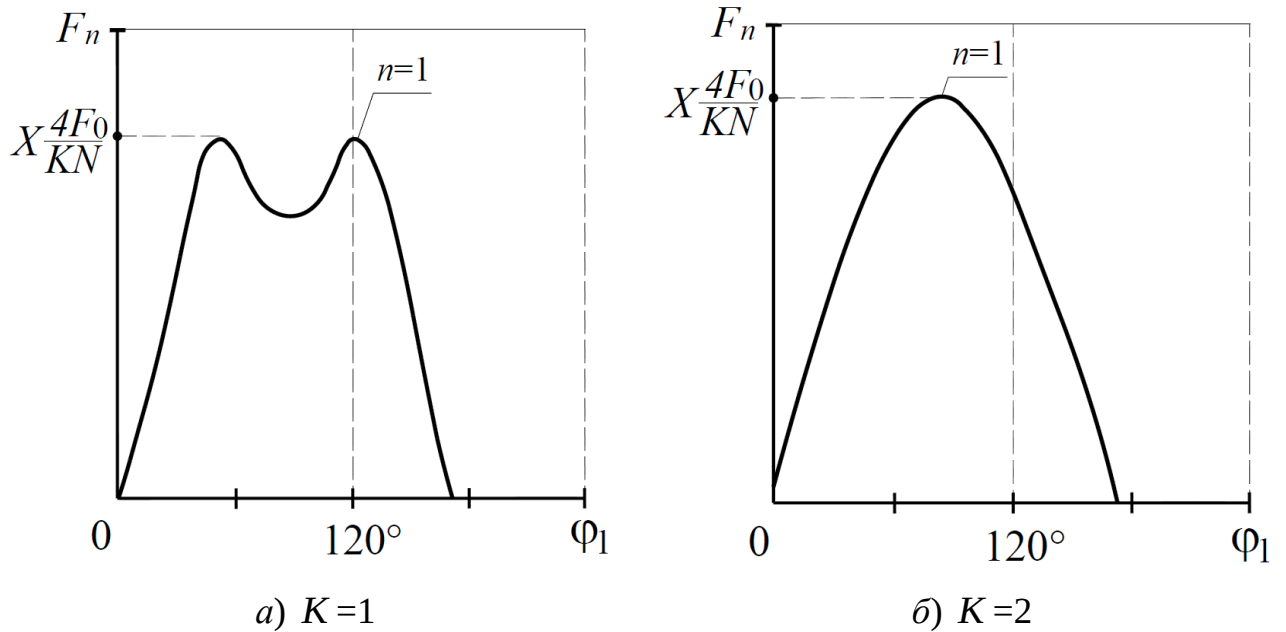


Рис. 2.6 Зміна контактної сили $F_n(\varphi_1)$ за цикл

Виконані розрахунки також показали, що редуктор з $N=2$ не може працювати, оскільки в циклограмі роботи ведучих контактних пар (аналогічних представленим на рис. 2.4) немає зон перекриття ліній. Тому в межах перехідних зон розрахункове значення контактної сили прямує до нескінченності. В цілому, з аналізу результатів проведених чисельних експериментів, частина яких представлені на рис. 6 можна зробити висновок, що при кількості отворів $N = 4; 5$ характер кривої $F_n(\varphi_1)$ не залежить від кількості K сателітів і має досить близький до представленого на рис. 2.6,б вигляд. При $K=2$ і довільному N , або при $K=1$ і $N > 3$, максимальне значення контактної сили в першій контактній парі має місце при $\varphi_1 = 90^\circ / (1 - i_{14}^{-1})$ (рис.

2.6,б), для наступних контактних пар – з періодом $180^\circ/N(1-i_{14}^{-1})$ (див. Рис. 2.4). При $K=1$ і $N=3$ сила $F_n(\varphi_1)$ досягає максимуму при $\varphi_1 \approx (90^\circ \pm 45^\circ)/(1-i_{14}^{-1})$. Разом з тим, як в першому, так і в другому розрахунковому випадку, максимальне значення контактної сили F_n з прийнятною точністю (похибка не перевищує 2%) може бути обчислено за формулою:

$$\max(F_n) = X \frac{4F_0}{KN}, \quad (2.6)$$

де $X = (0.8 + 0.05N)^{2-K}$, $F_0 = T/L$.

Однак в першому наближенні при $K=1$ коефіцієнт X може бути прийнятий рівним 1 (при $K=2$ цей коефіцієнт тотожно дорівнює одиниці).

Таким чином при перевірці міцності сателітів/пальців з використанням класичної формули Герца (2.3) в якості розрахункового значення сили притискання необхідно приймати її максимальне значення (2.6). При уточненому розрахунку, зокрема, на витривалість за контактним напруженням, слід враховувати характер зміни кривої за цикл (рис. 2.6) [26].

Таким чином при проектуванні редукторів з пралелограмним механізмом зняття обертового руху з сателітів актуальними є питання забезпечення динамічної міцності його деталей. При перевірці контактної міцності або міцності при згинанні в зубчастому зачепленні застосовні класичні методи розрахунку. У той же час при оцінці міцності сателіта в місці контакту з цівками вихідної ланки редуктора може бути застосована формула Герца, в якій в якості розрахункової контактної сили слід приймати її максимальне значення, яке наближено дорівнює $X \cdot (4F_0/KN)$ де $X = (0.8 + 0.05N)^{2-K}$; $F_0 = T/L$; T – крутний момент на виході редуктора; KN – загальна кількість контактних пар; L – відстань між осями цівок і віссю редуктора. Слід зазначити, що наведена вище формула для $\max(F_n)$ отримана

для редукторів з $K=1;2$ і $N=\overline{3,5}$.

2.1.2. Розрахунок різьбових з'єднань

Під час виготовлення редукторів використовують з'єднання двох видів:

а) з гвинтами, які встановлюються в отвори з зазором; б) з гвинтами, які встановлюються під розгортку без зазору. Перший вид з'єднання дешевший, але другий може сприймати більші навантаження і забезпечувати центрування деталей.

У випадку установки гвинтів з зазором вони повинні створювати силу тертя на поверхні стику, яка перевищує зовнішнє здвигаюче навантаження.

В такому випадку потрібна сила затяжки гвинта має вигляд

$$F_{зам} = \frac{SQ}{if},$$

де Q – розрахункова сила здвигу, яка приходить на один з найбільш навантажених гвинтів; i – число стиків, які стягуються гвинтом; f – коефіцієнт тертя, який однаковий для сухих чавунних і сталевих поверхонь деталей редуктора 0,15...0,2, для необроблених поверхонь в металічних конструкцій 0,3; S – запас зчеплення (для запобігання здвигів в межах зазорів між гвинтами і отворами $S \geq 1.5...2$).

Затяжку гвинта назначають з напруженням $0.6\sigma_t$, а в металічних конструкціях при контролю затяжки до $0.8\sigma_t$. По цій силі затяжки може бути визначений потрібний діаметр гвинта.

У випадку установки гвинтів під розгортку їх розраховують на зріз (2.7).

Умова міцності гвинта

$$Q \leq \frac{\pi d_c^2}{4} - i[\tau]_{cp}. \quad (2.7)$$

де d_c – діаметр стержня гвинта в небезпечному перерізі4 i – число поверхностей зрізу.

При з'єднанні тонкостінних деталей необхідний додатковий розрахунок

на зм'яття.

У високонавантажених з'єднаннях при стиснутих габаритах і постійному навантаженні допустимо ввести розрахунок з урахуванням того, що частина зовнішнього навантаження передається силами тертя в стиках, а інша прагне зрізати гвинти. Тоді розрахункова умова при $i=1$ і $S=1$ (2.8)

$$Q \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_{pf} + \frac{\pi d_c^2}{4} [\tau]_{cp}. \quad (2.8)$$

У випадку сприйняття зовнішнього навантаження спеціальними розвантажувальними пристроями у вигляді шпонок, штифтів, втулок, зубців гвинти вибирають в залежності від конструкції, враховуючи можливість відкриваючих сил, монтажних сил – небезпека перенавантаження гвинта під час затягування, віджимаючих сил, які виникають на поверхнях контакту деталей.

Розглянемо розрахунок основних видів групових з'єднань, які працюють на здвиг.

З'єднання, яке навантажено центральною здвигаючою силою (яка проходить через центр тяжіння площі стику). Приймаємо, що всі z гвинтів навантажуються однаково.

Навантаження, яке приходить на один гвинт,

$$Q = \frac{Q_{\text{общ}}}{z}.$$

З'єднання, яке навантажено моментом M_c від сил в площині стику при установці гвинтів з зазором зображено на рис. 55.

Припустимо, що фланці достатньо жорсткі і що тиск p розподіляється по стику рівномірно. Сили тертя, враховуючи дотичну піддатливість стиків, слід розраховувати пропорційними відносним зміщенням, тобто пропорційними відстані ρ від полюса повороту центра маси стику (по аналогії з розподілом напружень при крученні круглих циліндрів). Тоді коефіцієнт тертя, який реалізується на відстані ρ від полюсу $f \frac{\rho}{R}$, а умова міцності

з'єднання (момент сил тертя в стикі більше зовнішнього моменту) записується таким чином:

$$\int p dA f \frac{\rho^2}{R} = \frac{pIf}{R} \geq ST,$$

де p – тиск в ситку, яке дорівнює $\frac{F_{зам}}{A}$; dA – елемент площі стику; ρ – відстань від цього елемента до центру тяжіння площі стику; R – відстань від центру тяжіння до найбільш віддаленої точки стику; S – запас зчеплення.

Звідси

$$F_{зам} \geq \frac{STRA}{fIz}.$$

Для кільцевого стику з зовнішнім діаметром D_1 , внутрішнім D_2 при

$$R = D_1/2, A = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} \text{ і } I = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{32}, \text{ отримуємо}$$

$$F_{зам} \geq \frac{4STD_I}{zf(D_1^2 + D_2^2)}. \quad (2.9)$$

Зазвичай користуються наближеним розрахунком (2.9), відносячи сили тертя в стикі до окружностей осей гвинтів. Цей розрахунок особливо часто застосовують при піддатливих фланцях.[15].

2.1.3. Розрахунок шпонкових з'єднань.

Шпонка – деталь, яка встановлюється в пазах двох з'єднуваних деталей і яка протидіє відносному повороту або здвигу цих деталей. Шпонки переважно застосовують для передачі крутного моменту від валу до ступиці і навпаки.

Шпонки всіх основних типів стандартизовані і їх розміри вибирають по ГОСТам.

Ширину шпонок вибирають рівною $(0,25 \dots 0,30)d$, для найбільших валів $0,2d$, де d – діаметр валу.

Основним розрахунком для призматичних шпонок є умовний розрахунок на зм'яття в припущенні рівномірного розподілу тиску по поверхні контакту бокових граней шпонки з валом і ступицею.

Для простоти розрахунку припускають, що плече сил, які діють на шпонку, може бути прийнято рівним $0,5d$. Тоді умова міцності шпонки на зм'яття

$$\sigma = 2T10^3 / (dlk) \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (2.10)$$

де T – крутний момент, в Н·м; l – робоча довжина шпонки, мм; $k \approx 0.4h$ – глибина врізання шпонки в ступицю, в мм (див. ГОСТ 23360–78), $[\sigma]_{\text{см}}$ – в МПа.

В зв'язку з стандартизацією перетинів шпонок формулу частіше застосовують для перевірки тиску або допустимого моменту, при чому довжину шпонки l вибирають у відповідності до довжини ступиці. При необхідності по формулі (2.10) визначають довжину шпонки.

Умова міцності на зріз по перетину стандартних шпонок забезпечена при стандартизації. При проектуванні відповідна перевірка не потрібна [15].

2.2 Забезпечення якості технологічного процесу складання редуктора

Сучасне приладо- та машинобудування спрямоване на підвищення якості продукції, що виготовляється та економії часу під час виробництва при цьому прагне забезпечити відповідність зразків продукції всім сучасним вимогам до якості та. У виробі приладобудування досить часто використовуються планетарні редуктори. Цьому сприяють такі переваги планетарних передач: більше передатне число в одній ступені, широкі кінематичні можливості, підвищена навантажувальна здатність, мале навантаження на опори, суттєво менші габарити і маса в порівнянні зі звичайними зубчатими передачами та менші шумові показники, що пов'язано з підвищеною плавністю внутрішнього зачеплення і меншими розмірами коліс. До недоліків

планетарних передач можна віднести різке зниження ККД передачі зі збільшенням передатного числа, підвищені вимоги до точності виготовлення деталей редуктора та складання готового виробу. Незначні відхилення під час виготовлення деталей або помилки під час складання можуть призвести до серйозних проблем під час експлуатації аж до виникнення поломки всієї конструкції редуктора.

Одним з стримуючих факторів їх застосування є вимоги до якості виготовлення деталей та висока вірогідність помилок під час складання редуктора. Для забезпечення високої якості складання кривошипно-планетарного редуктора потрібно перевірити та забезпечити ряд умов таких як умова сусідства, умова співвісності, умова складання, умова відсутності інтерференції [16].

2.2.1. Умова сусідства

Часто планетарні механізми для забезпечення динамічної врівноваженості, виконують з декількома рівномірно розташованими по колу сателітами, які розташовані навколо центральних коліс в одній площині. У цьому випадку механізм проектується так, щоб зубчасті колеса сателітів не зачіпали (не «перетинали») один одного. [17].

У кривошипно-планетарному редукторі сателіти розміщені в двох паралельних площинах. Таке розташування сателітів запобігає можливості перетину головок зубів при цьому умова сусідства виконується. Перевірка даної умови виконується тільки при числі сателітів (потоків) більше одиниці.

2.2.2. Умова співвісності.

Осі центральних коліс планетарних передач збігаються з основною, тому для механізму з циліндричними передачами зачеплення центральних коліс з сателітами мають одну і ту же міжосьову відстань. Виняток складають передачі, в яких сателіт складається з двох зчепних зубчастих коліс. [18].

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{d_{w_2} - d_{w_1}}{2}, \quad (2.11)$$

де

$$d_{w_1} = \frac{mz_1}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}, \quad d_{w_2} = \frac{mz_2}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$$

Таким чином, умова співвісності (2.11) для кривошипно-планетарного редуктора має вигляд (2.12):

$$a_w = \frac{m(z_2 - z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = e, \quad (2.12)$$

де

$$\cos \alpha_t = \frac{\cos \beta}{\sqrt{\cos^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha}}, \quad e - \text{ексцентриситет вхідного валу.}$$

$$\cos \alpha_t = \cos \alpha_{tw},$$

де α_{tw} –розв’язок рівняння

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_2 - x_1) \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1}$$

2.2.3. Умова складання.

Умова складання передбачає забезпечення складання планетарного механізму. Дана умова перевіряється при числі сателітів більше одиниці. В кривошипно-планетарному механізмі установка сателітів можлива тільки в одному і тому ж положенні. [18].

Кривошипно-планетарний редуктор (рис. 2.7) в першому приближенні складається з ексцентрикового валу 1, сателітів 2 і 2', корпусу з внутрішнім евольвентним зачепленням 3, механізму зняття обертового руху з сателітів (паралелограмного механізму) 4. Для полегшення складання під час виготовлення сателітів проводиться маркування базового зубу (впадини) і отвору у вигляді точки, складання відбувається наступним чином: ексцентриковий вал 1 зі встановленими сателітами 2 і 2', встановлюють

вершиною ексцентриків у вертикальному положенні після чого сателіти встановлюють таким чином, щоб маркований зубець (впадина) з отворами співпадали з вертикальною віссю ексцентриків, далі в отвори сателітів встановлюють пальці паралелограмного механізму 4. Після виконання цих маніпуляцій вузол встановлюють у внутрішнє евольвентне зачеплення корпусу 3.

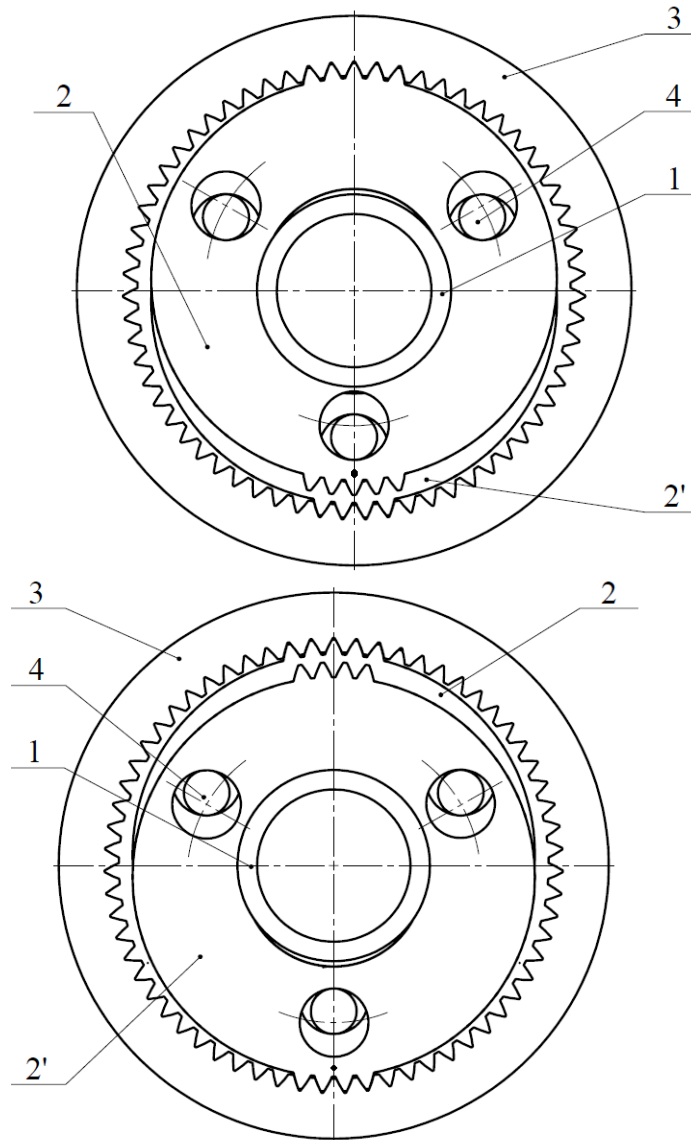


Рис. 2.7. Кривошипно-планетарний редуктор

2.2.4 Умова відсутності інтерференції.

Внутрішня передача має набагато вищий шанс присутності інтерференції ніж зовнішня передача. Існують різні види інтерференції, такі як, осьова

інтерференція, радіальна інтерференція, інтерференція головки зуба і т. д., які приведуть до порушення складання. [19]

Інтерференція головки зуба. Коли різниця кількості зубів $z_2 - z_1$ мала, головка зуба шестерні може контактувати з головкою зуба контактуючого колеса в місці протилежному точці зачеплення.

Наступне відношення (2.13) дозволяє уникнути інтерференцію головки зуба:

$$R_{a2} + a_w > R_{a1} \quad (2.13)$$

Осьова інтерференція. Коли різниця зубців $z_2 - z_1$ стає малою зубці сателіту і колеса з внутрішнім зачепленням можуть перетинатися так як це показано на рис. 2.8. Очевидно, що в такому випадку сателіт не можливо встановити в осьовому напрямку в колесо з внутрішнім зачепленням. Саме тому дана умова має назву осьової інтерференції. Для запобігання осьової інтерференції різниця

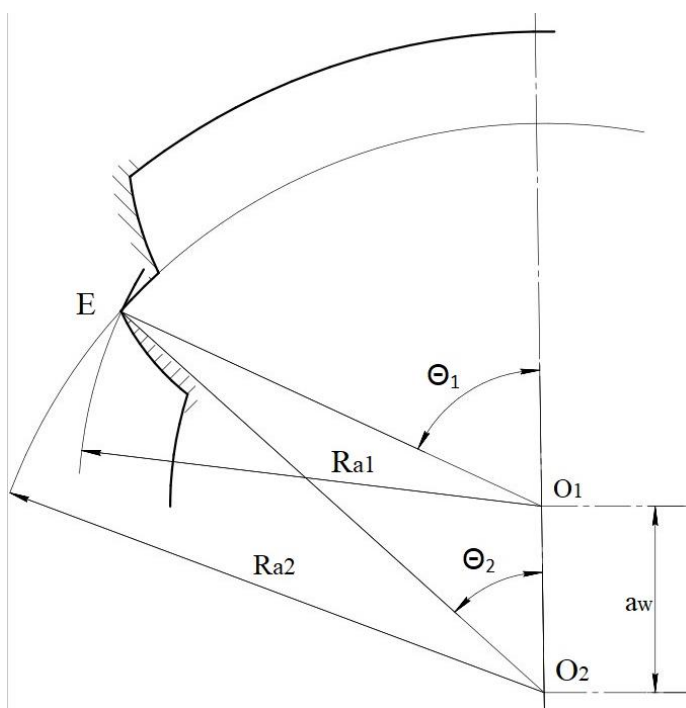


Рис. 2.8. Осьова інтерференція

зубів обмежена 10 і 12 для кута профілю вхідного контуру 20° без проведення пояснень і розрахунків. Але в деяких типах планетарних передач, наприклад, в кривошипно-планетарній передачі типу KHV, різниця зубців сателіта і колеса з внутрішнім зачепленням буває нижче 6. Це роблять для того, щоб при менших габаритах була можливість передавати більший крутний момент для забезпечення високої ефективності редуктора при використанні найменшого зуба. Різниця зубців $z_2 - z_1 = 1$ може вважатися неможливою виходячи з вище наведених умов, але редуктори типу KHV з різницею зубців

$z_2 - z_1 = 1$ були успішно протестовані при безперебійній роботі без виникнення помилок в роботі, також вони досягали високої ефективності роботи (ККД до 92%). На рис. 2.8 зображено точку Е, яка є найбільш вразливим місцем для осьової інтерференції. Умова уникнення цього виду інтерференції розраховується на основі положення цієї точки і розраховується наступним чином (2.14):

$$z_1(\theta_1 + \text{inv} \phi_{a1}) + (z_2 - z_1) \text{inv} \phi > z_2(\theta_2 + \text{inv} \phi_{a2}) \quad (2.14)$$

де

$$\theta_1 = \arccos \left[\left(R_{a2}^2 - R_{a1}^2 - a_w^2 \right) / (2R_{a1}a_w) \right]$$

$$\theta_2 = \arccos \left[\left(R_{a2}^2 - R_{a1}^2 + a_w^2 \right) / (2R_{a1}a_w) \right]$$

