

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Д. С. Гриценко

Механіка транспортувальних пристроїв виробів у зону друку тамподрукарських машин

Монографія

*За загальною редакцією
канд. техн. наук, доц. Ю. О. Шостачука*

Рекомендовано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського

Електронне мережеве видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2024

УДК 681.625+621.835+621.8.028.3
Г82

*Рекомендовано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 9 від 11.11.2024 р.)*

Рецензенти:

*І. І. Різгей, д-р техн. наук, проф.,
Інститут поліграфії та медійних технологій НУ «Львівська політехніка»*

*М. А. Зенкін, д-р техн. наук, проф.,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»*

Гриценко Д. С.

Г82 **Механіка транспортувальних пристроїв виробів у зону друку тамподрукарських машин [Електронний ресурс] : монографія / Д. С. Гриценко. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2024. – 205 с. ISBN 978-966-990-137-8**

Комплексно досліджено кулачкові механізми періодичного повороту для привода транспортувальних пристроїв виробів у зону друку тамподрукарських машин. Проведені дослідження наявного устаткування дали можливість створити класифікацію тамподрукарського устаткування та визначити критерії порівняння механізмів періодичного повороту.

Виконано аналітичні дослідження кінематичних і динамічних характеристик привода крокового транспортувального пристрою, які підтверджені експериментальними дослідженнями, запропоновано методика визначення похибки положення вантажонесучих ланок відносно друкувальних елементів.

Проведені аналітичні дослідження кулачкового механізму періодичного повороту та комп'ютерне моделювання дали можливість отримати геометричні розміри кулачкового механізму із забезпеченням точного відтворення заданих параметрів виконавчими ланками.

Для науковців, викладачів, аспірантів, студентів поліграфічних та машинобудівних спеціальностей закладів вищої освіти, а також працівників поліграфічної та машинобудівної промисловості.

УДК 681.625+621.835+621.8.028.3

ISBN 978-966-990-137-8

© Д. С. Гриценко, 2024

© КПІ ім. Ігоря Сікорського (ВПІ), 2024

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СУЧАСНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ТРАНСПОРТУВАЛЬНО-ПОДАВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИН	10
1.1. Сучасний стан дослідження механізмів періодичного повороту поліграфічних машин	10
1.2. Особливості технологічного процесу та побудови тамподрукарських машин	11
1.3. Механізми періодичного повороту транспортувально-подавальних пристроїв поліграфічних машин	14
1.3.1. Механізми нерівномірного обертального руху із паузами	14
1.3.2. Кулачкові механізми періодичного повороту	22
1.4. Постановка задач дослідження	25
РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ У СКЛАДІ ТАМПОДРУКАРСЬКИХ МАШИН	28
2.1. Особливості привода транспортувально-подавальних пристроїв тамподрукарських машин	28
2.2. Узагальнення класифікації тамподрукарського обладнання	37
2.3. Дослідження виробничих, експлуатаційних факторів та характеристик роботи механізмів періодичного повороту	41
2.4. Конструкція кулачкової пари та особливості її побудови	44
2.5. Особливості замикання кулачкової пари механізму періодичного повороту	47
2.6. Дослідження точності позиціонування транспортувальних пристроїв конвеєрного типу тамподрукарської машини ТДМ-300	49

2.7. Аналітичні дослідження кінематики транспортувальної системи тамподрукарської машини ТДМ - 300.....	60
Висновки до другого розділу	70
РОЗДІЛ 3 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ПРИВОДА ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ	73
3.1. Методика синтезу кулачкових механізмів періодичного повороту з пружною ланкою.....	73
3.2. Динаміка привода крокового транспортера тамподрукарських машин.....	77
3.3. Аналітичні дослідження кулачкового механізму періодичного повороту.....	88
3.3.1. Характеристика застосування кулачкових механізмів у поліграфічних машинах	88
3.3.2. Результати проведених досліджень	89
3.4. Алгоритм розрахунку кулачкового механізму періодичного повороту.....	113
3.5. Перевірка достовірності отриманих значень за допомогою запропонованої програми	115
3.5.1. Постановка мети та вибір системи моделювання	115
3.5.2. Комп'ютерне моделювання кулачкового механізму	116
3.5.3. Дослідження роботи кулачкового механізму на ПК.....	118
Висновки до третього розділу	120
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ТА МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ПРИВОДА	

ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ.....	122
4.1. Мета та задачі експериментальних досліджень	122
4.2. Методика та програма проведення експериментальних досліджень	123
4.2.1. Датчики та реєструвальна апаратура.....	123
4.2.2. Монтаж тензорезисторів для вимірювання механічних величин.....	129
4.2.3. Тарування отриманих вимірюваних сигналів	131
4.2.4. Методика опрацювання результатів експериментальних досліджень	131
4.3. Опис експериментального стенду транспортувального пристрою конвеєрного типу тамподрукарської машини.....	133
4.4. Результати досліджень транспортувального пристрою конвеєрного типу.....	135
Висновки до четвертого розділу	142
РОЗДІЛ 5 УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИКОНАНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	144
5.1. Умови використання кулачкового механізму періодичного повороту.....	144
5.2. Узагальнена інженерна методика синтезу кулачкових механізмів періодичного повороту.....	145
5.3. Порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень	147
5.4. Запропоновані пристрої для періодичного повороту веденої ланки	159
Висновки до п'ятого розділу	187
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	188

ЛІТЕРАТУРА	191
ДОДАТОК А.....	201
ДОДАТОК Б	202

ВСТУП

Підвищення якості виготовлення та досконалості поліграфічних машин і автоматичних ліній — важливе завдання, яке стоїть перед поліграфічним машинобудуванням. Вирішення цього завдання в умовах інтенсифікації виробничих процесів передбачає подальший розвиток теорії машин-автоматів і впровадження наукових досягнень у практичне використання.

Продуктивність поліграфічних машин-автоматів в першу чергу пов'язана зі збільшенням швидкодії їх роботи. Однак, наявність в поліграфічних машинах транспортувальних пристроїв періодичного руху, робочі органи яких виконують періодичні крокові переміщення за допомогою механізмів періодичного повороту, значно обмежують робочу швидкість.

Транспортувальний пристрій періодичного руху тамподрукарської машини, в якому застосовується привод — кулачковий механізм періодичного поворотного руху веденої ланки — одночасно виконує роль транспортувально-подавального механізму, а під час вистою забезпечує задану точність фіксації опорної поверхні під час процесу друкування. Отже, вимоги високої точності позиціонування є визначальними.

Збільшення швидкості роботи транспортувального пристрою тамподрукарської машини приводить до погіршення його динамічних характеристик, зниження ресурсу роботи та якості поліграфічної продукції. Наявність зазорів у кінематичних парах, пружно-частотні характеристики ланок, прийнятий закон руху веденої маси також впливають на характер динамічного навантаження.

При реалізації окремих операцій технологічного циклу машини у циклових механізмах переважаючими є сили інерції, які виникають при нерівномірному русі ведених мас. Часткова або повна локалізація сил інерції за допомогою пружних ланок, а також, реалізація найбільш уживаних рухів робочих органів, обумовлюють необхідність створення нових методів структурного синтезу механізмів транспортувально-подавальних пристроїв.

Актуальним є удосконалення та створення нових механізмів періодичного повороту для підвищення точності позиціонування та покращення процесу друкування на тамподрукарських машинах. Ця задача є комплексною і залежить від законів руху, його параметрів, а також застосування додаткових пристроїв, що стабілізують динамічні навантаження в кінематичному ланцюгу системи. Тож актуальним науковим завданням є створення методики синтезу обертових механізмів періодичного повороту транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин.

Метою дослідження, наведеного в монографії, є підвищення швидкодії та надійності механізмів періодичного повороту, точності взаємодії виконавчих ланок на базі встановлення теоретико-експериментальних залежностей для удосконалення структури транспортувальних пристроїв періодичного руху тамподрукарських машин та створення методики їх синтезу.

На основі досліджень, наведених у монографії, удосконалені та доповнені науково-технічні засади для розробки привода транспортувально-подавальних систем типажного ряду машин спеціальних видів друку, запропоновано методику синтезу механізмів періодичного повороту транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин та відповідне програмне забезпечення, що дозволило систематизувати і спростити розробку та розрахунки таких систем.

Вперше на основі результатів досліджень кінематичних та динамічних характеристик оригінальних кулачкових механізмів, а також досліджень впливу наявних похибок виконавчих механізмів внаслідок конструктивних припущень, виготовлення та експлуатації, встановлено залежність технічних характеристик і геометричних параметрів, що дозволяє проектувати механізми в залежності від призначення устаткування.

Вперше результати аналітичних досліджень кулачкового механізму періодичного повороту привода транспортувального пристрою тамподрукарської машини перевірені експериментально, що дало можливість уточнити характеристики процесів в ланках транспортувального пристрою та підтвердити основні положення проведених аналітичних досліджень.

Автор щиро вдячний науковому керівнику і редактору монографії, кандидату технічних наук, доценту кафедри машин та агрегатів поліграфічного виробництва КПІ імені Ігоря Сікорського Шостачуку Юрію Олександровичу за підтримку у виконанні роботи, детальний аналіз розділів монографії та зауваження, які допомогли покращити інформативність результатів дослідження.

Щира подяка шановним рецензентам — Регею Івану Івановичу, д.т.н., професору, професору кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічного і пакувального виробництв Інституту поліграфії та медійних технологій Національного університету «Львівська політехніка» (Українська академія друкарства) та Зенкіну Миколі Анатолійовичу, д.т.н., професору кафедри машин та агрегатів поліграфічного виробництва НН ВПІ КПІ імені Ігоря Сікорського за важливі зауваження та рекомендації, які допомогли уточнити й удосконалити зміст монографії.

Автор виражає вдячність Величко Олені Михайлівні, д.т.н., професору кафедри репрографії НН ВПІ КПІ імені Ігоря Сікорського, Роїк Тетяні Анатоліївні, д.т.н., професору кафедри технології поліграфічного виробництва НН ВПІ КПІ імені Ігоря Сікорського та Пасічнику Віталію Анатолійовичу, д.т.н., професору кафедри інтегрованих технологій машинобудування НН ММІ КПІ імені Ігоря Сікорського за цінні поради та зауваження.

Від автора також щирі слова вдячності колегам, викладачам кафедри машин та агрегатів поліграфічного виробництва НН ВПІ КПІ імені Ігоря Сікорського.

Особлива вдячність директору НН ВПІ КПІ імені Ігоря Сікорського, заслуженому діячу науки і техніки України, доктору технічних наук, професору Петру Олексійовичу Киричку за підтримку та допомогу в реалізації наукових задумів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СУЧАСНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ТРАНСПОРТУВАЛЬНО- ПОДАВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИН

1.1. Сучасний стан дослідження механізмів періодичного повороту поліграфічних машин

У сучасному виробництві для декорування промислових виробів широко використовуються поліграфічні машини-автомати. Їх продуктивність в першу чергу пов'язана із збільшеннями швидкості роботи транспортно-подавальних пристроїв. У тамподрукарських машинах від роботи таких пристроїв залежить також якість друкування, так як вони використовуються не лише для подавання виробів в зону друку, а і як опорна поверхня під час друку.

Для привода транспортувальних пристроїв періодичної дії використовують механізми періодичного повороту веденої ланки, їх ще називають кроковими механізмами або механізмами переривчастого руху. До таких механізмів відносяться: мальтійські, кулачково-цівкові, диференціальні, неповнозубі колеса, кулачкові, храпові та важільні. Різноманітність задач, що вирішуються при допомозі таких механізмів, обумовлюють великий комплекс вимог до них. Наявність великої кількості структурних і кінематичних схем, умов навантаження, режимів роботи і інших особливостей використання вимагає розвитку узагальнених методів їх вибору, дослідження і синтезу. Механізми періодичного повороту широко використовуються в якості транспортувальних і виконавчих механізмів в поворотно-фіксувальних та подавальних пристроях поліграфічних машин.

Найбільші вимоги висуваються до механізмів привода транспортно-подавальних пристроїв тамподрукарських машин. Вони повинні: забезпечувати плавність періодичного руху, точність фіксації під час вистою відносно друкарських елементів, задане співвідношення періоду вистою до періоду друкування за вимогами технологічного процесу.

Питання конструкції та синтезу механізмів періодичного повороту висвітлені у працях Артоболевського І.І., Тіра К.В., Петрука А.І., Полюдова А.Н., Черні Б.О., Яницького В.Г., Палюха О.О., Фішина М.Е., Нахапетяна Е.Г., Стельмашука С.Г., Кухаренка П.Г., Орлікова М.Л., Левитського Н.І., Вульфсона І.І. та ін.

Питанням дослідження, оптимального синтезу, розрахунку та проектування поліграфічних машин присвячений ряд робіт вчених та інженерно-технічних працівників Української Академії друкарства, УНДПП ім. Т.Г.Шевченко, ВАТ УкрНДІСВД, Російського національного університету друку, СКБ та заводів поліграфічного машинобудування.

Суттєвий вклад у розвиток теорії та практики проектування транспортувальних пристроїв поліграфічних машин внесли та продовжують вносити вчені: Бежанов Б.Н., Воскресенський М.І., Красильников Г.Я., Мітрофанов В.П., Мордовін В.М., Петрук А.І., Полюдов А.Н., Стельмашук С.Г., Тір К.В., Фішин М.Є., Черня Б.О., Шостачук Ю.О., Яницький В.Г. та ін.

Дослідженням, класифікації та структурам побудови тамподрукарських машин присвячені публікації Аверьянова В., Мудрак Е., Петрука А.І., Віхотя О.М., Яницького В.Г., Сорокіна Б.А., Палюха О.О. та ін.

Питання визначення точності функціональних вузлів машин висвітлені в публікаціях Бруєвича Н.Г., Шостачука Ю.О., Калашнікова Н.А., Середи В.Т., Фридлендера І.Г., Шаронова С.К. та ін.

1.2. Особливості технологічного процесу та побудови тамподрукарських машин

Декорування продукції способом тамподруку відбувається як на ручному і напівавтоматичному обладнанні, так і на автоматах [1]. Вибір обладнання залежить від задач та можливостей виробництва.

При виготовленні тамподрукарських машин звичайно розробляють декілька типових модулів, призначених для задруковування різноманітних за розмірами та формою видів продукції. При необхідності здійснення

багатофарбового друку із декількох модулів створюють одну лінію для задруковування продукції в один прогін.

