

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основов'язальних машин

Назва теми

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Шифр, назва

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Шифр, назва

Освітня програма «Енергетичний менеджмент»

Шифр БРМА 24.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 4 курсу
група ЕМ-20-1


Підпис

С.В. Пугачов
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

В.С. Неймак
Ініціали, прізвище

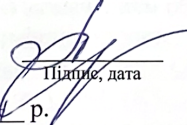
Нормоконтролер


Підпис, дата

О.С. Поліщук
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри МАЕЕС


Підпис, дата

О.С. Поліщук
Ініціали, прізвище

17 06 2024 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень бакалавр

Галузь знань 14 Електрична інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Шифр і назва

Освітня програма Енергетичний менеджмент

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

д.т.н., проф. Поліщук О.С.

17 . 06 . 2024р.

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Пугачов Святослав Вікторович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основов'язальних машин

керівник роботи Неймак Віталій Станіславович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 15 02 2024 р. № 8

2. Строк подання студентом роботи на кафедру МАЕЕС

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики основов'язальних машин

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики бакалаврської роботи. 2. Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основов'язальних машин. 3. Дослідження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ. Перелік джерел посилання.

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

1. Пристрої для дослідження динамічних характеристик механізмів (Д0, А1).

2. Стенд для дослідження петлетвірних органів ОВМ (В3, А1). 3. Стенд для дослідження петлетвірних органів ОВМ (К3, А2).

4. Блок гальванічної розв'язки (Е3, А2). 5. Лабораторний стенд в середовищі LabVIEW (Д1, А2).

6. АЦП паралельного наближення (Е3, А1). 7. Стенд для визначення динамічних характеристик зубчато-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ (Д1, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики бакалаврської роботи	до 20.05.24р.	
2. Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основов'язальних машин	до 29.05.24р.	
3. Дослідження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ	до 5.06.24р.	
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	до 17.06.24р.	

Студент

Підпис

С.В. Пугачов

Ініціали, прізвище

Керівник роботи

Підпис

В.С. Неймак

Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до бакалаврської роботи студента
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка».

1. Прізвище, ім'я та по батькові _____

Пугачов Святослав Вікторович

2. Тема бакалаврської роботи Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основ'язальних машин

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента _____

4. Об'єм бакалаврської роботи: креслень 5 арк., сторінок записки 70

5. На даний час як на стадії проектування, так і експлуатації, важливим є визначення механічних параметрів машин легкої промисловості, зокрема швейного обладнання. Серед основних механічних параметрів перш за все виділяють приведений момент інерції, приведений момент опору і коефіцієнт корисної дії. Саме від цих параметрів залежать надійність роботи швейного обладнання і його довговічність. На сьогоднішній день відсутні ефективні методи визначення перелічених параметрів з залученням потужного математичного апарату і можливостей комп'ютерної техніки. Саме на вирішення вказаної проблеми направлена дана бакалаврська робота. В розрахунково-пояснювальній записці наведено всі необхідні розробки, а також розділи, що відповідають встановленим вимогам. В першому розділі проведено аналіз обладнання та патентної інформації для визначення механічних характеристик механізмів та машин легкої промисловості. В другому розділі здійснюється розробка методів визначення механічних характеристик механізмів та машин легкої промисловості. В третьому розділі експериментально визначено механічні характеристики швейної машини.

Підпис студента _____

"11" 06 2024 р.

РІШЕННЯ ЕК: _____

Протокол 12 від "26" 06 2024 р.

Оцінка проекту ЕК _____

Рекомендації ЕК _____

Особливі відмітки _____

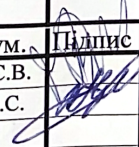
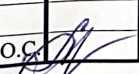
Технічний секретар _____

"26" 06 2024 р.

ЗМІСТ

Вступ		6
1	Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики бакалаврської роботи	8
1.1	Особливості петлетворення на ОВМ та механізмів петлетвірних органів	8
1.2	Особливості проектування петлетвірних органів ОВМ	18
1.3	Методи досліджень динамічних характеристик механізмів	22
1.4	Огляд та аналіз вимірюваної апаратури та пристроїв	31
	Висновки до першого розділу	28
2	Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основов'язальних машин	35
2.1	Розробка динамічної моделі одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму	36
2.2	Зрівноваження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ	37
2.3	Розробка конструкції стенду для експериментальних досліджень динамічних навантажень зубчато-важільного механізму робочих органів ОВМ	42
	Висновки до другого розділу	49
3	Дослідження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ	51
3.1	Дослідження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ в ППП «ПРАНС-ПК» із врахування технологічного навантаження	51

БРМА 24.00.00.000 ПЗ

№	Арк.	№докум.	Підпис	Дата				
Виконав		Пугачов С.В.			Розробка системи керування стендом для дослідження приводу петлетвірних органів основов'язальних машин	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Неймак В.С.						4
Н.контр						ХНУ гр. ЕМ-20-1		
Перевір		Поліщук О.С.						

3.2	Експериментальні дослідження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму	55
	Висновки до третього розділу	57
	Загальні висновки	59
	Перелік джерел посилання	60

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність роботи. У світовій практиці спостерігається стрімке зростання в сфері трикотажного виробництва, на продукцію якого припадає 3/1 світового виробництва трикотажних матеріалів.

Перспективність базових в'язальних машин обумовлена їх широкими технічними можливостями, тобто продуктивністю (швидкість в'язання деяких типів сучасних базових в'язальних машин (OVM) досягає 3000 петельних рядів в хвилину). 1 тому одним із завдань, що вирішуються в машинобудуванні, є забезпечення такої продуктивності.

Для її реалізації необхідно звернути увагу на швидкодіючий і збалансований важільний механізм перемикання передач, який є найбільш перспективним в якості виконавчого органу машин легкої промисловості. Вони мають багато переваг перед кулачками, важелями і кулачково-зчіпними пристосуваннями, забезпечують зворотно-поступальний рух робочого органу з зупинками в 1 або 2 крайніх положеннях і в той же час дуже прості по конструкції.

Важільний механізм перемикання передач дозволяє отримати повний кінематичний цикл переміщення вихідної ланки, як за 1 цикл переміщення вхідної ланки, так і за кілька переміщень. Отже, можливості перетворення переміщення вхідної ланки, що забезпечуються таким механізмом, виявилися дуже широкими. Ви можете змінити характер переміщення початкової ланки в циклі, змінивши лише геометричні параметри без зміни структури.

Визначення та аналіз динамічних характеристик важільно-передавального планетарного механізму дає можливість порівняти їх з іншими механізмами, використовуваними в якості механізмів замкнутих органів ovm, розробити і протестувати методи зниження динамічних навантажень, які забезпечують плавність, безшумність рухів і надійність в процесі експлуатації.

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Цілі та завдання дослідження. Метою даного дослідження є розробка системи управління станом для визначення кіностатичних властивостей планетарного механізму важеля перемикання передач робочого органу ОВМ.

Завдання дипломної роботи бакалавра:

- Проаналізувати механізм петлеподібного органу ОВМ і методи його проектування;

- Проаналізувати методи і пристрої для вивчення динамічних характеристик механізму;;

- Зважаючи технічного навантаження, що діє на робочий орган механізму петлеобразующего органу оvm, можна порівняти кінетичну статику планетарного важеля одноступінчастої передачі і відомих Шарнірно-важільних механізмів.;

- Розробити експериментальний стенд для визначення динамічних характеристик планетарного механізму важеля перемикання передач робочого органу ОВМ і системи його управління;;

- Провести експериментальне дослідження планетарного механізму важеля перемикання передач робочого органу ОВМ.

Мета дослідження. Визначення динамічних характеристик планетарного механізму важеля перемикання передач робочого органу ОВМ.

Предмет дослідження. Механізм петлеобразующих органів ОВМ.

Методи дослідження. Завдання, поставлені в даній роботі, були вирішені на основі сучасних математичних методів з використанням класичних положень теорії механіки, фізики та електротехніки, а також шляхом комп'ютерного моделювання.

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ТЕМАТИКИ БАКАЛАВРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Особливості петлетворення на OVM та механізмів петлетвірних органів

Аналіз петельного процесу показав, що робочим органом OVM при в'язанні трикотажу є [1]: голка; платинові або домкратні зуби; пристрій подачі нитки; прес. В процесі навивки петлі голка є основним петельним органом.

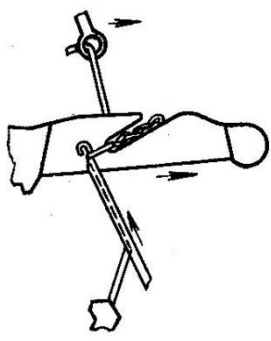
Аналіз петельної технології на OVM з різними конструкціями голок показує, що для здійснення процесу в'язання необхідно певним чином розміщувати петельні елементи на безперервних етапах формування петельних рядів в кожному циклі роботи машини [2-5].

На малюнку 1.1, а показано взаємне розташування петлеобrazуючих органів на верстаті серії "кокетка" в початковому положенні перед початком операції виведення. Згідно [1,2,4], технічний процес виготовлення петлі складається з наступних операцій: висновок (рис.1).1.1, а, б), укладання нитки (рис.1.1, в, г, д, е), зняття (рис.1.1, г) (рис.1.1, в), нанесення, з'єднання (рис.1.1, в), полірування, вивантаження, формування і затягування (рис.1.1, з).

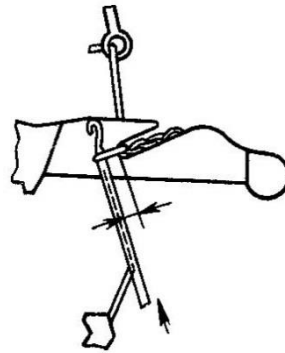
Механізм переміщення петлеобrazуючих органів становить основу машини [5], тому їх робота має вирішальне значення. При їх розробці і вдосконаленні необхідно не тільки вибрати оптимальний закон руху приводних ланок, а й правильно розрахувати переміщення петлеобrazуючих органів і обґрунтувати оптимальність цих переміщень.

На малюнку 1.2 показана графічна залежність переміщення робочого органу ovm з рифленою голкою від кута повороту головної осі, запропонованого в [6]. Намальований графік функції переміщення проходить

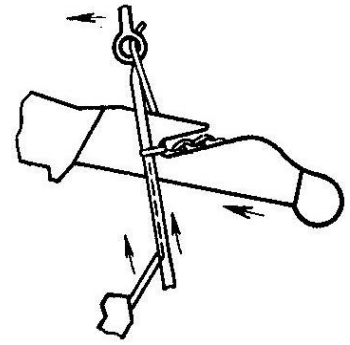
В межах допустимої зони.



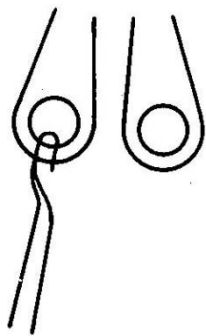
а



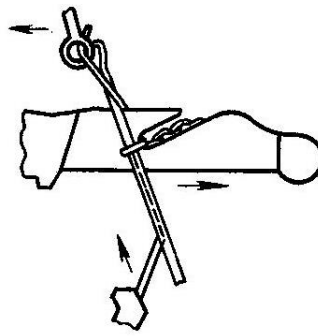
б



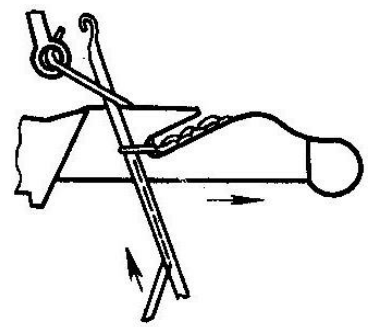
в



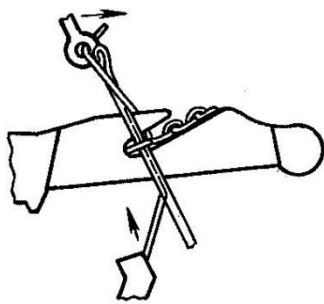
г



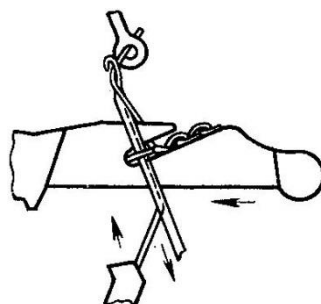
д



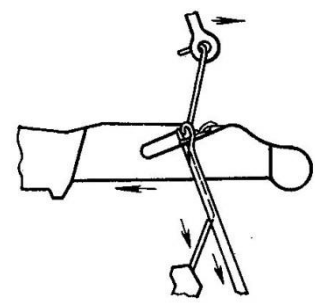
е



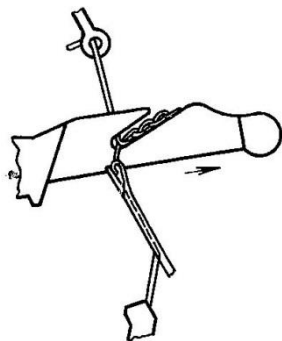
є



ж



з



и

Рисунок 1.1 – Процес петлетворення на машинах серії «Кокетт»

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 24.00.00.000 ПЗ

Арк.