Радіальна інтерференція. Планетарні передачі з малою різницею зубів схильні до виникнення радіальної інтерференції. В такому випадку сателіт не може бути встановленим радіально в колесо з внутрішнім зачепленням. Нехай на рис. 2.9 присутній контакт в точці Р, під час повороту сателіту на кут β_1 , зубчате колесо повертається на кут $\beta_2 = \beta_1 z_1 / z_2$. Якщо в цьому положенні $L_2 > L_1$ інтерференція в радіальному напрямку буде відсутня. Це можна записати наступним чином:

$$L_1 = R_{a1} \sin \left[\beta_1 - (\text{inv} \phi_{a1} - \text{inv} \phi) \right]$$

$$L_2 = R_{a1} \sin \left[\beta_1 N_1 / N_2 + (\text{inv} \phi - \text{inv} \phi_{a2}) \right]$$

і

$$F(\beta_1) = L_2 - L_1 > 0 \quad (2.15)$$

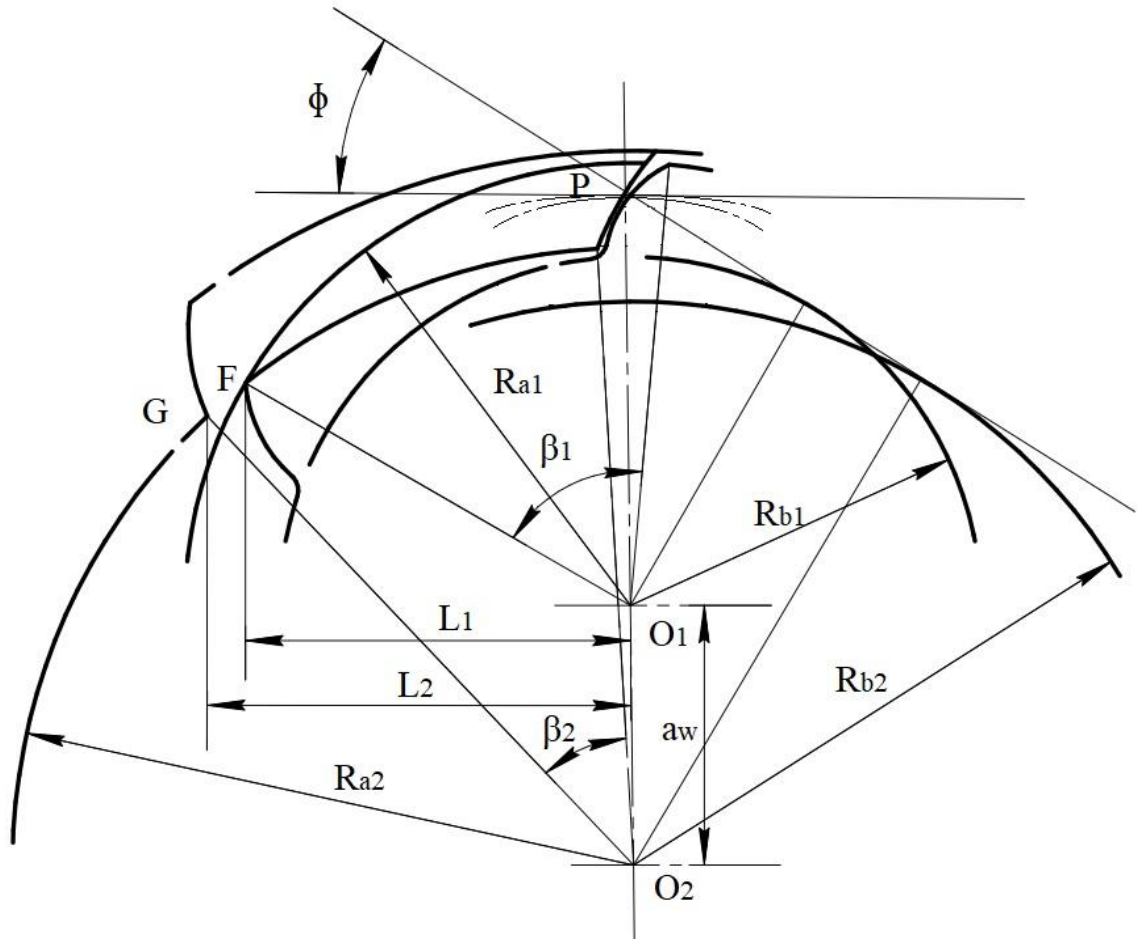


Рис. 2.9. Радіальна інтерференція

Але дані умови виконуються тільки для однієї позиції без інтерференції. Для того щоб запобігти появі радіальної інтерференції, всі інші положення механізму повинні задовольняти умову 2.15, включаючи мінімальне значення $F(\beta_1)$. З цього слідує, що через рівняння 2.15, диференціал $F(\beta_1)$ дорівнює 0, ми виключаємо β_1 і отримуємо умову для запобігання радіальної інтерференції.

Враховуючи вище сказане умова запобігання радіальної інтерференції виглядає наступним чином (2.16):

$$z_1 \left\{ \arcsin \sqrt{\left[1 - (\cos \phi_{a1} / \cos \phi_{a1})^2 \right] / \left[1 - (z_1 / z_2)^2 \right]} + \text{inv} \phi_{a1} - \text{inv} \phi \right\} > \\ z_2 \left\{ \arcsin \sqrt{\left[(\cos \phi_{a2} / \cos \phi_{a1})^2 - 1 \right] / \left[(z_2 / z_1)^2 - 1 \right]} + \text{inv} \phi_{a1} - \text{inv} \phi \right\} \quad (2.16)$$

2.3 Самогальмування в кривошипно-планетарному редукторі

Планетарні передачі мають переваги над звичайними передачами через їх ма-лий розмір, малу вагу та високу ефективність. Крім класичних конструкцій планетарних передач [17] важливе прикладне значення мають передачі з альте-рнативними структурними схемами, зокрема, кривошипно-планетарні редук-тори [20-22]. Одним з основних етапів проектування планетарних передач є оцін-ка їх ефективності, оскільки втрата потужності може бути знано більшими ніж у звичайних передачах. Але крім ефективності потрібно враховувати й інші фак-тори. Зокрема, деякі конструкції планетарних передач можуть бути необорот-ними. Тобто виникає явище самогальмування [23].

Самогальмування – це властивість, яка присутня в деяких планетарних редукторах з певними конструктивними рішеннями та співвідношенням зубів. Причина того, що планетарний редуктор самогальмованим, обумовлена голо-вним чином впливом сил тертя і геометрією зачеплення. Самогальмування ха-рактеризується таким внутрішнім станом механізму, в якому зовнішні сили обертання провокують внутрішні сили опору внаслідок дії сил тертя, що пере-шкоджають руху механізму. Планетарний механізм є самогальмованим тоді, коли на кожному з його елементів можлива рівновага сил. Таким чином сили, що прикладаються до вихідної ланки не викликають рух механізму [24].

Слово «гальмування» від грецького *tormos*, яке буквально означає отвір для встановлення цвяху, який затримує обертання колеса. В теперішній час гальмами називають пристрій які призначений для зменшення швидкості або повної зупинки машини. Гальма блокують механізм в одному і заданих режимів, наприклад, не допускають рух вантажопідйомного механізму під дією вантажу.

Блокування в заданому режимі може бути забезпечено і без спеціального пристрою за рахунок створення в одній з кінематичних пар механізму настільки великого опору, що рух механізму стає неможливим. Таке явище отримало назву самогальмування, воно відомо дуже давно і

отримало широке розповсюдження в черв'ячних і гвинтових передачах [23]. В навчальному посібнику Н. І. Левитського самогальмуванням названий такий випадок при дії сил тертя в поступальній парі, коли «відносний рух ланки в необхідному напрямку не може початись незалежно від величини результуючої сили» [25].

Самозамикаючий пристрій має великий потенціал для керування стабільністю положення коробки передач, що є критичною вимогою в деяких точних механізмах та приладах.

2.3.1. Коефіцієнт корисної дії кривошипно-планетарного редуктора

Кривошипно-планетарний редуктор з класичною схемою приводу

Редуктор. В кривошипно-планетарному редукторі з класичною схемою приводу (рис. 2.10) входною ланкою є ексцентриковий вал 1, а вихідною – ланка 4. Тоді момент рушійних сил T_1 на ведучій ланці 1 буде напрямлений в бік кутової швидкості ω_1 . Передатне відношення такого механізму дорівнює $i_{14}^{(3)} = \omega_1 / \omega_4 > 1$. Тобто механізм за вказаних вище умов буде існувати в режимі редуктора ($u_{14} = |i_{14}^{(3)}| > 1$).

Це означає, що кутова швидкість $|\omega_4| \leq \omega_1$, та крім того, кутові швидкості ω_1 та ω_4 протилежно направлені.

Крутний момент сил опору T_4 на веденій ланці буде мати напрямок, протилежний напрямку кутової швидкості ω_4 , а його значення, очевидно, буде більшим, ніж значення моменту сил на входній ланці. Тобто $T_4 > T_1$.

За умови усталеності потоку потужності, що передається механізмом, зовнішні моменти сил T_1 , T_4 і T_3 , що прикладені до входної і вихідної ланок,

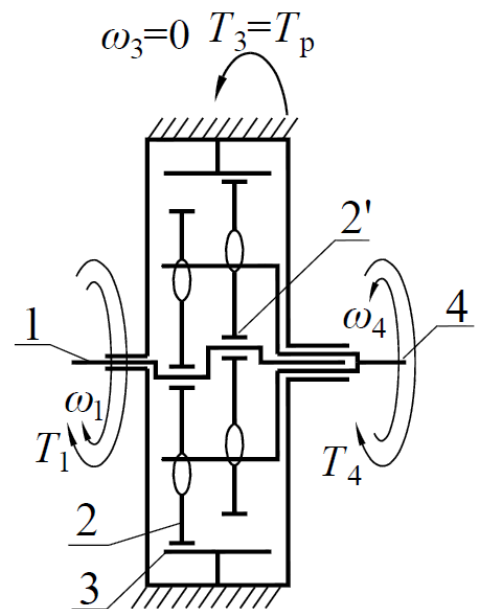


Рис. 2.10 Схема кривошипно-планетарного редуктора

та до нерухомого колеса 3 (тобто реактивний момент сил $T_p = T_3$), будуть знаходитись в рівновазі. Тоді можна на основі представлених на рис. 2.10 напрямків моментів записати умову рівноваги редуктора (2.17):

$$T_1 + T_4 = T_3 \quad (2.17)$$

Дане рівняння свідчить, що момент сил на вихідній ланці T_4 має такі значення і напрямок, що він разом з моментом сил T_1 дорівнює реактивному моментові сил T_3 та врівноважує його. Тому на рис. 2.10 реактивний момент T_3 напрямлений у протилежну до вхідного моменту T_1 сторону.

Прийняті вище допущення дозволяють вважати моменти сил T_1 , T_4 і T_3 незмінними після «обернення» механізму (за рахунок додаткової швидкості ω_1 , яка надається всьому механізму). ККД «прямого» механізму позначимо через $\eta_{14}^{(3)}$. Цей ККД можна розрахувати як відношення вихідної потужності механізму до вхідної підведеної потужності:

$$\eta_{14}^{(3)} = \frac{N_{\text{вих}}}{N_{\text{вх}}} = \frac{T_4 \omega_4}{T_1 \omega_1}.$$

В цьому випадку кутова швидкість ω_4 на вихідній ланці буде дорівнювати:

$$\omega_4 = \frac{\omega_1}{u_{14}}.$$

Шляхом нескладних перетворень, знаходимо передатне відношення редуктора $u_{14}^{(3)}$ при закріпленому корпусі 3.

$$u_{14} = \frac{z_2}{z_3 - z_2} = \frac{1}{\frac{z_3 - z_2}{z_2}} = \frac{1}{\frac{z_3}{z_2} - 1} = \frac{1}{u_{23} - 1},$$

де:

$$u_{23} = z_3 / z_2,$$

$$u_{14} = \left| i_{14}^{(3)} \right|;$$

Тоді ККД редуктора при нерухомому корпусі 3 буде дорівнювати

$$\eta_{14}^{(3)} = \frac{T_4}{T_1 u_{14}}$$

Обернений» редуктор. В дужках на рис. 2.11 зі штрихом позначені кутові швидкості ланок «оберненого» механізму.

Аналіз «оберненого» механізму, у якому ланка 1 стала нерухомою (кутова

швидкість $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_1 = 0$), дозволяє зробити висновок, що момент сил T_1 у такому механізмі слід розглядати як реактивний.

Нерухома ланка 3 оберненого механізму стала «ведучою», оскільки напрямки T_3 і $\omega'_3 = |\omega_3 - \omega_1| = |\omega_1|$

співпадають. Кутова швидкість ω'_4 вихідної ланки 4 збільшується і має той же напрямок, що і ω_4 , який протилежно направлений з напрямком моменту сил T_4 . Тому ланка 4 залишається веденою, при чому $\omega'_4 = \omega_4 + \omega_1$.

ККД для такого механізму позначимо через $\eta_{34}^{(1)}$. Цей ККД, як і раніше можна розписати як відношення вихідної потужності редуктору до вхідної

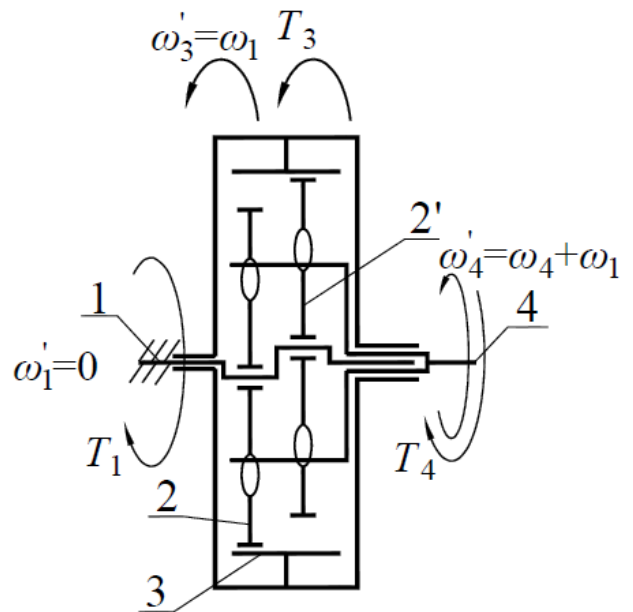


Рис. 2.11 Схема «оберненого» кривошипно-планетарного механізму

$$\eta_{34}^{(1)} = \frac{T_4 \omega'_4}{T_3 \omega'_3} = \frac{T_4 (\omega_1 + \omega_4)}{(T_1 + T_4) \omega_1} = \frac{T_4 \omega_4}{(T_1 + T_4)} = \frac{u_{23}}{1 + T_1/T_4} \quad (2.18)$$

Звідси виведемо формулу передатного відношення u_{23} :

$$\eta_{34}^{(1)} + \eta_{34}^{(1)} \frac{T_1}{T_4} = u_{23} \quad (2.19)$$

Як було сказано вище, за умови постійності потоку потужності, що передається механізмом, моменти сил будуть знаходитися в рівновазі (2.17).

З урахуванням формул (2.17) та (2.18) знаходимо невідоме відношення T_1/T_4 :

$$\left(\frac{T_1}{T_4} \right) = \frac{u_{23} - \eta_{34}^{(4)}}{\eta_{34}^{(1)}} \quad (2.20)$$

Далі шляхом підстановки (2.19) в формулу (2.20) і нескладних математичних перетворень отримаємо

$$\eta_{14}^{(3)} = \frac{\eta_{34}^{(1)}}{\left(u_{23} - \eta_{34}^{(1)} \right) u_{14}^{(3)}} = \frac{\eta_{34}^{(1)} (u_{23} - 1)}{u_{23} - \eta_{34}^{(1)}}$$

Таким чином, ККД редуктора з класичною схемою приводу (при вхідній ланці 1, вихідній ланці 4 та при закріпленій ланці 3), визначається за формулою

$$\eta_{14}^{(3)} = \frac{u_{23} - 1}{u_{23} / \eta_{34}^{(1)} - 1} \quad (2.21)$$

Мультиплікатор. На наступному етапі розглянемо кривошипно-планетарний механізм, у якому вхідною ланкою є цівочний механізм 4, а вихідною – кривошипний вал 1 (рис. 2.12).

У даному випадку момент рушійних сил T_4 на ведучій ланці 4 буде напрямлений в бік кутової швидкості ω_4 . Передатне відношення такого механізму $i_{41}^{(3)} = 1/i_{14}^{(3)} = \omega_4/\omega_1 < 0$. Це означає, що кутова швидкість $|\omega_4| \geq \omega_1$, а по-друге, як вже було сказано вище кутові швидкості ω_1 та ω_4 протилежно направлені,

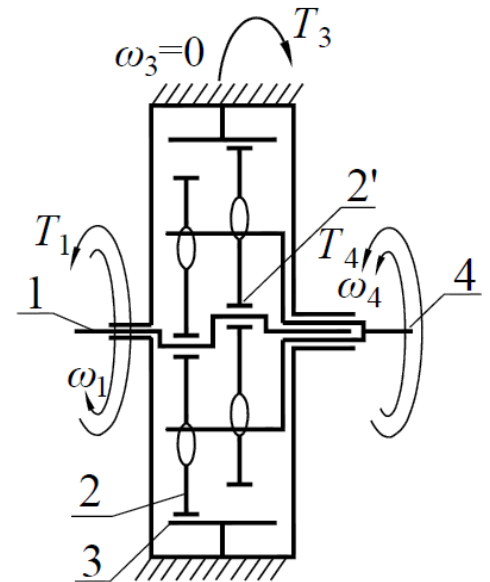


Рис. 2.12 Схема кривошипно-планетарного мультиплікатора

$$i_{41}^{(3)} = 1/i_{14}^{(3)} = -u_{23} + 1,$$

$$\text{де } i_{14}^{(3)} = \omega_1/\omega_4 < 1.$$

Момент сил опору T_1 на веденій ланці буде мати напрямок, протилежний напрямку кутової швидкості ω_1 .

Як було сказано вище, за умови постійності потоку потужності, що передається механізмом, моменти сил будуть знаходитися в рівновазі (2.17).

ККД такого механізму позначимо через $\eta_{14}^{(3)}$. Цей ККД можна розрахувати як відношення вихідної потужності до вхідної потужності

$$\eta_{41}^{(3)} = \frac{T_1 \omega_1}{T_4 \omega_4} = \frac{T_1 u_{14}}{T_4}. \quad (2.22)$$

Шляхом нескладних перетворень знаходимо передатне відношення редуктора u_{14} при закріпленому корпусі 3.

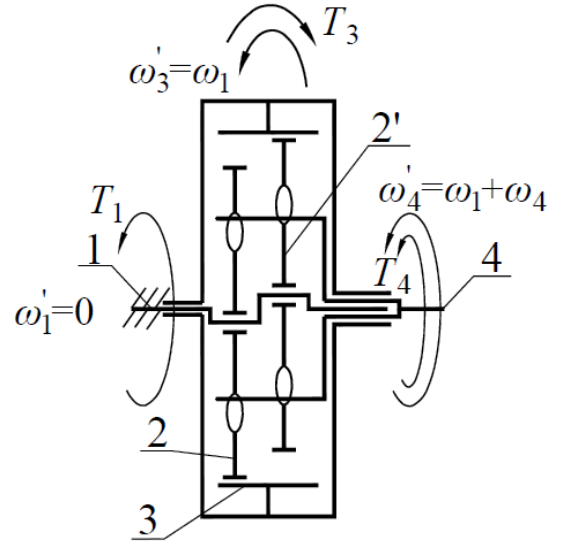
$$u_{14} = \frac{1}{u_{23} - 1},$$

де

$$u_{23} = \frac{\omega'_2}{\omega'_3} = \frac{z_3}{z_2}.$$

«Обернений» мультиплікатор.

Аналіз оберненого механізму (рис. 2.13) дозволяє зробити висновок, що в нього ланка 1 стала нерухомою (кутова швидкість $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_1 = 0$), тому момент сил T_1 у такому механізмі слід розглядати як реактивний. Ланка 4 залишилась ведучою, оскільки напрямки T_4 і ω'_4 співпадають.



ККД оберненого механізму рис. 2.13 позначимо через $\eta_{43}^{(1)}$. Цей ККД можна розписати як відношення вихідної потужності до вхідної

Рис. 2.13. Схема «оберненого» кривошипно-планетарного мультиплікатора

$$\eta_{43}^{(1)} = \frac{T_3 \omega'_3}{T_4 \omega'_4} = \frac{(T_1 + T_4) \omega'_3}{T_4 \omega'_2} = \frac{T_1 + T_4}{T_4 u_{23}}. \quad (2.23)$$

З виразу (2.23) та з урахуванням формули (2.17) знаходимо невідоме відношення T_1/T_4 :

$$\eta_{43}^{(1)} = \frac{1 + T_1/T_4}{u_{23}} \Rightarrow \frac{T_1}{T_4} = u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1. \quad (2.24)$$

Звідси шляхом підстановки виразу (2.24) в формулу (2.23) і нескладних математичних перетворень знаходимо ККД редуктора:

$$\eta_{41}^{(3)} = u_{14}^{(3)} \left(u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1 \right) = \frac{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23} - 1}.$$

Таким чином маємо ККД кривошипно-планетарного механізму при вхідній ланці 4 і вихідній ланці 1 та при закріпленій ланці 3 має вигляд (2.25):

$$\eta_{41}^{(3)} = \frac{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23} - 1}, \quad (2.25)$$

де

$$u_{23} = z_3 / z_2$$

Кривошипно-планетарний редуктор для лебідок

Прямий редуктор. В кривошипно-планетарному механізмі зі схемою приводу для лебідок (рис. 2.14), як і у випадку для класичної схеми приводу вхідною ланкою є ексцентриковий вал 1, а вихідною – корпус 3. В такому випадку момент рушійних сил T_1 на ведучій ланці 1 буде напрямлений в бік кутової швидкості ω_1 . Передатне відношення такого механізму буде рівним $i_{13}^{(3)} = \omega_1 / \omega_3 > 1$, тобто механізм за вказаних вище умов буде існувати в режимі редуктора. За таких умов кутова швидкість $|\omega_3| \leq \omega_1$, та крім того, напрямки кутових швидкостей ω_1 та ω_3 співпадають.

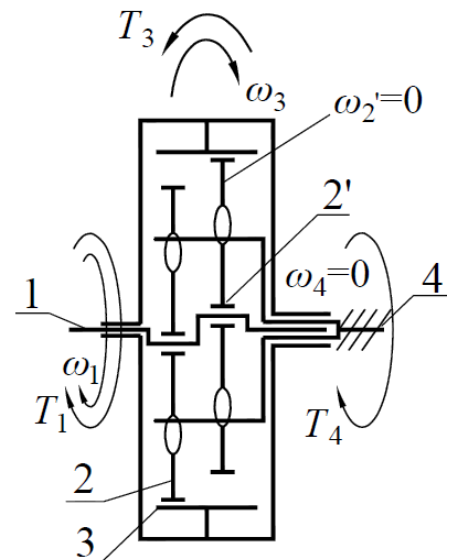


Рис. 2.14 Схема кривошипно-планетарного редуктора для лебідок

Крутний момент сил опору T_3 на веденій ланці буде мати напрямок, протилежний напрямку кутової швидкості ω_3 , а його значення буде більшим, ніж значення моменту сил на вхідній ланці. (Тобто $T_3 > T_1$).