Основне призначення тамподрукарської машини – виконання технологічного процесу багатократного отримання ідентичних відбитків шляхом нанесення фарби на задруковувані вироби.

Технологічний процес тамподруку, який використовується на сучасних тамподрукарських машинах, традиційний і включає виконання наступних технологічних операцій [1-12].

1. Накладання виробів і фіксація їх на транспортувальному пристрої;
2. Нанесення фарби на друкарську форму;
3. Зняття фарби з пробільних елементів форми;
4. Взаємодія із друкарською формою тампона і утворення на ньому фарбового зображення;
5. Транспортування виробу в зону друку;
6. Взаємодія тампона з виробом і передача фарбового зображення з тампона на виріб (друкування);
7. Виведення задрукованого виробу із зони друку;
8. Знімання задрукованого виробу з транспортувального пристрою.

Транспортування виробів здійснюється за допомогою транспортувальних пристроїв конвеєрного типу – крокових транспортерів (рис. 1.1) або карусельного типу – багатопозиційних поворотних столів (рис. 1.2). Внаслідок великої різноманітності друкованих виробів найбільше поширені зарубіжні і вітчизняні машини напівавтоматичного типу, де перша і остання операції технологічного процесу виконуються вручну.

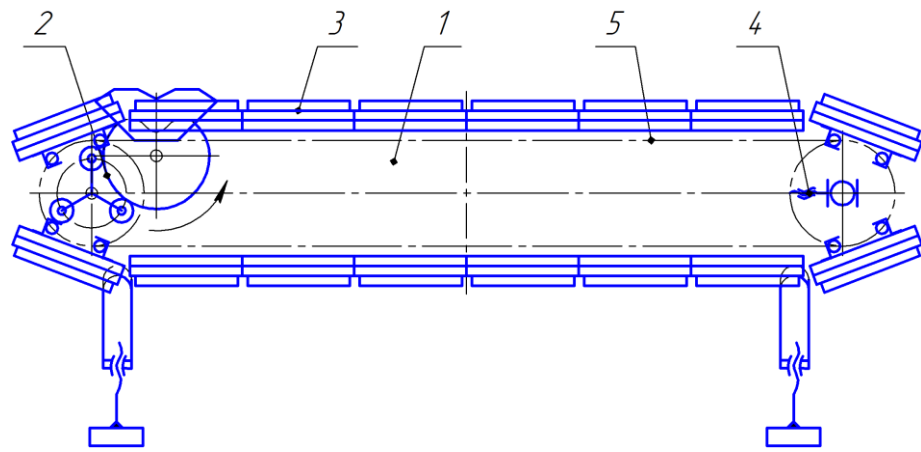


Рис. 1.1. Схема транспортувального пристрою конвеєрного типу:
 1 - станина; 2 - механізм періодичного повороту; 3 - вантажонесучі
 пластини з пристроями для кріплення виробів; 4 - натяжний пристрій;
 5 - ланцюг

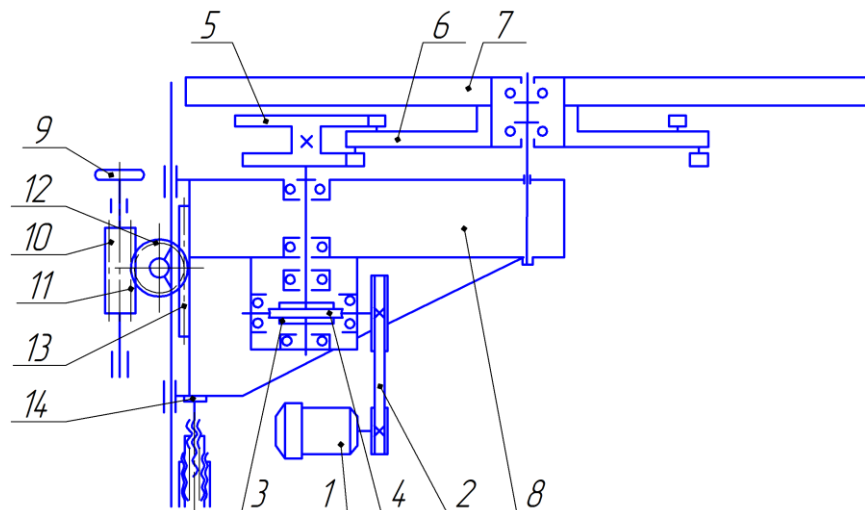


Рис. 1.2. Схема транспортувального пристрою карусельного типу
 1 - двигун; 2 - пасова передача; 3 - черв'як; 4 - колесо черв'ячне; 5 - кулак;
 6 – коромисловий диск; 7 - обертовий стіл; 8 - станина; 9 - рукоятка; 10 -
 черв'як; 11 - колесо черв'ячне; 12 - колесо зубчасте; 13 - рейка; 14 - ступор

Структурна схема тамподрукарських машин, визначається з урахуванням таких критеріїв:

- можливість здійснення багатофарбового друку за технологією "сире по сирому";

- раціональність взаємодії елементів машини за цикл, для створення умов якісного і продуктивного здійснення технологічного процесу тамподруку;
- можливість автоматизації технологічного процесу;
- зручність обслуговування.

Для здійснення періодичного руху транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин використовуються різні механізми, принцип роботи яких та особливості побудови розглянуто далі.

1.3. Механізми періодичного повороту транспортувально-подавальних пристроїв поліграфічних машин

1.3.1. Механізми нерівномірного обертального руху із паузами

Для здійснення періодичного руху в поліграфічних машинах використовується різноманітні за конструкцією механізми періодичного повороту, до яких відносяться храпові, важільні, мальтійські, диференціальні, кулачково-цівкові, механізми з використанням неповнозубих коліс, а також кулачкові механізми.

Храпові механізми

Одними з таких є храпові механізми, які широко використовуються у поліграфічних машинах. Їх конструкції, принцип роботи та методи синтезу викладені в [13-15]. Рух храпового колеса залежить від кількості зубів на ньому та кута розмаху коромисла.

Кут повороту храпового колеса регулюється з періодами, рівними кроку храпового колеса $\tau = 2\pi/z$, де z — кількість його зубів.

За допомогою таких механізмів неможливо здійснювати періодичний рух транспортувальних пристроїв за вимогами технологічного процесу тамподруку, які наведені на початку розділу.

Важільні механізми

Важільні механізми з періодичним обертальним рухом веденої ланки створюються на базі прямолінійно-напрямних механізмів [16-20]. Приклад такого механізму наведено на рис 1.3, в якому центр обертання куліси E має розміщатися на прямолінійному відрізку $D_1D'_1$ траєкторії точки D . У цьому випадку за один оберт кривошипа 1 куліса 5 повертається лише на 180° . Тривалість вистою визначається кутом повороту кривошипа за час проходження точкою D відрізка $D_1D'_1$ ($\varphi_v = 2\alpha$), оскільки куліса MN буде нерухомою, доки повзун D рухається вздовж ділянки наближення. Відповідним підбором траєкторії точки D можна змінювати тривалість вистою і закон руху веденої ланки.

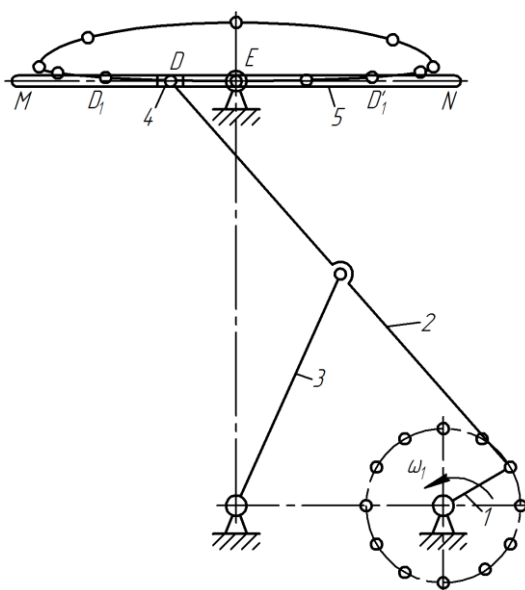


Рис. 1.3. Важільний механізм з періодичним обертальним рухом веденої ланки

Такі механізми складаються з великої кількості різних ланок, що негативно впливає на точність положення веденої ланки. Також габарити та неможливість здійснення заданого технологічним процесом закону періодичного руху не дають можливості їх використовувати у тамподрукарських машинах.

Мальтійські механізми

Мальтійські механізми широко використовуються в різних машинах-автоматах, автоматичних лініях тощо. За допомогою таких механізмів транспортуються напівфабрикати, здійснюється зміна інструментів, забезпечується періодичний рух поворотних столів, конвеєрів та інших транспортних засобів (рис. 1.4, а, б - плоскі) і (рис. 1.4, в - сферичні). Мальтійський механізм являє собою диск чи стіл, у якому наявні радіальні пази. Під час повороту ланки 1 ролик 2 періодично взаємодіє з пазами стола 3 і здійснює його повороту на величину кута $\psi_{\Sigma} = 2\pi/z$, де z — кількість пазів. Робота таких механізмів супроводжується жорсткими ударами при входженні ролика у контакт з пазом. Для усунення самовільного руху виконавчої ланки під час вистою необхідно використовувати додаткові запірні елементи.

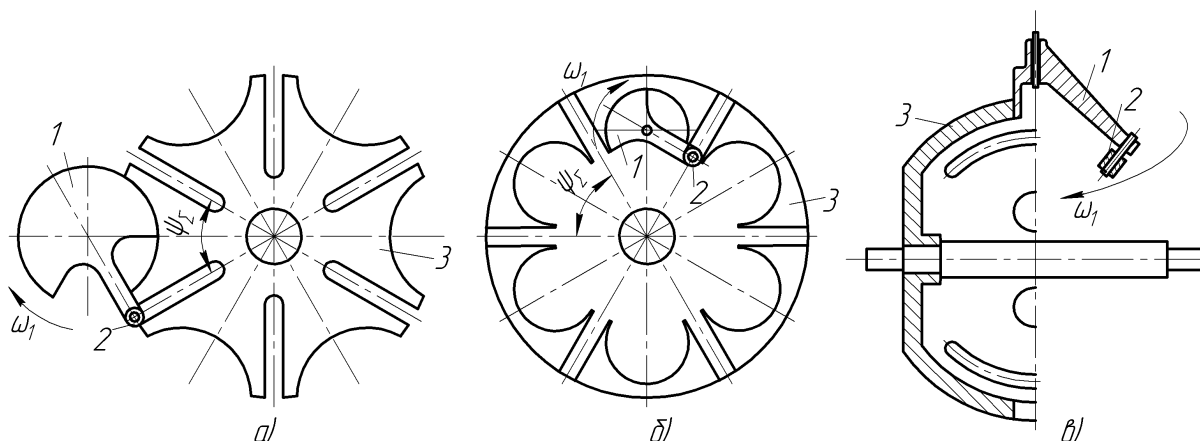


Рис. 1.4. Приклади мальтійських механізмів: а) із зовнішнім зачепленням; б) із внутрішнім зачепленням; в) сферичний

Плоскі мальтійські механізми надійні в експлуатації, але вони не дають можливості при заданій кількості пазів хреста змінювати відношення часу роботи хреста до часу вистою, яке є важливою характеристикою механізму. У таких механізмах (особливо при малій кількості пазів) можливі значні кутові прискорення хреста і пов'язаних з ним деталей, що приводить до збільшення динамічних навантажень та зменшення ресурсу роботи механізму.

У практиці широке застосування знайшли *сферичні мальтійські механізми*, осі обертання хреста та кривошипа яких перетинаються під прямим кутом у центрі сфери.

Реальні мальтійські механізми мають пружні ланки, розміри їх відмінні від номінальних, в кінематичних парах є зазори. Кутова швидкість ведучої ланки залежить від механічної характеристики електродвигуна, від характеру і величини навантажень, що змінюються, які, у свою чергу, є функцією положення механізму. В результаті взаємодії перерахованих чинників основний рух супроводжується пружними коливаннями і ударами.

Недоліками мальтійських механізмів є також обмежений вибір значень відношення робочого ходу до холостого, а також несприятливі динамічні умови при вході ролика в паз і при виході його з паза. При вході ролика в паз його швидкість відносно хреста дорівнює нулю, якщо напрямок паза в цей час збігається з напрямком вектора швидкості центра ролика, але відносне прискорення не дорівнює нулю. Це викликає м'які удари на початку руху хреста через раптові зміни сили інерції. Таких недоліків позбавлені мальтійські механізми, в яких для привода хреста використовуються шарнірні чотириланкові механізми, а також механізми у яких пази виконані дезаксіальними або криволінійними [21-24].

Аналітичні дослідження, методи синтезу мальтійських механізмів висвітлені у працях Абрамова А.М., Кухаренка П.Г., Надєждіна І.В., Нахапетяна Е.Н., Пасіки В.Р. [25], Сперанського М.В., Фішина М.Ю. та ін [26-32]. Експериментальні дослідження в основному присвячені поліграфічним машинам та металорізальним верстатам і відображаються в роботах Нахапетяна Е.Г. та Фішина М.Ю. В роботі [33] розглядаються аналітичні та експериментальні дослідження мальтійських механізмів привід яких здійснюється від кривошипно-повзунних та повзунно-кривошипних механізмів.

Кулачково-цівкові механізми

Кулачково-цівкові механізми представляють собою різновид просторових (циліндричних та глобоїдальних) кулачкових коромислових механізмів і характеризуються можливістю вибору необхідного закону руху веденої ланки (каруселі) та відносною тривалістю повороту (рис. 1.5).