9

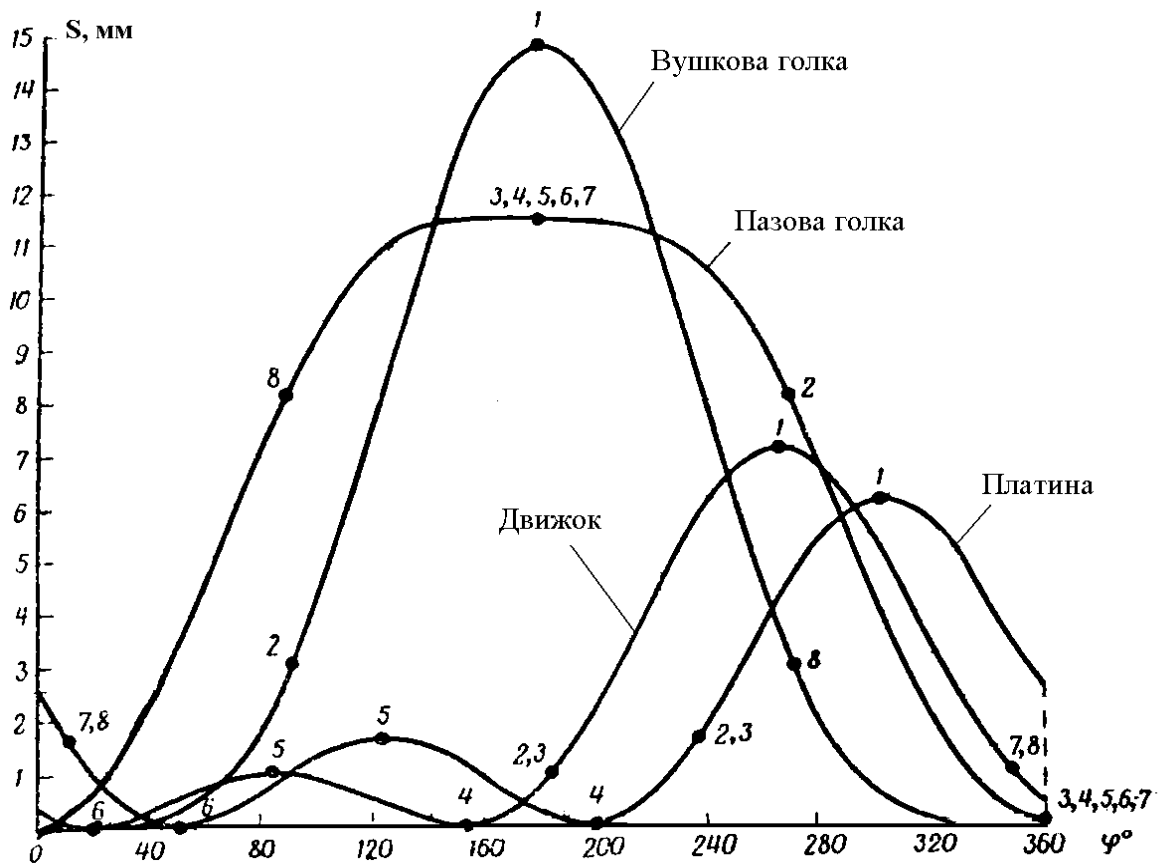


Рисунок 1.2 – Графічні залежності переміщення робочих органів ОВМ від кута повороту головного вала: пазової голки; движка; платини; вушкової голки

Автори відзначають, що деякі ділянки графіка не пояснюють випадковість вибору форми графіка, оскільки вони були обрані з урахуванням кінематичних характеристик важільного механізму, які можуть бути істотно змінені без погіршення технічного процесу і передбачається використовувати в якості механізму управління. петля, що скручує органи.

Процес поліпшення функції переміщення петлеподібних органів ОВМ відбувається в наступних напрямках::

- Зменшення переміщення петлеобразуючих органів;

- Надання плавності руху;
- Скорочення часу калібрування;
- Виключення додаткових переміщень голки;
- Використання зустрічної смуги руху петлеобразуючого органу;
- Наближення фігури руху петлеобразуючого органу до закону гармонії.

Певні напрямки вдосконалення дають можливість поліпшити динамічні характеристики ОВМ, збільшити швидкість роботи і спростити конструкцію механізму виконавчого механізму петлеобразуючого органу [7].

Для додання руху петлеобразуючим органам в сучасних ОВМ зазвичай використовуються 2 типи механізмів - кулачкові і шарнірні важелі [6-12].

Кожен тип механізму має свої переваги і недоліки.

Аналіз поведінки кулачкового механізму в ОВМ показав наступні переваги [4, 8, 10]:

- Простота і точність відтворення обраного закону руху петлеподібного органу, тобто коли необхідно зупинитися і виконати руху;;
- Можливість широкого вибору кінематичних розмірів, за винятком профілю кулачка, що робить конструкцію дуже простою, ;
- Можливість швидкої заміни кулачків у міру необхідності для зміни переміщення петлеобразуючих органів;
- Можливість вибору тривалості і початку роботи механізму протягом 1 обороту головного валу машини;
- Простота конструкції.

У роботі [11] оvm використовує виключно плоский механізм, який характеризується тим, що всі точки кулачка і штовхача переміщуються в паралельних площинах (рис. 11). 1.3). Крім незаперечних переваг, основним недоліком їх використання на ОВМ в якості петлеобразуючого органу є те, що при зіткненні кулачка з роликком при високій швидкості відносного

переміщення ці механізми не відрізняються довговічністю. Таким чином, швидкість обертання ω_{vm} з кулачковим механізмом [9] з силовим замиканням на пружинах перевищує 500 об/хв з пазовими кулачками (1000 об/хв або менше), зустрічними кулачками (250 об/хв або менше). Тому в останній моделі OVM кулачковий механізм не використовується, і його робоча швидкість становить менше 1 хвилини в хвилину. Вона становить 1000-3000 рядів петель.

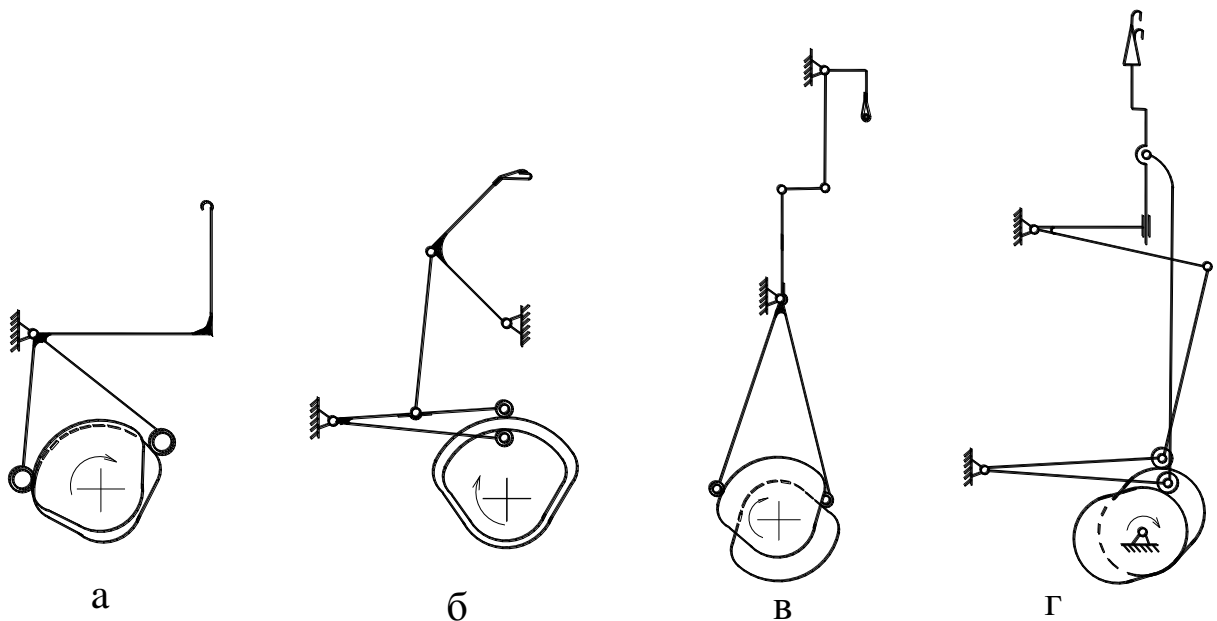


Рисунок 1.3 – Структурні схеми кулачкових механізмів петлетвірних органів: а – крючкових голок; б – платин; в – вушковин; г – язичкових голок

Для збільшення швидкості роботи OVM замість кулачкового механізму найчастіше використовується Шарнірно-важільний механізм, що обумовлено наступними перевагами [4-5 ,7, 8-12]:

- Відсутня більш висока кінематична пара, що підвищує зносостійкість механізму, особливо швидкодіючого;
- Забезпечується геометричне замикання ланки;

- Можливість виконання механізму з мінімальними зазорами між шарнірами (тому Шарнірно-важільний механізм працює більш плавно, ніж кулачковий механізм);

- здатність механізму працювати на більш високій швидкості, що пояснюється відсутністю поштовхів при русі петлеобразующего органу, за рахунок відсутності різких змін прискорення і його похідних;;

- Простота технології виготовлення і ремонту деталей механізму, які не потребують спеціального обладнання.

Використання Шарнірно-важільного механізму дозволило OVM збільшити швидкість в'язання, довівши її до 3000 петель в хвилину. Недоліком є складність точного відтворення необхідних закономірностей руху петлеобразующих органів.[4] однак технічний процес контуру строго не регламентує тип рухової функції, і найменше відхилення в русі робочого органу від проектного не робить істотного впливу [13, 20]. Тому в сучасних високошвидкісних OVM використовується багатобанковий Шарнірно-важільний механізм, в основному для додання руху виконавчому органу.

Аналіз літератури [5,7-9,12] показав, що забезпечення необхідних законів переміщення, в тому числі зупинка петлеобразующих органів при певному куті повороту головної осі машини, ускладнює Шарнірно-важільний механізм і збільшує кількість їх рухомих ланок. Для реалізації необхідних законів руху петлеобразующего органу машини використовується механізм з 2 або 3 провідними кривошипамі зі співвідношенням, кратним кутової швидкості.

Б. А. Кузнецов [5] класифікував Шарнірно-важільний механізм OVM за наступними критеріями:

- За функціональним призначенням;
- за характером рухів, виконуваних органом освіти петель;;
- За будовою механізму.

Залежно від функціонального призначення вони поділяються на 4 групи: голчастий механізм, вушковий механізм, натискний або моторний механізм, платиновий механізм.

У роботі [13], після розгляду багатобачкового шарнірного механізму, що використовується в робочих органах ОВМ, було показано, що в високошвидкісних машинах використовуються тільки Шарнірно-важільні механізми з великою кількістю ланок.

Аналіз авторських свідоцтв на механізм петлеобразующих органів ОВМ [14-30] в колишньому Радянському Союзі, Україні та патентів інших країн [31-37] показав, що в більшості винаходів використовуються різні схеми Шарнірно-важільних механізмів з числом ланок від 6 до 12, як правило, багатоланкових.- банки (рис. 1).1.4).

Необхідність отримання складної траєкторії руху робочого органу може привести до дублювання вже відомих конструкцій механізмів петлеобразующих органів ОВМ, вибору складних конструктивних схем важільних механізмів і проектування їх окремих ланок, до установки механізмів, які неефективно виконують свою роботу. виконувати технічні процеси.

Аналіз структурної схеми важільного механізму, описаної в наведених вище авторських свідоцтвах і патентах, не показує тенденції до уніфікації механізму. Завдання створення механізму робочого органу ОВМ з використанням 1 типу механізму без зміни конструкції є актуальною. В окремих випадках ми розробляємо нові механізми, в основному Шарнірно-важільні, і вдосконалюємо існуючі механізми, і, як правило, пропонуємо структурно складні багатоступінчасті механізми петлеобразующих органів (малюнок). 1.5).

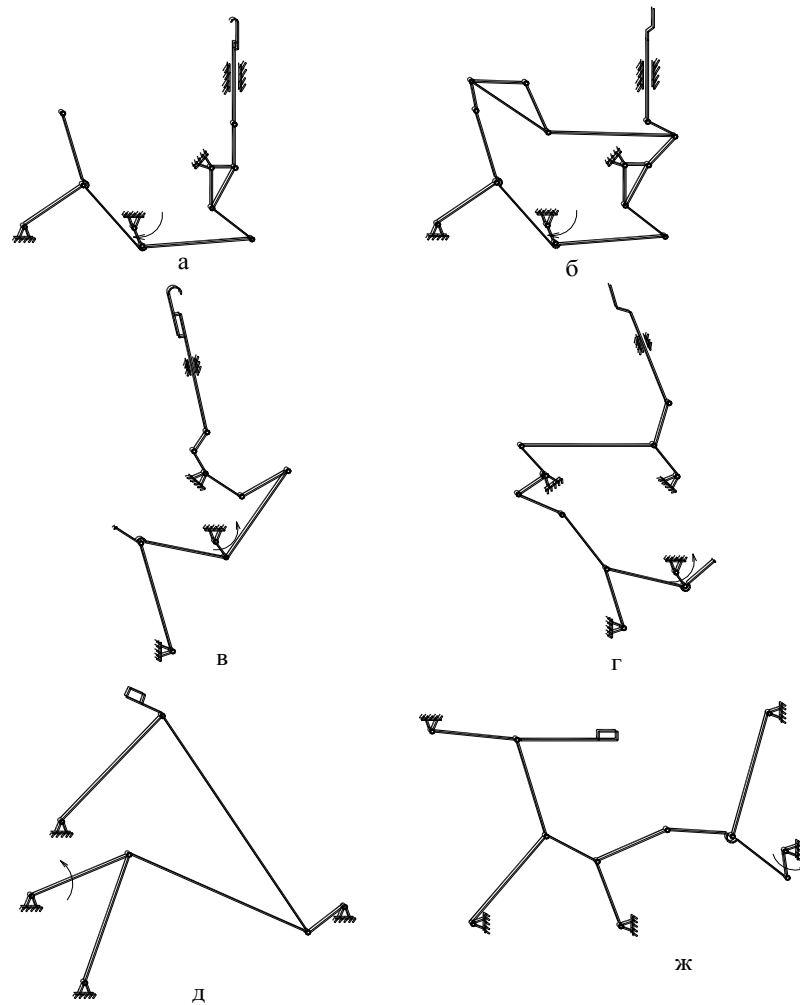


Рисунок 1.4 – Схеми механізмів петлетвірних органів ОВМ: а, в – голок [16, 17]; б, г – движків [16, 17]; д, ж – платин [29, 12]

Слід зазначити, що провідні компанії світу організують професійне виробництво з високим ступенем уніфікації деталей і вузлів для випуску сучасних овм. Широко використовуються спеціальні профілі для прокатки прутків з хвостовиком, платини і вкладишів, спеціальні сталеві профілі для виготовлення каркасів і рам верстатів, створені Уніфіковані вузли подачі різьблення і затягування полотна, які з невеликими змінами використовуються на всіх верстатах стандартного розміру. Це може бути використано [5]. У той же час відсутні дані про уніфікацію механізму

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

петлеобразующего органа, що пояснюється особливостями (недоліками) Шарнірно-важільного механізму.