Прийняті вище допущення дозволяють вважати моменти сил T_1 , T_4 і T_3 незмінними після «обернення» механізму (за рахунок додаткової швидкості – ω_1 , що надається всьому механізму).

Для прямого механізму передатне відношення записується наступним чином

$$i_{13}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$$

$$i_{43}^{(1)} = \frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{z_3}{z_2}$$

$$\frac{\omega_3 - \omega_1}{-\omega_1} = \frac{z_2}{z_3} = 1 - \frac{\omega_3}{\omega_1}$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = 1 - \frac{z_2}{z_3} = 1 - \frac{1}{u_{23}} = \frac{u_{23} - 1}{u_{23}} \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{u_{23}}{u_{23} - 1}$$

Шляхом нескладних математичних перетворень отримуємо передатне відношення приводу кривошипно-планетарного редуктора для лебідки

$$i_{13}^{(4)} = \frac{u_{23}}{u_{23} - 1} = \frac{z_3/z_2}{z_3/z_2 - 1} = \frac{z_3}{z_3 - z_2}$$

де $u_{23} = z_3/z_2$

Виконуючи подальші перетворення виведемо передатне відношення прямого механізму:

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{i_{13}^{(4)}} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1}{i_{13}^{(4)}} \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_3} = i_{13}^{(4)}$$

ККД прямого механізму позначимо через $\eta_{13}^{(4)}$. Цей ККД можна розрахувати як відношення вихідної потужності редуктора до вхідної потужності (2.26)

$$\eta_{13}^{(4)} = \frac{T_3 \omega_3}{T_1 \omega_1} = \frac{T_3}{T_1 i_{13}^{(4)}} \quad (2.26)$$

Треба знайти співвідношення T_3/T_1 .

«Обернений» редуктор. Детальний аналіз «оберненого» механізму (рис. 2.15) дозволяє зробити висновок, що в нього ланка 1 стала нерухомою (кутова швидкість $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_1 = 0$), тому момент сил T_1 у такому механізмі слід розглядати як реактивний. Вихідна ланка 3 оберненого механізму стала «ведучою», оскільки напрямки T_3 і $\omega'_3 = |\omega_1 - \omega_3| = |\omega_1|$ співпадають. Кутова швидкість ω'_4 вихідної ланки 4 збільшується і має той же напрямок, що і ω_3 , який протилежно направлений з напрямком моменту сил T_4 . Тому ланка 4 являється веденою, при чому $\omega'_4 = \omega_1$. Також за умови постійності потоку потужності, що передається механізмом, яка була наведена в пункті 1.1, моменти сил будуть знаходитися в рівновазі (2.17).

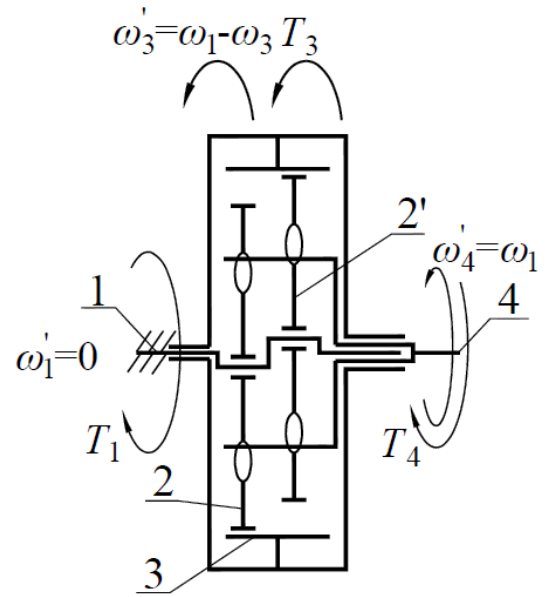


Рис. 2.15 Схема «оберненого» кривошипно-планетарного механізму для лебідок

Для «оберненого» механізму ККД позначимо через $\eta_{34}^{(1)}$. Цей ККД розписується як відношення вихідної потужності редуктора до вхідної

$$\eta_{34}^{(1)} = \frac{T_4 \omega'_4}{T_3 \omega'_3} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} \frac{z_3}{z_2} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} u_{23} = \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right) u_{23}.$$

З цього виразу знаходимо шукане відношення:

$$\frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{\eta_{34}^{(1)}}{u_{23}} = \frac{u_{23} - \eta_{34}^{(1)}}{u_{23}} \rightarrow \frac{T_3}{T_1} = \frac{u_{23}}{u_{23} - \eta_{34}^{(1)}}. \quad (2.27)$$

Звідси шляхом підстановки виразу (2.27) в формулу (2.26) і нескладних

математичних перетворень знаходимо ККД редуктора

$$\eta_{13}^{(4)} = \frac{u_{23}}{\left(u_{23} - \eta_{34}^{(1)}\right) i_{13}^{(4)}} = \frac{u_{23}(u_{23} - 1)}{\left(u_{23} - \eta_{34}^{(1)}\right) u_{23}} = \frac{u_{23} - 1}{u_{23} - \eta_{34}^{(1)}}.$$

В результаті отримуємо ККД редуктора при ведучому кривошипному валу 1 вихідному корпусі 3 та закріпленій 4 ланці (2.28):

$$\eta_{13}^{(4)} = \frac{u_{23} - 1}{u_{23} - \eta_{34}^{(1)}}. \quad (2.28)$$

Прямий мультиплікатор. В кривошипно-планетарному механізмі (рис. 2.16) вхідною ланкою є корпус 3, а вихідною – ексцентрикний вал 1. Тоді момент рушійних сил T_3 на ведучій ланці 1 буде напрямлений в бік кутової швидкості ω_3 .

Передатне відношення $i_{31}^{(3)} = \omega_3 / \omega_1$, тобто механізм за вказаних вище умов буде існувати в режимі редуктора. Це означає, що кутова швидкість $|\omega_3| \leq \omega_1$, та крім того, напрямки кутових швидкостей ω_1 та ω_3 направлені в одну сторону.

Момент сил опору T_1 на веденій ланці буде мати напрямок, протилежний напрямку кутової швидкості ω_1 , а його значення безумовно буде меншим, ніж значення моменту сил на вхідній ланці, тобто $T_3 > T_1$.

Як було сказано раніше, за умови постійності потоку потужності, що передається механізмом, моменти сил будуть знаходитися в рівновазі (2.17).

Прийняті вище допущення дозволяють вважати моменти сил T_1 , T_4 і T_3 незмінними після обернення механізму.

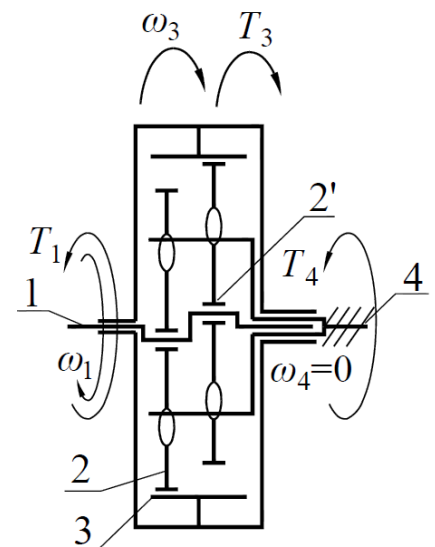


Рис. 2.16 Схема «прямого» мультиплікатора для лебідки

ККД «прямого» механізму позначимо через $\eta_{31}^{(4)}$. Цей ККД можна розрахувати як відношення вихідної потужності механізму до підведеної вхідної потужності

$$\eta_{31}^{(4)} = \frac{T_1 \omega_1}{T_3 \omega_3} = \frac{T_1 i_{13}^{(4)}}{T_3} \quad (2.29)$$

Треба знайти відношення T_1/T_3

«Обернений» мультиплікатор. Аналіз «оберненого» механізму рис. 2.17 дозволяє зробити висновок, що в нього ланка 1 стала нерухомою, тому момент сил T_1 у такому механізмі слід розглядати як реактивний. Нерухома ланка 4 оберненого механізму стала «ведучою», оскільки напрямки T_4 і ω'_4 співпадають. Кутова швидкість ω'_3 вихідної ланки має протилежний напрямок від ω_3 , який протилежно направлений з напрямком моменту сил T_3 . Тому ланка 3 стає веденою.

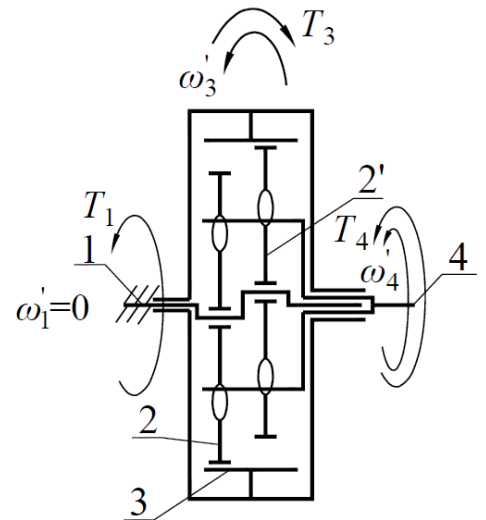


Рис. 2.17 Схема «оберненого»

ККД «оберненого» механізму (рис. 2.17) мультиплікатора для лебівки запишемо через $\eta_{43}^{(1)}$. Цей ККД можна розписати як відношення вихідної потужності редуктору до вхідної

$$\eta_{43}^{(1)} = \frac{T_3 \omega'_3}{T_4 \omega_{41}} = \frac{T_3}{T_3 - T_1} \frac{z_2}{z_3} \quad (2.30)$$

При подальших математичних перетвореннях виведемо шукане відношення:

$$\frac{1}{\eta_{43}^{(1)}} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} \frac{z_3}{z_2} = \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right) u_{23}$$

$$\frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{1}{\eta_{43}^{(1)} u_{23}} = \frac{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23} \eta_{43}^{(1)}} \quad (2.31)$$

Провівши подальші перетворення отримаємо вираз для визначення ККД схеми «оберненого» мультиплікатора для лебідки. Тобто в тому випадку, коли ведучою ланкою є корпусі 3 веденою ланкою є кривошипний вал 1 та закріплений ланці 4:

$$\eta_{31}^{(4)} = \frac{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23} \eta_{43}^{(1)}} i_{13}^{(4)} = \frac{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23} \eta_{43}^{(1)}} \frac{u_{23}}{u_{23} - 1} \quad (2.32)$$

З виразу (2.31) отримуємо кінцевий вигляд формули для визначення ККД $\eta_{31}^{(4)}$:

$$\eta_{31}^{(4)} = \frac{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23} \eta_{43}^{(1)} - \eta_{43}^{(1)}} = \frac{u_{23} - 1 / \eta_{43}^{(1)}}{u_{23} - 1} \quad (2.33)$$

2.3.2. Умова самогальмування кривошипно-планетарного редуктора

Таким чином, вище виведено формули для розрахунку ККД кривошипно-планетарного редуктора для класичної схеми приводу при різних комбінаціях вхідної та вихідної ланок, у припущенні зафіксованої ланки 3. Так формула розрахунку ККД $\eta_{14}^{(3)}$ кривошипно-планетарного при вхідному кривошипному валу 1 та вихідній ланці 4 записана у виразі (2.21). ККД $\eta_{41}^{(3)}$ для кривошипно-планетарного мультиплікатора (ведуча ланка – 4, вихідна ланка – 1) має вигляд (2.25).

Для того щоб кривошипно-планетарний редуктор відносився до класу самогальмівних, необхідно щоб виконувалась умова

$$\eta_{14}^{(3)} \cdot \eta_{41}^{(3)} < 0 \quad (2.34)$$

Підставивши отримані у попередніх пунктах вирази для множників отримаємо наступну умову

$$\frac{u_{23}\eta_{43}^{(1)} - 1}{u_{23}/\eta_{34}^{(1)} - 1} < 0 \quad (2.35)$$

Оскільки $u_{23} < 1/\eta_{43}^{(1)}$ і $0 < \eta_{34}^{(1)} < 1$, то очевидно знаменник даного дробу тотожно додатній, тому запис умови самогальмування (2.35) можна суттєво спростити

$$u_{23} = 1 + \frac{1}{u_{14}}.$$

Таким чином умова самогальмування може бути записана і через передатне число редуктора

$$u_{14} > \frac{\eta_{43}^{(1)}}{1 - \eta_{43}^{(1)}} \quad (2.36)$$

Передатне число $\eta_{43}^{(1)}$ має визначатися експериментально на спеціалізованому устаткуванні. Однак на попередньому етапі цей ККД може бути знайдений теоретично користуючись класичними формулами курсу деталей машин

$$\eta_{43}^{(1)} = \eta_G^K \cdot \eta_H^2 \cdot \eta_{b1}^{0.5K} \cdot \eta_{b2}^{0.5KN},$$

де $\eta_G^K = 0.98$ - ККД зубчатої пари;

$\eta_H^2 = 0.98$ - ККД контактних пар;

$\eta_{b1}^{0.5K} = 0.99$ - ККД несучих підшипників;

$\eta_{b1}^{0.5KN} = 0.99$ - ККД допоміжних підшипників;

$K = 2$ - кількість сателітів;

$N = 3$ - кількість отворів у сателіті.

Слід зауважити, що тут були узяті осереднені значення ККД. Після підстановки цих значень отримаємо наступне значення ККД оберненого механізму

$$\eta_{43}^{(1)} = 0.8595.$$

Таким чином, з урахуванням (2.36) усі кривошипно-планетарні редуктори з передатним числом понад 7.135 є самогальмівними. Якщо «обернений» механізм має досить високий ККД ($\eta_{43}^{(1)} = 0.99^2 \cdot 0.99^2 \cdot 0.999^1 \cdot 0.999^3 = 0.95$), то самогальмівними є такі редуктори з передатним числом понад 18. У будь якому випадку можна стверджувати, що при передатному числі понад 20 (а саме з таким найменшим значення передатного числа і проектується кривошипно-планетарні редуктори) є самогальмівними.

Також було розглянуто випадок коли кривошипно-планетарний механізм має привід зі схемою типу лебідка. В такому випадку зафіксовано паралелограмний механізм 4, вхідною ланкою слугує кривошипний вал 1, а вихідною ланкою є корпус 3. ККД кривошипно-планетарного редуктора з такою схемою приводу розраховується по формулі (2.28). ККД $\eta_{31}^{(4)}$ кривошипно-планетарного мультиплакатора для лебідок (ведуча ланка – 3, вихідна ланка – 1 при закріпленому паралелограмному механізмі – 4) має вигляд (2.33).

Кривошипно-планетарний механізм зі схемою приводу для лебідок вважається самогальмуючим, коли добуток ККД редуктора та мультиплікатора менший за нуль. Тобто виконується така умова смогальмування

$$\eta_{13}^{(4)} \cdot \eta_{31}^{(4)} < 0 \quad (2.37)$$

Якщо підставити формули ККД кривошипно-планетарного редуктора

(2.28) та мультиплікатора (2.33) зі схемою приводу для лебідок в умову (2.38) легко можна отримати наступний вираз

$$\frac{u_{23} - 1/\eta_{43}^{(1)}}{u_{23} - \eta_{34}^{(1)}} < 0 \quad (2.38)$$

Висновки до розділу

В розділі було розглянуто ряд конструкторсько-технологічних показників редуктора. Вияснено, що при проектуванні редукторів з паралелограмним механізмом зняття обертового руху з сателітів актуальними є питання забезпечення динамічної міцності його деталей. При перевірці контактної міцності або міцності при згинанні в зубчастому зачепленні застосовні класичні методи розрахунку. Слід зазначити, що формули які були виведені є справедливими для редукторів з $K=1;2$ і $N=\overline{3,5}$.

Проведено розрахунок різьбових з'єднань на міцність. При груповому з'єднанні деталей гвинтами по колу зазвичай користуються наближеним розрахунком (2.9), відносячи сили тертя в стику до окружностей осей гвинтів. Цей розрахунок особливо часто застосовують при піддатливих фланцях.

Для перевірки шпонкового з'єднання на міцність використовувався класичний метод розрахунку. В результаті вияснено, що основним розрахунком для призматичних шпонок є умовний розрахунок на зм'яття в припущенні рівномірного розподілу тиску по поверхні контакту бокових граней шпонки з валом і ступицею. В зв'язку з стандартизацією перетинів шпонок розрахункові формули частіше застосовують для перевірки тиску або допустимого моменту, при чому довжину шпонки l вибирають у відповідності до довжини ступиці.

Також проведено перевірку умов складання кривошипно-планетарного редуктора таких як: умова сусідства, умова співвісності, умова складання та умова відсутності інтерференції.

Аналіз конструкції редуктора показав, що умова сусідства виконується для даного виду редукторів. Це обумовлено тим, що сателіти КПП знаходяться в двох паралельних площинах і не мають прямого фізичного контакту вершин зубців.

Шляхом нескладних математичних перетворень отримано математичну залежність, яка описує умову співвісності. Чисельно міжосьова відстань повинна бути рівною ексцентриситету ексцентрикового валу.

Розглянуто умову складання кривошипно-планетарного редуктора. З неї слідує, що складання КПП можливе лише в одному положенні.

Наведено математичні залежності умов відсутності інтерференції. В результаті аналізу вияснено, що основними видами інтерференції, які безпосередньо впливають на якість роботи редуктора є інтерференція головки зуба, радіальна та осьова інтерференція.

Виведено формули розрахунку ККД кривошипно-планетарного редуктора для класичної схеми приводу та для схеми приводу типу лебідок при різних комбінаціях вхідної та вихідної ланок. На основі даних формул представлено залежності, які описують умову самогальмування редуктора. В результаті аналізу даних залежностей вияснено, що КПП з передатнім відношенням вище 20 (а саме з таким найменшим значення передатного числа і проектується кривошипно-планетарні редуктори) є самогальмівним.

3. РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ СКЛАДАННЯ КРИВОШИПНО-ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА.

3.1 Інформаційне забезпечення.

Інформаційне забезпечення (ІЗ)— це сукупність форм документів, нормативної бази і реалізованих рішень щодо обсягу, розміщення і форм організації інформації, яка циркулює в системі автоматизованого оброблення економічної інформації чи в інформаційній системі.

Основними принципами створення інформаційного забезпечення є:

- цілісність;
- достовірність;
- контроль;
- захист від несанкціонованого доступу;
- єдність і гнучкість;
- стандартизація та уніфікація;
- адаптивність;
- мінімізація помилок введення-виведення інформації.

Розроблення ІЗ — одна з найважливіших складових розроблення інформаційної системи, яка повинна забезпечити:

- єдність і зберігання інформації, необхідної для розв’язання задач;
- єдність інформаційних масивів для всіх задач інформаційних систем;
- однократність введення інформації та її багатоцільове використання;
- різні методи доступу до даних;
- низьку вартість витрат на зберігання та використання даних, а також на внесення змін.
- Інформаційне забезпечення складається з таких частин:
- методичні та інструктивні матеріали;
- система класифікації та кодування;

- інформаційна база.

Інформаційна база (ІБ), одна з основних складових ІЗ, — це сукупність упорядкованої інформації, яка використовується під час функціонування ІС; вона і поділяється на внутрішньомашинну та зовнішньомашинну (позамашинну).

Внутрішньомашинна інформаційна база — це частина ІБ, яка являє собою сукупність даних на машинних носіях, використовуваних в ІС.

Внутрішньомашинна ІБ даної інформаційної системи організується у вигляді спеціальних масивів даних, які можна умовно поділити на оперативну та нормативно-довідкову інформацію. Уся ця інформація знаходиться на ЖМД, але в будь-який момент може бути зроблено архів.

Зовнішньомашинна (позамашинна) інформаційна база — це частина ІБ, яка являє собою сукупність повідомлень, сигналів і документів, призначених для безпосереднього сприйняття людиною без використання засобів обчислювальної техніки. Вона складається з вхідних, вихідних і нормативно-довідкових повідомлень.

При розробленні внутрішньомашинної інформаційної бази особливу увагу приділяють тому, щоб дані, які зберігаються в ній, можна було широко використовувати і щоб способи використання даних можна було легко змінити. Для забезпечення гнучкості використання даних, їх ефективного використання в даному проекті пропонується файлова організація внутрішньомашинної ІБ. Характерною особливістю запропонованої інформаційної бази є наявність нормативно-довідкових даних.

Масиви нормативно-довідкової інформації можуть використовуватися при реалізації введення даних, для контролю введеної інформації

Організація інформаційного забезпечення даної ІС пов'язана з розробленням системи класифікації та кодування, організацією збирання та передавання інформації, розроблення зовнішньо- та внутрішньомашинної інформаційної бази, а також із формуванням вихідних даних.

У разі розроблення інформаційного забезпечення використовуються такі нормативні документи: ГОСТ 24.104—85, ГОСТ 6.01.1—87, ГОСТ 19.2—75,

3.2 Математичне забезпечення.

Математичне забезпечення (МЗ) (mathematical support) – сукупність методів, правил, математичних моделей і алгоритмів розв'язання задач.

Розрізняють загальне математичне забезпечення (для організації обчислювального процесу на даній ЕОМ) і спеціальне математичне забезпечення (для вирішення конкретних завдань) [27].

Математичне забезпечення складається з алгоритмічного та програмного. Алгоритмічне забезпечення являє собою сукупність математичних методів, моделей і алгоритмів, що використовуються в системі для вирішення завдань і обробки інформації. Програмне забезпечення складається із загального (ОС, транслятори, тести і діагностика та ін., Тобто все те, що забезпечує роботу "заліза") і спеціального (прикладне програмне забезпечення, що забезпечує автоматизацію процесів управління в заданій предметній області) [28].

Ступінь розвитку математичного забезпечення визначає ефективність використання певної ІТ. Нині спостерігається тенденція до зростання частки витрат на розроблення математичного апарату у витратах на проект ІС.

Побудова математичної моделі задач керування покладається на фахівців з організаційно-технологічних рішень – постачальників проблемних задач керування і фахівців з формалізації процесу прийняття управлінських рішень. Неминучі спрощення процесу, що моделюється, мають бути достатньо обґрунтовані для того, щоб уникнути зайвого спрощення процесу керування. Слід зазначити, що потреби інформатизації виробництва поки випереджають можливості прикладної математики (приміром, найчастіше використовують лінійні моделі, проте майже всі залежності в економіці й управлінні підприємством - нелінійні, тому це призводить до значного спрощення моделі).