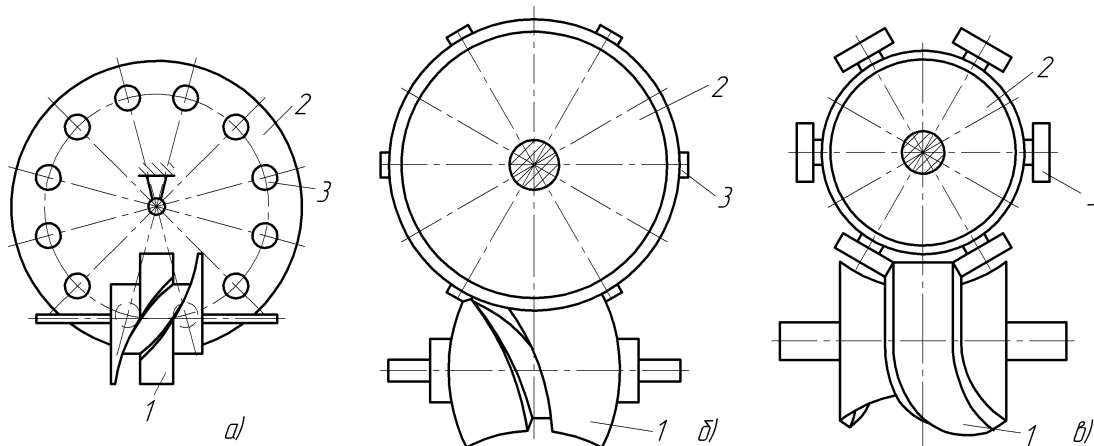


Рис. 1.5. Кулачково-цівкові механізми: а) з циліндричним кулачком; б, в) з глобоїдальним кулачком

Одностороннє обертання веденої ланки забезпечується робочим профілем кулачка 1 при його контакті з цівкою 3 (рис. 1.5, а) або сполученими гвинтовими поверхнями (рис. 1.5, б, в), які одночасно взаємодіють з двома цівками. Фіксація каруселі у циліндричних кулачках в основному здійснюється за двома цівками, для чого кулачок обладнаний фіксуючим ободом.

Кінематичне замикання ролика в пазу кулачка обмежує вибір закону руху, а також є причиною підвищеного зносу поверхонь контакту, які обумовлені зіткненнями при вході ролика в паз, при зміні знаку крутного моменту, при переході ролика на фіксуючу поверхню замикаючого ободу.

Аналітичні дослідження кулачково-цівкових механізмів висвітлені у працях К.К. Матвеева, аналітичному дослідженню диференціальних кулачково-зубчатих механізмів — роботи Б.Е. Бородіна, М.Е. Фішина та ін [34].

Кулачково-цівкові механізми можливо використовувати при симетричних законах періодичного руху та невеликим сумарним кутом повороту веденої ланки.

Диференціальні механізми періодичного повороту

Диференціальні механізми є комбінацією зубчатих та кулачкових механізмів і дозволяють виконати заданий закон та необхідну відносну тривалість руху транспортувального органу. До цієї групи механізмів відносяться диференціальні кулачково-зубчаті механізми та кулачково-зубчасті механізми.

Диференціальні кулачково-зубчаті механізми є диференціальний зубчастий механізм з приводом однієї з ведучих ланок за допомогою кулачка (рис. 1.6, а – кулачковий привод головного валу, де K – кулачок, $ВЛ$ – ведена ланка, H – водило, $ЗК$ – зубчасті колеса; рис. 1.6, б – передача руху за допомогою кулачка на ведений вал).

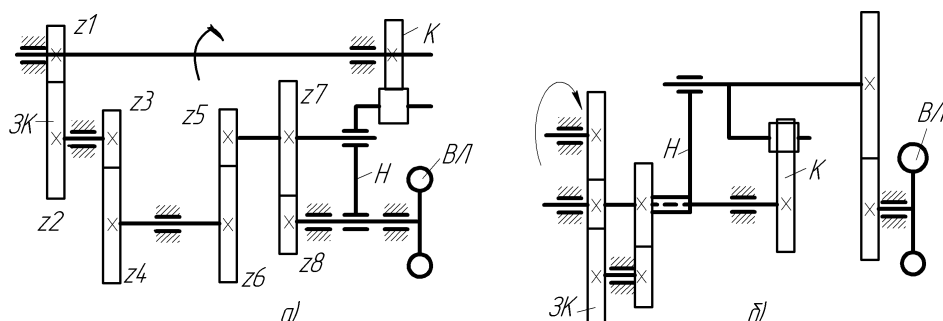


Рис. 1.6. Схема ДКЗ механізмів: а) першої групи; б) другої групи

Принциповими конструктивними відмінностями схем ДКЗ механізмів є різне місце кулачкової пари у кінематичному ланцюзі.

Такі механізми досить складні у конструктивному виконанні [17]. Заміна однієї із зубчатих пар диференціального механізму кулачковою парою приводить до збільшення габаритних розмірів, виникає необхідність зрівноваження мас, які обертаються, важче виконати силове замикання вищої пари кулачкового механізму.

Кулачково-зубчасті механізми є комбінацією гвинтової зубчатої або черв'ячної передачі з просторовим або плоским кулачковим механізмом, які представлено на рис. 1.7 (де *Ч* – черв'як, *К* – кулачок, *ЧК* – черв'ячне колесо, *ЗК* – зубчасте колесо).

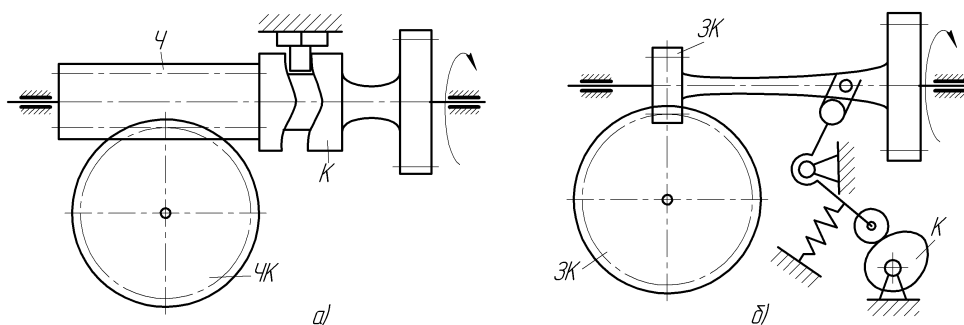


Рис. 1.7. Схеми кулачково-зубчастих механізмів

Рух веденої ланки механізму (черв'ячного або зубчатого колеса) здійснюється у результаті кінематичного зв'язку з ведучою ланкою (черв'яком або зубчатим колесом), виконуючим окрім рівномірного (з кутовою швидкістю) поступальний рух відносно осі обертання.

Динаміка веденої ланки диференціальних кулачково-зубчастих механізмів характеризується зіткненнями в зубчатому зачепленні і пазовому кулачку. Істотне зменшення ударних навантажень досягається, якщо використовуються кулачкові механізми з силовим (пружинним) замиканням ролика. Отримання сприятливої динаміки крім цього вимагає пружної компенсації зазорів в зубчатому зачепленні.

Рекомендується використовувати диференціальні механізми періодичного повороту при відносно невисоких вимогах до швидкості повороту та точності положення веденої ланки в період вистою.

Аналітичні дослідження диференціальних механізмів періодичного повороту висвітлені в працях Кожевнікова С.Н., Фішина М.Е., Тіра К.В., Регея І.І. [35] та ін [16, 21, 36].

Механізми неповнозубих коліс

Механізми з використанням неповнозубих коліс є механізмами змінної структури, ведена ланка яких здійснює періодичний поворот за комбінованим законом руху. За час розбігу веденого неповнозубого колеса (зубчатого сектора) його кутова швидкість ω_2 зростає від 0 до $\omega_{2\max} = i\omega_1$. При досягненні $\omega_{2\max}$ відбувається вирівнювання лінійних швидкостей на початкових колах зубчатих коліс. Це дозволяє експлуатувати механізми без жорстких ударів. Приклади виконання механізмів неповнозубих коліс представлено на рис. 1.8. (де *НК* – неповнозубе колесо, *P* – ролик, *КЛ* – куліса).

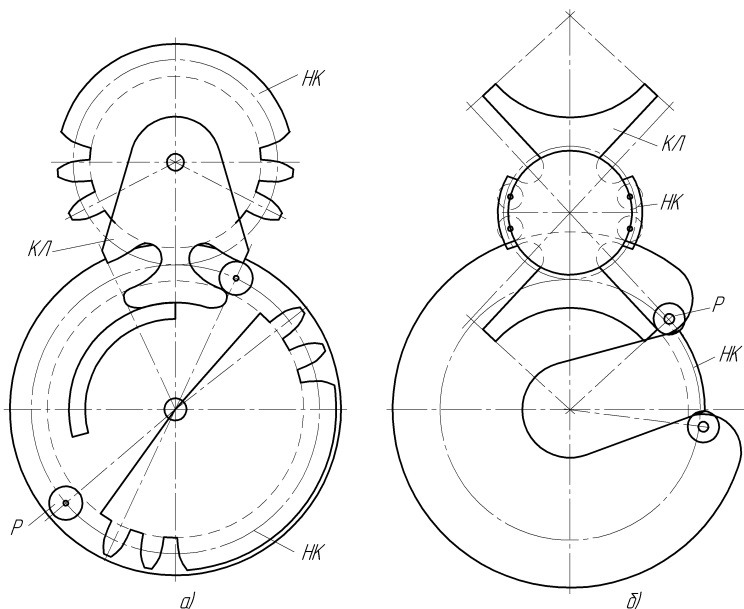


Рис. 1.8. Схеми механізмів неповнозубих коліс

Рух веденого неповнозубого колеса під час розбігу та вибігу в сучасних швидкісних машинах, звичайно, виконується за допомогою кривошипно-кулісного або кулачкового механізмів включення, який забезпечує безударні умови роботи механізму при зміні структури.

Змінний характер структури механізму накладає значне число обмежуючих умов. Динаміка механізмів неповнозубих коліс істотно залежить від величини зазорів в механізмах включення і зубчатому зачепленні. Зміна структури механізму при цьому супроводжується ударами. Вплив ударів

посилюється із збільшенням жорсткості веденої системи і робочих швидкостей, що до пружних коливань системи привода, істотно впливаючи на рівномірність обертання веденої ланки.

Дослідженню механізмів неповнозубих коліс присвячені роботи К.А. Аміряна, С.Г. Стельмащука [37], К.В. Тіра, Е.М. Хендре, І.К. Фольмера та ін.

1.3.2. Кулачкові механізми періодичного повороту

Кулачкові механізми періодичного повороту призначені для відтворення робочими органами поліграфічних машин наступних видів рухів:

- періодичного повороту;
- реверсивно-обертового руху;
- зворотно-поступального руху.

Такі рухи характерні більшості механізмів транспортування, механізмів переміщення ракелів у трафаретних машинах, механізмів переміщення форм у тамподрукарських машинах тощо.

Кулачкові механізми періодичного повороту є комбінацією кулачкових механізмів між собою або кулачкового механізму з циліндричною передачею. Замикання кулачкової пари здійснюється кінематично або з використанням пружних елементів.

У роботах [38-40] розглянуто аналітичні дослідження механізмів, у яких періодичний рух веденої ланки створюється за допомогою пари кулачкових механізмів (рис. 1.9). Такий кулачковий механізм забезпечує за один оберт кулачків поворот веденої ланки на відповідний кут. Тривалість руху і зупинки залежить від заданого (або вибраного) кута φ_p повороту кулачків. Закон руху веденої ланки, а також кут повороту кулачка φ_p можуть бути заданими або вибраними в широкому діапазоні. Період зупинки веденої ланки визначається кутом $\varphi_3 = 2\pi - \varphi_p$. При виготовленні таких кулачкових механізмів постає проблема точного повторення пари кулачків, для досягнення точності позиціонування

веденої ланки в період вистою. Синтез таких механізмів з сумарним кутом повороту 180 градус призводить до значного збільшення розмірів.

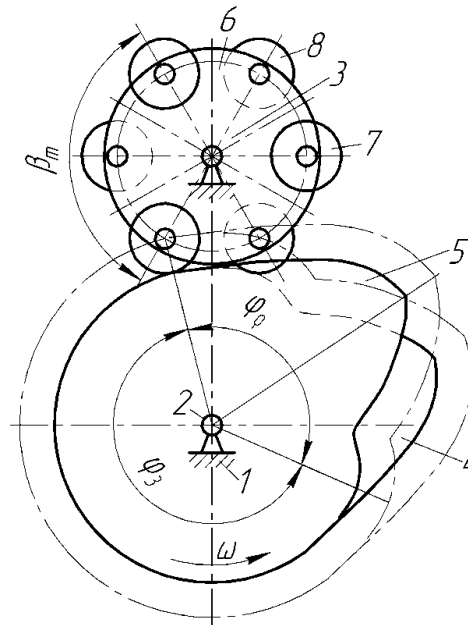


Рис. 1.9. Кулачковий механізм переривчастого обертового руху веденої ланки

Кулачкові механізми періодичного повороту із розімкненою по мінімальним радіуса-векторам структурою основного кулачка є можливість нівелювати вплив недоліків, які виникають у вищенаведених механізмах. Їх профіль має рівнорадіусну ділянку по якій здійснюється силове замикання кулачкового механізму по двох роликах під час вистою, для чіткої фіксації веденої ланки відповідно до технологічного процесу. Також вони забезпечують задане відношення періоду холостого ходу до періоду робочого ходу машини за вимогами технологічного процесу.

Кулачкові механізми періодичного повороту створені комбінацією кулачка виконаного розімкненим по мінімальним радіусам-векторам та звичайних кулачків розглянуті в роботах [41-45]. Чотирьохпозиційний кулачковий поворотний механізм з кінематичним замиканням на всьому інтервалі повороту вихідної ланки показаний на рис. 1.10 [46].

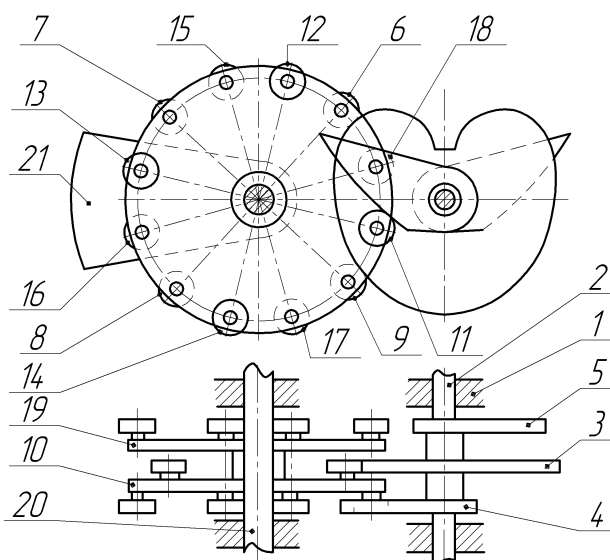


Рис. 1.10. Чотирьохпозиційний кулачковий механізм

Конструктивно простішим є механізм, показаний на рис. 1.11 [47].