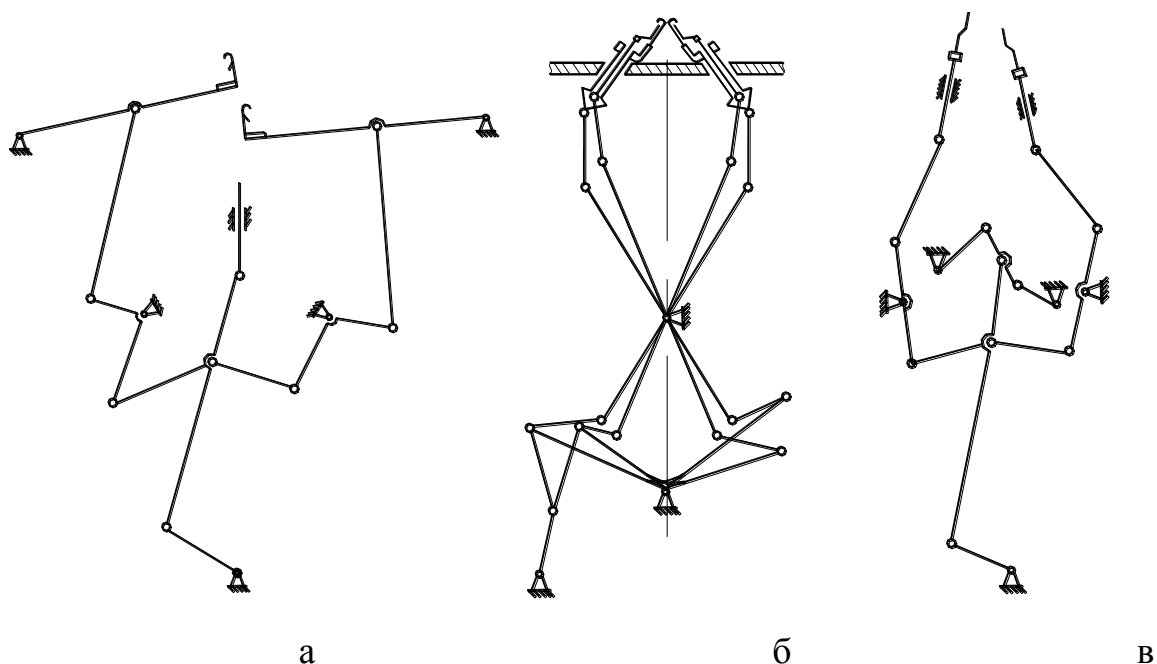


Рисунок 1.5 – Схеми механізмів петлетвірних органів:
а – голок [28]; б – пазових голок [36]; в – движків [28]

На даному етапі перед конструктором стоїть завдання створити такий механізм робочого органу ovm , який дозволяв би здійснювати переміщення в будь-якому напрямку без зниження точності передачі.[5, 8, 9, 12].

У роботах [5, 38] слід зазначити, що оригінальна маловідома схема важільного механізму перемикачів передач $peyatilank$ була використана для реалізації закону руху початкової ланки нової схеми механічної дії (рис. 1). 1.6). Це дає можливість використовувати кривкову голку, вушко разом з пресом і платином, використовувати одну і ту ж кінематичну схему, оскільки конструктивно механізми відрізняються один від одного тільки розмірами 2-х деталей - ведучого кривошипа, все інше уніфіковано. Для вивчення пропонованого механізму був сконструйований стенд на базі серійної базової в'язальної машини $OB-7$ [5].

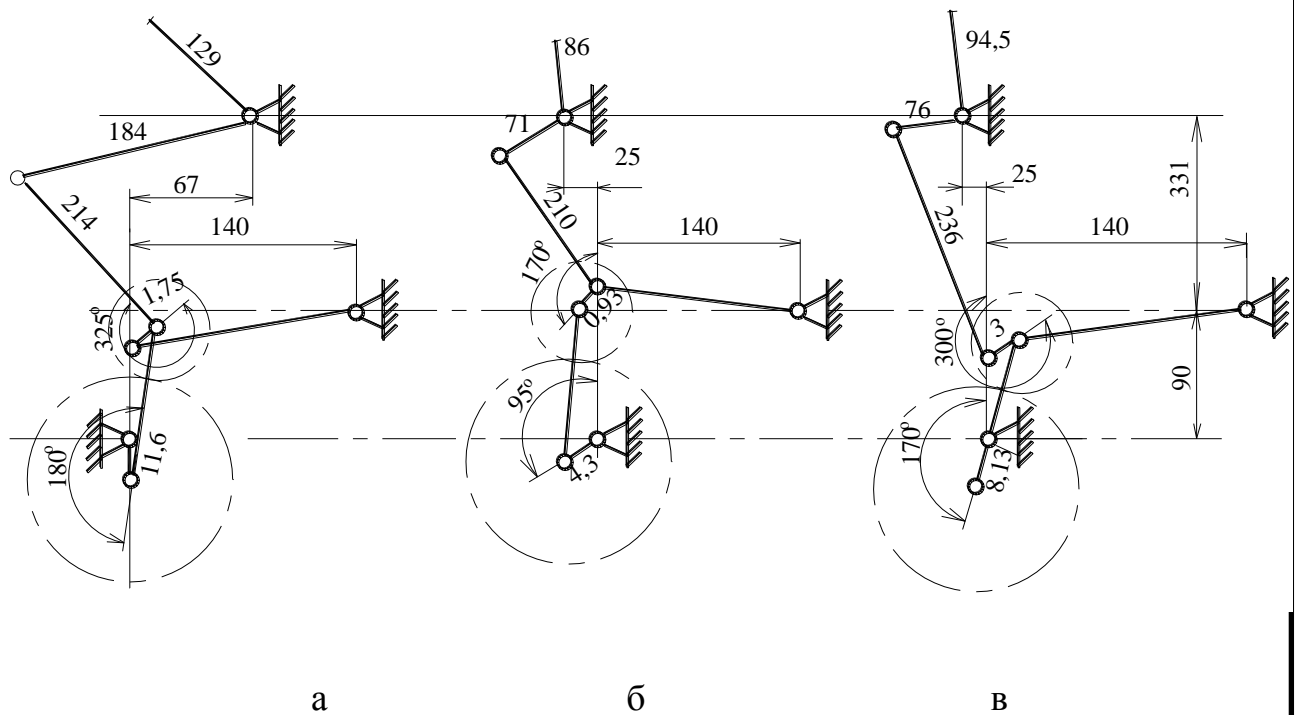


Рисунок 1.6 – Кінематичні схеми механізмів: а – голечниці; б – вушковин та преса; в – платин

Дослідження і порівняльний артеріовенозний аналіз показують, що прискорення приводного ланки механізму фіксації петлі стенда дещо менше, ніж прискорення того ж ланки машини OV-7, і характер руху зі зміною прискорення є більш бажаним. З цих положень випливає, що OVM з новою системою формування петель може забезпечити більш високу швидкість в'язання і більш високу продуктивність, ніж серійна машина OV-7. Порівнявши робочий орган існуючого верстата і відносну траєкторію руху кліті, автори довели можливість використання механізму на всіх петлеобразующих органах однакової конструкції. Недоліком цього механізму є значна різниця в розмірах ланок. Крім того, відсутня чітка методологія синтезу запропонованого механізму.

Так, в сучасних високошвидкісних OVM в якості механізму петлеобразующего органу зазвичай використовується Шарнірно-важільний механізм з великою кількістю ланок від 6 до 12. Складність закону руху

петлеутворюючих органів змушує конструкторів створювати складні і трудомісткі механізми, які важко уніфікувати, що призводить до збільшення витрат і зниження надійності базових сполучних пристроїв.

1.2 Особливості проектування петлетвірних органів ОВМ

Спеціалізованими та освітніми установами було проведено багато досліджень з розробки механізмів петлеутворюючих органів [10, 12, 39-52].

Згідно [10], з 2-х завдань (синтезу та аналізу), пов'язаних з проектуванням кулачкового механізму петлеподібного органу, синтез є основною. Перед вирішенням цього завдання необхідно вибрати кулачковий механізм:

- Схема механізму і його кінематичні розміри;
- Радіус першого кулачка пральної машини;
- Закон переміщення робочих точок петлеобразующего органу, який визначає характер переміщення коромисла.

У роботі [21], заснованій на публікації, присвяченій конструкції важільного механізму ovt, було зроблено висновок про те, що більшість відомих механізмів були синтезовані з використанням різних графічних засобів і графічного аналізу, в поєднанні з методом проб і модифікацій, тобто розробкою кінематичних схем механізмів на моделях зі змінними параметрами. Слід зазначити, що такий метод проектування вимагає високої кваліфікації та інтуїції проектувальника, значних тимчасових витрат і в той же час не гарантує отримання механізму, що відповідає всім пропонованим до нього вимогам. Автори представляють загальну методологію проектування, яка розділена на наступні етапи:

- 1) Вибір конструкції петлевого органу - голка, платина, вушна голка і т. д.;

2) Вибір траєкторії точки виконання кожного з петлеобразуючих органів на різних етапах циклу в'язання відповідно до вимог технічного процесу: робота траєкторії точки виконання петлеобразуючого органу;

3) Розробка функцій для переміщення робочої точки петлеобразователя по правильній траєкторії (кількість різних петлеобразователей в цій машині обмежена для більшості видів базового в'язання).;

4) Вибір конструктивної схеми механізму і його попередня конструктивна розробка: визначення характеру ланок, в яких міцно закріплені петлеобразуючі органи, чи є приводним ланкою в механізмі цих органів; вибір радіуса вібрації виконавчої точки петлеобразуючого обладнання і знайти центр вібрації для тих механізмів, в яких провідною ланкою є коромисло, тобто вони здійснюють коливальні рухи підбором конструктивних схем механізмів петлеобразуючих органів;

5) формулювання завдання синтезу механізму з урахуванням різних вимог, тобто основних і додаткових умов;

6) Синтез кінематичної схеми важільного механізму;

7) деякі додаткові розрахунки механізму;

8) Розробка конструкції механізму.

9) перевірка відповідності спроектованих механізмів пред'являються до них вимогам.

Запропонована методологія спрощує розробку дизайну різних типів OVM при послідовному виконанні вищевказаних етапів. Тобто це значно скорочує час і гроші, що витрачаються на створення нової машини, забезпечуючи при цьому високі техніко-економічні показники.

У вищенаведених роботах [6,10] підкреслюється, що якісна розробка на етапі проектування, рішення синтетичних завдань забезпечується тільки при використанні аналітичних і механічних методів дослідження, що неможливо без використання комп'ютера.

Овм в. м.для механічного синтезу механізмів петлеобразующих органів Гарбарука [10] було запропоновано використовувати як випадкові, спрямовані, так і комбіновані методи пошукової оптимізації та методи апроксимації функцій, суть яких описана в [53].

У даній роботі [42] представлена розробка алгоритму синтезу 6-рядних важільних механізмів з співвісними парами з урахуванням конструктивних, технічних та інших вимог, що виникають при проектуванні механізму приводу в'язальної машини. Деякі параметри визначаються аналітично, а інші - чисельно за допомогою перебирання в межах, зазначених на конкретному етапі. Параметри підбираються повторно до тих пір, поки не будуть виконані основні і додаткові умови для синтезу механізму. Ця проблема вирішується на комп'ютері за допомогою програми, яка може бути реалізована для отримання певних результатів. Завдання дизайнера-вибрати найбільш вдалий варіант, що відповідає певним додатковим критеріям.

Незважаючи на широкий розвиток механічних методів синтезу важільних механізмів на комп'ютерах з використанням номограм і т.д., це було описано в [46]. Синтез важільних систем для реалізації законів руху, які не можуть бути відтворені більш простим 4-ланковим механізмом, як і раніше залишається складним завданням в області механіки дизайн. Тому автором запропоновано пристрій для моделювання плоского важільного механізму практично з будь-якою кількістю ланок. Це може забезпечити досить високу точність для приблизного вибору кінематичної схеми модельованого механізму по набору деталей і вузлів, що моделюють окремі елементи кінематичної схеми.

[5] Також повідомляється, що для спрощення синтезу механізмів за кільцьованих органів було розроблено і створено пристрій, що імітує 5-тактний важільний механізм перемикачів передач. З його допомогою

були визначені розміри кривошипа і кут первісної установки, а також отримані закони руху робочого органу.

Інша робота [54-56] присвячена дослідженню динаміки і точності механізму приводу петлеобразующего органу ОВМ.

У роботі [54] враховані динамічні характеристики петлеобразующего механізму верстата ОV-7. Автор визначає і аналізує динамічні складові заданого моменту інерції і приводного моменту інерції для переміщення петлеобразующего органу. Отримані характеристики можуть бути використані для порівняння оцінок, оптимізації динамічних параметрів механізму закручування петлі, зокрема для визначення додаткових умов для синтезу механізму.

Дана робота [56] присвячена встановленню порушення закону переміщення хвостовика верстата "Кокетка-2" при зміні режиму роботи. Автори встановили, що графічний метод кінематичного дослідження важільного механізму ОВМ в статичному стані дає досить точні результати, але не забезпечує достатньої точності в динаміці. Відхилення графіка переміщення хвостовика від теоретичного графіка обумовлено впливом інерційної навантаження на деталі механізму, а також підбором зазорів в з'єднаннях.

Основною умовою проектування механізму є відтворення фігури руху органу у вигляді петлі [9]. Додаткові умови проектування включають забезпечення точності [48] та покращення динамічних характеристик [49]. Оцінка динамічних характеристик і точності роботи механізму петлеподібного органу ОВМ проводиться, як правило, для конкретної моделі машини, коли є можливість порівняти теоретичні дані з реальними і зробити висновки про вплив різних факторів на роботу досліджуваного механізму.

1.3 Методи досліджень динамічних характеристик механізмів

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Необхідно переглянути методи вивчення динамічних характеристик і методи їх вимірювання, що дає можливість розробляти методики досліджень.

З найбільш часто вимірюваних механічних величин основними є механічні зусилля, які бувають зосередженими, зокрема, спрямованими лінійно (механічна сила) і обертальними (крутний момент), а також розподіленими зовнішніми силами (тиск) і крутним моментом.

Методи вимірювання різних видів механічних зусиль мають багато спільного. І їх можна розділити на 4 групи [57] залежно від результатів вимірювань:

- Деформація досліджуваного об'єкта або деформація пружного елемента, що виникає під дією вимірюваної сили;
- Параметри або характеристики перетворювача (електричний опір або магнітоопір, частота власних коливань, генерація електричних зарядів і т. д.);, що змінюються під впливом досліджуваних сил;
- Властивості досліджуваного об'єкта або середовища (наприклад, швидкість поширення звуку, теплопровідність газів, електропровідність, проникність і т. д.);, залежать від сили, що діє на них;
- Зусилля за допомогою методу перетворення балансу, при якому виміряне зусилля врівноважується компенсуючим зусиллям.