Останнє десятиліття характеризується значним розвитком математичних

дисциплін, методи яких використовуються для вирішення задач в інформаційних системах.

Основними вимогами до математичного забезпечення є:

- **Універсальність МЗ** визначає можливість його застосування до широкого класу проєктованих об'єктів. Це особливо важливо при створенні комплексних САПР, що включають різні види завдань: від конструювання виробу і проєктування технологічних процесів до вибору ріжучого інструменту і проєктування конструкцій спеціального оснащення на основі аналізу типових технологічних рішень. Універсальність МЗ спрощує методику автоматизованого проєктування. Універсальність не має кількісної оцінки.

- **Алгоритмічна надійність** – властивість компоненту МЗ давати при його застосуванні правильні результати. Кількісною оцінкою алгоритмічної надійності служить ймовірність отримання правильних результатів при дотриманні обумовлених обмежень на застосування методу. Метод алгоритмічно надійний, якщо ця ймовірність рівна одиниці або близька до неї.

- **Алгоритмічна надійність** тісно пов'язана проблема обумовленості математичних моделей і завдань. При поганій обумовленості малі похибки початкових даних приводять до великих похибок результатів. Через це знижується точність результатів проєктування і зростають витрати машинного часу. Для аналізу і оптимізації об'єктів з погано обумовленими моделями необхідно застосовувати спеціальні методи з підвищеною алгоритмічною надійністю.

- **Точність** є найбільш важливою властивістю всіх компонентів МЗ і визначає ступінь збігу розрахункових і дійсних результатів. Алгоритмічно надійні методи можуть давати різну точність: якщо точність виявляється нижчою гранично допустимих значень, а також якщо рішення неможливе, говорять не про точність, а про алгоритмічну надійність. В більшості випадків рішення проектних задач характеризується сумісним використанням багатьох компонентів МЗ, що утрудняє оцінку впливу похибок окремих компонентів. При необхідності оцінки їх точності проводять обчислювальні експерименти з

використанням тестових завдань.

- **Витрати машинного часу** багато в чому визначаються складністю проєктованих об'єктів і розмірністю вирішуваних задач. Машинний час обчислювального процесу є головним обмежуючим чинником при спробах підвищити складність проєктованих на ЕОМ об'єктів. Одним з шляхів скорочення термінів проєктування є застосування в САПР багатопроцесорних обчислювальних систем, що забезпечують паралельне проведення обчислень. У зв'язку з цим найважливішим показником економічності МЗ є його пристосованість до паралельного процесу проєктування.

- **Використана пам'ять** є другим після витрат машинного часу показником економічності МЗ. Витрати пам'яті визначаються довжиною програми і об'ємом масивів даних, що використовуються. Не дивлячись на значне збільшення оперативної пам'яті в сучасних ЕОМ, вимоги до зниження витрат пам'яті залишаються актуальними. Це пов'язано з тим, що в мультипрогравному режимі функціонування ЕОМ завдання із запитом більшого об'єму пам'яті отримує нижчий пріоритет, і в результаті час її перебування в системі збільшується і продуктивність процесу проєктування знижується.

Етапи вирішення задач на ЕОМ:

- постановка (математичне формулювання) завдання, розробка математичної моделі;
- вибір методу чисельного вирішення задачі;
- розробка алгоритму вирішення і структури даних;
- складання програми – реалізація алгоритму на вхідній мові;
- введення програми в пам'ять ЕОМ;
- відлагодження програми на контрольному прикладі;
- підготовка і запис початкових даних;
- вирішення задачі на ЕОМ, аналіз і оформлення результатів.
- Перші чотири етапи в основному визначають не тільки ефективність програм, що розробляються, але і трудомісткість процесу їх

розробки [27].

3.2.1. Алгоритмічне забезпечення.

Алгоритмічне забезпечення являє собою сукупність математичних методів, моделей і алгоритмів, що використовуються в системі для вирішення завдань і обробки інформації [28].

3.2.2. Програмне забезпечення.

Програмне забезпечення (software) — сукупність програм системи обробки інформації і програмних документів, необхідних для експлуатації цих програм.

Розрізняють системне програмне забезпечення (зокрема, операційна система, транслятори, редактори, графічний інтерфейс користувача) та прикладне програмне забезпечення, що використовується для виконання конкретних завдань, наприклад, статистичне програмне забезпечення.

Виконання програмного забезпечення комп'ютером полягає у маніпулюванні інформацією та керуванні апаратними компонентами комп'ютера. Наприклад, типовим для персональних комп'ютерів є відтворення інформації на екран та отримання її з клавіатури.

Програмне забезпечення (software) та апаратне забезпечення (hardware) — це два комплементарні компоненти комп'ютера, причому межа між ними нечітка: деякі фрагменти програмного забезпечення на практиці реалізуються суто апаратурою мікросхем комп'ютера, а програмне забезпечення, в свою чергу, здатне виконувати (емулювати) функції електронної апаратури. По суті, призначення програмного забезпечення полягає в керуванні як самим комп'ютером так і іншими програмами та маніпулюванні інформацією.

Іншими словами, це комплекс програм, які забезпечують ефективне управління компонентами обчислювальної системи, такими як процесор, оперативна пам'ять, канали введення-виведення, мережеве обладнання, виступаючи як «міжшарової інтерфейс» з одного боку якого апаратура, а з іншого додатка користувача. На відміну від прикладного програмного забезпечення, системне не вирішує конкретні прикладні задачі, а лише

забезпечує роботу інших програм, управляє апаратними ресурсами обчислювальної системи і т.д. Системне ПЗ керує ресурсами комп'ютерної системи і дозволяє користувачам програмувати в більш виразних мовах, ніж машинних мову комп'ютера. Склад системного ПЗ мало залежить від характеру вирішуваних завдань користувача.

Даний клас програмних продуктів тісно пов'язаний з типом комп'ютера і є його невід'ємною частиною. Програмні продукти даного класу носять загальний характер застосування, незалежно від специфіки предметної області. До системним програмним продуктам пред'являються високі вимоги по надійності і технологічності роботи, зручності та ефективності використання.

До системного програмного забезпечення відносяться:

- операційні системи;
- інтерфейсні оболонки для взаємодії користувача з ОС;
- системи управління файлами;
- системи програмування;
- утиліти.

Системне програмне забезпечення призначене для:

- створення операційного середовища функціонування інших програм (іншими словами, для організації виконання програм);
- автоматизації розробки (створення) нових програм;
- забезпечення надійної та ефективної роботи самого комп'ютера й обчислювальної мережі;
- проведення діагностики і профілактики апаратури комп'ютера й обчислювальних мереж;
- виконання допоміжних технологічних процесів (копіювання, архівування, відновлення файлів програм і баз даних і т.д.) [29].

3.3. Технічне забезпечення

Згідно з державним стандартом під технічним забезпеченням будь-якої

комп'ютерної системи розуміють сукупність всіх технічних засобів, які використовуються при її функціонуванні.

Тому технічне забезпечення ІС можна визначити як комплекс взаємопов'язаних єдиним управлінням технічних засобів, призначених для автоматизованої обробки і зберігання даних з праці, а також ведення інформаційного обміну.

Комплекс технічних засобів (КТЗ) інформаційних систем повинен забезпечити автоматизацію функцій збору, передавання, зберігання, нагромадження, обробки і видавання необхідної економічної інформації для всіх підрозділів об'єкта управління, які охоплені інформаційною системою. Тому він включає основний обчислювальний комплекс у складі потужних міні- та мікро ЕОМ, який здійснює обробку даних на різних рівнях управління; засоби підготовки даних на машинних носіях; засоби збору і реєстрації інформації; засоби передавання інформації по каналах зв'язку; допоміжне обладнання; організаційну техніку.

Ефективне функціонування системи управління при використанні КТЗ забезпечується як за рахунок підвищення продуктивності і праці, так і за рахунок можливості використання принципово нових, оптимальних економіко-математичних методів розв'язування задач управління на підставі повнішої та оперативнішої інформації.

Тому ефект застосування КТЗ найчастіше визначається не зниженням управлінських витрат (наприклад, скороченням апарату управління), а поліпшенням економічних показників виробничо-господарської діяльності об'єкта за рахунок раціоналізації управління [30].

3.4 Лінгвістичне забезпечення.

Лінгвістичне забезпечення (ЛЗ) об'єднує сукупність мовних засобів для формалізації природної мови, побудови і поєднання інформаційних одиниць у процесі спілкування персоналу АСУ із засобами обчислювальної техніки. За допомогою лінгвістичного забезпечення здійснюється спілкування людини з

машиною. ЛЗ включає інформаційні мови для описання структури одиниць інформаційної бази АСУ; мови управління та маніпулювання даними інформаційної бази АСУ; мовні засоби інформаційно-пошукових систем; мовні засоби автоматизації проектування АСУ; діалогові мови спеціального призначення та інші мови; систему термінів і визначень, які використовуються в процесі розробки й функціонування АСУ [31].

Лінгвістичне забезпечення (ЛЗ) об'єднує сукупність мовних засобів для формалізації природної мови, побудови і поєднання інформаційних одиниць у ході спілкування персоналу із засобами обчислювальної техніки. За допомогою лінгвістичного забезпечення здійснюється спілкування людини з машиною.

Лінгвістичне забезпечення визначає способи, швидкість і в остаточному підсумку ефективність взаємодії управлінського персоналу та персоналу, що обслуговує АСУ, з її технічними засобами [32].

Лінгвістичне забезпечення має дві основні складові - мови реалізації та мови взаємодії.

Мови реалізації – це мови на яких програмуються графічні системи. Якщо розглядати історію, то прослідковується така послідовність розвитку мов програмування, які використовувались на протязі існування комп'ютерів:

- двійкові та вісімкові коди;
- мова асемблер – задання команд , які раніше вводились двійковими кодами, за допомогою символічних виразів;
- алгоритмічні мови (ALGOL-60, FORTRAN і т.д.);
- процедурно-орієнтовані мови;

Мови взаємодії – це мови за допомогою яких користувач вирішує графічні задачі і загалом вирішує прикладні задачі [31].

3.5 Технологічне забезпечення.

Технологічне забезпечення – це основа автоматизованої інформаційної системи, яка реалізує інформаційні процеси в автоматизованих системах

управління, задовольняє інформаційні потреби фахівців у вирішенні професійних завдань [33].

Технологічне забезпечення ІС відповідає поділу ІС на підсистеми по технологічним етапам обробки різних видів інформації:

- первинної інформації (етапи технологічного процесу збору, передачі, накопичення, зберігання, обробки первинної інформації, одержання і видачі результатної інформації);
- організаційно-розпорядчої документації (етапи отримання вхідної документації, передачі на виконання, етапи формування та зберігання справ, складання та розмноження внутрішніх документів і звітів);
- технологічної документації і креслень (етапи введення в систему та актуалізації шаблонів виробів, введення вихідних даних і формування проектної документації для нових видів виробів, видачі на плоттер креслень, актуалізації банку ГОСТ, ОСТ, технічних умов, нормативних даних, підготовки та видачі технологічної документації по новим видам виробів);
- баз даних і знань (етапи формування баз даних і знань, введення та обробки запитів на пошук рішення, видачі варіанти вирішення та пояснення до нього);
- науково-технічної інформації, ГОСТ і технічних умов, правових документів і справ (етапи формування пошукових образів документів, формування інформаційного фонду, ведення тезауруса довідника ключових слів і їх кодів, кодування запиту на пошук, виконання пошуку і видачі документа або адреси зберігання документа).

Технологічне забезпечення розвинених ІС включає в себе підсистеми: OLTP - оперативної обробки даних транзакційного типу, яка забезпечує високу швидкість обробки великого числа транзакцій, орієнтованих на фіксовані алгоритми пошуку та обробки інформації БД; OLAP - оперативний аналіз даних для підтримки прийняття управлінського рішення [28].

Висновки до розділу

В даному розділі магістерської дисертації на базі отриманих математичних моделей було розроблено алгоритмічне і програмне забезпечення для розрахунку основних показників якості складання кривошипно-планетарного редуктора. Наведено опис всіх видів забезпечення ІС таких як: інформаційне, математичне, алгоритмічне, програмне, технічне, лінгвістичне та технологічне забезпечення. Представлено приклад роботи з програмним забезпеченням у графічному вигляді.

Програмне забезпечення розроблене в сучасному програмному середовищі Microsoft Visual Studio Community 2017 з використанням бібліотеки Microsoft .NET Framework версії 4.7.03190.

4. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ «CAE REDUCER»

4.1 Опис ідеї проекту

Даний розділ магістерської дисертації присвячений розробці та аналізу стартап-проекту.

Ідея стартап-проекту полягає в тому, щоб за допомогою програмного забезпечення спростити рутинний процес розрахунку параметрів якості складання редуктора та зменшити час на проектні роботи під час розробки кривошипно-планетарних редукторів.

Основними напрямками застосування є такі галузі як приладобудування, машинобудування, авіа- та суднобудування, а також робототехніка і мехатронні системи.

Основними вигодами застосування даного програмного забезпечення є автоматизація розрахунку, прискорення розрахунків і аналізу при проектуванні і як наслідок скорочення часу на розрахунки.

На ринку існує багато аналогів програмного забезпечення призначеного для розрахунку параметрів якості складання редуктора, але даний програмний продукт вирізняється з поміж всіх тим що він спеціалізований для розрахунку кривошипно-планетарних редукторів та має більш простий інтерфейс.

У табл. 4.1. зображено зміст ідеї та можливі базові потенційні ринки, в межах яких потрібно шукати групи потенційних клієнтів [38].

Таблиця 4.1. Опис ідеї стартап-проекту [38]

<i>Зміст ідеї</i>	<i>Напрямки застосування</i>	<i>Вигоди для користувача</i>
Спрощення рутинного процесу розрахунку	Приладобудування, машинобудування, авіабудування, суднобудування, робототехніка, мехатронні системи.	Автоматизація розрахунку, прискорення розрахунків і аналізу при проектуванні, скорочення часу на розрахунки.
Зменшення часу на проектні роботи	Приладобудування, машинобудування, авіабудування, суднобудування, робототехніка, мехатронні системи.	Скорочення часу на розрахунки.

Висновок: отже пропонується нове програмне забезпечення для

розрахунку параметрів якості складання редуктора.

Дане ПЗ призначене для спрощення рутинного процесу розрахунку та зменшення часу на проектування. В даній частині визначено основні ідеї, можливі напрямки застосування, описано основні вигоди, які отримає користувач під час використання товару. Також розглянуто відмінні властивості даного продукту в порівнянні з аналогами, які вже присутні на ринку.

Проведемо порівняльний аналіз показників: для власної ідеї визначено показники, що мають гірші значення (W, слабкі); аналогічні (N, нейтральні) значення; кращі значення (S, сильні) (табл. 4.2).

Таблиця 4.2. Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик [38]

№ п/ п	Техніко-економічні характеристики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (сла бка сто рона)	N (ней тра льна сто рона)	S (силь на стор она)
		Мій проект	KOMPAS 3D	DM- Monster Pro	T-FLEX			
1	Торгівельна марка	Немає	Є	Є	Є	+		
2	Показник скорочення часу	Високий	Середній	Низький	Високий			+
3	Патенти на продукти	Є	Є	Є	Є		+	
4	Вартість програмного забезпечення	550	3250	600	1040			+

Висновки: порівняння характеристик проекту з продуктами конкурентів дав змогу виявити перелік сильних, слабких та нейтральних характеристик і властивостей потенційного товару. Дане порівняння дає змогу сформулювати його конкурентоспроможність на ринку. Проаналізувавши вище зазначені характеристики можна впевнено виділити переваги такі як вартість та високий показник скорочення часу на проектування.

4.2 Технологічний аудит ідеї проекту

Даний підрозділ спрямований на проведення аудиту технології (мови програмування), за допомогою якої можна реалізувати ідею створення проекту.

Визначення технологічної здійсненності ідеї проекту передбачає аналіз складових які вказані в табл. 4.3.

Таблиця 4.3. Технологічна здійсненність ідеї проекту [38]

<i>№ n/n</i>	<i>Ідея проекту</i>	<i>Технології її реалізації</i>	<i>Наявність технологій</i>	<i>Доступність технологій</i>
1	Спрощення рутинного процесу розрахунку	Впровадження програмного забезпечення для розрахунку	Наявна	Доступна
2	Зменшення часу на проектні роботи	Використання автоматизованої методології розрахунку	Наявна	Доступна
3	Виключення похибок ручного розрахунку	Впровадження програмного забезпечення для розрахунку	Наявна	Доступна

Висновки: проаналізувавши вище зазначену таблицю можна зробити висновок, що даний проект можна реалізувати, так як вже існують всі необхідні технології реалізації даних ідей. Проте на даний момент реалізувати дані ідеї немає можливості, тому що необхідна фінансова підтримка проекту. Саме тому необхідно залучати інвесторів для реалізації даного проекту.

4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

В цьому підрозділі буде визначено ринкові можливості, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкові загрози, які можуть перешкоджати його реалізації [38].

Аналіз ринкових можливостей дозволяє спланувати основні напрямки розвитку проекту із урахуванням ринкового середовища.

Спочатку проведемо аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (табл. 4.4).

Таблиця 4.4. Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту [38]

№ n/n	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	7
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	196840
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Наявність зарубіжних фірм на ринку
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Відсутні
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	10.7%

Висновки: провівши попередню оцінку можна зробити висновок, що ринок має зростаючу динаміку і хороший попит на запропонований продукт. Не висока кількість головних гравців говорить про високий поріг входу на ринок, але при правильному векторі розвитку проекту та акценті на якісну сервісну підтримку і більш низькій ціні є можливість швидкого виходу на ринок України і подальшого продвигання на закордонний ринок.

Надалі визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 4.5) [8].

Таблиця 4.5. Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту [38]

№ n/n	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
	Розрахунок кривошипно-планетраного редуктора	-Приладобудування -Машинобудування -Авіабудування -Суднобудування -Робототехніка -Мехатронні системи.	Підприємства спрямовані на виготовлення будь яких виробів.	Зменшення витрат часу на проектні роботи, швидкість розрахунку, відносно низька ціна.

Висновки: проаналізувавши вище зазначену інформацію можна зробити висновок, що потенційною групою клієнтів продукту повинні стати приладобудівні, машинобудівні, авіа- та суднобудівні, робототехнічні заводи та заводи мехатронних пристроїв. Зважаючи на це, головними вимогами до продукту є зменшення витрат часу на проектні роботи, швидкість розрахунку та відносно низька вартість.

При застосуванні даної технології існують певні загрози. (табл. 4.6)

Таблиця 4.6. Фактори загроз [38]

№ n/n	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1.	Конкуренція	Ширші можливості програмного забезпечення	Введення нових модулів програмного забезпечення
2.	Старіння	Поява нових версій ПЗ	Моніторинг трендів ринку та постійне впровадження модернізацій згідно з умовами ринку
3.	Відсутність попиту на продукцію	Не бажання споживачів переходити на новий програмний продукт	Реклама. Приведення аргументованих доказів того, що даний продукт дозволить зекономити час на проектні роботи.
4.	Технічний	Мало спеціалістів в данці області	Впровадження постійної технічної підтримки
5.	Патентні позови	Позови від компаній конкурентів	Відстоювання прав компанії

Висновки: в таблиці 4.6. розглянуто фактори загроз, які перешкоджають ринковому впровадженню даного проекту. Головним фактором загрози є конкуренція та відсутність попиту на продукцію у зв'язку з тим, що вже існуючі товари на ринку мають певну репутацію, що ускладнить вихід на ринок.

Але поряд із колом загроз існують і певні можливості (табл. 4.7).

Таблиця 4.7. Фактори можливостей [38]

№ n/n	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1.	Можливість створення сайту з реалізації товару	Можливість придбати продукт на віддаленій відстані	Зробити акцент на ціну продукції та технічні можливості
2.	Можливості створення сайту технічної підтримки	Можливість розширеної технічної підтримки висококваліфікованими працівниками	Залучення до технічної підтримки висококваліфікованих працівників
3.	Попит	Потреба постійного вдосконалення продукту	Модернізація продукту згідно з потребами ринку, створення нових ідей
4.	Економічний	Економічна експансія	Підвищення/пониження ціни на продукт
5.	Збільшення зацікавлених до продукції	Система автоматизованого розрахунку прискорить процес проектування за рахунок чого приведе до росту зацікавлених до даної продукції	Реклама з акцентом на швидкість розрахунку.

Висновки: в таблиці 4.7. наведено фактори можливостей, які сприяють виходу даного продукту на ринок. Збільшення зацікавленості в продукті

приведе до збільшення продаж. Це дасть поштовх для розробки оновлень до даної програми або створення нового продукту, що може дозволити сильно розширити сферу застосування даної системи.

Далі проведемо ступеневий аналіз конкуренції на ринку (Табл. 4.8.) [38].

Таблиця 4.8. Ступеневий аналіз конкуренції на ринку [38]

<i>Особливості конкурентного середовища</i>	<i>В чому проявляється дана характеристика</i>	<i>Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)</i>
Чиста конкуренція	В галузі мала кількість постачальників даного продукту	Створення конкурентоспроможного продукту з акцентом на високу якість, конкурентну ціну.
Національний	Конкуренція фірм на міжнародному рівні	Реклама продукції. Створення міжнародного сайту з міжнародною підтримкою
Міжгалузевий	Можливість використання у різних галузях	Реклама по залученню клієнтів з різних галузей
Товарно-видова	Різноманітність продуктів	Розробка нових видів продукції яка б задовольняла потребам клієнтів
Цінова	Використання цінової політики як засобу кращих умов збуту	Доведення якості продукції до рівня конкурентів та подальше вирівнювання ціни
Марочна	Показує, яке підприємство відповідає за готовий продукт	Створення власної торгової марки, розкрутка бренду, реклама.

Висновки: проаналізовано ринок збуту даного програмного продукту.

Вияснено, що на ринку присутня чиста конкуренція, так як окремі гравці не можуть впливати на ціну товару. За рівнем конкурентної боротьби – міжнародний з міжгалузєвою ознакою.

Після аналізу конкуренції проведемо більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (табл. 4.9) [38].