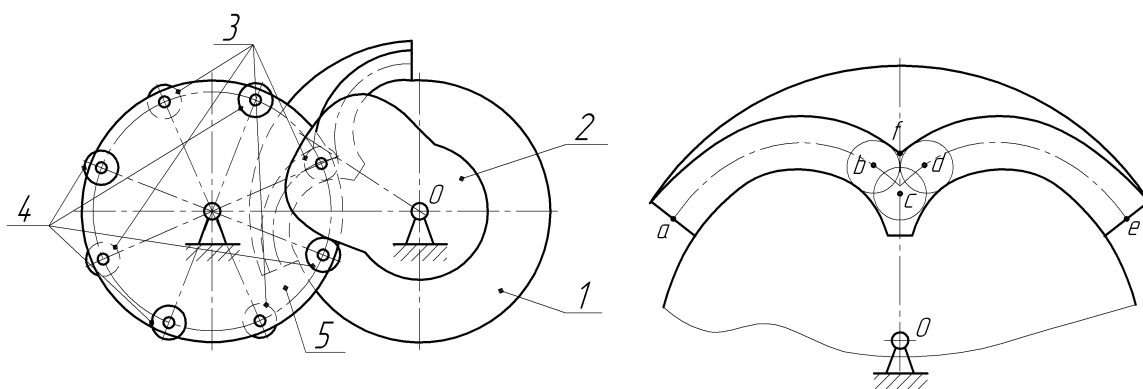


Рис. 1.11. Схема чотирьохпозиційного кулачкового поворотного механізму з пазовим кулачком

Використання пружного елемента для замикання кулачкової пари забезпечує постійність контакту кулачкового профілю та роликів, а також дозволяє зменшити вплив надлишкових навантажень на привод машини. При цьому істотно зменшуються або повністю гасяться амплітуди збуджених коливань, підвищуються рівномірність ходу, підвищується точність позиціонування робочих органів. На відміну від інших механізмів періодичного повороту, в них відсутня змінність структури, значно спрощується конструкція, що дозволяє реалізувати більш сприятливі у динамічному відношенні закони періодичного руху веденої ланки, зменшити зношування робочих ланок,

підвищити рівномірність ходу. Схема такого механізму представлена на рис. 1.12 [48].

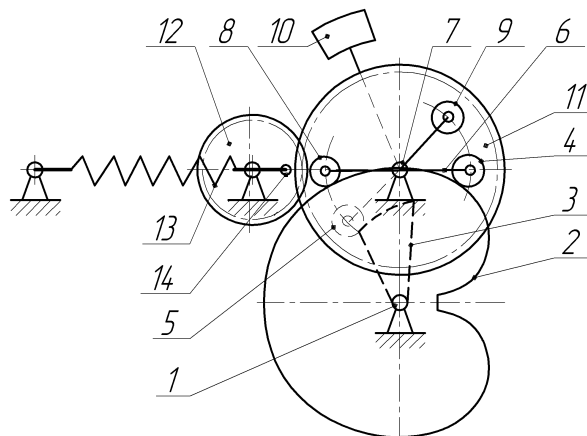


Рис. 1.12. Схема напівобертового механізму

Вивченню і розвитку методів аналізу і синтезу кулачкових механізмів присвячені роботи І.І. Артоболевського, М.І. Воскресенського, І.І. Вульфсона, С.Н. Кожевнікова, Н.І. Левитського, М.Л. Орликова, Л.Н. Решетова, К.В. Тіра, А.І. Петрука, О.М. Полюдова [49], В.Г. Яницького [50], Г.А. Ротбарта, А.В. Румянцева, Н.Н. Попова, В.Т. Сенкуся [51] та ін [52-57].

1.4. Постановка задач дослідження

Аналіз літературних джерел дає підстави зробити наступні узагальнення:

1. Для задруковування виробів об'ємної форми широко використовуються тамподрукарські поліграфічні машини. Вони дають можливість за допомогою пружно-еластичної ланки переносити зображення з форм на вироби довільної форми. Проведений аналіз обладнання показує, що для подавання виробів в зону друку необхідно використовувати спеціальні транспортувальні пристрої. В тамподрукарських машинах використовують транспортувальні пристрої конвеєрного та карусельного типу. Велике розмаїття виробів для задруковування не дає можливості створити універсальні пристрої для транспортування виробів. При подаванні виробів в зону друкування необхідно забезпечити їх точну фіксацію відносно друкувальних ланок, плавність періодичного руху та встановити період вистою відповідно до технологічного процесу.

2. Продуктивність тамподрукарських машин-автоматів пов'язана з рядом причин, обмежуючих підвищення робочих швидкостей. Одною з них є наявність в поліграфічних машинах транспортувальних пристроїв періодичного руху, при якому необхідно забезпечити необхідний для нанесення фарби вистій веденої ланки при неперервному русі ведучої ланки.

3. Найбільш поширеними є кулачкові механізми, які мають ряд переваг порівняно з іншими механізмами періодичного руху. В них забезпечується вибір законів періодичного руху, у яких теоретично відсутні удари на початку і в кінці руху веденої ланки, вони порівняно прості у виготовленні та експлуатації, дозволяють використання геометричного і силового замикання ланок. Аналіз показав, що кулачкові механізми періодичного повороту, основний профіль яких виконаний з розривом по мінімальним радіусам-векторам дозволяють реалізувати більш сприятливі у динамічному відношенні закони періодичного руху веденої ланки, забезпечують задане співвідношення періоду вистою до періоду друкування за вимогами технологічного процесу, та завдяки фіксації по рівнорадіусній ділянці профілю кулачка забезпечують точну фіксацію під час вистою. Використання пружного елемента в конструкції таких механізмів дозволяє зменшити амплітуди збуджених коливань, що дозволяє підвищити точність позиціонування робочих органів.

4. Розширення функціональних можливостей кулачкових механізмів, створення більш простих конструкцій механізмів періодичного повороту веденої ланки для застосування у транспортувальних пристроях виробів в зону друкування тамподрукарських машин, з врахуванням технологічних параметрів процесу тамподруку, що в умовах зростаючих вимог до підвищення швидкодії механізмів, їх точності, робить задачу по розробці теорії і методики їх синтезу актуальною.

Основною метою даної роботи є удосконалення структури та розробка методики синтезу транспортувальних пристроїв періодичного руху тамподрукарських машин.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні задачі дослідження:

- систематизація інформації сучасного стану розвитку тамодрукарського обладнання і аналіз транспортувальних пристроїв періодичного руху, які виконують транспортувальні та технологічні операції;
- визначення критеріїв, методики та відповідного програмного забезпечення синтезу кулачкових механізмів періодичного повороту транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин;
- проведення комплексу науково-теоретичних досліджень кінематичних та динамічних характеристик привода транспортувальних пристроїв періодичного руху тамподрукарських машин для забезпечення точності позиціонування робочих органів;
- дослідження та експериментальна перевірка ефективності роботи кулачкового механізму періодичного повороту привода транспортувального пристрою тамподрукарської машини.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ У СКЛАДІ ТАМПОДРУКАРСЬКИХ МАШИН

2.1. Особливості привода транспортувально-подавальних пристроїв тамподрукарських машин

Проведений широкий аналіз існуючих схем тамподрукарського процесу дав можливість виділити чотири основні структурні схеми побудови тамподрукарських машин.

Структурна побудова з переносним рухом тампону характеризується наступними взаємозв'язками основних виконавчих ланок:

- друкарська форма нерухома;
- ракельний пристрій є рухомим при здійсненні нанесення фарби на друкарську форму і очищення;
- тампон рухомий і здійснює два рухи: натиск, при якому здійснюється притиск тампону до друкарської форми і до виробу та переносний, при якому тампон переміщується від друкарської форми до виробу і назад;
- виріб розташовується на нерухомому столі або на транспортувальному пристрої конвеєрного або карусельного типу.

Така структурна схема побудови представлена на рис. 2.1 для машини з плоскою формою глибокого друку.

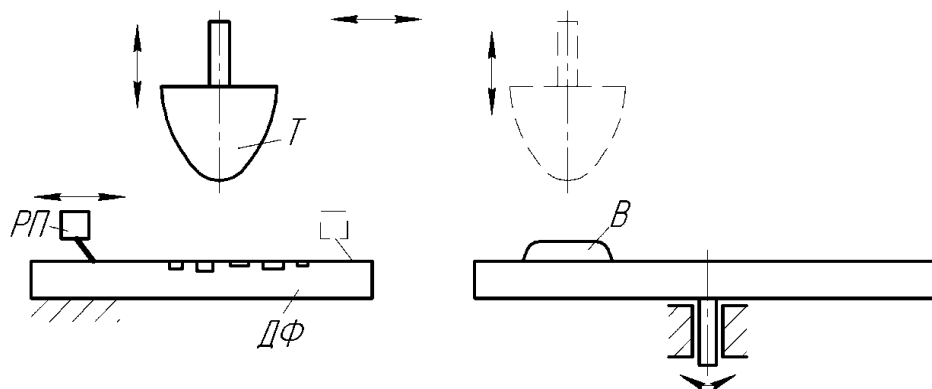


Рис. 2.1. Структурна побудова тамподрукарських машин з переносним рухом тампону

Переносний рух тампона від друкарської форми до виробу здійснюється у напрямку перпендикулярному руху натиску. Оскільки здійснюються зміна руху, то в крайніх положеннях можливі збудження коливань пружної маси тампону в напрямку перпендикулярному осі тампону вздовж якої відбувається його деформація. Амплітуда таких коливань і час їх загасання залежить від величини тампону і його форми. Нівелювання такого явища можливо або за рахунок зниження швидкості пересування каретки з тампоном або за рахунок збільшення часу вистою тампону у положенні над друкарською формою або виробом. У таких випадках необхідно збільшення часу кінематичного циклу, що призводить до зниження продуктивності.

Також такий технологічний процес може здійснюватись як показано на рис. 2.2, в якому вище описані недоліки виявляються в меншій мірі. В такій схемі друкарська форма, тампон і виріб розташовуються на одній осі. Напрямок переносного руху тампону співпадає з напрямком руху натиску. У такому випадку тампон здійснює поворот на 180° навколо осі, яка проходить крізь тіло тампона і знаходиться на відстані e від площини його закріплення. Поворот тампону на 180° еквівалентний горизонтальному переміщенню його по схемі рис 2.1 і значно менше збуджує поперечні коливання. Ексцентриситет дозволяє зменшити вертикальний хід тампона на величину $2e$.

На рис. 2.3 представлена типова циклограма руху основних ланок тамподрукарської машини побудованій по такій структурній схемі. Як видно з циклограми часові відрізки для виконання основних технологічних операцій досить значні. Рух каретки із закріпленим тампоном здійснюється безвистійно. Після повороту тампону надається значний часовий інтервал для загасання коливань його маси (сума відрізків $t_{13} - t_{14}$ і $t_0 - t_5$) та для зняття і накладу виробів.

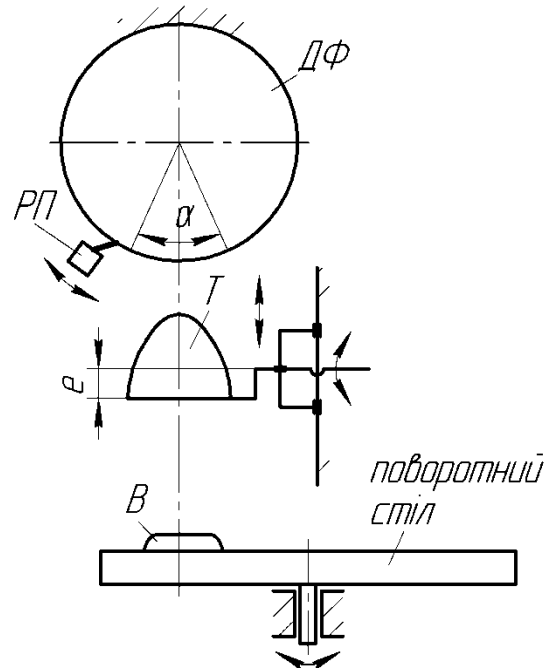


Рис. 2.2. Другий варіант структурної побудови тамподрукарських машин з переносним рухом тампону

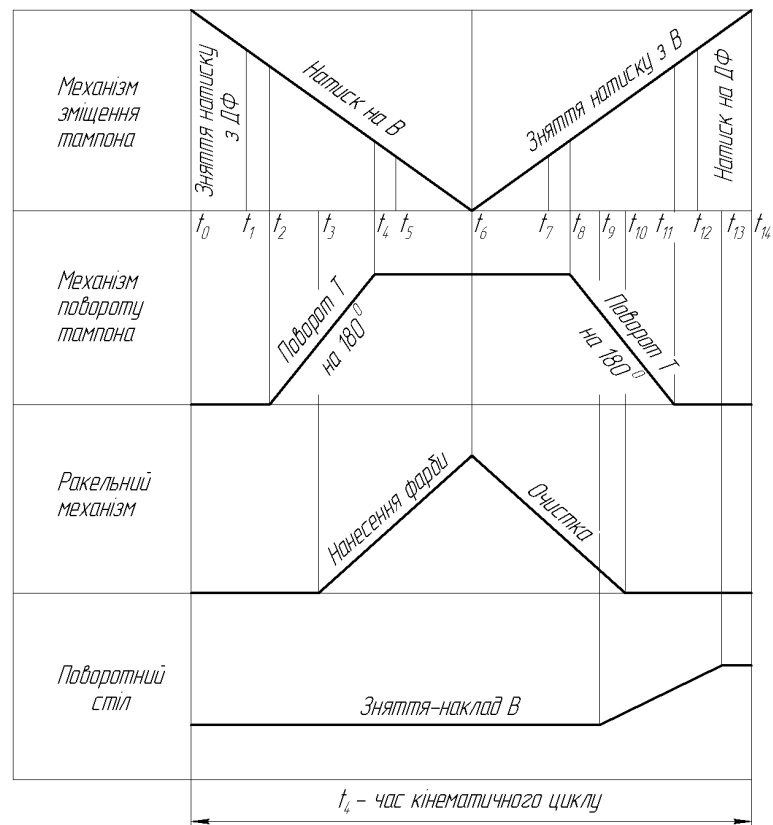


Рис. 2.3. Типова циклограма структурної побудови машини з переносним рухом тампону

Структурній побудові з переносним рухом тампону відносно вертикальної осі властиві такі взаємозв'язки (рис. 2.4):

- друкарська форма закріплюється нерухомо;
- ракельний пристрій переміщується вздовж друкарської форми
- виріб розташовується на транспортувальному пристрої конвеєрного або карусельного типу.