Методи першої групи найбільш широко використовуються не тільки для визначення механічних напружень шляхом вимірювання деформації поверхні досліджуваного об'єкта, але і в пристроях для вимірювання зусиль, крутного моменту і тиску, які попередньо перетворюються в деформацію первинного пружного перетворювального елемента.

Метод другої групи застосовується в вимірювальних приладах, заснованих на використанні п'єзоелектричних і магнітопружних перетворювачів, безпосереднім вхідним значенням яких є досліджувана сила.

Наприклад, ультразвук, магнітопружність, термічний розряд та інші методи вимірювання механічних напружень засновані на тому факті, що

властивості або параметри досліджуваних об'єктів залежать від діючих на них сил.

Метод балансування деформації використовується для створення точних засобів вимірювання сили, крутного моменту та тиску.

Найбільш поширеним способом визначення механічних напружень є вимірювання деформації поверхні. Діапазон вимірюваних деформацій дуже широкий: від мікрометрових частинок металу або твердого пластику до десятків сантиметрів зразків еластичних матеріалів з великим подовженням.

Найпростішим і найпоширенішим методом вимірювання деформації є так званий тензометричний метод, при якому тензометричні датчики використовуються в якості первинних тензодатчиків. Металеві тензометричні датчики використовуються при вимірюванні відносної деформації від 0,002 до 1,2%, напівпровідникових приладів - до 0,1-0,2%, шарнірних металів - до 10%, а еластичних (гнучких трубок, заповнених електролітом) - до 30,50%. Практично інерційний тензодатчик I використовується для вимірювання змінних деформацій, особливо в діапазоні частот до 100 кГц.

Тензодатчик приклеюється до досліджуваної деталі для вимірювання деформації або величини, попередньо перетвореної в деформацію пружного елемента датчика.

Особливістю клеєних тензометричних датчиків є те, що їх не можна приклеювати від об'єкта до об'єкта. Таким чином, неможливо визначити функцію перетворення тензорного резистора, яка дійсно працює, але для її оцінки використовуються аналогічні, так звані калібрування з цієї партії, а також характеристики окремих тензодатчиків з цих конкретних партій і умови їх підключення, як правило, дещо відрізняються, тому виникає деяка двозначність між фактичною і номінальною функціями перетворення. Є проблема. Досвід показав, що похибка через неідентичність функції перетворення через ретельне приклеювання тензометричного датчика до досить однорідної партії не перевищує 1,5%. Першим корисним параметром

тензометричного датчика є зміна опору, тому в більшості випадків вимірювальною окружністю тензометричного датчика є Мостова вимірювальна окружність. Тензометричні датчики можуть бути встановлені на 1 або 2 важелях перемички, або ж окружність перемички може повністю складатися з тензометричних датчиків.

Більшість пристроїв для вимірювання сили (динамометрів) засновані на методі перетворення вимірюваної сили в механічне напруження матеріалу пружного перетворювального елемента і його деформацію.

Залежно від вимірюваної величини сили, пружний елемент стрижня, пружне кільце та пружний елемент балки можуть використовуватися як первинний перетворювач, а вторинним перетворювачем динамометра є механічний пружний перетворювач сили–деформації, головним чином тензостійкий перетворювач, а вимірювальним Колом є міст перетворювач.

Якщо основним перетворювачем сили (тиску) в деформацію є консольний (мембранний) перетворювальний елемент, то в якості виконавчих механізмів можна використовувати два ідентичних тензодатчика, один з яких можна прикріпити до протилежної сторони чутливого елемента, щоб сприймати деформацію розтягування, а інший - деформацію стиснення, їх диференціальне включення в міст коло можливий. В цьому випадку також виключається температурна похибка, що підвищує чутливість перемички в 2 рази.

Дві пари диференціальних тензометричних датчиків (BRMA24.00.00.000 до, рис.1) забезпечте найкращу корекцію температурної похибки і збільште чутливість в 4 рази.

При використанні чотирьох однакових тензометричних блоків тензометричний датчик та, приклеєний до поверхні досліджуваного об'єкта, як показано на малюнку (BRMA24.00.00.000 к, рис. 2, а), сприймає поздовжню деформацію, а та - поперечний напрямок, коли вони знаходяться в колі перемички (рис. 2, б) температурна похибка компенсується [57].

На практиці використовується більш складна мостова схема тензометричного датчика, і на додаток до основного (робочого) тензометричного датчика вона також включає в себе регульовальний резистор для установки початкового значення діапазону вимірювань (в більшості випадків нульового значення вихідної напруги), залежний від температури резистор для компенсує зміни чутливості схеми через зміну температури навколишнього середовища, а резистор дозволяє регулювати і встановлювати номінальну чутливість. Термозалежні резистори повинні мати хороший тепловий контакт з об'єктом дослідження (або деформованим пружним елементом), до якого приклеєний робочий тензодатчик, і для цього для приклеювання до об'єкта дослідження (пружному елементу) використовується ізолюючий клей з хорошою теплопровідністю.

На додаток до незбалансованих мостових кіл, я можу використовувати збалансовані мостові кола в тензорах. Переваги останнього включають незалежність показань від змін напруги живлення і відсутність помилок, пов'язаних з нелінійністю функції перетворення, яка виникає в незбалансованих мостових схемах. Недоліком збалансованого мостового кола є складність використання вимірювальних приладів з ручним балансуванням і з низькою швидкістю або автоматичним балансуванням

Незважаючи на відносно низьку точність (сумарна похибка вимірювання зусилля становить 2. Динамометр з магнітопружним перетворюючим елементом, що характеризується простотою конструкції, високою надійністю і значною споживаною потужністю, забезпечує велике зусилля в складних умовах (105,106 Н). Магнітопружні перетворювачі в основному виготовляються диференціальними перетворювачами. 1. Один з елементів перетворювача є робочим елементом, на який не впливає вимірюване зусилля, інший елемент перетворювача, ідентичний йому, не тільки компенсує початкову індуктивність робочого елемента перетворювача, але і допомагає компенсувати вплив зовнішніх факторів,

особливо температури навколишнього середовища, частоти обертання перетворювача. джерело живлення.

П'єзоелектричний вимірювач сили заснований на п'єзоелектричному перетворювачі електричного заряду в потужність. Труднощі, що виникають при створенні п'єзоелектричних динамометрів, пов'язані з електростатичними властивостями зарядів п'єзоелектричних перетворювачів: їх малою величиною, схильністю до швидкого витікання через опір ізоляції і вхідного опору підсилювача. Високий п'єзоелектричний опір і надзвичайно низька вихідна потужність вимагають використання високочутливих підсилювачів з дуже високим вхідним опором. Тому протягом деякого часу п'єзодинамометр використовувався тільки для вимірювання змінних зусиль (тиску). Використання підсилювача заряду в п'єзодинамометрі дозволило зменшити витрату заряду в кілька тисяч разів, що дозволило підтримувати значення вихідного сигналу протягом тривалого часу, і створити п'єзодинамометр і для вимірювання стабільних зусиль.

До переваг п'єзодинамометра можна віднести його високу чутливість і швидкодію. Сумарна похибка п'єзодинамометра знаходиться в межах 1%.

Прилад для вимірювання крутного моменту називається торсонометром.

Для вимірювання крутного моменту використовується метод, заснований на перетворенні вимірюного крутного моменту в деформацію (механічне напруження), але у вигляді суцільного або плоского валу (кручення), спіральної пружини, деформації підвісу або розтягування (механічне напруження) пружного елемента перетворюється в електричний сигнал з використанням тензометричного сигналу. резистивні, індуктивні, магнітопружні та інші перетворювачі.

Для вимірювання дотичної напруги можна використовувати тензодатчик, приклеєний безпосередньо до осі об'єкта, або, якщо це неможливо, тензодатчик, приклеєний до пружного елемента, з'єднаному з

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

індикаторної опорі, і вплив на результати вимірювань незначно. Для усунення впливу паразитної термоелектрорушійної сили вимірювальний круг живиться від джерела змінної напруги.

На малюнку 1.8 показана схема безконтактного торсіометра для вимірювання крутного моменту обертового вала.

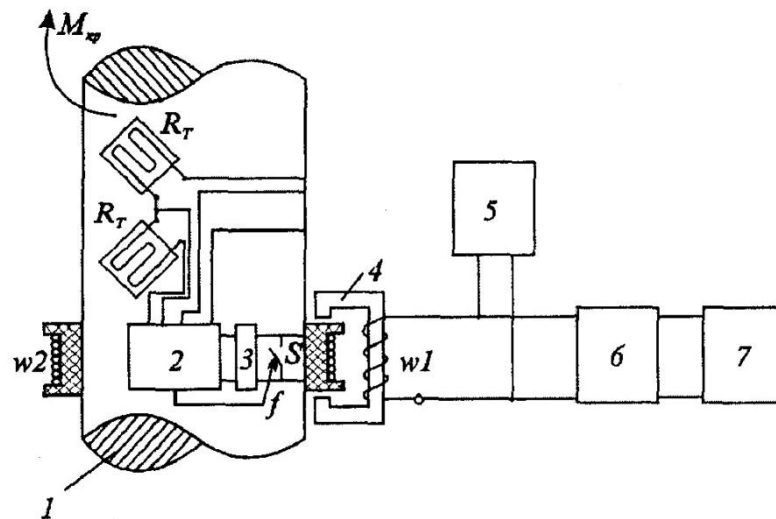


Рисунок 1.8 – Схема безконтактного торсіометра

На осі 1 Чотири тензометричних датчика, розташовані попарно по обидві сторони від осі, утворюють тензометричний міст. Джерелом живлення мостової схеми I перетворювача напруга-частота (УКХ) 2, підключеним до його виходу, є трансформатор з рухомою вторинною обмоткою, розташований на рухомій осі, від блоку живлення 3 4. Первинна обмотка трансформатора підключена до джерела синусоїдальної напруги частотою 5 5... Протягом періоду напіврозпаду вихідної напруги 10 кГц РНН, коли ключ s розімкнутий, напруга, що подається у вторинну обмотку трансформатора, регулюється, стабілізується і подається на тензометричний міст. Незбалансована напруга на мосту подається на вхід РNF, який допомагає перетворити незбалансовану напругу на пропорційну йому частоту f_x

Сигнал з виходу РНН у вигляді частотно-модульованого змінної напруги управляє ключем 5, який замикає і розмикає вторинну обмотку трансформатора по частоті, викликаючи модуляцію напруги в обмотці. Ця напруга подається після амплітудного демодулятора 6 на аналоговий або цифровий частотомір 7. Якщо несуча частота становить 5 кГц, то чутливість приладу до відносної зміни опору тензодатчика вимірюється в % Гц.

Похибка вимірювання крутного моменту за допомогою клейового тензодатчика становить (1...1,5) % при додатковому калібруванні вимірювального приладу з тензодатчиком з підсвічуванням. Без такої калібрування похибка складе (5...10)%.

Під вібрацією розуміється механічне коливання об'єкта в певному діапазоні. Параметри вібрації - це амплітуда, швидкість і прискорення центру мас досліджуваного об'єкта. Коливання можуть мати такі властивості: - детермінований процес, тобто процес, який підпорядковується певним математичним законам і повторюється з часом.- стохастичні процеси, тобто неупорядковані процеси, які не описуються математично і визначаються випадковими послідовностями різних причин.;

Методи і засоби вимірювання параметрів лінійного переміщення можуть бути використані для визначення параметрів вібрації при синусоїдальній вібрації досліджуваного об'єкта. Однак необхідно враховувати особливості роботи цих інструментів в динамічному режимі.

По суті, ми використовуємо один і той же перетворювач першого порядку (інерційну систему) для вимірювання амплітуди вібрації, швидкості та прискорення, а також використовуємо інтегральні та диференціальні зв'язки між ними для визначення окремих параметрів.

Прикладом віброакселерометра може служити індуктивний віброакселерометр [57] (BRMA24.00.00.000 до, рис. 3), принцип дії якого полягає в наступному. Вимірювальна котушка 2 закріплена на плоскій пружині 1, що діє одночасно як інерційна маса. До корпусу датчика вібрації

прикріплений постійний магніт, а сам датчик прикріплений до об'єкта дослідження. Якщо котушка коливається відповідно до Закону, то вібрація постійного магніту описується формулою, як і досліджуваного об'єкта. В результаті вібрація вимірювальної котушки щодо магніту здійснюється за синусоїдальним законом амплітудою $2x_1$.

Через коливання вимірювальної котушки в полі постійних магнітів в котушці виникає ЕРС, пропорційна швидкості вібрації.

Таким чином, початковим значенням індуктивного віброперетворювача є швидкість коливального руху досліджуваного об'єкта. Для отримання вимірюваного значення вихідного сигналу вимірювального пристрою в одиницях вимірюваного прискорення використовується проміжна Диференціальна Ланка, а для побудови віброметра використовується інтегральна Ланка.

Зворотній зв'язок використовується для розширення частотного діапазону до низьких частот і підвищення точності. Сигнал з виходу інтегратора подається на вхід компенсаційної котушки 3 і механічно з'єднується з вимірювальною котушкою. Компенсаційний струм, який взаємодіє з магнітним полем постійного магніту, створює компенсаційну силу, спрямовану на інерційну силу, зменшуючи амплітуду коливань інерційної маси в міру наближення частоти коливань досліджуваного об'єкта до резонансної частоти інерційної системи.

Розглянутий віброприскорювач розрахований на роботу в діапазоні частот (20...500) Гц, похибка не перевищує 1% [57].

1.4 Огляд та аналіз вимірюваної апаратури та пристроїв

Для проведення експериментальних досліджень необхідно проаналізувати конструкцію і функціональні можливості вимірювальних

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

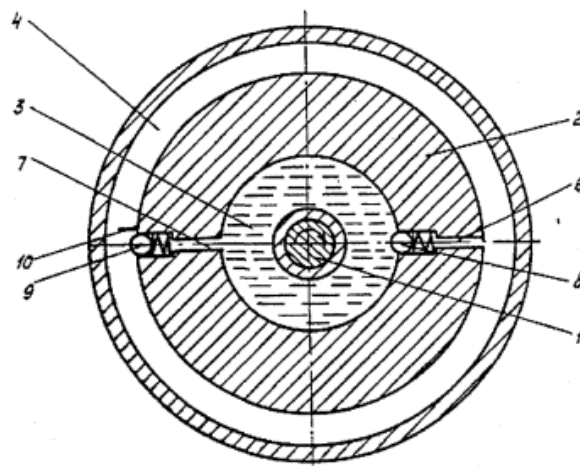
приладів і пристосувань. У зв'язку з цим були проведені пошук патентів та інформації про вимірювальну техніку та оснащення.