Таблиця 4.9. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером [38]

	<i>Прямі конкуренти в галузі</i>	<i>Потенційні конкуренти</i>	<i>Постачальники</i>	<i>Клієнти</i>	<i>Товари-замінники</i>
<i>Складові аналізу</i>	KOMPAS 3D T-Flex	DM-Monster Pro	ASCONE, ЗАТ «Топ Системи», DM-Monster	Приладомашинобудівні заводи, авіасуднобудівні заводи, заводи робототехніки та мехатронних систем	Програми для розрахунку зубчатих передач
<i>Висновки:</i>	Конкуренція є відносно не великою за рахунок вузької спеціалізації системи	Вихід на ринок відносно простий. Наявні потенційні конкуренти.	Постачальники не ставлять ціну на ринку	Клієнти не диктують умови через зацікавленість до товару	Велика кількість товарів замінників, які не в змозі забезпечити високу швидкість проектування

Висновки: отже, відповідно до вище наведеної таблиці можна зробити висновок, що головними силами, які впливають на конкуренцію в галузі є споживачі. Проаналізувавши конкуренцію на ринку робимо висновок, що тип конкуренції на ринку – чиста конкуренція, через відсутність одного гравця ринку який диктує ціну.

Після всіх аналізів визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Поки проект не впроваджено, дуже важко зробити точну оцінку факторів конкурентоспроможності. Але можна дати попередню оцінку конкурентоспроможності [38].

Таблиця 4.10. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності [38]

<i>№ п/п</i>	<i>Фактор конкурентоспроможності</i>	<i>Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)</i>
1	Швидкість проектування	Використання готового програмного забезпечення вимагає тільки введення початкових даних заданих на проектування
2	Виключення помилок під час проектування	Виключення помилок ручного розрахунку за рахунок використання запрограмованого алгоритму розрахунку.
3	Надійність	Більша надійність продукту, ніж у конкурентів через відсутність великої кількості модулів
4	Ціновий	Ціна на даний продукт нижча ніж у конкурентів

Висновки: проведено оцінку основних факторів конкурентної здатності. Підвищення надійності даного продукту досягається меншою модульністю

програми за рахунок чого можливе зниження ціни в порівнянні з конкурентами.

Таблиця 4.11. Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін [38]

№ n/n	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з КОМПАС 3D						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Наявність патентів	16				+			
2	Швидкість проектування	18						+	
3	Надійність	18						+	
4	Технічна підтримка	16				+			
5.	Ціна	20							+

Висновки: порівняльний аналіз сильних і слабких сторін показав, що швидкість проектування та надійність з урахуванням більш низької ціни, дає перевагу над іншими продуктами, які зараз присутні на ринку. Тому з впевненістю можна сказати, що даний продукт може стати конкурентоспроможним на ринку.

Таблиця 4.12. SWOT- аналіз стартап-проекту [38]

Сильні сторони: -швидкість проектування; -надійність; -технічна підтримка; -наявність патентів; -ціна.	Слабкі сторони: -продукт, який ще не зарекомендував себе на ринку;
Можливості: -можливість створення сайту з реалізації товару; -можливість створення сайту технічної підтримки; -збільшення попиту; -можливість економічної експансії; -збільшення зацікавлених до продукту.	Загрози: -конкуренція; -старіння ПЗ; -відсутність попиту на продукцію; -мала кількість спеціалістів в пердметній області; -патентні позови.

Висновки: приведено перелік сильних та слабких сторін, а також ринкових можливостей та загроз на основі представлених раніше в роботі даних. Зважаючи на конкурентну ситуацію на ринку можна зробити висновок про можливість виходу і роботи на даному ринку. До основних сильних сторін проекту, завдяки яким є висока вірогідність виходу продукту на ринок можна віднести високу надійність продукту та його низьку ціну в порівнянні з продуктами конкурентів. Слабкою стороною проекту є невідомість продукту на ринку, що може дещо сповільнити вихід продукту на ринок. Але, якщо провести грамотну рекламну кампанію продукту з акцентом на його сильні

сторони, то можна буде привернути увагу клієнтів до нього.

На основі SWOT – аналізу розробляється альтернативна ринкова поведінка для виведення стартап-проекту на ринок та визначається орієнтовний оптимальний час для ринкової реалізації проекту [38].

Таблиця 4.13. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту [38]

<i>№ n/n</i>	<i>Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки</i>	<i>Ймовірність отримання ресурсів</i>	<i>Строки реалізації</i>
1	Стратегія нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартапу	Висока	6 міс.
2	Стратегія компенсації слабких сторін стартапу наявними ринковими можливостями	Висока	1.5 рік
3	Суперництво	Нижче середнього	10 міс.

Висновки: після проведення розроблених альтернатив ринкового впровадження із зазначених обираємо ту, яка має найбільшу ймовірність отримання/повернення ресурсів, а також є найшвидшою в реалізації. Виходячи з вище сказаного обираємо стратегію нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами проекту через те, що існує велика ймовірність отримання/повернення ресурсів за найкоротший термін.

4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів [38].

Таблиця 4.14. Вибір цільових груп потенційних споживачів[38]

<i>№ n/n</i>	<i>Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів</i>	<i>Готовність споживачів сприйняти продукт</i>	<i>Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)</i>	<i>Інтенсивність конкуренції в сегменті</i>	<i>Простота входу у сегмент</i>
1	Державні підприємства	Готові	Середній	Висока	Середня
2	Приватні підприємства	Готові	Високий	Висока	Складна
3	Приватні особи	Готові	Низький	Середня	Проста
Які цільові групи обрано: Під час аналізу потенційних груп споживачів було прийнято рішення що компанія буде працювати із державними та приватними підприємствами.					

Висновок: в результаті аналізу потенційних груп споживачів обрано цільові групи, для яких буде запропоновано продукт – це державні та приватні підприємства. Вибір обґрунтовано на основі готовності споживачів впроваджувати нові програмні продукти, високому попиту в межах цільової аудиторії.

Для роботи в обраному сегменті ринку необхідно сформулювати базову стратегію розвитку (Табл. 4.15.).

Таблиця 4.15. Визначення базової стратегії розвитку [38]

<i>n/n</i>	<i>Обрана альтернатива розвитку проекту</i>	<i>Стратегія охоплення ринку</i>	<i>Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи</i>	<i>Базова стратегія розвитку*</i>
1	Нейтралізація ринкових загроз сильними сторонами проекту	Стратегія диференційованого маркетингу . (Передбачає надання товару важливого з точки зору споживача властивостей, які роблять товар відмінним від товарів конкурентів)	Надійний продукт, до якого прихильні споживачі, постійний зворотній зв'язок з клієнтом, ціна нижча ніж у конкурентів.	Стратегія диференціації

Висновок: за базову стратегію розвитку обрано стратегію диференціації, яка передбачає надання товару важливого з точки зору споживача властивостей, які роблять товар відмінним від товарів конкурентів. Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (Табл. 4.16.) [38]

Таблиця 4.16. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки [38].

<i>№ n/n</i>	<i>Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?</i>	<i>Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?</i>	<i>Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?</i>	<i>Стратегія конкурентної поведінки*</i>
1	Проект не є «першопрохідцем»	Компанія буде забирати існуючих споживачів у конкурентів	Компанія буде копіювати основні характеристики програм конкурентів такі як модульність але з вдосконаленням функціоналу	Стратегія заняття конкурентної ніші.

Висновок: за базову стратегію конкурентної поведінки було обрано стратегію заняття конкурентної ніші. В такому випадку компанія в якості цільового ринку обирає один або декілька ринкових сегментів малого розміру та займається підтримкою і розвитком своєї конкурентної спроможності та

формуванням прихильності споживачів.

На основі вимог споживачів з обраного сегменту до постачальника і продукту, а також в залежності від стратегії розвитку та стратегії конкурентної поведінки розробляємо стратегію позиціонування яка визначається у формування ринкової позиції, за яким споживачі мають ідентифікувати проект [38].

Таблиця 4.17. Визначення стратегії позиціонування [38]

<i>№ n/n</i>	<i>Вимоги до товару цільової аудиторії</i>	<i>Базова стратегія розвитку</i>	<i>Ключові конкурентоспромож ні позиції власного стартап-проекту</i>	<i>Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)</i>
1	Висока надійність, швидкість проектування, низька ціна	Стратегія диференціа ції	Можливість швидкого проектування при невисокій вартості	Швидкість Надійність Не дорого

Висновок: базовою стратегією розвитку компанії є стратегія диференціації. Цільовими групами споживачів обрано державні та приватні підприємства та не зважаючи на те, що в них є постачальники, компанія буде забирати клієнтів у конкурентів за рахунок швидкого та надійного продукту, який має на багато нижчу вартість та буде проводити висококваліфіковану технічну підтримку.

4.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Під час розроблення маркетингової програми першим кроком є розробка маркетингової концепції товару, який отримає споживач. У таблиці 4.18 підсумовуємо результати аналізу конкурентоспроможності товару [38].

Таблиця 4.18. Визначення ключових переваг концепції потенційного товару [38]

№ n/n	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Необхідність в надійному програмному забезпеченні для швидкого проектування.	Одночасно надійна та дешева система автоматизованого проектування, яка дозволяє швидко виконати проектні рооти	Швидкість проектування, надійність, технічна підтримка, невисока вартість.

Висновок: в результаті визначення ключових переваг концепції потенційного товару стало можливим створення цільової реклами та в подальшому розробка маркетингової програми стартап-проекту.

Таблиця 4.19. Опис трьох рівнів моделі товару [38]

Рівні товару	Сутність та складові		
I. Товар за задумом	Програма для розрахунку контактної задачі в кривошипно-планетарному редукторі та КДД редуктора з подальшим визначенням умови самогальмування.		
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики	М/Нм	Вр/Тх /Тл/Е/Ор
	1. Швидкість проектування	Нм	Тл
	2. Надійність	Нм	Тл
	3. Транспортабельність	М	Тх
	4. Технічна підтримка	Нм	Тл
	5. Вартість	М	Е
	Якість: Відповідає нормам ГОСТ 19.001-77 «Єдина система програмної документації. Загальні положення»		
	Пакування: програмне забезпечення записане на компакт диск або флеш-накопичувач.		
	Марка: назва організації-розробника		
III. Товар із підкріпленням	Розповсюдження реклами		
	Після продажу технічна підтримка.		
Захист товару проводиться шляхом патентування, проведення захисту програмного забезпечення.			

Висновок: основним способом захисту продукції є патентування програмного забезпечення.

Наступним кроком є визначення цінових меж, якими необхідно

керуватися при встановленні ціни на потенційний товар, це передбачає аналіз цін товарів конкурентів, та доходів споживачів продукту [38].

Таблиця 4.20. Визначення меж встановлення ціни [38]

<i>№ n/n</i>	<i>Рівень цін на товари-замінники</i>	<i>Рівень цін на товари-аналоги</i>	<i>Рівень доходів цільової групи споживачів</i>	<i>Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу</i>
1	3000-3500 у.о.	600-1040 у.о.	200000-250000 у. о.	550-1000 у.о

Висновок: в таблиці показано ринкові ціни на товари аналоги та замінники, а також вказано середній рівень доходів цільової групи споживачі. В результаті обрано середню цінову категорію, оскільки надто висока ціна може відлякати споживача.

Таблиця 4.21. Формування системи збуту [38]

<i>№ n/n</i>	<i>Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів</i>	<i>Функції збуту, які має виконувати постачальник товару</i>	<i>Глибина каналу збуту</i>	<i>Оптимальна система збуту</i>
1	Звичайна купівля	Доставка товару покупцю, його встановлення та налаштування, а також розширена технічна підтримка	Канал нульового рівня	Безпосередній (прямий), дистрибуція через інтернет

Висновок: основним каналом збуту є продаж. Через вузьку спрямованість програмного забезпечення недоцільно використовувати підрядників для реалізації товару. Тому обрано канал нульового рівня та обрано безпосередню систему збуту або дистрибутив через інтернет, як оптимальні системи збуту.

Таблиця 4.22. Концепція маркетингових комунікацій [38]

<i>№ n/n</i>	<i>Специфіка поведінки цільових клієнтів</i>	<i>Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти</i>	<i>Ключові позиції, обрані для позиціонування</i>	<i>Завдання рекламного повідомлення</i>	<i>Концепція рекламного звернення</i>
1	Зацікавленість в продукції, перегляд інформаційних ресурсів із потрібним якісним товаром з доступною ціною	Інтернет ресурси, рекламні статті, тематичні виставки	Доступність та об'єктивність інформації про товар та фірму	Інформування споживача про новий товар, надання вичерпної інформації про переваги товару	Висока швидкість проектування за доступною ціною
2	Зовнішні обставини спонукають до пошуку альтернатив	Реклама, сайт виробника, інтернет ресурси	Висока швидкість проектування, надійність, технічна підтримка, низька ціна	Донесення до споживача про можливість більшого прибутку за допомогою даного програмного забезпечення	Висока швидкість проектування та надійність системи з розширеною технічною підтримкою за доступною ціною

Висновок: висока швидкість проектування, надійність, розширена технічна підтримка та доступна ціна є головною концепцією товару, за рахунок яких він є конкурентоспроможним на ринку. Маркетингова комунікація в основному проходить через інтернет ресурси, рекламні статті в ресурсах пов'язаних зі сферою застосування програмного забезпечення, на тематичних виставках де може бути продемонстровано можливості системи, на сайті виробника та інших інформаційних джерелах.

Висновки до розділу

Даний розділ магістерської дисертації присвячений розробці стартап-проекту. Цей розділ дисертації спрямований на освоєння практичної сторони застосування проекту, та як наслідок пошуку шляхів виходу продукту на комерційну основу. Вихід продукту на комерційну основу багато в чому залежить від наявності попиту та даний вид товару, динаміку ринку та рентабельність запропонованої роботи на ринку.

Під час виконання роботи описано основні ідеї та наданий перелік напрямків застосування стартап-проекту, розглянуто очевидні вигоди впровадження. Були визначені сильні і слабкі сторони продукції конкурентів для повного уявлення про конкурентоспроможність запропонованого рішення.

Аналіз попередньої характеристики потенційного ринку стартап-проекту показав, що ринок має зростаючу динаміку і хороший попит на запропонований товар також виявлено, що дана робота є рентабельною в обраній галузі. Також дивлячись на високу кількість головних гравців можна судити про високий поріг входу на ринок, але при правильному векторі розвитку проекту та акценті на якісну сервісну підтримку і більш низькій ціні є можливість швидкого виходу на ринок України і подальшого просування товару на закордонний ринок.

Під час огляду потенційних груп споживачів обрано державні та приватні підприємства. Вибір даних споживачів обґрунтовано на основі готовності споживачів впроваджувати нові програмні продукти та високому попиту в межах цільової аудиторії. Для впровадження програмного продукту на ринок було обрано стратегію зайняття конкурентної ніші, яка полягає в тому, що компанія в якості цільового ринку обирає один або декілька ринкових сегментів малого розміру. Базовою стратегією розвитку компанії обрано стратегію диференціації суть якої полягає в тому, що товару надаються важливі з точки зору споживача властивості, які роблять товар відмінним від товарів конкурентів.

Беручи до уваги вище зазначене можна зробити висновок, що подальша імплементація продукту є доцільною для даного проекту за рахунок сильних сторін продукту та наявного зростаючого попиту на ринку.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження присвячене моделюванню характеристик якості складання кривошипно-планетарного редуктора.

В першому розділі магістерської дисертації проведено аналіз літературних джерел та висвітлено основні особливості складання приладів. Аналіз розглянутих наукових розробок, свідчить, що планетарні редуктори є досить поширеним видом зубчатих передач оскільки вони часто застосовують в різноманітних технічних пристроях. Проте найбільшого поширення планетарні механізми набули в приладобудуванні, машинобудуванні, важконавантажених відповідальних механічних приводах, в авіа- і суднобудуванні, в робототехніці і мехатронних системах де вони подекуди не мають аналогів. Виходячи з вище сказаного можна зробити висновок, що використання планетарних передач є актуальними і в наш час. Якість роботи планетарного редуктора напряду залежить від якості виготовлення деталей з яких від складається та від якості технологічного процесу складання. Незначні відхилення деталей або помилки при складанні можуть призвести до серйозних проблем при експлуатації аж до поломки редуктора.

Другий розділ дисертаційного дослідження присвячений моделюванню характеристик якості складання кривошипно-планетарного редуктора.

Розглянуто ряд конструкторсько-технологічних показників редуктора. Проведено перевірку динамічної міцності деталей паралелограмного механізму зняття обертового руху з сателітів. Проведено розрахунок міцності різьбових з'єднань редуктора. Проведено розрахунок призматичного шпонкового з'єднання. Вияснено, що у зв'язку зі стандартизацією перетинів шпонок розрахункові формули частіше застосовують для перевірки тиску або допустимого моменту.

Для забезпечення якості технологічного процесу складання проведено перевірку умов складання кривошипно-планетарного редуктора до яких відносяться: умова сусідства, умова співвісності, умова складання та умова

відсутності інтерференції.

Отримано математичні залежності для розрахунку ККД кривошипно-планетарного редуктора для класичної схеми приводу та для схеми приводу типу лебідок при різних комбінаціях вхідної та вихідної ланок. На основі даних формул представлено математичні залежності, які описують умову самогальмування редуктора. В результаті аналізу даних залежностей з'ясовано, що КПП з передатним відношенням вище 20 (а саме з таким найменшим значення передатного числа і проектується кривошипно-планетарні редуктори) є самогальмівним.

В третьому розділі магістерської дисертації на базі отриманих математичних моделей було розроблено алгоритмічне і програмне забезпечення для розрахунку основних показників якості складання кривошипно-планетарного редуктора. Наведено опис всіх видів забезпечення ІС таких як: інформаційне, математичне, алгоритмічне, програмне, технічне, лінгвістичне та технологічне забезпечення. Представлено приклад роботи з програмним забезпеченням у графічному вигляді.

В четвертому розділі розроблено стартап-проект під назвою «CAE Reducer». Основними ідеями стартап-проекту є спрощення рутинного процесу розрахунку параметрів якості складання редуктора та зменшення витрат часу на проектні. Далі розроблено технологічний аудит ідеї роботи, який спрямований на проведення аудиту технології (мови програмування), за допомогою якої можна реалізувати ідею створення проекту. Також проведено аналіз ринкових можливостей, який показав, що ринок має зростаючу динаміку і хороший попит на запропонований продукт. Потенційною групою клієнтів продукту повинні стати приладобудівні, машинобудівні, авіа- та суднобудівні, робототехнічні заводи та заводи мехатронних пристроїв. Для впровадження програмного продукту на ринок було обрано стратегію зайняття конкурентної ніші, яка полягає в тому, що компанія в якості цільового ринку обирає один або декілька ринкових сегментів малого розміру.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Контактна задача для кривошипно-планетарного редуктора / І. В. Янчевський, П. Комада, Н. В. Стельмах, Д. М. Литвиненко. // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2018. – №1. – С. 73–80.
2. Тарабарин В. Б. Кривошипно-планетарные редукторы с эвольвентным внутренним зацеплением при разности чисел зубьев колес $Z_d=1$ [Электронный ресурс] / В. Б. Тарабарин, З. И. Тарабарина // Электронный журнал: "Инженерное образование". – 2006. – Режим доступа до ресурсу: <https://cyberleninka.ru/article/v/krivoshipno-planetarnye-reduktory-s-evolventnym-vnutrennim-zatsepleniem-pri-raznosti-chisel-zubiev-koles-zd-1>.
3. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов / М. П. Новиков. – Москва: Машиностроение, 1980. – 592 с. – (5).
4. Буловский П. И. Основы сборки приборов / П. И. Буловский. – Москва: Машиностроение, 1970. – 200 с.
5. Румбешта В. О. Технологія складання, регулювання та випробування приладів / В. О. Румбешта. – Київ: НТУУ "КПІ", 2013. – 360 с.
6. Асс Б. А. Сборка, регулировка и испытание авиационных приборов / Б. А. Асс, З. Ф. Уразаев, Б. Я. Мясников. – Москва: Машиностроение, 1969. – 310 с.
7. Кдрявцев В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кдрявцев. – Москва: Машиностроение, 1986. – 307 с.
8. Ткаченко В. А. Планетарные механизмы / В. А. Ткаченко. – Харьков: Национальный аэрокосмический университет "Харьковский авиационный институт", 2003. – 446 с.
9. Планетарные передачи [Электронный ресурс] // <http://vtk34.narod.ru> – Режим доступа до ресурсу: http://vtk34.narod.ru/detalimashin_lek/book/book18.htm.
10. Планетарные зубчатые передачи [Электронный ресурс] // <http://k-a-t.ru> – Режим доступа до ресурсу: http://k-a-t.ru/detali_mashin/24-dm_zubchatye12/index.shtml.

11. Планетарные редукторы Производитель редукторов – «Zambello Riduttori» [Электронный ресурс] // <http://ence-gmbh.ru>. – 2018. – Режим доступа до ресурсу: http://ence-gmbh.ru/reducing_gears/planetary_reducers/.
12. Румбешта В. О. Технологія складання, регулювання та випробування приладів / В. О. Румбешта. – Київ: НТУУ „КПІ”, 2013. – 360 с. – (УДК 629.7.054.002 (075)).
13. Печковская О.Е. Модификация внутреннего эвольвентного зацепления с ма-лой разностью чисел зубьев колес / О.Е. Печковская, М. Ф. Пашкевич, Ю. В. Машин // Вестник Белорусско-Российского ун-та. – 2012. – № 1 (34). – С. 91-98.
14. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
15. Решетов Д. Н. Деталі машин / Д. Н. Решетов. – Москва: Машиностроение, 1989. – 496 с.
16. Литвиненко Д. М. Особливості складання кривошипно-планетарного редуктора / Д. М. Литвиненко, Н. В. Стельмах. // ПБФ , КПІ ім. Ігоря Сікорського. – 2018. – С. 113–116.
17. Условие соседства [Электронный ресурс] // studfiles.net. – 2015. – Режим доступа до ресурсу: <https://studfiles.net/preview/1839322/page:19/>.
18. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – Москва: Машиностроение, 1986. – 134 с.
19. On The Interterence of Internal Gearing [Электронный ресурс] // www.geartechnology.com. – 1989. – Режим доступа до ресурсу: <https://www.geartechnology.com/issues/0789x/yy.pdf>.
20. Jiankun C. Small tooth number difference planetary gear drive with a crank and oscillating block inputting mechanism // Applied Mechanics and Materials. – 2011. – Vol. 52-54. – P. 1268-1273. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.52-54.1268
21. Macovei S., Doroftei I. An overview on internal geared mechanisms with small difference between teeth number // IOP Conf. Ser.: Mater Sci. Eng. – 2015. – Vol. 95. – P. 012053. DOI: 10.1088/1757-899X/95/1/012053

22. Plekhanov T.I. Structures and strength properties of planetary gear with internal linkings wheel strength // Eastern European Scientific J. – 2014. – Iss. 1. – P. 144-156. DOI: 10.12851/EESJ201402ART28.