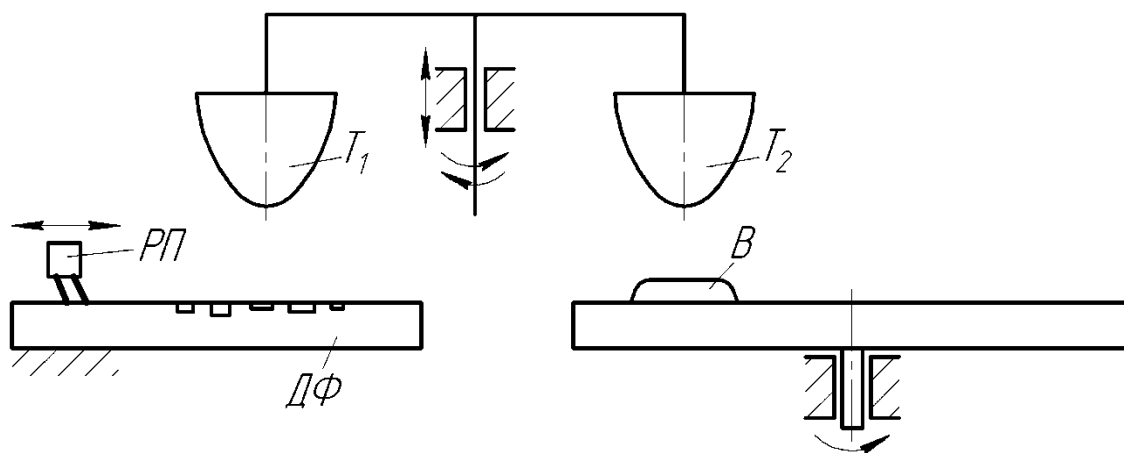


Рис. 2.4. Структурна побудова тамподрукарських машин з переносним рухом тампону відносно вертикальної осі

З виробом і друкарською формою звичайно одночасно почергово взаємодіють два тампони. Тампонам одночасно надається переносний рух і рух натиску. На рис. 2.5 представлена типова циклограма руху основних ланок таких типів структурних побудов тамподрукарських машин.

Застосування двох тампонів дозволяє за один кінематичний цикл отримати два задруковані вироби. При однаковій заданій продуктивності тамподрукарських машин виконаних по структурним схемам з переносним рухом та переносним рухом тампону відносно вертикальної осі, та, приблизно, однакових проміжках часу виконання операцій нанесення і очищення фарби, натиску тампону на друкарську форму і виріб, знімання і накладання виробів, в машині виконаній по останній структурній побудові на переносний рух тампонів можливо виділити значно більше часу, що дає можливість забезпечити більш сприятливу динаміку руху тампонів. В машинах, побудованих по такій схемі, доцільно використовувати пристрій ракеля, який здійснює одночасно нанесенні і очищення друкарської форми за один цикл, що показано пунктирною лінією на циклограмі.

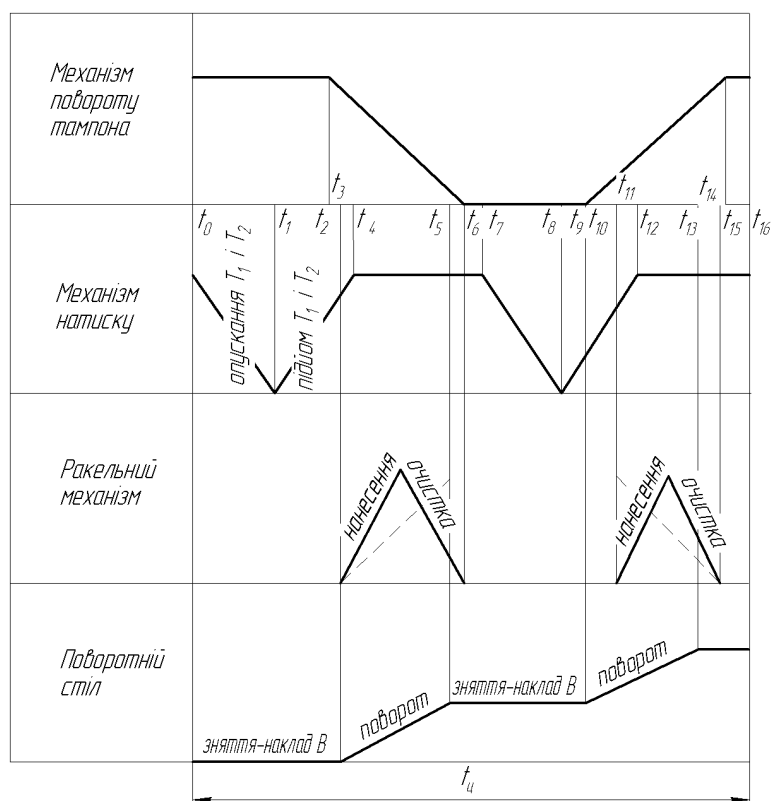


Рис. 2.5. Типова циклограма структурної побудови машини з переносним рухом тампону відносно вертикальної осі

Структурна побудова зі змінним вертикальним рухом тампону, представлена на рис 2.6, характеризується такими взаємозв'язками:

- друкарська форма створює горизонтальний рух по направляючих;
- ракельний пристрій закріплюється нерухомо над друкарською формою;
- тампон здійснює вертикальний рух по осі, завдяки чому переносний рух і натиск співпадають по напрямку;
- виріб розташовується під час друкування під тампоном по його осі руху під друкарською формою і подається в зону друку за допомогою транспортувальних пристроїв конвеєрного або карусельного типу.

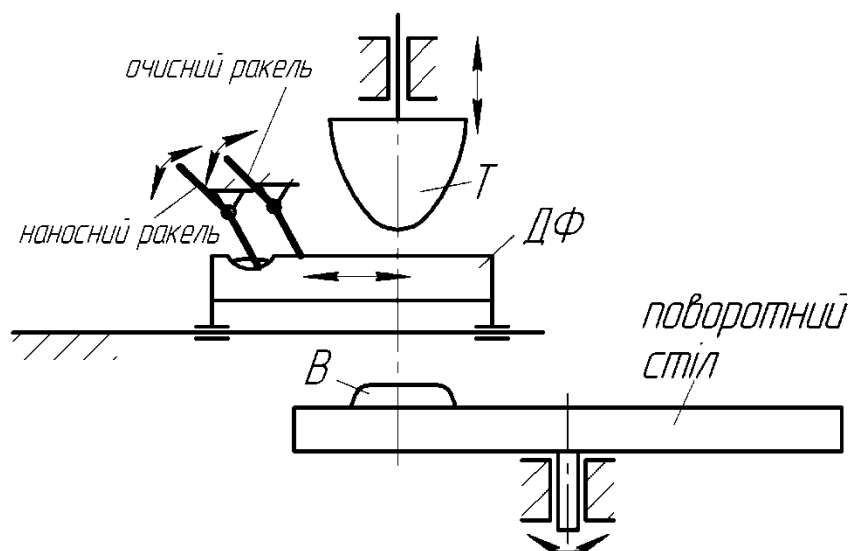


Рис. 2.6. Структурна побудова тамподрукарських машин зі змінним вертикальним рухом тампону

На рис 2.7 представлено типову циклограму руху основних ланок тамподрукарської машини побудованої по такій схемі. Основною перевагою такої схеми є найсприятливіше поєднання переносного руху і руху натиску тампона. Величина переносного руху максимально мінімізується і дорівнює сумі лінійних розмірів каретки з друкарською формою та конструктивного зазору між виробом і кареткою.

У структурній побудові з постійним вертикальним рухом тампону, яка представлена на рис. 2.8, створюються такі взаємозв'язки основних елементів:

- каретка з друкарською формою і каретка з виробом роздільно створюють рух у горизонтальній площині;
- тампон здійснює рух вертикально відносно своєї осі, поперемінно взаємодіючи з друкарською формою і виробом;
- ракельний пристрій закріплюється нерухомо.

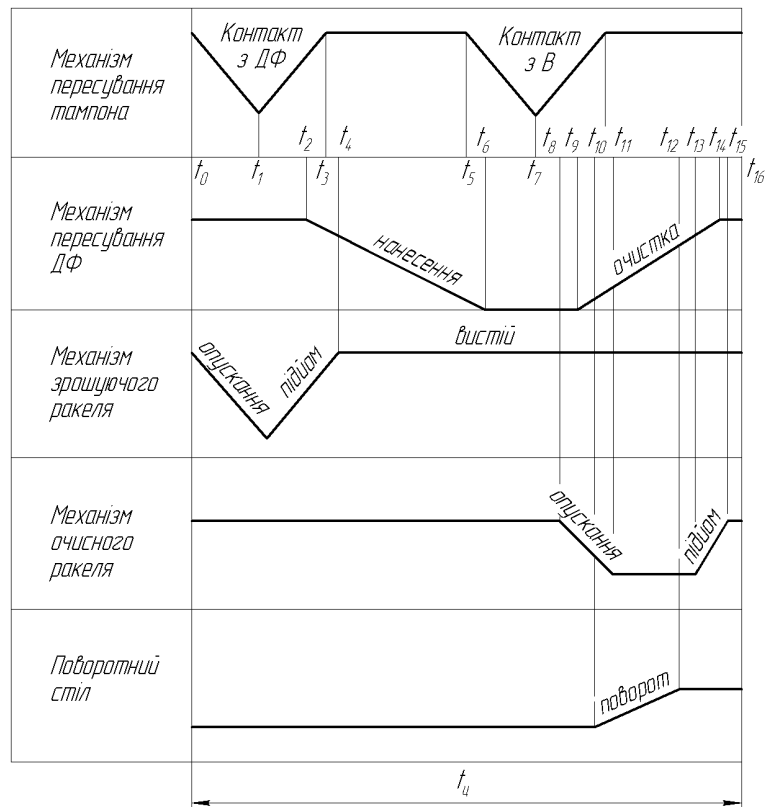


Рис. 2.7. Типова циклограма структурної побудови зі змінним вертикальним рухом тампону

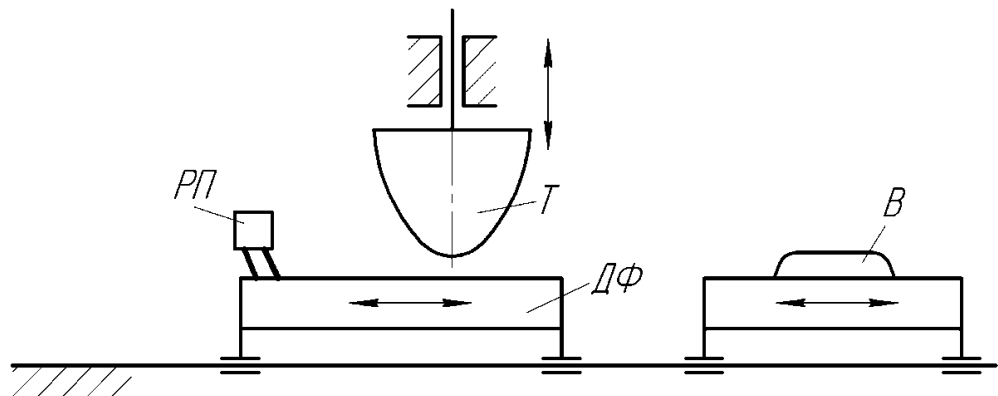


Рис. 2.8. Структурна побудова тамподрукарських машин з постійним вертикальним рухом тампону

Типова циклограма руху ланок тамподрукарської машини побудованої за такою схемою представлено на рис. 2.9. Основною характерною особливістю такої побудови є відсутність переносного і змінного руху тампона.

Роздільний рух каретки з друкарською формою і каретки з виробами на відміну від структурної побудови зі змінним рухом тампону дозволяє збільшити

час, який виділяється на знімання і накладання виробів (сума відрізків $t_0 - t_4$ і $t_{11} - t_{12}$). За такою схемою подавання виробів в зону друку і технологічні операції нанесення і очищення друкарської форми не пов'язані між собою.

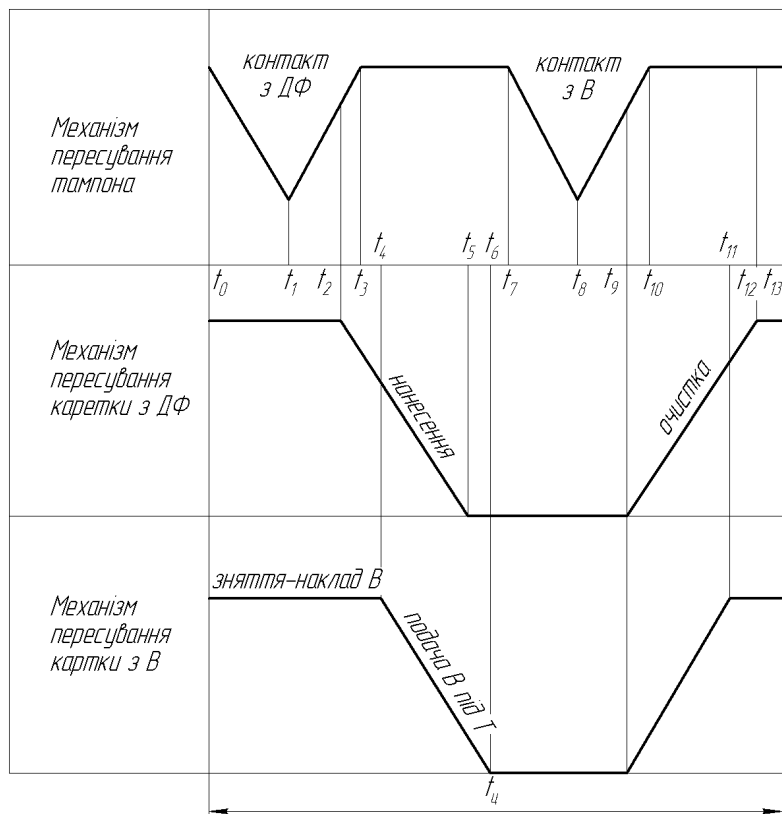


Рис. 2.9. Типова циклограма структурної побудови з постійним вертикальним рухом тампону

Недоліками такої побудови є складність здійснення автоматизації подавання і знімання виробів, оскільки форма і виріб поперемінно повинні розташовуватись на одній позиції для контакту з тампоном.

Розглянуті структурні схеми побудови, рекомендуються для створення побудов тамподрукарських машин автоматичної або напівавтоматичної дії, однофарбового і багатофарбового друку за технологією «сире по сирому».