Відомий датчик осьової швидкості [58] (BRMA24.00.00.000 по фіг.4) містить корпус з підшипниковим щитом 54, магнітопровід 6, постійний магніт 7, дисковий якір, встановлений на валу 98, і пристрій 10 зміни струму. Муздраттеатр 6 на радіальному осі має вікно для установки пристрою 10 11 зміни струму (фіг. 1).1). Перевага полягає в спрощенні конструкції датчика і підвищенні точності вимірювання частоти.

Вимірювач крутного моменту [59] (BRMA24.00.00.000 к, рис.5) складається з провідної муфти 13, розташованої співвісно. У відомій муфті 13 палець 14 рівномірно закріплений по колу, яка вільно розташована в дугового канавці 12 Кінцевий муфти 15, пружний елемент 15, розташований в дугового канавці 16, наприклад, гума і палець 14 взаємодіють з пружним елементом, виконаним у вигляді відбитка пластина 17, яка знаходиться в контакті з притискної пластиною 18. Торцева поверхня притискної пластини 18 взаємодіє з зондом 20 реєструючого пристрою 19. Притискна пластина 18 попередньо підібрана осьовою пружиною 21 до відбиткової пластини 17, яка тепер закріплена гвинтом 22.

Перевагою відомого пристрою є те, що притискний диск розташований на попередній напівмуфті і взаємодіє з пружною притискною пластиною, завдяки чому зменшується безінерційне переміщення притискного диска і.

Відомий механізм для вимірювання кутової швидкості осі.[60] на осі 1 (рис. 1.8) рухомо закріплений циліндричний короб 2, а поблизу осі 3 виконано концентричне поглиблення 1, а концентричне поглиблення 4 розширюється від осі 1.



Фіг. 1

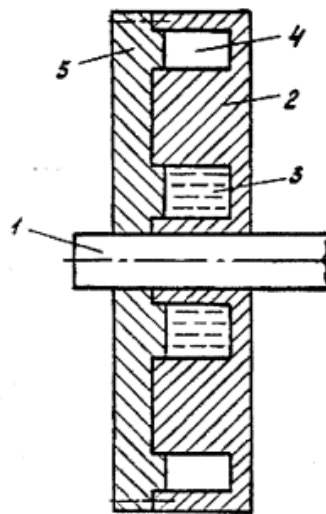


Рисунок 1.8 – Механізм для вимірювання кутової швидкості вала в торцевому перерізі

Обсяг виїмок 3 і 4 однаковий. Циліндрична коробка 2 щільно закрита кришкою 5. Виїмка 3 повністю заповнена рідиною. Виїмки 3 і 4 з'єднані між собою радіальним клапаном 6 і 7. Нормально закритий клапан 9 виконаний в каналі 7, і він відкривається разом з деяким розрахунковим підвищенням тиску рідини в поглибленні 4. З огляду на Напрямок обертання вала 1, радіальна пластинчаста перегородка 10 міцно закріплена безпосередньо за клапаном 4 в поглибленні 9 з боку його малого радіуса, який означає, що ширина частково накладається на виїмку.

Перевагою механізму вирівнювання кутової швидкості вала є можливість автоматичного регулювання моменту інерції в результаті перетворення потоку рідини в зворотний потік рідини далеко від вала I при зменшенні кутової швидкості вала від концентричної виїмки поблизу вала I до шахти, а також можливість майже повного її завершення - це можливість такого повернення.

Висновки до першого розділу

На основі аналізу тенденцій розвитку базового механізму в'язальної машини, аналізу їх вимог, можливості вдосконалення і універсализації механізму машини, а також характеристик важільного механізму перемикачів передач представлено наступне.:

- У сучасних високошвидкісних OVM в якості механізму органу блокування петлі зазвичай використовується Шарнірно-важільний механізм з числом ланок від шести до дванадцяти, конструкція якого дуже трудомістка і складна для уніфікації.;

- Важільний механізм перемикачів передач перспективний для його використання в якості механізму для закручування петель органів OVM, що було доведено в [7];

- Динамічні параметри важільного механізму перемикачів передач органу блокування петлі OVM недостатньо вивчені в реальних умовах, з урахуванням технічного навантаження, при тій швидкості, на якій працює сучасний OVM.

У зв'язку з цим завданням бакалаврату є розробка стендової системи управління для визначення кінетичної статички планетарного механізму важеля перемикачів передач робочого органу OVM.

2 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ СТЕНДОМ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДУ ПЕТЛЕТВІРНИХ ОРГАНІВ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

У роботі [7] був розроблений планетарний механізм з одноступінчастим і двоступінчастим важелем перемикання передач, і була продемонстрована можливість використання цих механізмів в якості механізму для формування петель OVM на основі сателітних кривих, які можуть бути відтворені. Однак динаміка цих механізмів не вивчалася при частоті обертання, з якою працюють сучасні базові в'язальні машини, більше 1500 об/хв. при такій швидкості обертання наявність незбалансованої маси призводить до великого динамічного навантаження на вал і опору механізму. Незбалансовані сили, що відрізняються за величиною і напрямком, можуть викликати коливання як окремих ланок, так і всього механізму в цілому, які викликані силами інерції обертової маси.

Незбалансовані сили, які є постійними за величиною та напрямком, не викликають вібрації.

Відповідно до [15], динамічну модель слід розуміти як ідеалізоване представлення розглянутої системи для її подальшого використання в теоретичних дослідженнях та інженерних розрахунках.

Часто вибір динамічних моделей залежить не тільки від того, які функції досліджуваної системи слід вивчити, а й від достовірності вихідної інформації про ступінь відповідальності за відповідні динамічні розрахунки, параметрах системи та інших факторах. Як для цілей динамічних розрахунків, так і для найбільш важливих динамічних характеристик можна вибрати кілька стандартних моделей, які притаманні всій групі механізмів. При такому підході розглядається еталонна модель, яка може скоротити кількість специфічних систем.

2.1 Розробка динамічної моделі одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму

Для створення динамічної моделі планетарного механізму важеля перемикаччя передач використовується методика, запропонована Вольфсоном [5], і типи елементів, необхідних для моделювання динамічних структур:

- Електродвигун;
- Передавальний механізм з 1 або більше ступенями рухливості, передавальна функція якого визначається законами руху робочого органу;
- Динамічна Ланка сфокусованих параметрів;
- Динамічні Ланки з розподіленими параметрами.

Щоб визначити фактичне навантаження, рекомендується представити фактичну схему машини в заданому вигляді [91]. Залежно від теми дослідження і конструктивних особливостей машини, розглянута Конструктивна схема машини включає в себе 1 або систему зосереджених мас (2, 3, в деяких випадках 4), з'єднаних еластичними ланками. Ці маси постійні, а розмір може змінюватися. Жорсткість ланки і зовнішні впливи (рушійна сила і сила опору) в основному є змінними і залежать від положення системи або швидкості обертання основних елементів.

Розроблено схему динамічної моделі планетарного одноступінчатого важільного механізму перемикаччя передач петлеобразующего органу O_{vm} [12-14], необхідна для проведення динамічних досліджень (рис. 12-14). де P_1 , 2 , P_3 , 4 , P_4 , 5 – передавальна функція, C_0 , C_1 , C_2 , C_5 – жорсткість ланки; φ_0 , φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 - кутові координати маси; φ_0 , φ_1 , φ_2 , φ_3 - коефіцієнти розсіювання з урахуванням характеристики розсіювання системи; J_0 , J_1 , J_2 , J_3 , J_4 - момент інерції ланки; m_5 - маса вихідної ланки; x_5 - лінійні координати ланки; F_{co} -сила корисного опору

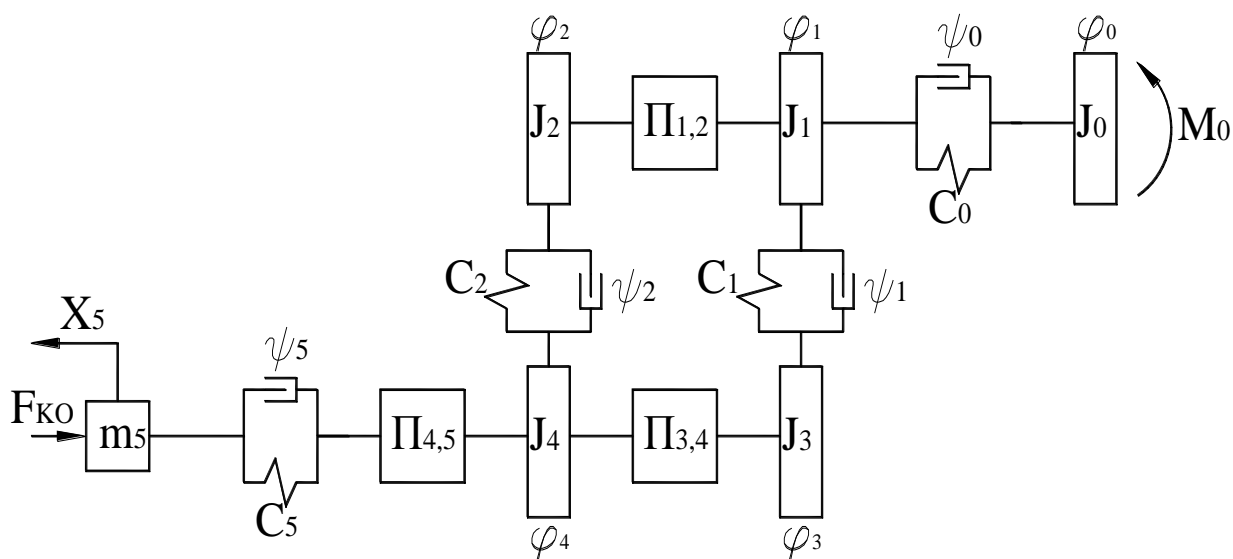


Рисунок 2.1 – Схема динамічної моделі одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму

Дана схема динамічної моделі необхідна для проведення подальших досліджень динаміки механізму за допомогою сучасних пакетів прикладних програм.

2.2 Зрівноваження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму петлетвірних органів ОВМ

Для забезпечення стійкості одноступінчатого планетарного механізму важеля перемикання передач петлеобразуючого органу ОВМ необхідно його збалансувати. 1. Отже, одним з етапів вдосконалення конструкції одноступінчатого важільного механізму перемикання передач петлеобразуючого органу ОВМ є його балансування за існуючим методом, що дозволить поліпшити його динамічні характеристики.

На малюнку 1 показана схема планетарного механізму одноступінчастого важеля перемикання передач. 3.2. Завдання балансування

зводиться до балансування ексцентрично розташованих шестерень 5 і 6, а також повзуна 7 з шатуном 8..

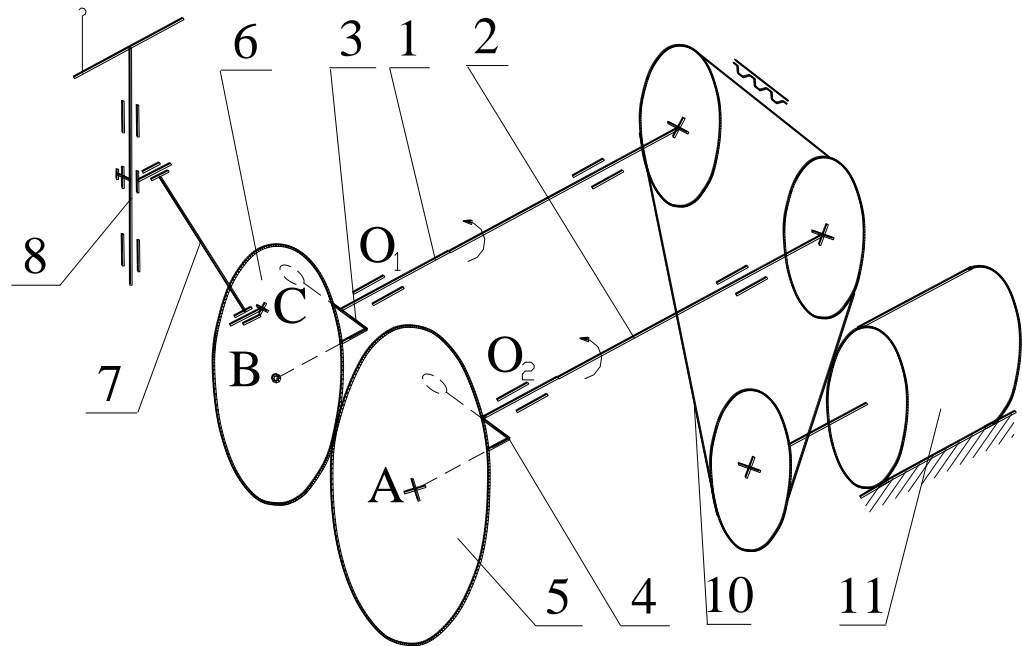


Рисунок 2.2 – Одноступеневий зубчато-важільний планетарний механізм петлетвірних органів ОВМ

2.2.1 Зрівноваження обертових мас

З курсу теоретичної механіки випливає, що при обертанні твердого тіла додатковий тиск на опору (підшипник) створюється тільки в тому випадку, якщо вісь обертання тіла дорівнює 3 з 1 основної центральної осі інерції, в цьому випадку дотримується повний баланс всіх сил і моментів сили інерції, а у всіх інших випадках неминуче виникають незбалансовані сили, або моменти інерції, або 1-я і 2-я сили. Це гарна ідея.

Щоб повністю врівноважити обертову масу, необхідно забезпечити умови статичної та динамічної рівноваги, тобто, щоб сума статичного та динамічного дисбалансів дорівнювала нулю.:

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i = 0; \quad (2.1)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i z_i = 0, \quad (2.2)$$

де m_i – маса;

r_i – її радіус-вектор відносно вісі обертання;

z_i – координата положення i -ї маси відносно площини зведення.

Обертова маса, як правило, врівноважується за допомогою противаг позитивної маси або негативних отворів, і з точки зору економії матеріалу і спрощення конструкції доцільніше використовувати отвори.

Після аналізу конструктивних особливостей центрального колеса було зроблено висновок, що його можна значно спростити, видаливши кривошип (рис. 95). 3.3, як показано на малюнку а), ексцентричне розташування центрального колеса може бути досягнуто шляхом зміщення центрального отвору на величину ексцентриситету, 3.3 як показано на малюнку на малюнку, б) ексцентричне розташування центрального колеса може бути досягнуто шляхом зміщення центрального отвору на величину ексцентриситету.,.