23. Тимофеев Г. А. Особенности силового нагружения и самоторможения инверс-ных эвольвентных передач внешнего зацепления/ журнал : известия высших учебных заведений. Машиностроение 2013 УДК 621.833.6 -3 с.

24. D. R. Salgado, J. M. Del Castillo Conditions for Self-Locking in Planetary Gear trains\\ Journal of Mechanical Design ·Vol. 129 September 2007 p 960

25. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В., Панюхин В. В. Анализ критериев самоторможения с точки зрения их обоснованности. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение» 2013 №4 УДК 621.83 – 28 с.

26. Інформаційні системи і технології в статистиці [Електронний ресурс] // library.if.ua. – 2003. – Режим доступу до ресурсу: <https://library.if.ua/book/80/5658.html>.

27. Чабан О. Математичне забезпечення та його склад [Електронний ресурс] / Олександр Чабан // <https://22mat18.io.ua/>. – 2013. – Режим доступу до ресурсу: https://22mat18.io.ua/s492409/matematichne_zabezpechennya_ta_yogo_sklad.

28. Трофімов В. В. Інформаційні системи і технології в економіці і управлінні [Електронний ресурс] / В. В. Трофімов // stud.com.ua. – 2015. – Режим доступу до ресурсу: https://stud.com.ua/8786/informatika/zabezpechiti_pidsistemi_informatsiynih_sistem.

29. Чабан О. Програмне забезпечення та його склад [Електронний ресурс] / Олександр Чабан // <https://22mat18.io.ua/>. – 2013. – Режим доступу до ресурсу: https://22mat18.io.ua/s492431/programne_zabezpechennya_ta_yogo_sklad

30. Технічне забезпечення інформаційних систем. [Електронний ресурс] // <https://studopedia.com.ua> – Режим доступу до ресурсу:

https://studopedia.com.ua/1_301539_tehnichne-zabezpechennya-informatsiynih-sistem.html

31. Лінгвістичне забезпечення [Електронний ресурс] // <http://ua.textreferat.com>. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: <http://ua.textreferat.com/referat-8302.html>.

32. Лінгвістичне забезпечення [Електронний ресурс] // <http://techtrend.com.ua> – Режим доступу до ресурсу: <http://techtrend.com.ua/index.php?newsid=12605>.

33. Лінгвістичне забезпечення [Електронний ресурс] // <http://ua.textreferat.com>. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: <http://ua.textreferat.com/referat-8302.html>.

34. Лінгвістичне забезпечення [Електронний ресурс] // <http://techtrend.com.ua> – Режим доступу до ресурсу: <http://techtrend.com.ua/index.php?newsid=12605>.

35. Grigory S. Tymchik, Nataliia V. Stelmakh, Anatoliy S. Vasyura, Waldemar Wójcik, Kuanysh Muslimov, "Automated generation of the design solution of the assembly in instrument engineering," Proc. SPIE 10808, 1080828 (1 October 2018); doi: 10.1117/12.2501560.

36. Стельмах Н.В. Формування моделі опису структури складального виробу в приладобудуванні // Н.В. Стельмах // Наукові вісті НТУУ КПІ. - 2013. - 1. - С. 106–110. doi.org/10.20535/1810-0546.2013.1.90717

37. Антонюк В. С. Методологія наукових досліджень: навч. Посіб./ В. С. Антонюк, Л. Г. Полонський, В. І. Аверченков, Ю. А. Малахов. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – 276 с.

38. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс]: Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій студентів інженерних спеціальностей / За заг. Ред. О. А. Гавриша. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016 – 28 с.

Додатки

Додаток А

Код програмного забезпечення «CAE Reducer»


```

namespace CAE_REDUCER
{
    public partial class Form1 : Form
    {
        public Form1()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void pictureBox1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
        }
        private void pictureBox1_Click_1(object sender, EventArgs e)
        {
        }
        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form5 fr5 = new Form5();
            fr5.Show();
            Hide();
        }
        private void pictureBox1_Click_2(object sender, EventArgs e)
        {
        }
        private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form3 fr3 = new Form3();
            fr3.Show();
        }
        private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form4 fr4 = new Form4();
            fr4.Show();
        }
    }
}

```

```

namespace CAE_REDUCER
{
    public partial class Form5 : Form
    {
        public Form5()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form7 fr7 = new Form7();
            fr7.Show();
            Hide();
        }
        private void button5_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form1 fr1 = new Form1();
            fr1.Show();
            Hide();
        }
        private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form2 fr2 = new Form2();
        }
    }
}

```

```

        fr2.Show();
        Hide();
    }
    private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
    {
        Form6 fr6 = new Form6();
        fr6.Show();
        Hide();
    }
    private void button4_Click(object sender, EventArgs e)
    {
        Form8 fr8 = new Form8();
        fr8.Show();
        Hide();
    }
}
}

```

```

namespace CAE_REDUCER
{
    public partial class Form6 : Form
    {
        public Form6()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form5 fr5 = new Form5();
            fr5.Show();
            Hide();
        }
        private void label15_Click(object sender, EventArgs e)
        {
        }
        private void label16_Click(object sender, EventArgs e)
        {
        }
    }
}

```

```

namespace CAE_REDUCER
{
    public partial class Form2 : Form
    {
        public Form2()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form5 fr5 = new Form5();
            fr5.Show();
            Hide();
        }

        private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form4 fr4 = new Form4();
            fr4.Show();
        }
        private void pictureBox1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
        }
    }
}

```

```

    }
    private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
    {
        double m, z1, z2, alpha, beta, x1, x2, aw, aw2;
        // Зчитування даних з текстових форм
        m = Convert.ToDouble(textBox1.Text); // модуль, мм
        z1 = Convert.ToDouble(textBox2.Text); // кількість зубців сателіту
        z2 = Convert.ToDouble(textBox3.Text); // кількість зубців колеса
        alpha = Convert.ToDouble(textBox4.Text); // кут профілю вихідного контуру,
град
        beta = Convert.ToDouble(textBox5.Text); // кут нахилу, град
        x1 = Convert.ToDouble(textBox6.Text); // коефіцієнт зміщення сателіту
        x2 = Convert.ToDouble(textBox7.Text); // коефіцієнт зміщення колеса
        aw = Convert.ToDouble(textBox8.Text); // міжосьова відстань
        // ділильна міжосьова відстань
        double a = m * (z2 - z1) / 2 * Math.Cos(beta * Math.PI / 180);
        double alphasat = Math.Atan(Math.Tan(alpha * Math.PI / 180) / Math.Cos(beta *
Math.PI / 180));

        // розрахунок альфа тв
        double alphasatw = Math.Acos((a / aw) * Math.Cos(alphasat));
        double Ar = alphasat; // переведення кута в радани
        double invalphasat = Math.Tan(Ar) - Ar;
        double Ae = alphasatw; // переведення кута в радани
        double invalphasatw1 = Math.Tan(Ae) - Ae;
        // розрахунок коефіцієнтів зміщення
        double xd = (((z2 - z1) * (invalphasatw1 - invalphasat)) / (2 * Math.Tan((alpha *
Math.PI) / 180)));
        double x11 = 2 * x1;
        double x22 = xd + x11;

        // розрахунок інвалюти альфа тв
        double invalphasatw = invalphasat + ((2 * (x22 - x11) * Math.Tan((alpha
*Math.PI)/180)) / (z2 - z1));
        // розрахунок косінус альфа т
        double cosalphat = Math.Cos(beta*Math.PI/180) /
Math.Sqrt(Math.Pow(Math.Cos(beta*Math.PI/180), 2) + Math.Pow(Math.Tan(alpha*Math.PI/180),
2));

        // розрахунок aw
        double aw1 = Math.Round ((m * (z2 - z1) / 2 *
Math.Cos(beta*Math.PI/180)) * (cosalphat/Math.Cos(alphasatw)), 1);
        textBox9.Text = Convert.ToString(aw1);
        aw2 = Convert.ToDouble(textBox9.Text);
        if (aw > aw2)
        {
            label4.Visible = true;
        }
        if (aw < aw2)
        {
            label4.Visible = true;
        }
        if (aw == aw2)
        {
            label11.Visible = true;
        }
    }
    private void label7_Click(object sender, EventArgs e)
    {
    }
    private void textBox9_TextChanged(object sender, EventArgs e)
    {
    }
}
}

```

```

{
    public partial class Form7 : Form
    {
        public Form7()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form5 fr5 = new Form5();
            fr5.Show();
            Hide();
        }
        private void pictureBox1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
        }
    }
}

namespace CAE_REDUCER
{
    public partial class Form8 : Form
    {
        public Form8()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Form5 fr5 = new Form5();
            fr5.Show();
            Hide();
        }
        private void textBox1_TextChanged(object sender, EventArgs e)
        {
        }
        private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            double m, z1, z2, alpha, beta, x1, x2, aw, ha;
            // Зчитування даних з текстових форм
            m = Convert.ToDouble(textBox1.Text); // модуль, мм
            z1 = Convert.ToDouble(textBox2.Text); // кількість зубців сателіту
            z2 = Convert.ToDouble(textBox3.Text); // кількість зубців колеса
            alpha = Convert.ToDouble(textBox4.Text); // кут профілю вихідного контуру,
град
            beta = Convert.ToDouble(textBox5.Text); // кут нахилу, град
            x1 = Convert.ToDouble(textBox6.Text); // коефіцієнт зміщення сателіту
            x2 = Convert.ToDouble(textBox7.Text); // коефіцієнт зміщення колеса
            aw = Convert.ToDouble(textBox8.Text); // міжосьова відстань
            ha = Convert.ToDouble(textBox9.Text); // коефіцієнт висоти головки зуба
            if (z1 < z2)
            {
                // ділильна міжосьова відстань
                double a = m * (z2 - z1) / 2 * Math.Cos(beta * Math.PI / 180);
                double alphasat = Math.Atan(Math.Tan(alpha * Math.PI / 180) / Math.Cos(beta
* Math.PI / 180));
                // розрахунок альфа тв
                double alphasatw = Math.Acos((a / aw) * Math.Cos(alphasat));
                double Ar = alphasat; // переведення кута в радани
                double invalphasat = Math.Tan(Ar) - Ar;
                double Ae = alphasatw; // переведення кута в радани
                double invalphasatw1 = Math.Tan(Ae) - Ae;
                // розрахунок коефіцієнтів зміщення
                double xd = (((z2 - z1) * (invalphasatw1 - invalphasat)) / (2 *
Math.Tan((alpha * Math.PI) / 180)));
                double x11 = 2 * x1;
            }
        }
    }
}

```

```

        double x22 = xd + x11;
        // розрахунок інвалюти альфа тв
        double invalphatw = invalphat + ((2 * (x22 - x11) * Math.Tan((alpha *
Math.PI) / 180)) / (z2 - z1));
        // розрахунок косінус альфа т
        double cosalphat = Math.Cos(beta * Math.PI / 180) /
Math.Sqrt(Math.Pow(Math.Cos(beta * Math.PI / 180), 2) + Math.Pow(Math.Tan(alpha * Math.PI
/ 180), 2));
        // розрахунок aw
        double aw1 = Math.Round((m * (z2 - z1) / 2 * Math.Cos(beta * Math.PI /
180)) * (cosalphat / Math.Cos(alphatw)), 1);
        // ділильний діаметр сателіту
        double d1 = (m * z1) / Math.Cos((beta * Math.PI) / 180);
        // ділильний діаметр сателіту
        double d2 = (m * z2) / Math.Cos((beta * Math.PI) / 180);
        // Довідковий ділильний діаметр вершин зубців сателітів
        double da1 = d1 + 2 * (ha + x1) * m;
        // Довідковий ділильний діаметр вершин зубців колеса
        double da2 = d2 - 2 * (ha - x2 - 0.2) * m;
        // Довідковий ділильний радіус вершин зубців сателітів
        double Ra1 = da1 / 2;
        // Довідковий ділильний радіус вершин зубців колеса
        double Ra2 = da2 / 2;
        // умова відсутності інтерференції головки зуба
        if (Ra2 + aw1 > Ra1)
        { label5.Visible = true; } // умова виконується
        if (Ra2 + aw1 < Ra1)
        { label6.Visible = true; } // умова не виконується
        if (d1 > d2)
        { // teta
            double teta1 = Math.Acos((Math.Pow(Ra2, 2) - Math.Pow(Ra1, 2) -
Math.Pow(aw1, 2)) / (2 * Ra1 * aw1));
            double tetta2 = Math.Acos((Math.Pow(Ra2, 2) - Math.Pow(Ra1, 2) +
Math.Pow(aw1, 2)) / (2 * Ra1 * aw1));
            // інвалюта teta
            double invteta1 = Math.Tan(teta1) - teta1;
            double invtetta2 = Math.Tan(tetta2) - tetta2;
            double g = z1 * (teta1 + invalphat) + (z2 - z1) * invalphat;
            double h = z2 * (tetta2 + invtetta2);
            // умова відсутності осьової інтерференції
            if (g > h)
            { label7.Visible = true; } // умова виконується
            if (g < h)
            { label8.Visible = true; } // умова не виконується
        } // умова не виконується
        else label8.Visible = true; // умова не виконується
    }
    else { label12.Visible = true; label13.Visible = true; }
    // умова не виконується
}
private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
{
    Form4 fr4 = new Form4();
    fr4.Show();
}
}

namespace CAE_REDUCER
{
    public partial class Form4 : Form
    {
        public Form4()
        {
            InitializeComponent();
        }
    }
}

```

```
private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
{
    Close();
}
private void label11_Click(object sender, EventArgs e)
{
}
private void richTextBox1_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{
}
private void label16_Click(object sender, EventArgs e)
{
}
private void label19_Click(object sender, EventArgs e)
{
}
}
```

Додаток Б

Контрольний приклад проектування в системі «CAE Reducer»

Робота з програмним забезпеченням розпочинається з запуску файлу «CAE Reducer» з розширенням .EXE, який займає 3021 кб пам'яті подвійним натиском на піктограму програми. Після цього користувача зустрічає вікно (рис. 1) з назвою роботи.

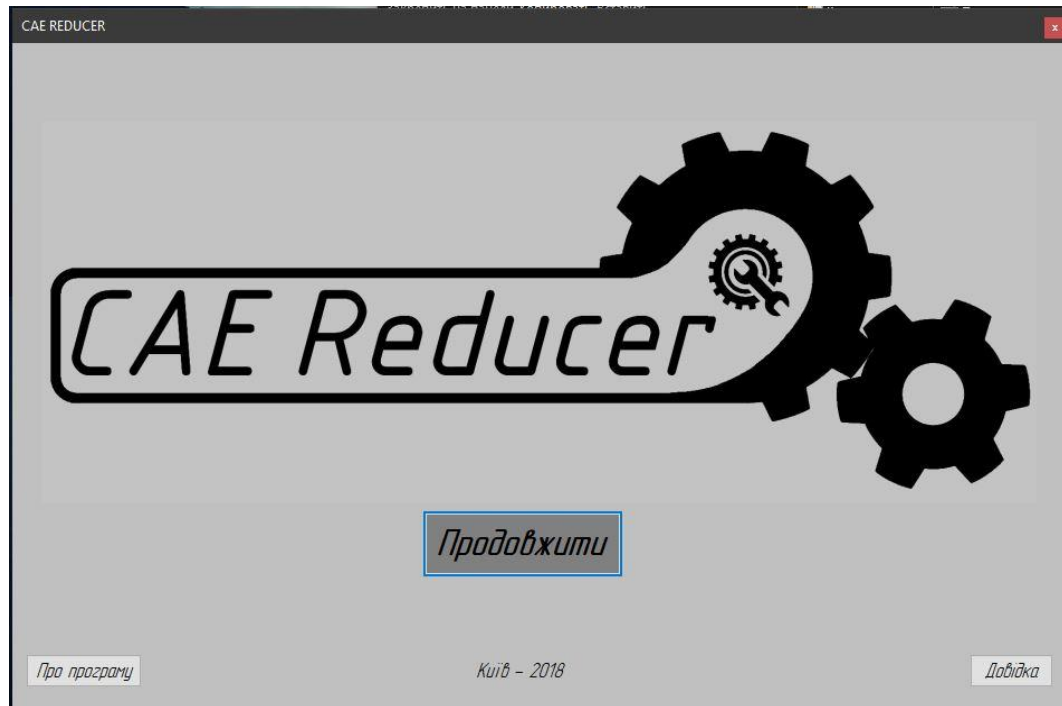


Рис.1 Головне вікно програми

Для вибору умов складання необхідно натиснути клавішу «Продовжити» після чого програма виводить список умов складання кривошипно-планетарного редуктора (рис. 2).

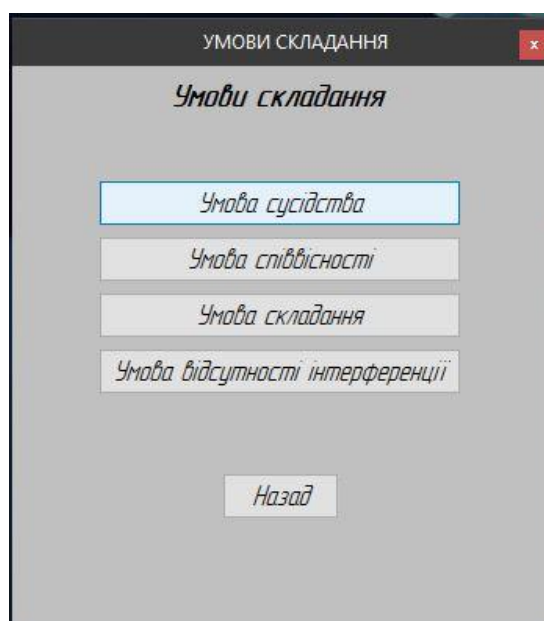


Рис. 2 Вікно вибору умов складання

Далі обираємо пункт «Умова сусідства» після чого програма виводить вікно (рис.3) на якому описано умову сусідства КПР.

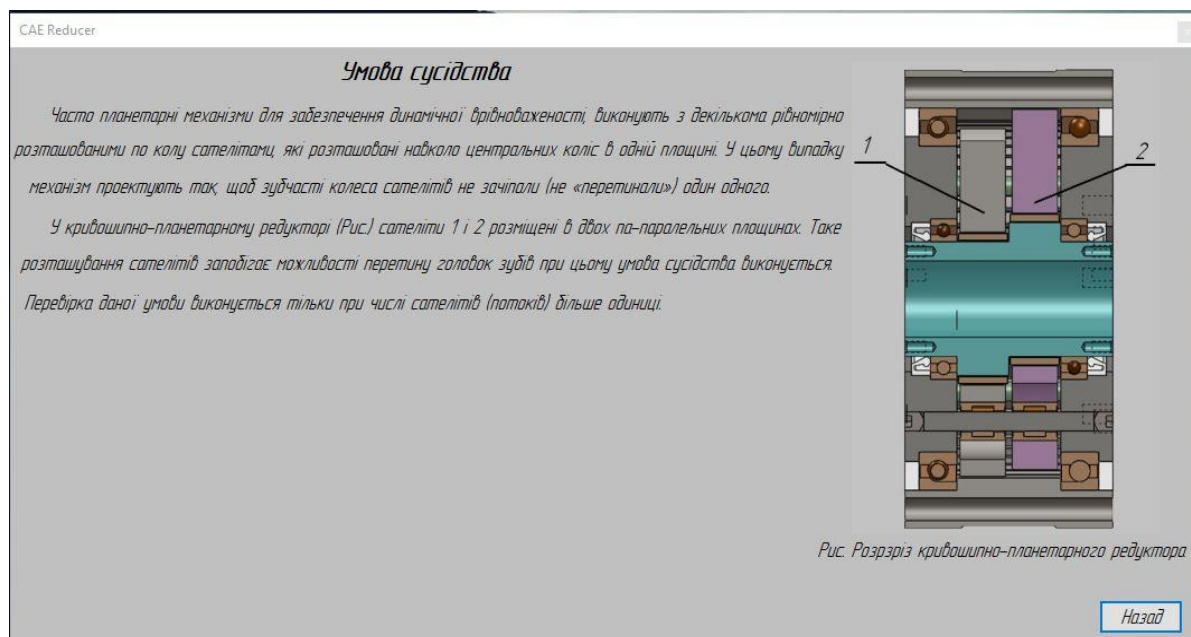


Рис.3 Виведення умови сусідства КПР

Після натискання клавіші «Назад» програма повертає користувача на вікно вибору умови складання (рис. 2) на якій обираємо наступний пункт «Умова співвісності» після чого ПЗ виводить вікно (рис. 4).

Умова співвісності

Введення параметрів зубчатих коліс

$m =$ $z_1 =$ $z_2 =$ $\alpha =$ $\beta =$ $x_1 =$ $x_2 =$ $a_w =$

Розрахувати

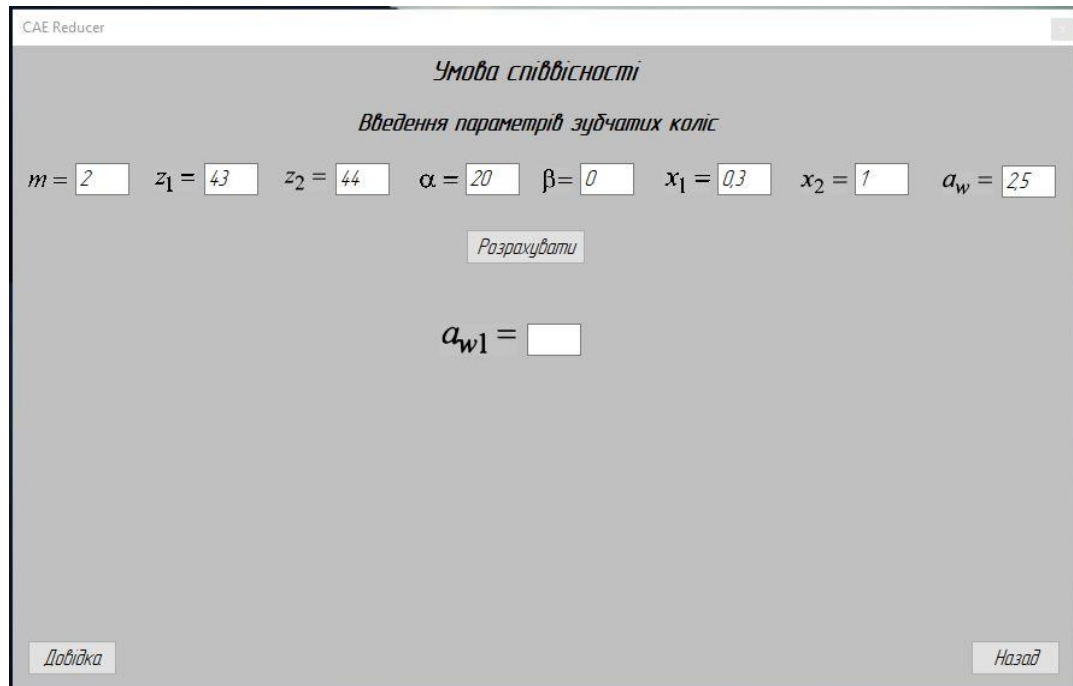
$a_{w1} =$

Довідка

Назад

Рис. 4 Вікно перевірки умови співвісності КПР

В даному вікні у відповідні комірки необхідно ввести початкові дані для проектування (рис. 5).