З представлених схем видно, що для подавання виробів в зону друку необхідно використовувати спеціальні транспортувальні пристрої періодичної дії. Такі транспортувальні пристрої повинні відповідати поставленим вимогам до процесу тамподруку, які були перераховані вище. Зі збільшенням швидкості роботи погіршуються динамічні характеристики механізмів, які

використовуються для привода транспортувальних пристроїв періодичної дії, знижується їх ресурс роботи, що негативно впливає на якість поліграфічної продукції, що особливо виражається при багатофарбовому друці. Як було обґрунтовано вище, доцільно використовувати кулачкові механізми періодичного поворотного руху для їх привода. Отже, проблемою є визначення структури побудови, розробка загальної методики синтезу, визначення законів періодичного руху для покращення динамічних характеристик кулачкових механізмів періодичного руху та забезпечення точності позиціонування виробів відносно друкувальних елементів, що розглядається далі.

2.2. Узагальнення класифікації тамподрукарського обладнання

У результаті проведеного аналізу варіантів технологічних схем машин та сучасного тамподрукарського обладнання визначено ряд ознак, необхідних для узагальненої систематизації. Визначені ознаки дозволили розробити класифікаційну схему, яка наведена на рис. 2.10.

У тамподрукарських машинах можна використовувати як плоскі форми для створення фарбового зображення, так і форми глибокого і високого друку. Форми високого друку використовуються рідко, у зв'язку з тим, що на краях друкарських елементів форми і поверхні тампону виникають значні навантаження, що призводить до передчасного руйнування еластичної друкувальної ланки. Плоскою формою переважно служить трафаретна сітка.

В залежності від величини зображення тамподрукарське обладнання умовно поділяється на машини малого (до 100 x 100 мм), середнього (до 150 x 200 мм) та великого формату (250 x 250 мм і більше).

Тамподрукарські машини поділяються на спеціалізовані, які дозволяють задрукувати вироби одностипної форми, і універсальні для задрукування виробів різних розмірів і форми.

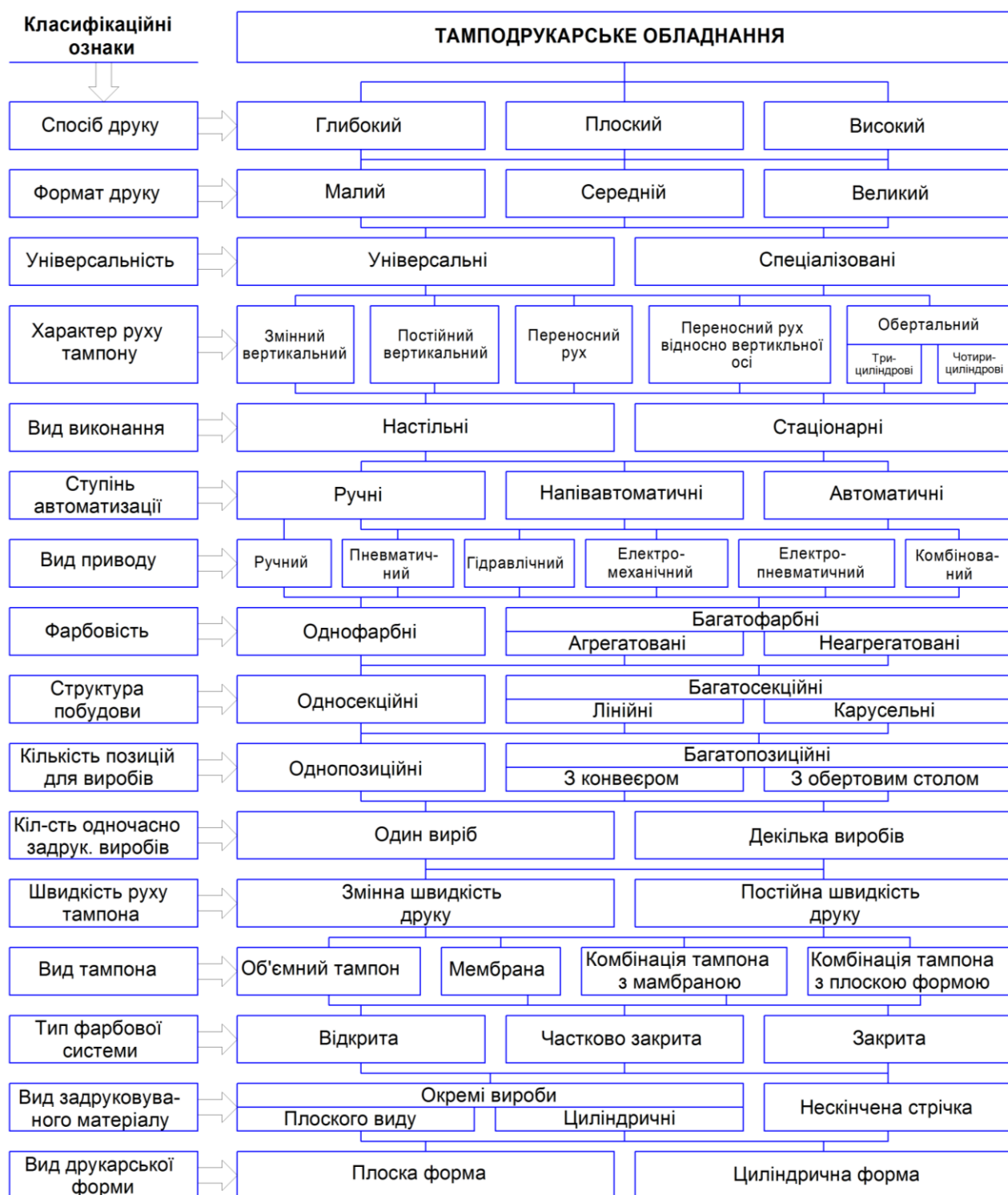


Рис. 2.10. Узагальнення класифікації тамподрукарського обладнання

Аналіз побудови існуючих і запатентованих схем тамподрукарського обладнання дає можливість визначити п'ять характерних структур в залежності від руху тампону:

1) зі змінним вертикальним рухом, при якому тампон поперемінно взаємодіє у різних площинах із друкарською формою і виробом;

2) із постійним вертикальним рухом, при якому передбачається поперемінне подавання форми і виробів у зону друку;

3) із переносним рухом, при якому тампон здійснює вертикальне і плоско паралельне переміщення переносячи зображення із форми на задруковуваний виріб;

4) з переносним рухом тампона відносно вертикальної осі, при якому з виробом і друкарською формою одночасно взаємодіють два тампони, які міняються місцями, тампонам одночасно надається переносний рух і рух натиску, що дає можливість за один кінематичний цикл отримати два задруковані вироби;

5) із обертальним рухом, при якому тампон виготовляється у вигляді ролера і може мати як трициліндрову та чотирициліндрову схему, і, відповідно, задруковувати вироби з одної або з двох сторін.

Тамподрукарські машини можуть виконуватись невеликих розмірів із розташуванням на допоміжних поверхнях з можливістю перенесення з місця на місце – настільні, та стаціонарні, які поставляються друкарням на станині.

Декорування продукції відбувається як на ручних і напівавтоматичних станках, так і на автоматах. Вибір обладнання залежить від задач та можливостей виробництва. Слід відмітити, що при малих тиражах продукції більш ефективно застосування напівавтоматичних станків. Відомі зарубіжні і вітчизняні машини є напівавтоматами. В них перша і остання операції технологічного процесу виконуються вручну, оскільки різноманітність задруковуваних виробів не дає можливості створення універсального пристрою для накладання і знімання виробів. Автоматизацію цих операцій, тобто перетворення машини в автомат, необхідно розв'язувати конкретно для кожного виробу або групи виробів. Таке рішення представляє самостійну задачу, пов'язану із конструкцією машини і її технологічним процесом.

Не дивлячись на низький рівень механізації ручні верстати застосовуються при оперативному випуску малотиражної продукції, а також для пробного друку. Найширше у тамподруці застосовуються напівавтомати. Вони незамінні при

друкуванні габаритних виробів, коли застосування самонакладів і бункерів для виробів економічно недоцільно. Автоматичні машини найчастіше виконуються спеціалізованими, розрахованими на задруковування певного виробу або групи виробів приблизно однакової форми і розмірів. При цьому слід вважати, що тамподрукарські машини ручної дії приводяться в рух вручну, а напівавтоматичні та автоматичні можуть мати пневматичний, гідравлічний, електропневматичний, електромеханічний або комбінований привод.

Залежно від вимог до друкарського зображення використовуються одно- або багато фарбові машини. Багатофарбове зображення може бути отримано при проході через однофарбові секції, так і за один прохід у машині побудованій за принципом агрегування декількох однофарбових модулів. Для цього в машину встановлюються декілька форм для різних фарб, кожна з яких працює з окремим ракельним механізмом і окремим тампоном, а друк здійснюється по технології «сире по сирому». Відповідно за структурою побудови такі машини є односекційними та багатосекційними. Машини багатосекційні багатофарбового друку виконуються лінійної та карусельної побудови, які відповідно з'єднуються між собою подавальним виробом транспортером або розміщуються навкруги поворотного столу, який переміщає вироби між секціями.

Ручні та напівавтоматичні машини виконуються звичайно однопозиційними, але для збільшення продуктивності праці напівавтоматичні і звичайно автоматичні виконують багатопозиційними. Транспортування виробів у зону друку і між друкувальними модулями здійснюється за допомогою транспортувальних пристроїв конвеєрного типу – крокових транспортерів або карусельного типу – багатопозиційних поворотних столів.

Відповідно до побудови машини і транспортувального пристрою за один цикл здійснюється задруковування одного або декількох виробів.

Вид привода і електронні елементи управління визначають можливість роботи машини на одній швидкості або зміни її в залежності від технологічного процесу.

Друкувальна ланка визначає структуру побудови всієї машини, тому у залежності від її виду і типу задруковуваної продукції розрізняють машини із об'ємним тампоном, мембраною, комбінацією тампона з мембраною та комбінацією тампона з плоскою формою.

На тамподрукарських машинах використовується фарбова система відкритого типу, частково закритого та закритого. Найбільш сприятлива для екології і здоров'я працівників є закрыта фарбова система. Деякі машини виконують з можливістю заміні відкритої фарбової системи на закриту.

Вид задруковуваної продукції також визначає конструкцію машини, а також використовувану друкувальну ланку, тому виділяються типи машин, які задруковують вироби з одного боку, поверхню виробів циліндричної форми, при їх обертанні та вироби типу нескінченна стрічка. Відповідно необхідно використовувати друкарські форми плоскої або циліндричної форми.

2.3. Дослідження виробничих, експлуатаційних факторів та характеристик роботи механізмів періодичного повороту

Збільшення числа позицій для друкування, кількості виробів, які одночасно транспортуються, швидкості періодичного або неперервного переміщення веде до зростання динамічних навантажень, які необхідно зменшувати, для забезпечення стабільної роботи високопродуктивних машин. Оскільки характер навантажень залежить від характеристик пружних в'язей у системі, прийнятого закону періодичного руху та особливостей конструкції, то при синтезі транспортувальних крокових систем слід вибирати раціональні механізми періодичного повороту. З метою спрощення синтезу структурних схеми нових систем був проведений порівняльний аналіз, визначені та зведені у таблицю узагальнені критерії порівняльної оцінки механізмів періодичного повороту веденої ланки.

Критерії порівняльної оцінки механізмів періодичного повороту

Узагальненими критеріями порівняльної оцінки механізмів періодичного повороту є наступні основні характеристики [58].

Закон періодичного руху (ЗПР) – критеріями якісної оцінки якого є позиційні інваріанти подібності b_k – для швидкостей, c_k – для прискорень, d_k – для кінетичної потужності. Їх «одиничні» діаграми кінематичних і кінетичних залежностей для довільного ЗПР за період циклу однозначних переміщень представлені у вигляді функцій відносного часу $k=t/T=\varphi/\varphi_y$, де $\varphi=\omega t$ – кут повороту головного валу при $\omega = const$, відлічуваний від початку циклу, φ_y – цикловий кут повороту головного валу за час T .

Для кожного з початкових законів періодичного руху приведені формули їх позиційних безрозмірних коефіцієнтів переміщень: $a_k = \frac{S}{S}$; швидкостей: $b_k = \frac{v}{ST^{-1}}$; прискорень: $c_k = \frac{w}{ST^{-2}}$ і миттєвої потужності, що витрачається на подолання кінетичної реакції веденої маси: $d_k = \frac{N_{in}}{mS^2T^{-3}}$ у вигляді функцій відносного часу $k = \frac{t}{T}$ де t – час, що відлічується від початку циклу, а T – час періоду циклу однозначних переміщень.

Для кожного з початкових законів дані значення безрозмірних коефіцієнтів піку швидкостей: $B = \frac{v_m}{ST^{-1}}$; піку прискорень: $C = \frac{w_m}{ST^{-2}}$ та піку миттєвої потужності, що витрачається на подолання кінетичної реакції веденої маси $D = \frac{N_{in,m}}{mS^2T^{-3}}$.

Кінематичні і динамічні величини рівні добутку їх безрозмірного коефіцієнта на масштаб переходу.

Коефіцієнт динамічності (k_δ) – важливий критерій оцінки ЗПР для інерційних механізмів з пружними ланками і є відношення w_ϕ – піку прискорень з накладеним впливом пружних коливань до w_m – піку теоретичного прискорення (без впливу пружних коливань) $k_\delta = \frac{w_\phi}{w_m}$.

При оцінці константи дійсного піку прискорень (C_ϕ) рекомендовано приймати величину $C_\phi = k_\delta C$, де C – теоретична константа прискорень.

Величини коефіцієнту динамічності приведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Закони руху	C_o	III	$0307/1,5$	K	0000	0050
k_∂	$1,10-2,60$	$1,10-2,68$	$1,39-4,44$	$1,18-4,45$	$1,20-3,30$	$3,40-6,25$

При виборі механізму необхідно враховувати рекомендовані значення максимального (φ_{max}) та мінімального кута повороту (φ_{min}) веденої ланки.

Під час роботи циклових машин-автоматів надлишкові сили і моменти змінюються за значенням і напрямком, що спричиняє перевантаження ланок виконавчих та передавальних механізмів. Для запобігання цьому застосовують розвантажувальні пристрої (РП) [49].