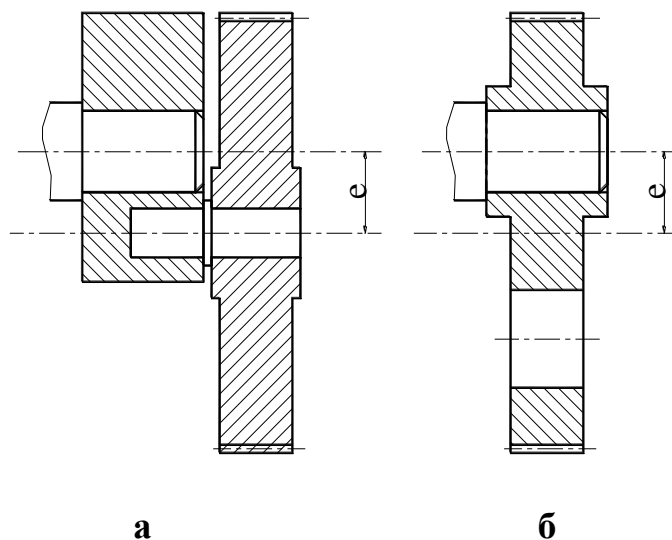


Рисунок 2.3 – Варіанти конструкції центрального колеса:
а) з кривошипом та противагою; б) ексцентрично закріплене із зрівноважувальним отвором

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Отже, для того щоб зрівноважити центральне колесо, виконане відповідно до деформації, показаної на малюнку 3.3, б, досить, щоб його центр мас знаходився на осі обертання. Існує досить багато варіантів такого балансування [96]. Вибір цієї схеми визначається величиною ексцентриситету, розділовим діаметром коліс і технічними можливостями пристрою, в якому планується виготовляти центральне колесо.

На малюнку 2.4 показана схема балансування центрального колеса з використанням отворів.

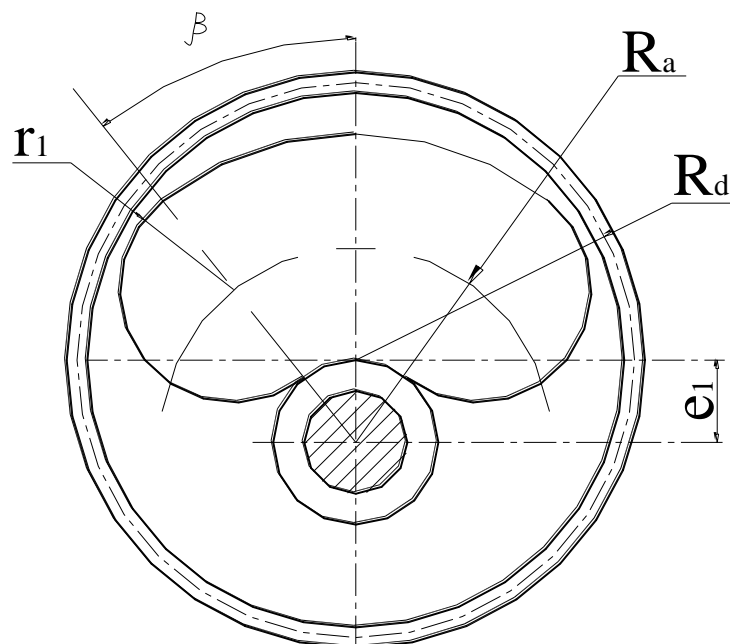


Рисунок 2.4 – Схема зрівноваження центрального колеса

Програма розроблена в середовищі MathCAD (додаток В), за допомогою якої отримана залежність геометричних параметрів центрального колеса від ексцентриситету (показано на малюнку 2.5).

Зменшення залежності кута між отворами від ексцентриситету при $D = 84$ мм отримано за рахунок приведення всіх геометричних параметрів центрального колеса в стан повної рівноваги, щоб крива була визначена для

діапазону балансувальних отворів від 84 мм до 13 для діаметра розділового колеса іншого діаметра. 17 мм [97].

Таким чином, на підставі отриманої кривої можна зробити висновки про можливість наявності збалансованого планетарного механізму важеля перемикання передач з отворами для відповідних значень ексцентриситету E .

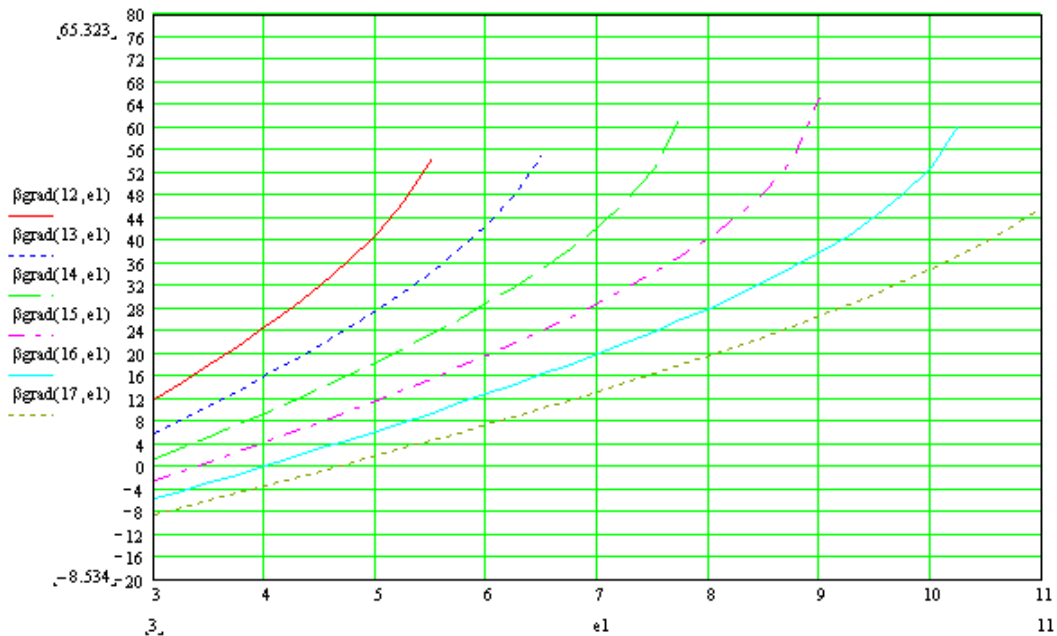
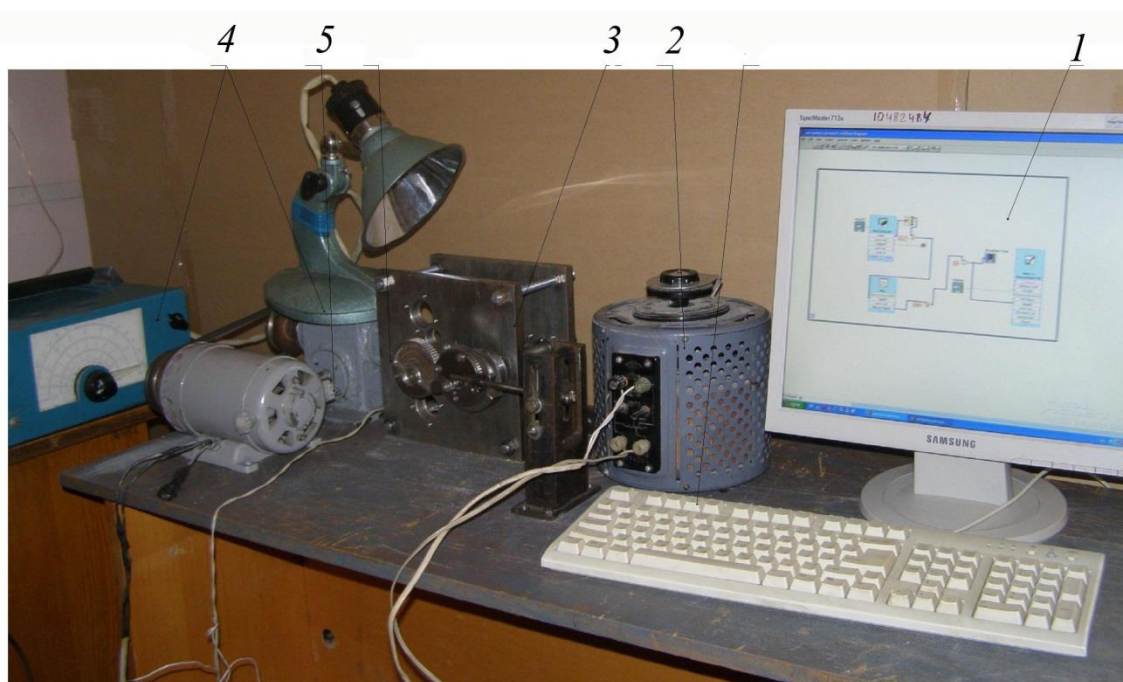


Рисунок 2.5 – Залежність кута β від ексцентриситету при $d=84$ мм

Це видно з отриманих графічних залежностей (рис. 1). 2.5) балансування за допомогою отворів можлива при невеликому значенні ексцентриситету e (≤ 10 мм). Максимального ефекту можна досягти, застосувавши параметри балансування, показані на рис. 1. 2.6. В цьому випадку рекомендується розділити колесо на прості форми: 1– кільця, утворені діаметром розрізу і товщиною кромки зубів, 2, 3 - елементи циліндра.

2.3 Розробка конструкції стенду для експериментальних досліджень динамічних навантажень зубчато-важільного механізму робочих органів ОВМ

На основі моделей SolidWorks спроектовано та виготовлено стенд для експериментальних досліджень динамічних навантажень зубчато-важільного механізму робочих органів ОВМ, фото якого представлено на рис.2.6.



1 – ЕОМ; 2 – ЛАТР; 3 – зубчато-важільний планетарний механізм;
4 – стробоскопічний тахометр; 5 – двигун

Рисунок 2.6 – Стенд для експериментальних досліджень динамічних навантажень зубчато-важільного механізму робочих органів ОВМ:

На фіг. 1 показана кінематична схема стенду для експериментального дослідження динамічного навантаження важільного механізму перемикання передач робочого органу ОВМ. 3.18. Від двигуна 1 через приводний вал 2, шківів 21, 24 на направляючу 4 рух передається на установчий вал 5.

Противага 11 прикріплений шпонковим пазом до валу 7. Гвинт 12 фіксує палець, який є віссю обертання центральної шестерні 14. Противага 11 і кривошип 22 служать для врівноваження механізму. Геометричні параметри противаги 11 та ексцентричного колеса 13 були отримані за допомогою методу, представленого в [7, 10-11].

Датчики для вивчення реакції в опорі розташовані в місці установки підшипників вала I і II (рис. 1). 2.8). Експеримент проводився при швидкості обертання центрального вала шестерні (поз.14), що дорівнює 1500 об/хв.

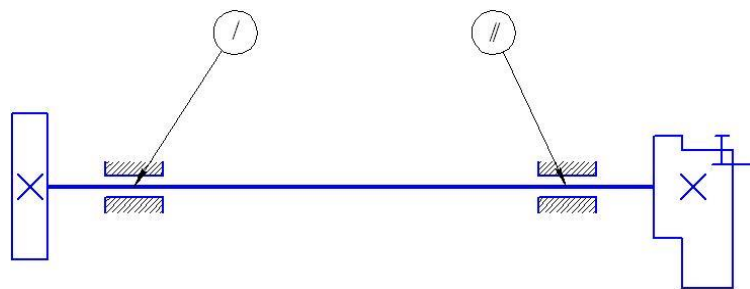


Рисунок 2.8 – Схема розміщення датчиків

Для вимірювання реакції робочих органів OVM на опорі планетарного механізму важеля перемикавання передач Ми розробили датчик, показаний на рис. 1. 2.9. Пружний елемент був виготовлений з бронзи BROF10-1, а товщина стінок була розрахована таким чином, щоб відбувалася тільки пружна деформація, і цей попередній розрахунок був проведений.

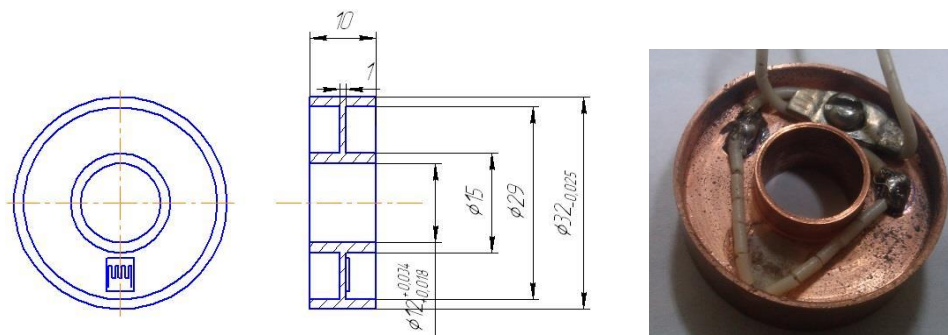


Рисунок 2.9 – Датчик для визначення реакцій в опорах

Тензометричний датчик KF5P1 використовується для датчиків, що реєструють реакції всередині опори-3-100-6-16 вони розміщуються на вертикальній поверхні датчика і з'єднуються один з одним по полумостовою схемою.

Структурна схема стенду для реєстрації зміни реакції в опорі показана на малюнку 2.10. Електродвигун Ed приводить в рух приводний вал в експериментальних установках.

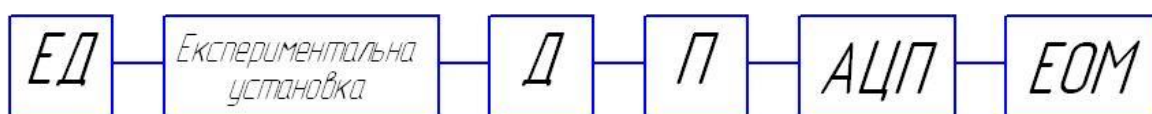


Рисунок 2.10 – Блок схема вимірювання реакцій в опорах

Сигнал з датчика d через підсилювач LM358n і аналого-цифровий перетворювач USB-1009adc надходить на електронну обчислювальну машину (ЕОМ) і передається з використанням програмного середовища LabVIEW.

Графічна оболонка в середовищі LabVIEW показує, як змінюються реакції в службі підтримки з часом. Значення реакцій у службі підтримки записуються у файл залежно від часу.