CAE Reducer

Умова співвідності

Введення параметрів зчудчатих коліс

$m = 2$ $z_1 = 43$ $z_2 = 44$ $\alpha = 20$ $\beta = 0$ $x_1 = 0.3$ $x_2 = 1$ $a_w = 25$

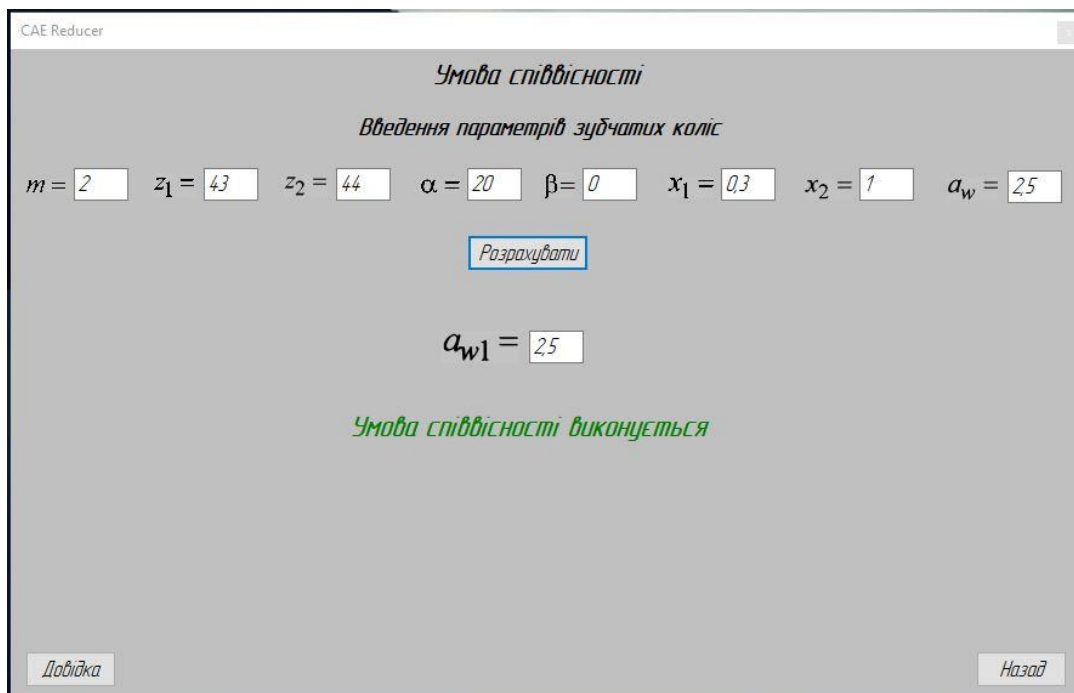
Розрахувати

$a_{w1} =$

Довідка Назад

Рис. 5 Введення початкових даних

Далі натискаємо клавішу «Розрахувати» після чого отримуємо розрахункове значення міжосьової відстані. Нижче виводиться результат виконання умови складання (рис.6).



CAE Reducer

Умова співвідності

Введення параметрів зчудчатих коліс

$m = 2$ $z_1 = 43$ $z_2 = 44$ $\alpha = 20$ $\beta = 0$ $x_1 = 0.3$ $x_2 = 1$ $a_w = 25$

Розрахувати

$a_{w1} = 25$

Умова співвідності виконується

Довідка Назад

Рис. 6 Результат перевірки умови співвідності

Після натискання клавіши «Назад» програма повертає користувача на вікно вибору умови складання (рис. 2) на якій обираємо наступний пункт «Умова складання» після чого ПЗ виводить вікно (рис. 7).

Умова складання

Умова складання передбачає забезпечення складання планетарного механізму. Дана умова перевіряється при числі сателітів більше одиниці. В кривошипно-планетарному механізмі установка сателітів можлива тільки в одному і тому ж положенні.

Кривошипно-планетарний редуктор рис. в першому приближенні складається з ексцентрикового валу 1, сателітів 2 і 2', корпусу з внутрішнім евольвентним зачепленням 3, механізму зняття обертового руху з сателітів (паралелограмного механізму) 4. Для полегшення складання під час виготовлення сателітів проводиться маркування базового зубу (впадини) і отвору у вигляді точки, складання відбувається наступним чином: ексцентриковий вал 1 зі встановленими сателітами 2 і 2', встановлюють вершиною ексцентриків у вертикальному положенні після чого сателіти встановлюють таким чином, щоб маркований зубець (впадина) з отворами співпали з вертикальною віссю ексцентриків, далі в отвори сателітів встановлюють пальці паралелограмного механізму 4. Після виконання цих маніпуляцій вузол встановлюють у внутрішнє евольвентне зачеплення корпусу 3.

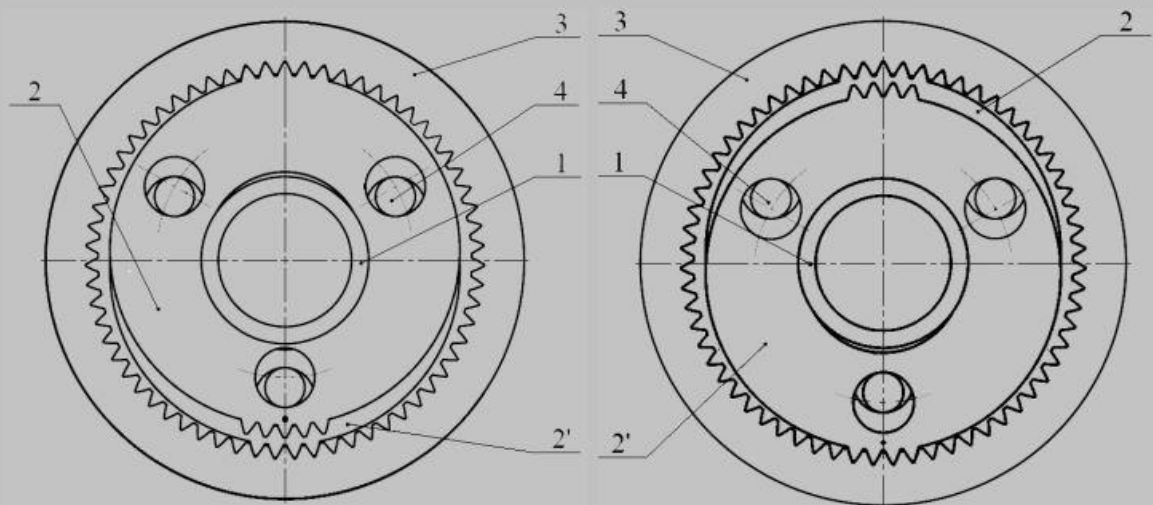


Рис. Кривошипно-планетарний редуктор

Назад

Рис. 7 Виведення умови складання

Натискання клавіші «Назад» повертає користувача на вікно вибору умови складання (рис. 2) на якій обираємо наступний пункт «Умова відсутності інтерференції» після чого ПЗ виводить вікно (рис. 8).

CAE Reducer

Умови відсутності інтерференції
Введення параметрів зубчатих коліс

$m =$
 $z_1 =$
 $z_2 =$
 $\alpha =$
 $\beta =$
 $x_1 =$
 $x_2 =$
 $a_w =$
 $h_a^* =$

1. Інтерференція головки зуба:

2. Основа інтерференція:

Рис. 8 Вікно перевірки умови відсутності інтерференції

В даному вікні необхідно ввести початкові дані для продовження (рис.9). Після введення початкових даних потрібно натиснути клавішу «Розрахувати» після чого програма виведе умову відсутності інтерференції (рис. 10)

CAE Reducer

Умови відсутності інтерференції
Введення параметрів зубчатих коліс

$m =$
 $z_1 =$
 $z_2 =$
 $\alpha =$
 $\beta =$
 $x_1 =$
 $x_2 =$
 $a_w =$
 $h_a^* =$

1. Інтерференція головки зуба:

2. Основа інтерференція:

Рис.9 Введення початкових даних

CAE Reducer

Умови відсутності інтерференції

Введення параметрів зубчатих коліс

$m =$
 $z_1 =$
 $z_2 =$
 $\alpha =$
 $\beta =$
 $x_1 =$
 $x_2 =$
 $a_w =$
 $h_a^* =$

1. Інтерференція головки зуба: Умова виконується

2. Осьова інтерференція: Умова виконується

Рис. 10 Виведення виконання умови відсутності інтерференції

Натискання кнопки «Довідка» виводить в окремому вікні (рис.11) список позначень та короткі пояснення до нього.

Довідка

Довідка

m – модуль, мм;
 z_1 – число зубців сателіта, шт;
 z_2 – число зубців колеса, шт;
 α – кут профілю вихідного контуру, град;
 β – кут нахилу, град;
 x_1 – коефіцієнт зміщення сателіту;
 x_2 – коефіцієнт зміщення колеса;
 a_w – міжосьова відстань, мм;
 a_{w1} – розрахункова міжосьова відстань, мм;
 h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба

Рис. 11 Виведення вікна довідки

Натискання на головному вікні (рис. 12) клавіші «Про програму» виводить вікно в якому наводиться назва та версія програми та відомості про розробника.

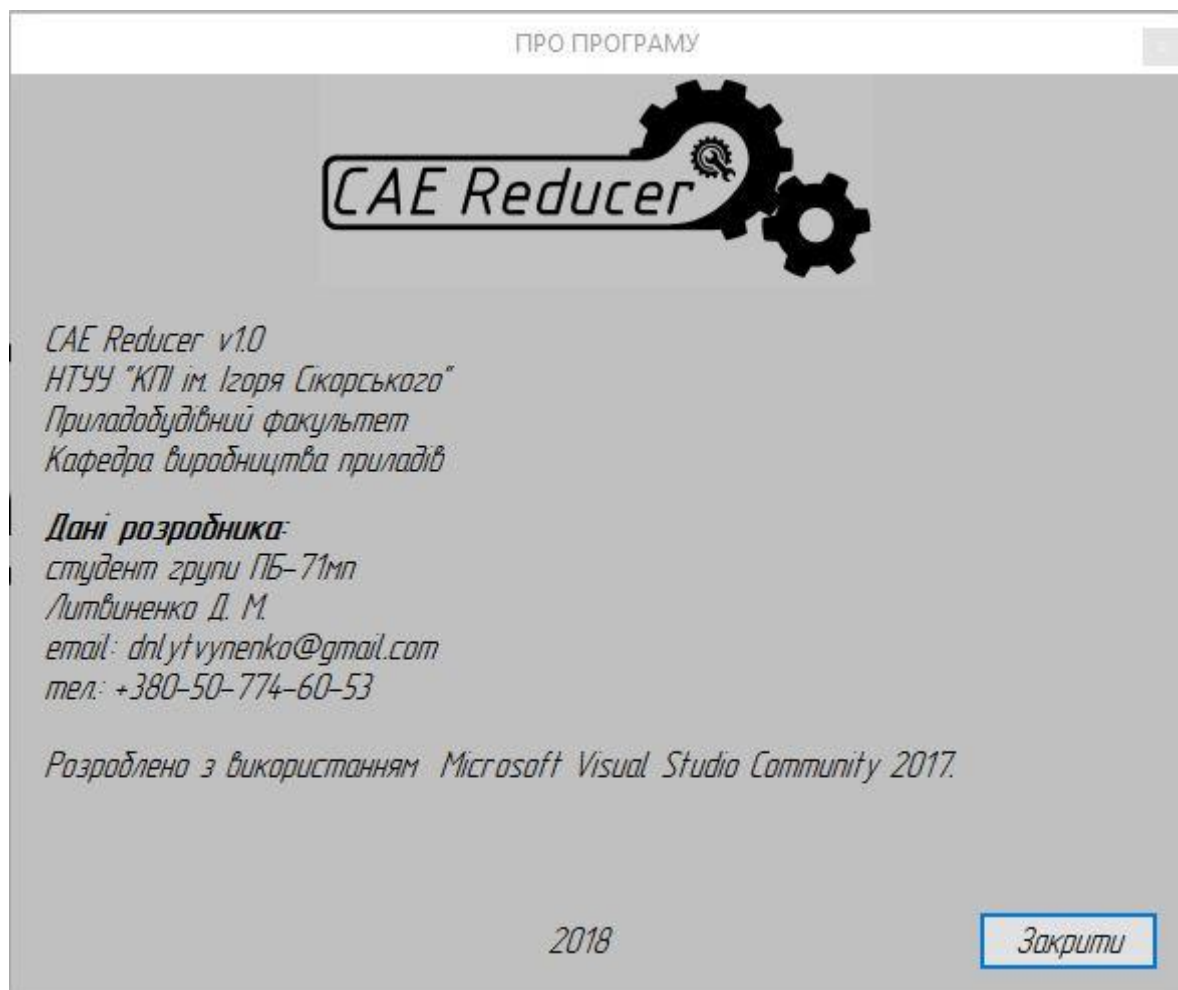


Рис. 12 Виведення вікна «Про програму»

Додаток В

Акт впровадження матеріалів і результатів магістерської
дисертації

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ «МАШІНТЕХ»

Белевський О.Г.



**Акт про використання результатів
дисертаційної роботи Литвиненка Д. М.**

Підприємством ТОВ «МАШІНТЕХ» для вирішення задач прискорення випуску кривошипно-планетарного редуктора в умовах малосерійного виробництва була використана методика та автоматизований модуль «CAE REDUCER» для технологічної підготовки складально-налагоджувального етапу виробництва редуктора, методи запропоновані її розробником студентом НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» Литвиненком Денисом Миколайовичем в його роботі «Моделювання характеристик якості складання кривошипно-планетарного редуктора».

Отримані результати показали, що в результаті використання запропонованої методики для прискорення технологічної підготовки малосерійного складального виробництва та автоматизований модуль «CAE REDUCER» скорочено час проектних робіт в 4 рази та повністю виключено помилки в результатах проектування при умові правильного введення початкових даних.

НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського»

Професор кафедри

Виробництва приладів

Тимчик Г. С.

Провідний інженер

ТОВ «МАШІНТЕХ»

Стукалов І. В.

Додатки Г

Наукові опубліковані праці за тематикою магістерської
дисертації

СПИСОК
наукових та навчально-методичних праць
Литвиненка Дениса Миколайовича

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік), або номер диплома на винахід	Кількі сть друков аних аркуші в або сторін ок разом	Співавтори
1	2	3	4	5	6
1. <u>Наукові статті</u>					
1	Контактна задача для кривошипно- планетарного	Друк.	Міжнародний науково- технічний журнал Наукові вісті Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут" 2018 - №1. м. Київ, Україна	7	Янчевський Ігор Владиславович, Стельмах, П. Комада Наталія Володимирівна, Литвиненко Денис Миколайович
2	Забезпечення якості виготовлення конструкційних елементів сучасних планетарних редукторів	Друк.	20-та Міжнародна студентська наукова конференція "Матеріали та технології XXI століття" 17 травня 2018 р., м. Катовіце, Польща	3	Стельмах Наталія Володимирівна, Литвиненко Денис Миколайович
3	Особливості складання кривошипно- планетарного редуктора	Друк.	XIV Науково- практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Ефективність інженерних рішень у приладобудуванні» 4-5 грудня 2018р., м. Київ, Україна	4	Стельмах Наталія Володимирівна, Литвиненко Денис Миколайович

2. <u>Тези доповідей</u>					
1	Забезпечення динамічної міцності в кривошипно-планетарних редукторах	Друк	XVII Міжнародна науково-технічна конференція “Приладобудування: стан і перспективи”, 15-16 травня 2018 року, КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна	1	Стельмах Наталія Володимирівна, Литвиненко Денис Миколайович
3. <u>Патенти</u>					
1	Симетричний кривошипно-планетарний редуктор з наскрізним входним валом	Друк.	Заявка на патент України на корисну модель № u 2018 10964	11	Янчевський Ігор Владиславович, Стельмах Наталія Володимирівна, Литвиненко Денис Миколайович

Студент

(підпис)

Литвиненко Д. М.
(ініціали, прізвище)

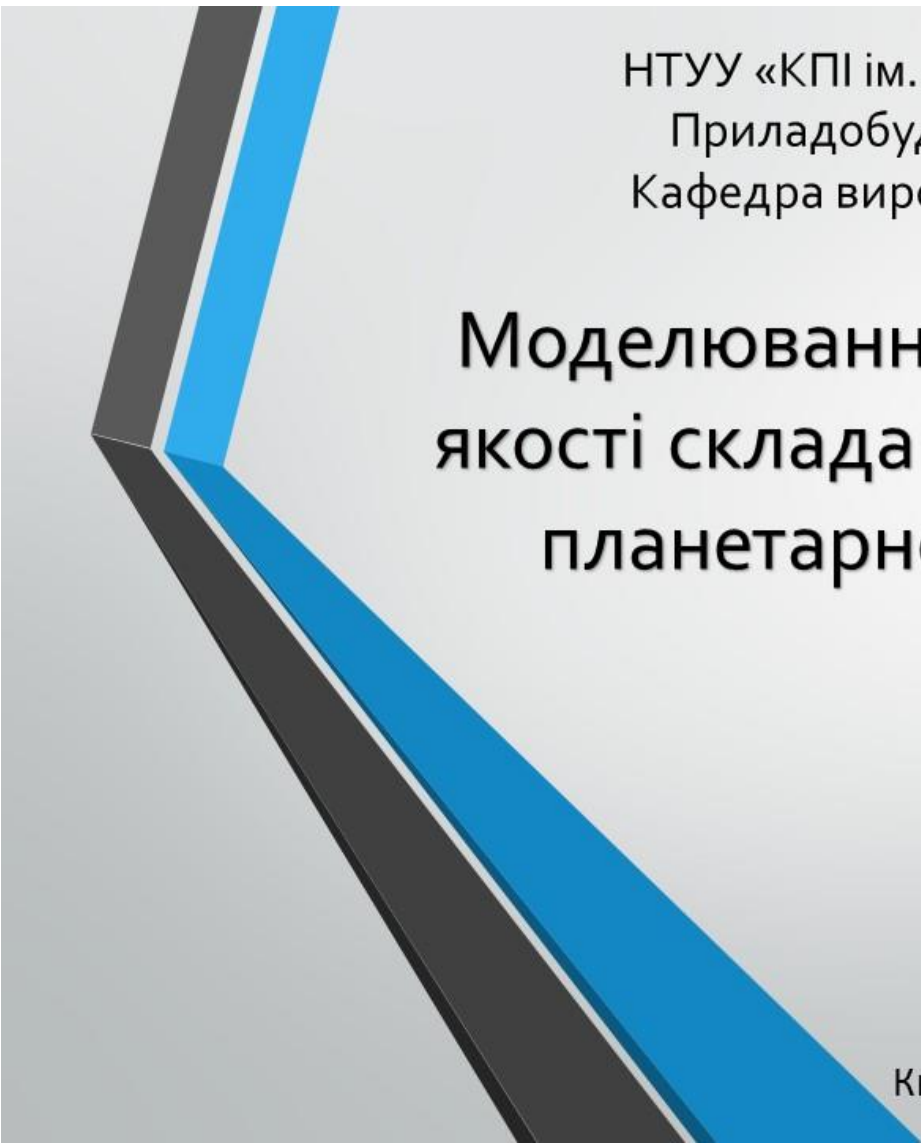
Науковий керівник дисертації

(підпис)

Стельмах Н. В.
(ініціали, прізвище)

Додатки Д

Презентація магістерської дисертації



НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»
Приладобудівний факультет
Кафедра виробництва приладів

Моделювання характеристик якості складання кривошипно- планетарного редуктора

Виконав студент:
Литвиненко Денис Миколайович
Гр. ПБ-71мп
Науковий керівник:
к.т.н., доцент
Стельмах Наталія Володимирівна

Київ - 2018

Актуальність проблеми

В умовах інтенсифікації виробництва та при сучасному рівні науково-технічного розвитку забезпечення високої якості складання кривошипно-планетарного редуктора є особливо актуальним.

Забезпечення високої якості складання кривошипно-планетарного редуктора ще на стадії розробки можливе завдяки виконанню умов складання.

Мета дослідження: розробка методики розрахунку характеристик якості складання кривошипно-планетарних редукторів на основі отриманих математичних моделей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі науково-технічні задачі:

- Виконати аналіз конструктивних рішень редукторів;
- Визначити основні конструкторсько-технологічні особливості, які впливають на якість виготовлення редукторів;
- Виконати моделювання основних характеристик якості кривошипно-планетарно редуктора;
- Розробити алгоритмічне і програмне забезпечення, що дозволить виконати розрахунок основних характеристик якості складання КПР в автоматизованому режимі.

Об'єктом дослідження: Характеристики якості складання редукторів.

Предмет дослідження: Кривошипно-планетарний редуктор.

Область застосування кривошипно-планетарного редуктора

Найбільшого поширення кривошипно-планетарні передачі отримали в приладомашинобудуванні, важконавантажених і відповідальних механічних приводах, в авіа- і суднобудуванні, в робототехніці і мехатронних системах, де вони практично не мають альтернативи.