Важливим критерієм порівняння є відношення часу руху вихідного вала до часу повного кінетичного циклу $\tau = \frac{t_{вих}}{T_{пов}}$.

Критерії порівняльного аналізу зведені у табл. 2.2.

Ця таблиця може використовуватись при попередньому виборі схеми структурної побудови механізмів періодичного повороту поліграфічних машин.

Таблиця 2.2

Порівняльний аналіз механізмів періодичного повороту

Види мех-мів		ЗПР (рекомендовані)	Константи піків			k_d	φ_{max} , град (рекомендовані)	φ_{min} , град (рекомендовані)	Можливість блокування з РП	τ
			C	B	D					
Мальтійські механізми	Плоскі зовнішнього зацеплення	В залежності від профілю паза: К чи C_o	1,571 чи 2	4,94 чи 6,28	3,88 чи 8,15	1,18- 4,45 чи 1,1- 2,6	90	60	+	Визначено кількістю пазів $\varphi_{пов} = \frac{360}{z}$
	Плоскі внутрішнього зацеплення	Будь-який					90	24		
	Сферичні	Будь-який					90	30		
Кулачково- цівкові механізми	З циліндричним кулачком	Будь-який	[24]	[24]	[24]	Табл. 21	60	15	+	Визначено кількістю цівок $\varphi_{пов} = \frac{360}{n}$
	З глобоїдальним кулачком	Будь-який					60	15		
Диференціальні механізми періодичного повороту	Диференціальні кулачково- зубчасті	Будь-який	[24]	[24]	[24]	Табл. 21	180	15	-	Можливе будь-яке
	Кулачково- зубчасті	Будь-який					180	36		
Механізми неповнозубих коліс	З епіциклоїдальним включенням	Комбіновані	[24]	[24]	[24]	1,5- 1,8	360	180	-	Визначено кількістю зубців
	З кулачковим включенням	Комбіновані					360	180		
Зблоковані механізми періодичного повороту		Поліноміальні, 0317 та комбіновані	[24]	[24]	[24]	1,1- 2,6	180	15	+	Можливе будь-яке

А для вибору оптимального механізму необхідно проводити подальші дослідження з врахуванням призначення машини, швидкості її роботи та технологічних навантажень. Експериментальні дані полегшують вибір оптимального механізму періодичного повороту з урахуванням конкретних вимог, наприклад, відносно циклової діаграми привода конвеєра блокооброблюючих агрегатів 2БТГ та ВЗР, як і для інших карусельних та конвеєрних машин брошурувально-палітурного виробництва, відносна тривалість повороту може бути прийнята $\tau = 0,5$. У цих випадках доцільно застосовувати сферичний мальтійський механізм, який відрізняється сприятливими характеристиками закону руху.

2.4. Конструкція кулачкової пари та особливості її побудови

Технологічний процес друку на тамподрукарських машинах визначає необхідність розробки нових кінематичних побудов циклових механізмів. Передусім, це відноситься до механізмів транспортування виробів для привода яких використовуються крокові механізми. Специфіка їх використання визначається забезпеченням цілого ряду технічних вимог. До основних з них слід віднести:

- забезпечення заданого співвідношення періодів вистою та виконання операції подавання виробу в зону друку;
- забезпечення точності позиціонування виробу відносно робочої ланки;
- забезпечення сприятливих динамічних характеристик.

При цьому в період вистою виробу у тамподрукарських машинах виконуються наступні технологічні операції:

- друкування на виробах (опускання та підйом друкарської ланки – тампону);
- зняття задрукованого виробу та встановлення нового (на відповідну позицію);
- висушування задрукованого виробу (на одній або декількох позиціях).

Друкування на виробках є основною технологічною операцією тому на стиск і відрив тампону від виробу повинно бути встановлено достатньо часу. Результатами експериментальних випробувань [59] встановлено, що при скороченні періоду стиску тампону, технологічні зусилля виникаючих сил пружності, зростають. Аналіз технологічних операцій, які виконуються у період вистою, показав, що час вистою транспортуючого механізму повинен складати 70-80% від часу кінематичного циклу. В той же час, при багато фарбовому тамподруці по технології «сире по-сирому», точність приводки фарбових відбитків повинна бути в межах $\pm 0,05..0,10$ мм. Відповідно механізм подавання виробів в зону друкування повинен забезпечувати таку точність позиціонування.

Існуюча необхідність обмеження часу подавання виробів в зону друку до 20-30% від часу кінематичного циклу, а також необхідність забезпечення високої точності позиціонування, збільшують вимоги до динамічних характеристик транспортувальних механізмів, вимагають використання динамічно-сприятливих законів періодичного руху та поєднання таких механізмів з пружними ланками для локалізації дії сил інерції.

Такі вимоги визначають необхідність використання нових побудов механізмів привода робочих ланок тамподрукарських машин.

Далі в розділі розглядаються кулачкові механізми періодичного повороту для привода транспортувальних пристроїв подавання виробів в зону друкування тамподрукарських машин. Основною ланкою таких механізмів є кулачкова пара та її особливості побудови.

Специфікою побудови кулачків таких механізмів є розрив його профілю по мінімальних радіусах векторах на дві симетричні ділянки, одна з яких працює при розбігу, а друга при вибігу веденої маси (рис. 2.11). В момент переходу від розбігу до вибігу дійсний профіль кулачка має розрив і в цьому місці кут тиску змінює знак.

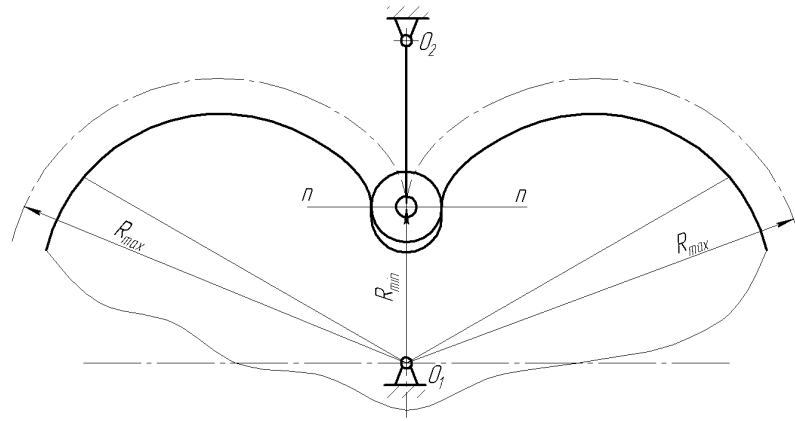


Рис. 2.11. Кулачкова пара

Такий зв'язок у кулачковій парі визначається тим, що виконати повний поворот вихідної ланки одним кулачком без додаткових пристроїв неможливо. Це пояснюється схемами на рис. 2.12. При розбігу (рис. 2.12, а) і при вибігу (рис. 2.12, в) з роликом контактують ділянки профілю кулачка з біжучими радіусами-векторами R_i , які відповідно зменшуються та збільшуються. При переході ролика з першої ділянки на другу кут тиску α міняє знак, змінюється напрямок обертання нормалі $n-n$ відносно R_i . Мінімального значення кут α набуває при мінімальному значенні біжучого радіуса-вектора R_{\min} , яке отримується при розташуванні осі ролика на відрізку O_1O_2 . У цьому положенні нормаль $n-n$ до теоретичного профілю і вектор швидкості осі ролика направлені перпендикулярно до R_{\min} , і ролик контактує одночасно з обома ділянками, як це показано на рис. 2.12, б.

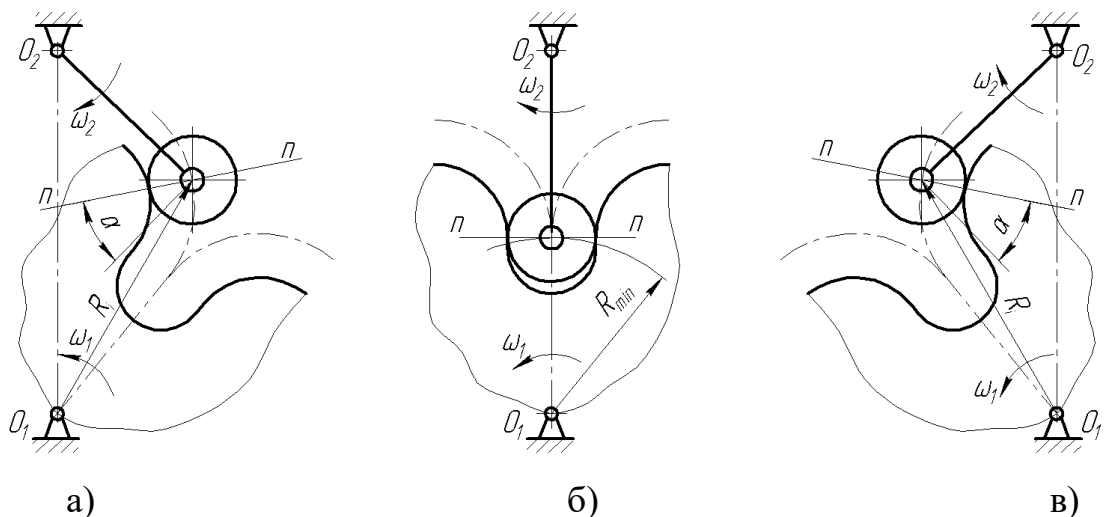


Рис. 2.12. Схеми переходу ролика від розбігу до вибігу

2.5. Особливості замикання кулачкової пари механізму періодичного повороту

Така кулачкова пара потребує додаткових елементів для отримання замикання. Його можна створити за допомогою використання додаткових ланок механізму: кулачків, за допомогою яких здійснюється кінематичне замикання, або пружної ланки – для здійснення силового замикання. Можливість створення блокування кулачкового механізму з пружними ланками для робочих рухів дозволяє використати вільні коливання контуру, в склад якого входить ведена ланка. Якісною відмінністю даного блокування від блокування кулачкових механізмів із зрівноважувальними кулачковими механізмами чи програмними розвантажувачами циклових механізмів є нерозривний зв'язок виконавчого кулачкового механізму та пружної ланки. Структурна схема таких механізмів представлена на рис. 2.13.

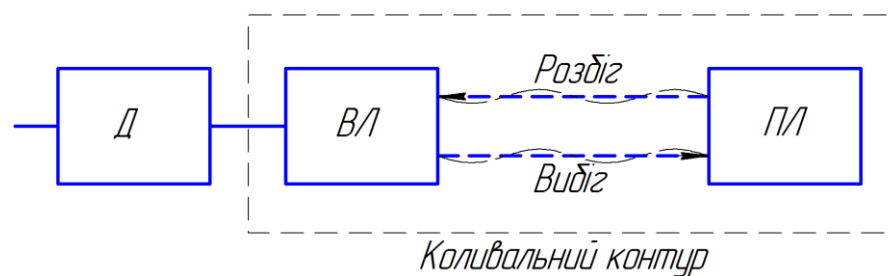


Рис. 2.13. Структурна схема кулачкового механізмів руху веденої ланки заблокованого з пружною ланкою

Таке рішення забезпечує зменшення динамічних навантажень та підвищує надійність роботи машини. Пружна ланка (ПЛ) і ведена ланка (ВЛ) – коромисловий диск – складають коливальний контур, в якому в період розгону вихідної маси енергія передається від ПЛ до ВЛ, а в період вибігу – від ВЛ до ПЛ. Заповнення дисипативних втрат в контурі здійснюється за рахунок енергії, що поступає від двигуна (Д), тобто початковий запас енергії у коливальному контурі постійний.

Пружна ланка відносно кулачкового механізму встановлюється таким чином, щоб у момент переходу веденої ланки від розбігу до вибігу вплив його на ведену ланку дорівнював нулю.

Під час повороту у фазі розбігу енергія необхідна для розгону веденої маси, надходить від пружної ланки (пружини). У фазі вибігу кінематична енергія, яка віддається веденою масою, акумулюється пружиною з наступною віддачею її у фазі розбігу наступного циклу. Якщо знехтувати втратами у кінематичних парах, то в кожній фазі циклу крутні моменти $M_{пр}$ (рис. 2.14), які створюються на вихідному валу пружною ланкою, повинні бути рівні за величиною але протилежні за знаком крутним моментам від сил інерції $M_{ін}$ за рахунок чого відбувається розвантаження ведених кінематичних ланцюгів. Для відновлення втрат у кінематичних парах і для гарантованого замикання кулачкової пари величина $M_{пр}$ повинна дещо перевищувати величину $M_{ін}$. Замикання кулачкової пари за рахунок цього перевищення здійснюється під час всього циклу.

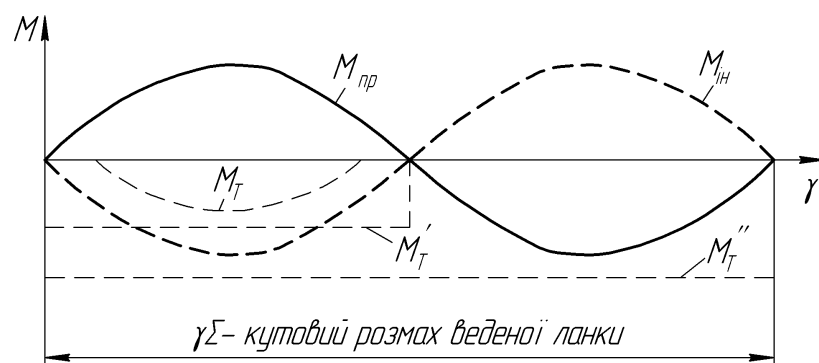


Рис. 2.14. Аналіз діючих навантажень у кулачковій парі механізму, який блокується з пружною ланкою

Якщо виникають крутні моменти, які створюються технологічними силами у фазі розбігу (графік типу кривої M_T), для нормальної роботи механізму потрібне перевищення $M_{пр}$ над M_T , тому що в цій фазі циклу енергія на подолання M_T повинна поступати від пружної ланки. Надходження енергії від двигуна неможливе із-за особливостей побудови механізму. Якщо графік крутних моментів від технологічних сил має вигляд M_T' або M_T'' , то створити переміщення за допомогою $M_{пр}$ неможливо і механізм не здійснить поворот веденої ланки, так

як в окремі моменти часу сили опору будуть перевищувати рушійні сили й порушиться контакт роликів з кулаком.