2.3.1 Керування через паралельний порт

Паралельні порти можна використовувати не тільки для управління принтером або підключення АЦП. До порту LPT можна підключити будь-який пристрій, включаючи побутову техніку. Це дозволяє контролювати досліджуваний процес.

У нашому випадку необхідно контролювати роботу електродвигуна на стенді.

Послідовність експериментів виглядає наступним чином:

1. Програма збору даних включена
2. Двигун стану включений
3. Програма збору даних відключена

При такій послідовності дій і частоті опитування АЦП 500 Гц у файлі даних відображається тільки 10-15% самого процесу, а решта записується як "порожні" значення. Це збільшує обсяг експериментальних даних і ускладнює процес обробки.

Якщо ви використовуєте порт LPT, ви можете реалізувати експериментальну процедуру по-іншому, навіть якщо у вас немає АЦП або іншого інтерфейсного пристрою. Використовуючи оптичну ізоляцію для захисту порту комп'ютера та симістора живлення, ви можете підключати пристрої до мережі 220 В. На рис. 2.11 показана схема управління двигуном.

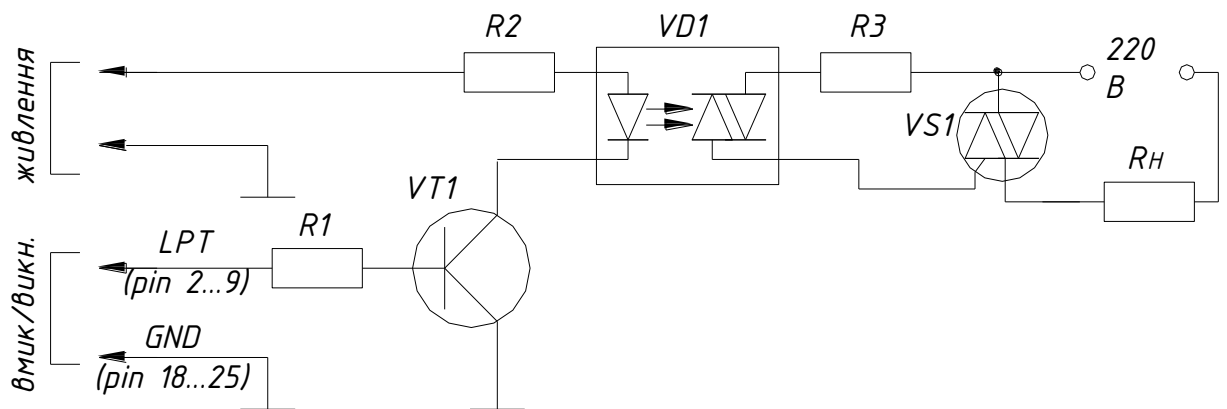


Рисунок 2.11 – Схема керування електродвигуном за допомогою паралельного порту

Принцип роботи схеми управління полягає в наступному.

Якщо ви подасте логічний блок на 1 з виходів, то отримаєте напругу на контактах роз'єму 5 В. в цей час спрацьовують транзистор VT1 і оптрон VD1, який служить ключем. В результаті подачі напруги на керуючий електрод симістора VS1 електричний ланцюг, що містить пристрій Rh, яке необхідно

включити, замикається. Для живлення схеми управління можна використовувати як інше джерело живлення, так і живлення, що отримується від паралельного порту.

Щоб підключити логічний блок до одного з виходів, необхідно ввести номер в порт наступним чином:

- 1 Вихід-1
- 2 виходи -2
- 3 виходи-4
- 4 виходи-8
- 5 виходів -16
- 6 виходів-32
- 7 виходів -64
- 8 виходів-128

Число 255 переводить усі виходи в стан логічної одиниці, тоді як число 0 переводить їх у стан нуля.

Отже, необхідно було налаштувати програму для управління ТР формування, тобто забезпечити стан логічного блоку на необхідному виводі роз'єму порту з деякою тимчасовою затримкою до запуску програми для зчитування даних з АЦП.

2.3.2 Аналого-цифрові перетворювачі

У [27] представлена схема для послідовних і паралельних апроксимуючих АЦП на основі мікросхем TLC549 (8-розрядний АЦП), tlc1549 (10-розрядний АЦП) і ADS1286 (12-розрядний АЦП). Через зміни в цій схемі діапазон значень оброблюваних даних змінився. На малюнку 2.12 показана схема паралельного апроксимуючого АЦП.

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

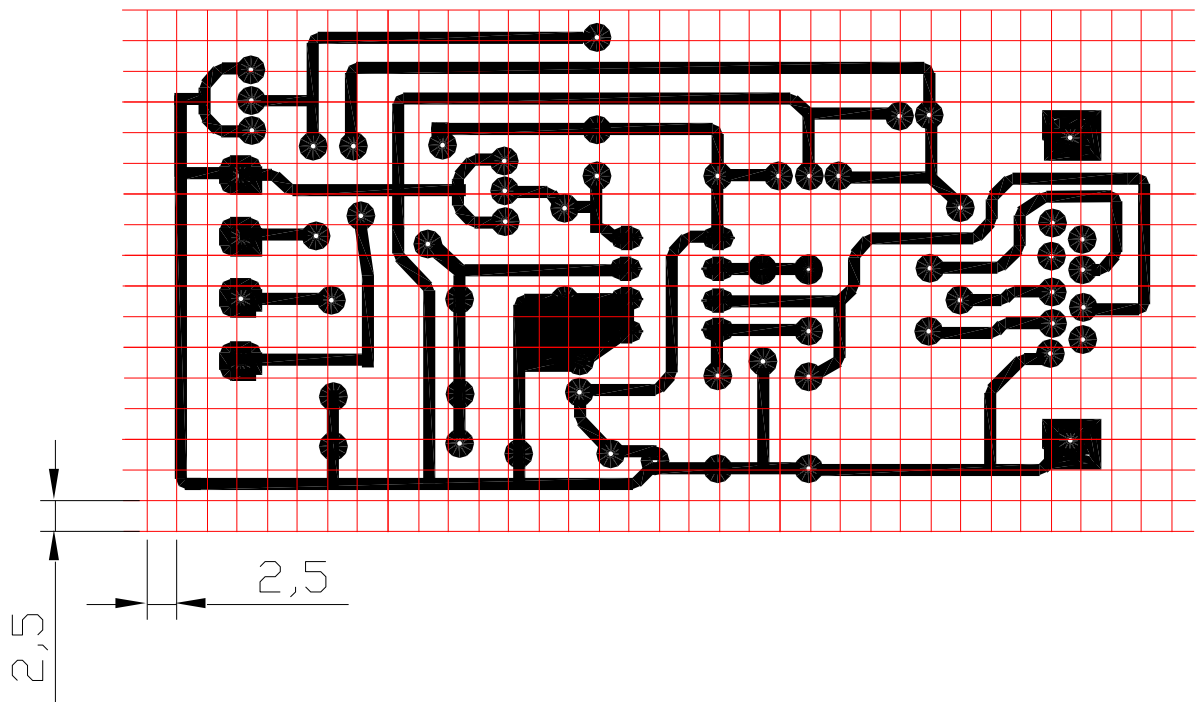


Рисунок 2.13 – Монтажна схема пристрою

В результаті такого підключення значення напруги на вході IN дорівнює 0 в, Вхідна напруга -2,5 В, а вхідне значення 2,5 в дорівнює 5 в.тому АЦП обробляє напруги в діапазоні від 0 до 5 В, а результати зберігаються в пам'яті комп'ютера. Це слід враховувати при обробці експериментальних даних, тобто при побудові графічних залежностей або при внесенні необхідних коригувань в програмне забезпечення.

Висновки до другого розділу

1. Розроблена динамічна модель одноступінчатого планетарного механізму важеля перемикання передач петлеобразующего органу OVM.
2. Була збалансована Обертова маса планетарного механізму одноступінчастого важеля перемикання передач петлеобразующего

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

органу OVM, в результаті чого центр мас був перенесений на вісь обертання, і була підтверджена його ефективність.

3. Розроблено схему управління стендом для дослідження закільцьованих органів OVM.

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ЗДОСЛІДЖЕННЯ ОДНОСТУПЕНЕВОГО ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ПЕТЛЕТВІРНИХ ОРГАНІВ ОВМ

3.1 Дослідження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму петлетвірних органів в ППП «ПРАНС-ПК» із врахуванням технологічного зусилля

Механізм петлеобразуючого органу, розроблений на основі одноступінчатого планетарного механізму важеля перемикання передач системи SolidWorks, показаний на малюнку 3.1. Ця модель необхідна для отримання всієї маси, моменту інерції і центру ваги ланки.

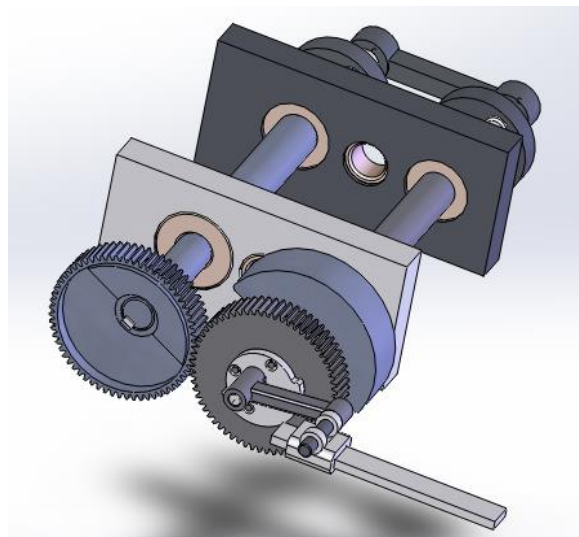


Рисунок 3.1 – 3 -D модель одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму, побудована в SolidWorks

На малюнку 1 показана схема заміни планетарного механізму одноступінчатого важеля перемикання передач з урахуванням технічних можливостей, закладених в PRANS PK SPT. 3.2.

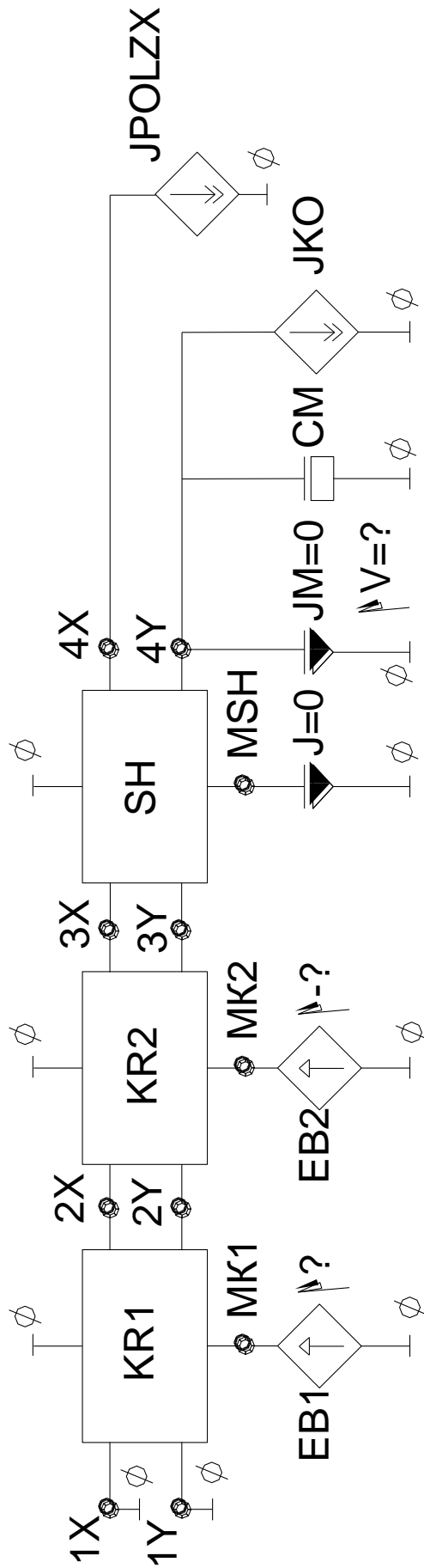


Рис.унок 3.2 – Схема заміщення одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму із врахуванням технологічного зусилля, розроблена в ППШ «ПРАНС-ПК»

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

Як показано на малюнку 3.14, EB1 є джерелом кутової швидкості кривошипа KR1, МК1 - вузлом, напруга якого дорівнює кутовій швидкості повороту кривошипа KR1, а 1x, 1y - вузлом швидкості опори кривошипа KR1 уздовж осей x і Y (їх напруга дорівнює 0). KR1 – це модель кривошипно-шатунного ланки KR1, 2x, 2y - вузол зі швидкістю переміщення шарніра 2.kr2 - це модель кривошипно-шатунного ланки KR2. EB2-це джерело кутової швидкості кривошипно-шатунного ланки KR2. Кривошип kr2 (спрямований в напрямку, протилежному швидкості eb1); 3x, 3Y – вузол швидкості переміщення шарніра 3; SH-модель шатунного ланки SH; MSH - вузол, напруга на якому дорівнює кутовій швидкості повороту шатуна SH, J=0 - величина вимірювач кутової швидкості шатуна SH, а 4x, 4y - це вузол, JPOLZX - повзунковий обмежувач в горизонтальному напрямку, JM - повзунковий спідометр, а JKO - корисна сила опору (технічне навантаження). CM – маса повзуна; JM і CM є елементами інтегратора для визначення переміщення повзуна.

Для визначення переміщення вихідної ланки використовується інтегратор, схема якого показана на малюнку 1. 3.3.