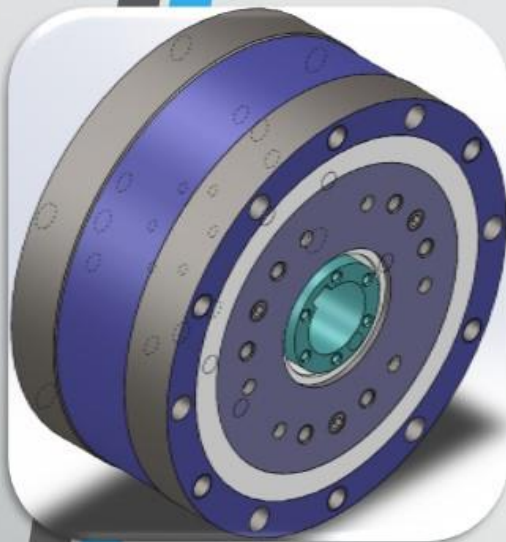


Рис. 1 3D - модель
кривошипно-планетарного
редуктора (SolidWorks2018)



Рис. 2 КПР надрукований за
допомогою технології 3D-
друку



Рис. 3 Кривошипно-
планетарний редуктор

Переваги та недоліки кривошипно-планетарного редуктора

Основними перевагами кривошипно-планетарного редуктора над звичайними рядними або черв'ячними передачами є:

- Наявність двох або більше степенів свободи
- Малі габарити і маса ;
- Зручність компоновки в машинах завдяки співвісності ведучого і ведомого валів;
- Робота з меншим шумом ніж в звичайних зубчатих передачах, що обумовлено меншими розмірами коліс і замиканням сил в механізмі. При симетричному розташуванні сателітів сили в передачі взаємно врівноважуються;
- Можливість отримання великих передатних чисел при невеликому числі зубчатих коліс і малих габаритах ;
- Менше навантаження на зубці коліс. Оскільки в передачі зусилля приймає участь велика кількість зубців, то навантаження на кожен з них приходить менше, що напряму впливає на їх строк служби;
- Велике передатне число в одній ступені

Але як і будь який механізм кривошипно-планетарний редуктор не позбавлені недоліків. До недоліків можна віднести:

- Підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- Різне зниження ККД передачі з підвищенням передатного відношення (Збільшення кількості поверхонь що труться) ;
- Складність виготовлення деталей та їх подальше складання;
- Велика кількість деталей, в тому числі підшипників і їх подальше складання.

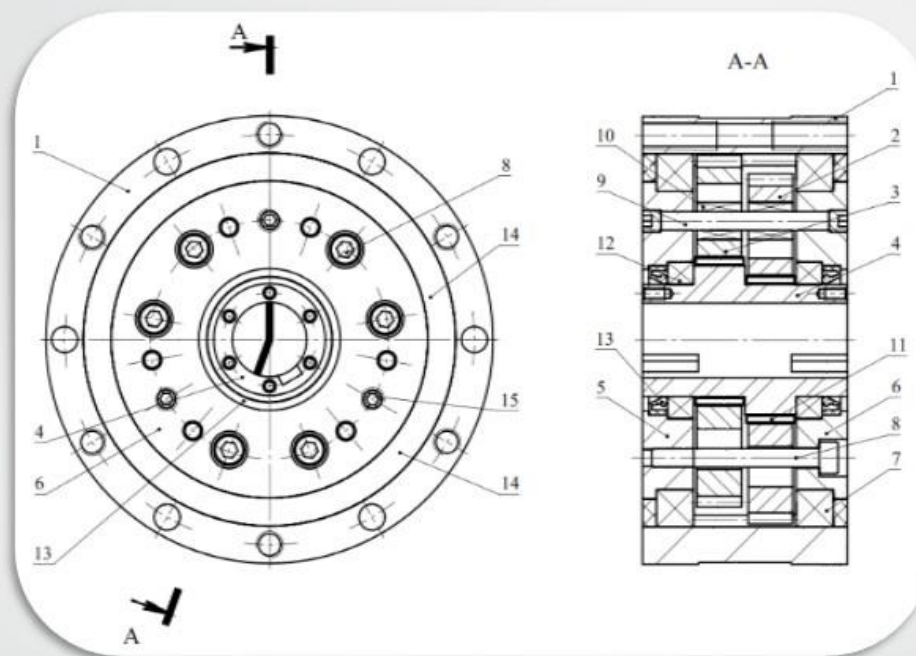


Рис. 4 Кривошипно-планетарний редуктор

Запропоновано нову спрощену конструкцію симетричного кривошипно-планетарного редуктора з наскрізним вхідним валом, що дає можливість як пропускати різноманітні комунікації, так і реалізувати для даного редуктора дві степені вільності. При чому корпус редуктора передбачає можливість використання редуктора у якості сателітного механізму з двома ступенями вільності, а конструкція редуктора у цілому є симетричною, в т.ч. за приєднувальними розмірами, що дає змогу суттєво розширити область застосувань даного редуктора.

Новизна даного технічного рішення підтверджується поданням заявки на видачу патенту України на корисну модель. Номер заявки: у 2018 10964.

Контактна задача для кривошипно-планетарного редуктора

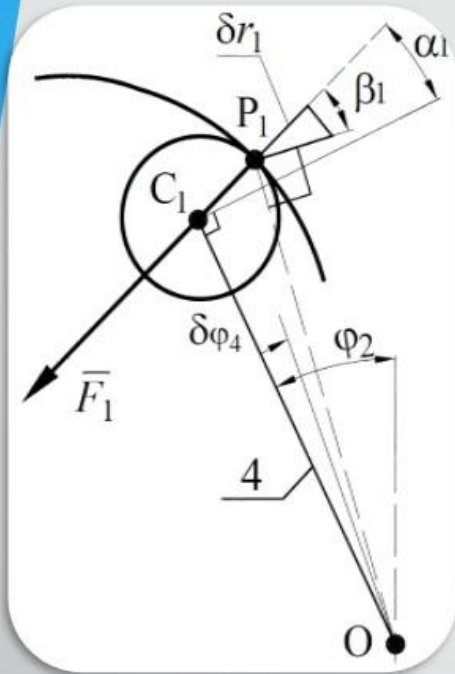


Рис. 5 Визначення
контактної сили F_n

максимальне значення контактної сили F_n з прийнятною точністю (похибка не перевищує 2%) може бути обчислено за формулою:

$$\max(F_n) = X \frac{4F_0}{KN}$$

де

$$X = (0.8 + 0.05N)^{2-K}$$

$$F_0 = T/L$$

K – кількість сателітів;

N – кількість цівкових отворів;

T – крутний момент на виході редуктора;

L – відстань між осями цівок і віссю редуктора.

Умова сусідства

Часто планетарні механізми для забезпечення динамічної врівноваженості, виконують з декількома рівномірно розташованими по колу сателітами, які розташовані навколо центральних коліс в одній площині. У цьому випадку механізм проектується так, щоб вершини зубців сателітів не зачіпали (не «перетинали») один одного.

У кривошипно-планетарному редукторі (рис. 4) сателіти 1 і 2 розміщені в двох папаралельних площинах. Таке розташування сателітів запобігає можливості перетину головок зубів при цьому умова сусідства виконується. Перевірка даної умови виконується тільки при числі сателітів (потоків) більше одиниці.

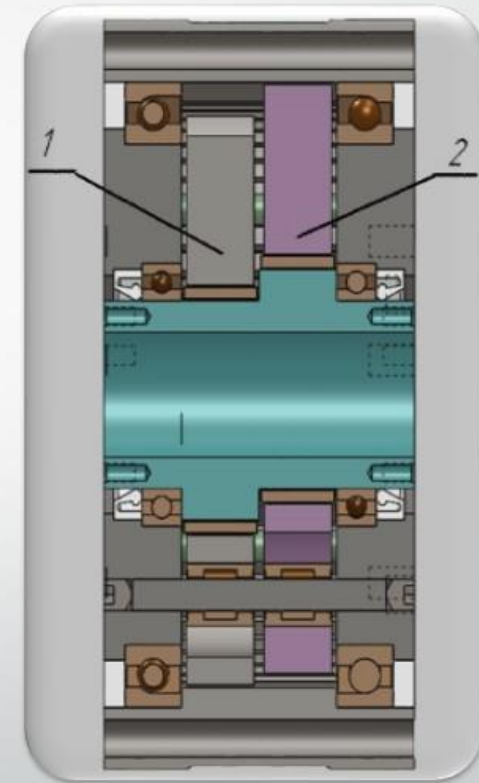


Рис. 6 Розріз кривошипно-планетарного редуктора

x_1

Умова співвідності

$$a_w = \frac{m(z_2 - z_1)}{2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$$

Де

$$\cos \alpha_t = \frac{\cos \beta}{\sqrt{\cos^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha}}$$

α_{tw} – розв'язок рівняння

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_2 - x_1) \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1}$$

m – модуль, мм;

z_1 – число зубців сателіту;

z_2 – число зубців колеса;

β – кут нахилу зубчатого профілю, град;

α – кут профілю вихідного контуру, град;

α_t – кут профілю, град;

α_{tw} – кут зачеплення, град;

x_1 – коефіцієнт зміщення сателіту;

x_2 – коефіцієнт зміщення колеса;

Умова складання

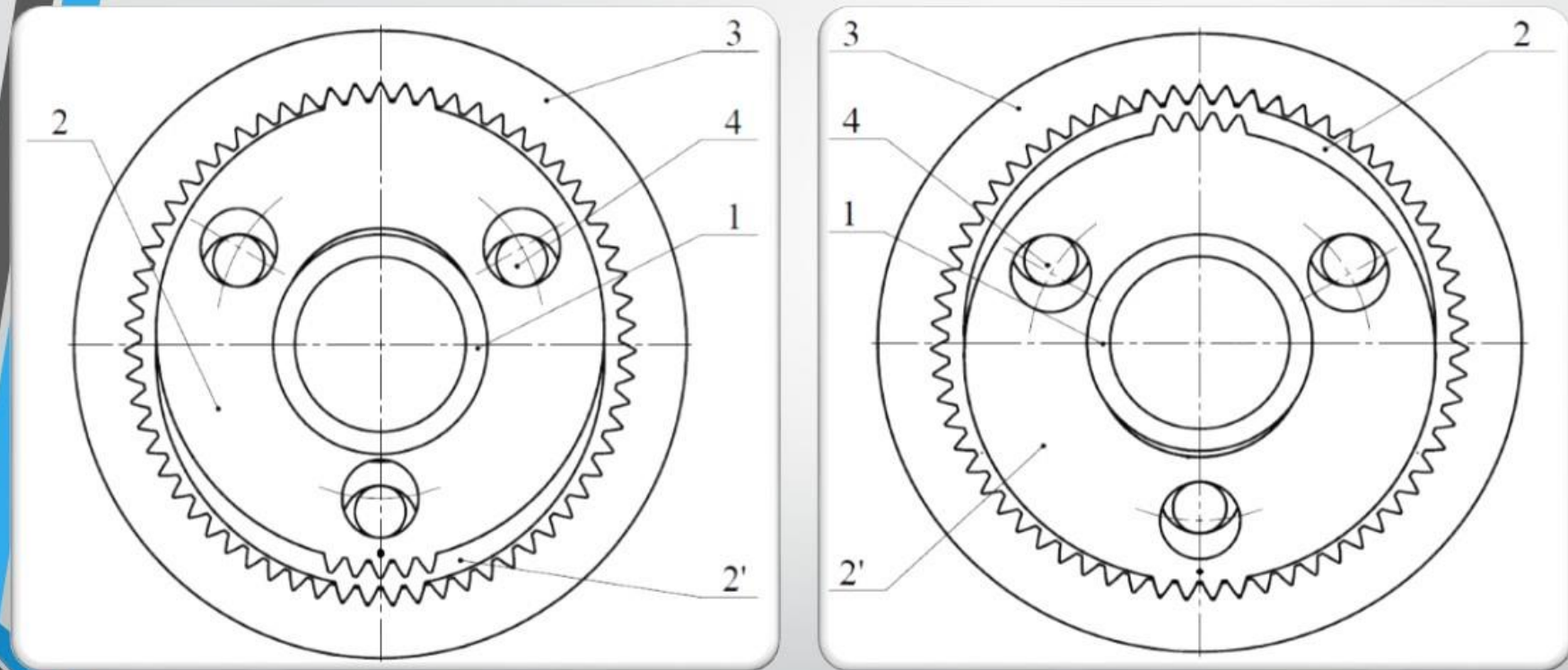


Рис. 7 Вигляд кривошипно-планетарного редуктора зі сторони сателітів

Умова відсутності інтерференції

Інтерференція головки зуба:

$$R_{a2} + a_w > R_{a1}$$

$$R_{a1} = d_{a1}/2$$

$$R_{a2} = d_{a2}/2$$

де

d_{a1} - довідковий діаметр вершин зубців сателіту, мм;

d_{a2} - довідковий діаметр вершин зубців колеса, мм;

a_w - міжосьова відстань, мм;

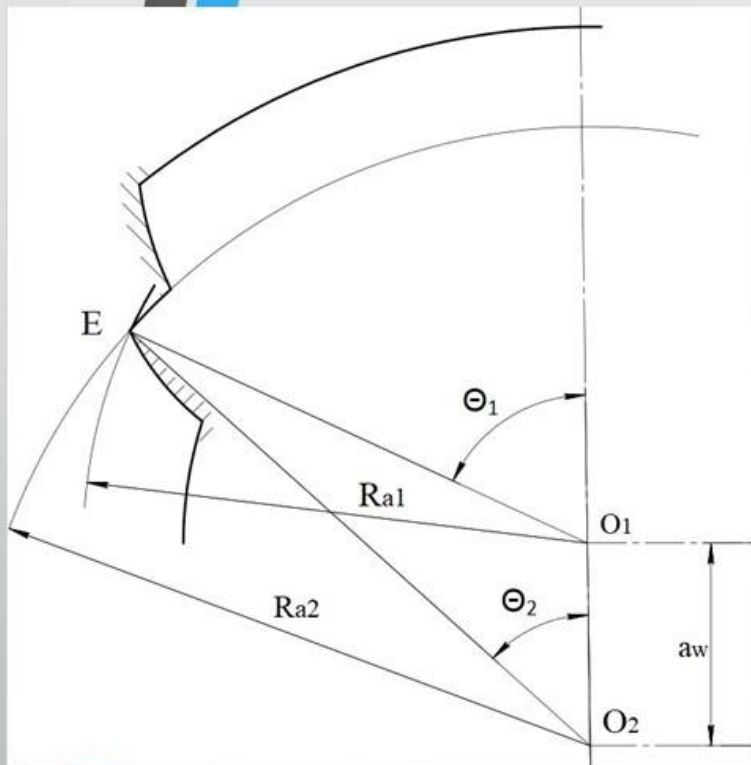


Рис. 8 Осьова інтерференція

Осьова інтерференція:

$$z_1(\theta_1 + \text{inv}\phi_{a1}) + (z_2 - z_1)\text{inv}\phi > z_2(\theta_2 + \text{inv}\phi_{a2})$$

де z_1, z_2 - кількість зубців сателіту і колеса відповідно;

ϕ_{a1} - кут профілю, град;

ϕ_{a2} - кут зачеплення, град;

$$\theta_1 = \arccos \left[\left(R_{a2}^2 - R_{a1}^2 - a_w^2 \right) / (2R_{a1}a_w) \right]$$

$$\theta_2 = \arccos \left[\left(R_{a2}^2 - R_{a1}^2 + a_w^2 \right) / (2R_{a1}a_w) \right]$$

де

$$R_{a1} = d_{a1}/2$$

$$R_{a2} = d_{a2}/2$$

d_{a1} - довідковий діаметр вершин зубців сателіту, мм;

d_{a2} - довідковий діаметр вершин зубців колеса, мм;

a_w - міжосьова відстань, мм;

Програмне забезпечення «CAE Reducer»

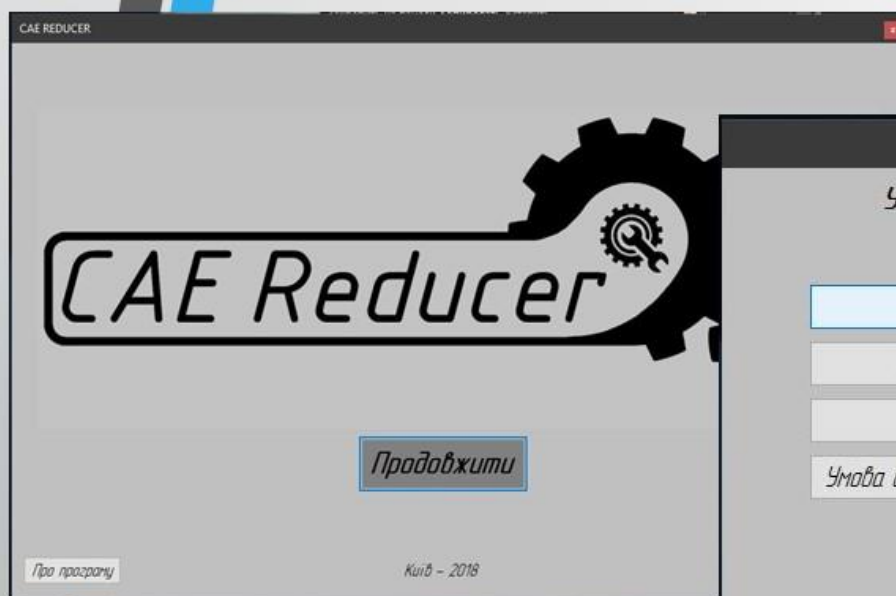


Рис. 9 Головне вікно програми

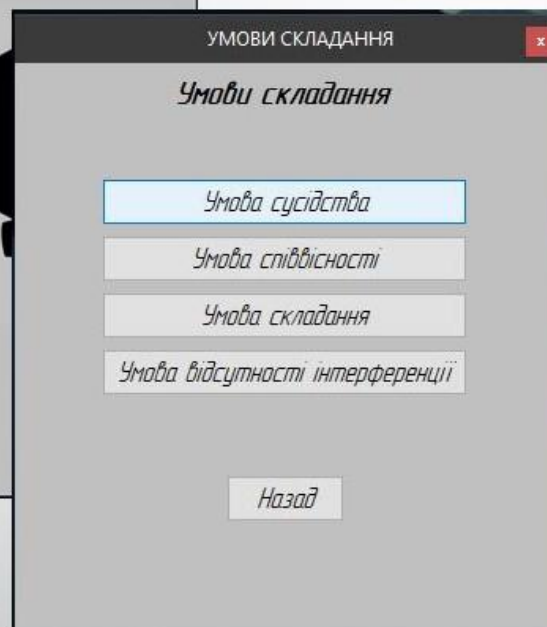


Рис. 10 Вікно вибору умови



Рис. 11 Вікно «Про програму»

Рис. 12 Вікно умови співвісності

CAE Reducer

Умова співвісності

Введення параметрів зубчатих коліс

$m =$ $z_1 =$ $z_2 =$ $\alpha =$ $\beta =$ $x_1 =$ $x_2 =$ $a_w =$

Розрахувати

$a_{w1} =$

Додаток

CAE Reducer

Умова співвісності

Введення параметрів зубчатих коліс

$m = 2$ $z_1 = 43$ $z_2 = 44$ $\alpha = 20$ $\beta = 0$ $x_1 = 0.3$ $x_2 = 1$ $a_w = 25$

Розрахувати

$a_{w1} = 25$

Умова співвісності виконується

Додаток

Назад

Рис. 13 Введення початкових даних та отримання результату

Рис. 14 Вікно умови відсутності інтерференції

CAE Reducer

Умови відсутності інтерференції

Введення параметрів зубчатих коліс

$m =$ $z_1 =$ $z_2 =$ $\alpha =$ $\beta =$ $x_1 =$ $x_2 =$ $a_w =$ $h_a^* =$

Розрахувати

1. Інтерференція голови зуба

2. Основа інтерференції

Додаток

CAE Reducer

Умови відсутності інтерференції

Введення параметрів зубчатих коліс

$m = 2$ $z_1 = 43$ $z_2 = 44$ $\alpha = 20$ $\beta = 0$ $x_1 = 0.3$ $x_2 = 1$ $a_w = 25$ $h_a^* = 0.8$

Розрахувати

1. Інтерференція голови зуба Умова виконується

2. Основа інтерференції Умова виконується

Додаток

Назад

Рис. 15 Введення початкових даних та отримання результату

Висновки

- Виконано аналіз конструктивних рішень редукторів;
- Визначено основні конструкторсько-технологічні особливості, які впливають на якість виготовлення редукторів;
- Виконано моделювання основних характеристик якості кривошипно-планетарно редуктора;
- Розроблено алгоритмічне і програмне забезпечення «CAE Reducer», що дозволить виконати розрахунок основних характеристик якості складання КПР в автоматизованому режимі.

Публікації

Тези

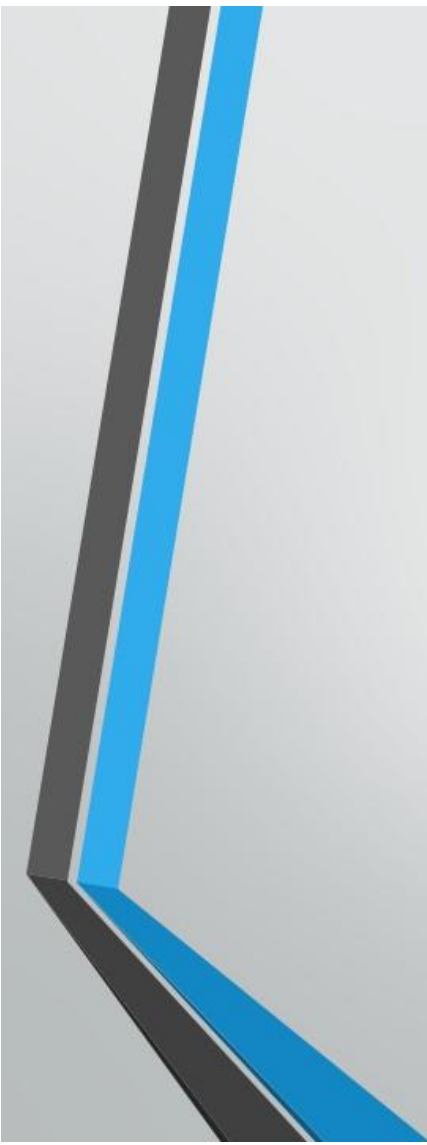
- Литвиненко Д. М., Стельмах Н. В. «Забезпечення динамічної міцності в кривошипно-планетарних редукторах» // XVII Міжнародна науково-технічна конференція “Приладобудування: стан і перспективи”, 15-16 травня 2018 р., Київ, ПБФ НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2018 р. с. 68-69.

Статті

- І. В. Янчевський, П. Комада, Н. В. Стельмах, Д. М. Литвиненко, Контактна задача для кривошипно-планетарного редуктора / Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2018.-№1. – с.73-80; DOI: 10/20535/1810-0546.2018/1/121166
- Н. В. Стельмах, Д. М. Литвиненко, «Забезпечення якості виготовлення конструкційних елементів сучасних планетарних редукторів» // 20-та Міжнародна студентська наукова конференція "Матеріали та технології XXI століття" 17 травня 2018 р., м. Катовіце, Польща
- Н. В. Стельмах, Д. М. Литвиненко, «Особливості складання кривошипно-планетарного редуктора» // XIV Науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Ефективність інженерних рішень у приладобудуванні» 4-5 грудня 2018р., м. Київ – с. 113-116

Патенти

- Янчевський І. В., Стельмах Н. В., Литвиненко Д. М. «Симетричний кривошипно-планетарний редуктор з наскрізним входним валом» // Патент України на корисну модель u 2018 10964 від 06 листопада 2018 р.



Дякую за увагу