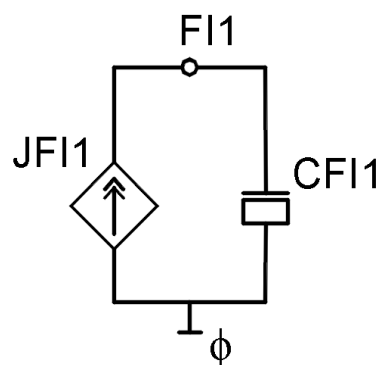
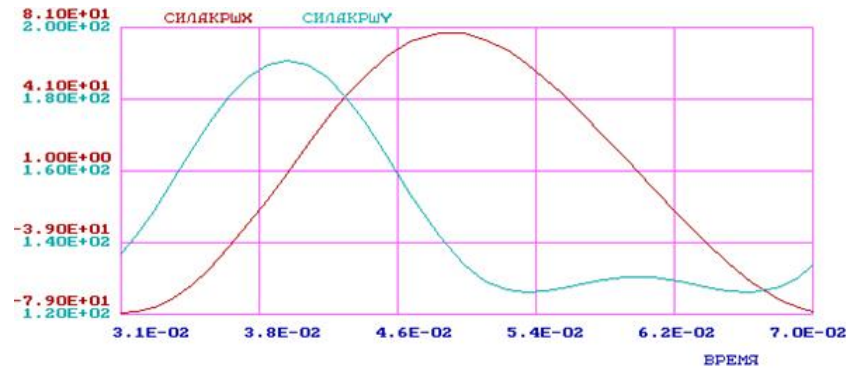


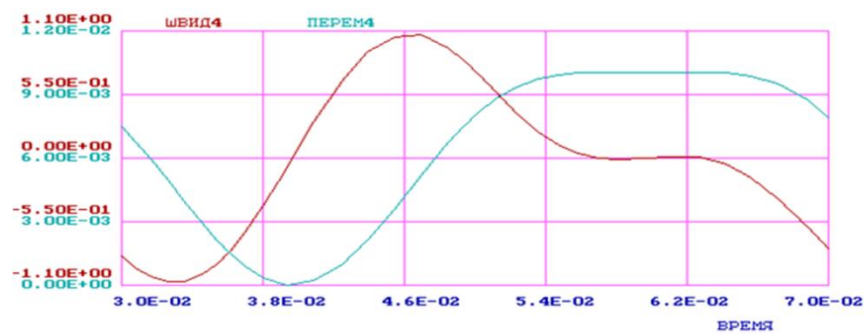
Рисунок 3.3 – Схема інтегратора для визначення переміщення вихідної ланки

Наведені результати дослідження з урахуванням реакції в опорі кривошипа, переміщення і швидкості повзуна, прискорення повзуна

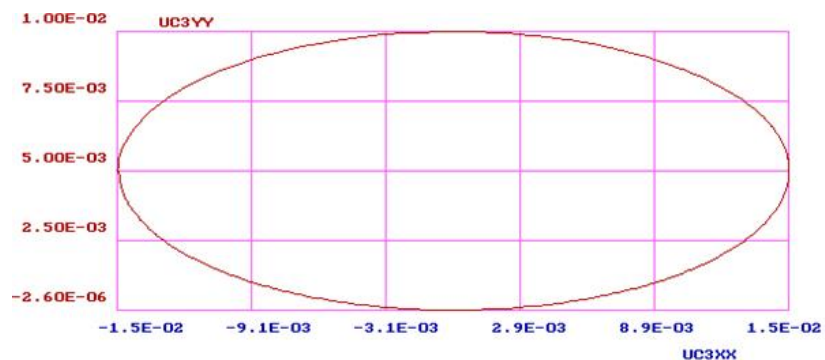
голчастого механізму з канавками OVM, заснованого на одноступінчатому планетарному механізмі важеля перемикання передач коробки передач PRANS-ПК, і технічних зусиль при частоті обертання частота обертання головного валу при 1500 оборотах на хвилину показана на малюнку. 3.4.



а



б



в

Рисунок 3.4 – Результати досліджень зубчато-важільного планетарного механізму пазових голок OVM в ППП «ПРАНС-ПК» із врахуванням технологічного зусилля при швидкості обертання головного валу 1500 об/хв:

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 24.00.00.000 ПЗ

Арк.
53

а) реакції в опорах кривошипу; б) переміщення та швидкість повзуна; в)
траєкторія точки сателіта

Таким чином, з представлених графічних залежностей видно, що при швидкості обертання шпинделя 1500 об/хв горизонтальна і вертикальна складові реакції в опорі кривошипа складають $r_x=81n$ і $R_u=191n$ відповідно. Результати отримані в порівнянні з результатами дослідження механізму рифлених голок ovm "Кокетка-2". В результаті кінетико-статичні параметри планетарного механізму важеля перемикавання передач рифленою голки OVM відповідають існуючому Шарнірно-важільного механізму.

3.2 Експериментальні дослідження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму

Для перевірки достовірності результатів аналітичних досліджень одноступінчатого планетарного механізму важеля перемикавання передач петлеобразующего органу OVM була проведена серія експериментальних досліджень на масштабній моделі. Умови досліджень максимально наближені до умов виробництва.

3.2.1 методологія експериментального дослідження

Даний експеримент заснований на вивченні визначення динамічного навантаження планетарного механізму важеля перемикавання передач, особливо реакції в опорі, що виникає під час руху. Визначення та аналіз кіностатичних властивостей зубчасто-важільного планетарного механізму дозволить порівняти їх з іншими механізмами петлеподібних органів ovm, розробити і протестувати методи зниження динамічних навантажень.

Порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати експериментальних та теоретичних досліджень складових реакції у опорах кривошипа

Вид реакції	Експериментальні дослідження	Теоретичні дослідження	Відносна похибка, %
R_{Ox}	87	80,5	7,47
R_{Oy}	194	191	1,54

З даних, наведених у таблиці 3.1, можна зробити висновок, що максимальна розбіжність між отриманими результатами становить 7,47%, що свідчить про достовірність математичної моделі. Аналіз отриманих результатів динамічного дослідження одноступінчатого планетарного механізму важільної передачі при частоті обертання шпинделя 1500 об/хв з використанням заходів, запропонованих в [97] для врівноваження обертової маси, показав, що максимальна реакція в опорі становить 194 Н, в той час як максимальна реакція в опорі міцність голчастого механізму ОВМ "Кокетка-2" становить 950н.

Висновки до третього розділу

1. В процесі виконання петель розроблений метод графічного аналізу для визначення технічної сили, що діє на робочий орган механізму петлевого обертового органу ОВМ "Кокетка-2", встановлена залежність технічної сили від кута повороту приводного валу, яка показує, що технічне зусилля діє в діапазоні від 0° до 75° і від вихідного положення головного валу до 285°- 360°.

2. На основі використання редуктора PRANS-PC і системи параметричного моделювання SolidWorks була оцінена конструкція приводу органів із замкнутим контуром OVM з можливістю автоматизації.

3. Були проведені чисельні експериментальні дослідження кінетичної статички одноступінчастого планетарного механізму важеля перемикаччя передач з рифленою голкою OVM і механізму рифленою голки Kokett-2.

4. Розроблено схему управління для дослідження петлеподібних органів OVM.

5. За показником кінетичної статички пропонується конструкція планетарного механізму важеля одноступінчатої передачі відповідає Шарнірно-важільного механізму, і зокрема, максимальному значенню реакції компонента в опорі при частоті обертання шпинделя 1500 об/хв масштабної моделі одноступінчатої передачі важільний планетарний механізм в 4,75 рази менше, ніж у шарнірного важеля.

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В результаті вивчення інформації про тенденції розвитку базової в'язальної машини встановлено перспективний напрямок застосування планетарного механізму важеля перемикачів передач робочого органу ОВМ (зокрема, голки з канавками).

2. Проаналізовано спосіб і пристрій для дослідження динамічних характеристик механізму.

3. Проведено чисельне дослідження кінетико-статичних характеристик одноступінчастого планетарного механізму важеля перемикачів передач з рифленою голкою ОВМ і механізму з рифленою голкою Kokett-2. Згідно кінетико-статичним параметрам, запропонована конструкція одноступінчастого планетарного механізму важеля перемикачів передач відповідає Шарнірно-важільного механізму, особливо реакція в Підтримка при частоті обертання головного валу 1500 об/хв одноступінчастого планетарного механізму важеля перемикачів передач відповідає 1,5 - як було показано, в 2 рази меншою.

4. Розроблено експериментальний стенд для визначення динамічних характеристик планетарного механізму важеля перемикачів передач робочого органу ОВМ і системи його управління.

5. Достовірність результатів теоретичних досліджень і працездатність конструкції були підтвержені і верифіковані в ході експериментальних досліджень в науковій лабораторії Хмельницького національного університету, розбіжність між результатами склала 7,47%.

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Смутко С. В. Розробка універсальних зубчасто-важільних планетарних механізмів петлетвірних органів ОВМ : дис. канд. техн. наук : 05.05.10 / Смутко С. В. – Хмельницький, 2001. – 206 с.
2. Мойсеєнко Ф. А. Проектування в'язальних машин: Підручник для вузів – Х: Основа, 1994. – 336 с.
3. Ihme W. Anwendung der Getriebelehre im Textilmaschinenbau. Teil IV Wirkmaschinen / Ihme. // Maschinenbautechnik. – 1972. – №21. – С. 55–60.
4. Засоби та методи вимірювання неелектричних величин / [Є. С. Поліщук, М. М. Дорожовець, Б. І. Стаднік та ін.]. – Львів: Бескид Біт, 2008. – 615 с.
5. Патент на корисну модель №54048, Україна МПК G01P3/22. Датчик частоти обертання / Канаєв О.О (Україна); Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститутелектробудування . №2002043481; Заявл. 25.04.2002; Опубл. 17.02.2003. Бюл. № 5.
6. Патент на корисну модель 34098, Україна МПК G01L3/08 Вимірювач крутного моменту / Дмитрів Д.В., Назар І.Й., Гевко Р.Б., Пік А.І.,Безпальок А.П (Україна); Відкрите акціонерне товариство «Тернопільський комбайний завод». №99063030; Заявл. 02.06.1999; Опубл. 15.02.2001. Бюл. № 3.
7. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій / Я. Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 1996. – 664 с.
8. Неймак В. С. Дослідження кінематики зубчастого зачеплення одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму / В. С. Неймак, Г. Б. Параска, С. В. Смутко // Вісн. Київ. нац. ун-ту технологій та дизайну : наук. журн. – Київ, 2008. – № 4, т. 1 (42). – С. 83-85.
9. Неймак В. С. Аналітичні дослідження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму / В. С. Неймак, Г. Б. Параска, С. В.

Смутко // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки. – 2008. – №2. – С. 96-99.

10. Неймак В.С. Кінематичні дослідження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму за допомогою системи параметричного моделювання / В. С. Неймак, С. В. Смутко, Г. Б. Параска // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – №6. Т2. – С. 28-32.

11. Неймак В. С. Моделювання одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму за допомогою системи SolidWorks / В. С. Неймак, Г. Б. Параска // Тези доповідей IV Всеукраїнської ювілейної наукової конференції молодих вчених та студентів «Наукові розробки молоді на сучасному етапі», 17-19 травня 2005 р. Київ, КНУТД. – С.44-45.

12. Неймак В. С. Оцінка можливостей дослідження механізмів основов'зальних машин за допомогою програми інженерного аналізу CosmosMotion / В. С. Неймак, Г. Б. Параска, В. М. Дворжак // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – №2. Т2. – С. 36-37.

13. Неймак В. С. Динамічні дослідження зубчато-важільних планетарних механізмів / В. С. Неймак // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – №2. Т2. – С. 36-37.

14. Неймак В. С. Динамічні дослідження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму / В. С. Неймак, С. В. Смутко // IV Україно-польські наукові діалоги. – ХНУ, 2012. – С.133-134.

15. Neymak V. Dynamic research of gear-and-lever motion drives. Czasopismo Techniczne / V. Neymak // Mechanika Zeszyt 3-M. – 2008. – P.165-170.

16. Патент на корисну модель № 6691, Україна, МПК F16H 37/00, F16H 1/28. Зубчато-важільний планетарний механізм / Неймак В. С.,

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Параска Г.Б., Смутко С.В. № u20041108890 Заяв. 01.11.2004.
Опубл. 16.05.2005. Бюл. № 5.

17. Неймак В. С. Числові дослідження зубчасто-важільного механізму пазових голок ОВМ за допомогою пакету ПРАНС-ПК / В. С. Неймак, О. С. Поліщук, Г. Ф. Воронін, Т. П. Романець // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки. – №4, 2017. – С.10-14

18. Неймак В.С. Дослідження зубчасто-важільних планетарних механізмів за допомогою пакету ПРАНС-ПК / В. С. Неймак, Г. Б. Параска // Збірник наукових праць присвячений Міжнародній науково-технічній конференції молодих науковців «Сучасні технології в механіці». – 2016. – №1. – С.103-105.

19. Воронін Г. Ф. Розробка методики кінематичного та динамічного аналізу шарнірно-важільних механізмів за допомогою цифрових електронно-обчислювальних машин / Г. Ф. Воронін // Вісник Технологічного університету Поділля. – 1998. – №4. Ч.2. – С.86-88.

20. Неймак В. С. Визначення технологічних зусиль на механізм пазових голок основов'язальних машин / В. С. Неймак, Г. Б. Параска, В. В. Чабан // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки. – 2013. – №1. – С. 51-56.

21. Смутко С. В. Експериментальні динамічні дослідження одноступеневого зубчасто-важільного планетарного механізму з використанням програмного середовища LabView / С. В. Смутко, В. С. Неймак, Г. Б. Параска // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки. – 2013. – №3. – С. 241-244.

22. Неймак В. С. Результати досліджень зубчасто-важільних планетарних механізмів петлетвірних органів ОВМ за допомогою

віртуальної лабораторії LabVIEW / В. С. Неймак, О. С. Поліщук // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво», Луцьк, 15-16 листопада 2018 р. – С.184-186.

23. Марчук А. Р. Експериментальні дослідження важільно-вантажного стабілізатора середнього натягу ниток основи в'язальних машин в системі LabView / Г. Б. Параска, А. Р. Марчук, В. С. Неймак // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки. – 2010. – №2. – С.7-11.

24. Marchuk A.R. Mathematical model of filing yarns warp knitting machines / A. R. Marchuk, G. B. Paraska, V. S. Neymak // Yale Review of Education and Science. – 2015. – No.1. (16), January-June VOLUME V. – P. 762-769.

25. Неймак В. С. Перспективи застосування зубчасто-важільних планетарних механізмів в якості приводів робочих органів машин легкої промисловості / В. С. Неймак, Г. Б. Параска, Б. Мигаль // Збірник матеріалів конференції «Сучасні тенденції розвитку промисловості», Хмельницький, 3-4 квітня 2014 р. – С.27-30.

26. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad: навч. посібник / Я. Т. Кіницький, В. О. Харжевський, М. В. Марченко. – Хмельницький: ХНУ, 2014. – 295 с.

27. Воронін Г. Ф. Комп'ютерне моделювання. Конспект лекцій для спеціальності «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування» / Г. Ф. Воронін, Г. Б. Параска, О. В. Чкалов. – Хмельницький: ТУП, 2002. – 47 с.