Отже, для здійснення повороту такою кулачковою парою необхідно мати кінематичне замикання ланок на всьому періоді розбігу, що забезпечить надходження енергії на подолання технологічних сил від двигуна. *Якщо за умовами роботи технологічні навантаження значно перевищують інерційні, то доцільно ввести кінематичне замикання кулачкового механізму, виключивши в цьому випадку застосування пружних ланок, так як $M_{пр}$ у фазі вибігу викличе збільшення сумарного навантаження у кулачковій парі та привідних ланках.*

З використанням наведених принципів запропоновано конструкції кулачкових механізмів періодичного повороту, які дозволяють отримати збільшений кутовий розмах веденої ланки до 180° . У порівнянні із ними у звичайних кулачкових механізмах, для яких кутовий розмах коромисла не перевищує 60° , для отримання збільшеного кутового розмаху веденої ланки потребують введення додаткової мультиплікуючої передачі, що негативно впливає на реалізацію заданого закону періодичного руху.

2.6. Дослідження точності позиціонування транспортувальних пристроїв конвеєрного типу тамподрукарської машини ТДМ-300

Багаточисленні дослідження точності функціональних вузлів машин, похибок геометричних схем механізмів, розмірів ланок, кінематичних пар, додаткових переміщень ланок у результаті податливості конструкції впливають на точність позиціонування робочих ланок при виконанні технологічних операцій. А із збільшенням робочих швидкостей машин та вимог до якості продукції навіть невеликі відхилення від номінальних розмірів ланок призводять до різкого зниження надійності обладнання.

Суттєвий вклад у розвиток теорії точності механізмів вклали вчені Н.Г. Бруєвич, Н.Е. Кобринський, Н.А. Бородачев, М.А. Калашніков, М.Л. Биховський, В.И. Сергеев, Б.А. Тайц та ін.

Знаходження кінематичних та динамічних похибок плоских механізмів методом малих переміщень розглянуто у роботах А. Е. Кобринського. В основі методу малих переміщень лежить заміна реального механізму перетвореним, у якому графічно враховується похибка елементів початкового механізму. Необхідність графічної побудови змінених механізмів обмежує широке використання цього методу.

Для визначення дії похибки, тобто похибки, яка залежить від положення ланок, було розроблено метод теорії реальних механізмів, розглянутий у роботах М. А. Калашнікова. Відповідна похибка, яка розглядається як кінематичний фактор, тобто зв'язує різні процеси, які виникають у механізмі. Таким чином можна визначити комплексну похибку кінематичної пари, яка виникає під час роботи механізму.

Зазори у кінематичних парах реальних механізмів обумовлено технологічним процесом складання та вимогами до виконання виробничих функцій. Присутність зазорів у кінематичних парах створює додаткові переміщення ланок і зміну величин реакції у місцях сполучень. Точність виготовлення і складання суттєво впливає на роботу механізмів і машин, особливо при збільшенні робочих швидкостей. Похибки, які приймаються при виготовленні та складанні механізмів, є причиною збільшеної вібрації і шуму, що особливо відчувається у циклових механізмах. При суттєвих величинах похибок динамічні навантаження можуть перевищувати розраховані, що призводить до інтенсивного зносу кінематичних пар, а також до руйнування ланок при виникаючих кінематичних несуміщеннях рухомих сполучень.

У поліграфії питаннями точності займалися різні дослідники [60], але питання точності позиціонування веденої ланки кулачкового механізму періодичного повороту розглянуто не було.

Якість відтворення зображення у тамподрукарських машинах залежить від точності нанесення на виріб шару фарби. Нанесення фарбового зображення на вироби у тамподрукарських машинах залежить від взаємодії тампона і,

відповідно, його механізму привода та положення поданого у зону нанесення фарби виробу, який розташований на транспортувальному пристрою. Цей процес потребує забезпечення чіткої взаємодії всіх причетних до цього елементів друкарської машини.

Під час подачі виробів у зону друкування необхідно забезпечити їх плавну зупинку без додаткових вібрацій і коливань та чітку фіксацію відносно друкарського елемента. Вплив вібрацій та коливань приводить до порушення точності розміщення виробу відносно тампону і унеможливорює точне нанесення фарби на виріб. Гарантування відповідної якості друкування ускладнюється тим, що робочі ланки, від яких залежить необхідна точність взаємодії, розташовані на різних механізмах.

Для забезпечення необхідної якості відхилення позиціонування повинна не перевищувати 0,1 мм. Аналіз процесу друкування показав, що суміщення фарб залежить від відносного позиціонування друкуючих елементів і виробів, які закріплені на транспортувальних пристроях.

Метою даного дослідження є аналіз процесу подавання у зону друку виробів у тамподрукарських машинах і визначення основних параметрів транспортувальної системи для забезпечення встановленої якості друку [61].

Процес нанесення фарби на виріб виконується у період вистою транспортувального пристрою, що є особливістю процесу друку у ТДМ. Тому пристрої, які переносять виріб у зону друкування і які є опорною поверхнею для створення необхідного тиску під час нанесення фарби, повинні забезпечити плавний рух транспортера, задане співвідношення періодів руху та вистою згідно технологічного процесу, відповідну точність позиціонування виробу і його фіксацію відносно друкарського елемента (тампона).

Точність позиціонування механізму — це якість відтворення встановлених залежностей ідеального механізму реальними системами. Ці залежності характеризуються зв'язком координат ведених та ведучих ланок механізмів.

Визначення точності механізму — визначення придатності реального механізму виконувати задані функції на протязі заданого проміжку часу.

Реальний механізм відрізняється від відповідного ідеального похибками, що виникають внаслідок спрощення схем механізмів та залежностей при відтворенні руху, внаслідок похибок при виготовленні і монтажу, а також зміни характеристик внаслідок експлуатації обладнання. Найчастіше вводяться спрощення в закони руху механізму (наприклад: заміна нелінійної залежності лінійною при незначних відхиленнях від лінійності). Похибки механізмів, які виникають від таких спрощень, іноді називають теоретичними, структурними або схемними, вони завжди мають систематичний характер.

Найбільш поширеними похибками механізмів є виробничі (технологічні) похибки — будь-які відхилення в розмірах і формі деталей від теоретичних (номінальних), а також похибки взаємного розташування деталей, які виникають під час складання. Ці виробничі похибки носять назву первинних похибок механізму.

Первинні похибки характеризуються величиною і напрямом. Якщо напрям певний, то первинні похибки називають векторними. При невизначному напрямі (не співвісність, ексцентриситети, перекося осей шарнірів тощо) первинні похибки називають скалярними. У розрахунках на точність для скалярних первинних похибок враховують тільки їх величину, для векторних — величину і напрям.

Положення веденої ланки ідеального механізму характеризується рівнянням:

$$\varphi_0 = \varphi_0(q_s), \quad (2.1)$$

де q_s — задані незалежні між собою параметри, що визначають положення виконавчих ланок. Параметри q_s реального механізму відрізняються від ідеальних на величини похибок Δq_s . Тоді залежність (1) перетворюється на:

$$\varphi = \varphi(q_s + \Delta q_s), \quad (2.2)$$

де Δq_s — первинні похибки.

Різниця між положенням реального і ідеального механізмів і є похибкою положення веденої ланки механізму:

$$\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0 \quad (2.3)$$

Похибка положення виконавчої ланки механізмів спричиняє додаткові переміщення ланок і зміну реальних швидкостей і прискорень веденої ланки. Похибки прискорень є причиною додаткових сил інерції, які змінюють реакцій в кінематичних парах, викликають додаткові вібрації у вузлах і суттєво погіршують точність позиціонування виконавчих ланок механізму.

У масовому виробництві усі первинні похибки мають випадковий характер, тому аналіз їх впливу необхідно виконувати з використанням теорії ймовірності розсіювання параметрів.

Крім перелічених похибок (відхилень) технологічного походження, на точність механізмів впливають також експлуатаційні, які виникають у процесі роботи механізмів. До них належать насамперед похибки, зумовлені зазорами в кінематичних парах механізмів, а також їх спрацюванням. Якщо величини технологічних зазорів нормуються стандартними допусками, то величини допустимих зазорів внаслідок спрацювання кінематичних пар, визначаються тільки розрахунками точності механізмів.

До експлуатаційних похибок належать також деформації деталей від сил тяжіння, технологічних сил, сил тертя тощо. Деформації деталей внаслідок дії додаткових сил призводять до появи мертвих ходів механізму, додаткових коливань і вібрацій, що спотворює розрахункову точність положення механізму.

Похибки механізму можуть бути зумовлені також шорсткістю і хвилястістю поверхонь, неправильними величинами і розподілом мас ланок, неправильними величинами, напрямками і точками прикладання сил, відхиленнями в показниках пружних властивостей ланок [62].

На рис. 2.15 представлена структурна схема транспортної системи тамподрукарської машини з кроковим приводом, що складається з кулачкового

приводного механізму 1, ланцюгової передачі 2, натяжного механізму 3, напрямних 4 та опорних пластин 5.

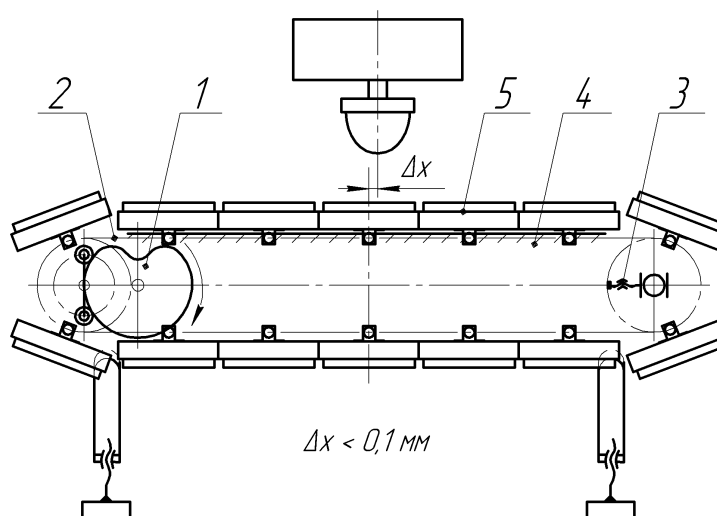


Рис. 2.15. Структурна схема привода крокового транспортера тамподрукарської машини

З представленої схеми видно, що основними елементами, від яких залежить точність позиціонування закріплених на опорних пластинах виробів для друку відносно тампона, є кулачковий механізм привода та гнучкий тяговий контур. Кулачковий привод забезпечує транспортування закріпленого виробу до точки контакту з тампоном і його фіксацію під ним для нанесення фарби відповідно до технологічного процесу. Під час періодичного руху виробів транспортувальна система повинна забезпечити подачу виробу з мінімальними коливаннями, які швидко затухають до початку нанесення фарби. Нанесення фарби відбувається в період вистою. Для досягнення необхідної якості друкування точність позиціонування виробу відносно друкарського елемента (тампона) повинна бути в межах 0.1 мм.

Розглянемо точність позиціонування веденої ланки, яку може забезпечити існуюча система крокового привода транспортера.

На рис. 2.16 представлена схема кулачкового механізму періодичного повороту, яка складається з кулачка 1, роликів 2 і 3 та дискового коромисла 4. На

валу, на якому встановлено дискове коромисло 4 розміщується приводна зірка ланцюгової передачі 5.

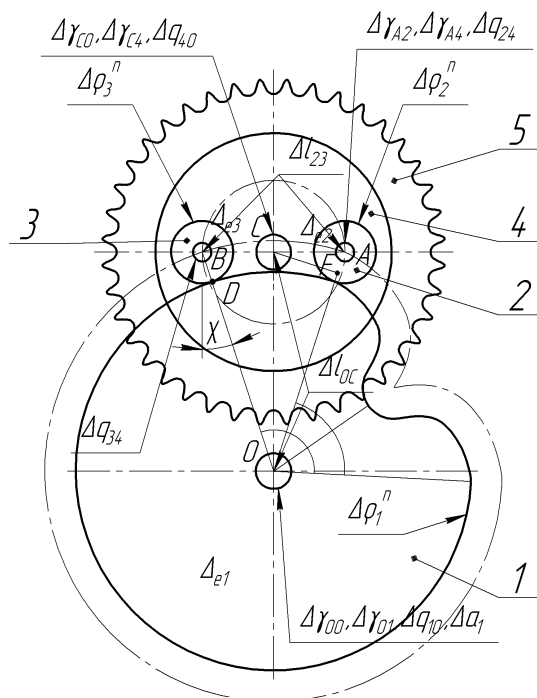


Рис. 2.16. Схема крокового механізму привода транспортувальної системи

Розглянемо первинні похибки механізму - похибки профілю кулачка $\Delta\rho_1^n$ і роликів $\Delta\rho_2^n$, $\Delta\rho_3^n$, визначені по нормалі до поверхні кулака в точці контакту; ексцентриситету кулачка $\Delta\varepsilon_{e1}$ і роликів $\Delta\varepsilon_{e2}$, $\Delta\varepsilon_{e3}$; перекосу осей елементів у шарнірах O , A , B , C в ланках 1 , 2 , 3 , 4 і корпусі відповідно $\Delta\gamma_{O0}$, $\Delta\gamma_{O1}$, $\Delta\gamma_{A2}$, $\Delta\gamma_{A4}$, $\Delta\gamma_{C0}$, $\Delta\gamma_{C4}$; неточностей між кріпленням кулачка і коромислового диску Δl_{OC} та роликів Δl_{23} ; первинні похибки у шарнірах O , A , B , C при монтажі Δq_{10} , Δq_{24} , Δq_{34} , Δq_{40} . Крім того, існує похибка Δa_1 положення встановлення ведучого кулачка 1 відносно ведучого валу, яка впливатиме в крайніх положеннях рівнорадіусної ділянки профілю, оскільки замикання відбувається по ділянці профілю з постійним радіусом. Ланцюгова передача має свої особливості побудови і її вплив на якість друку є об'єктом окремого дослідження. При

використанні додаткових фіксуєчих пристроїв при транспортуванні друкованих виробів впливом похибок ланцюгової передачі можна знехтувати.

Для визначення впливу кулачкового привода повороту приймемо жорстким зв'язок між зіркою ланцюгової передачі і елементом кріплення виробу. Внаслідок притирання шарнірів ланок під час роботи кулачкових механізмів похибкою перекосів осей елементів шарнірів, яка при дослідженні не перебільшувала меж 1%, можна знехтувати. Похибка, яку створює перекіс зірки ланцюгової передачі, також знаходиться в межах 1%, тому нею також можна знехтувати.

Для визначення похибки положення кулачкового механізму приймаємо, що всі сили, які діють у системі, будуть розглядатися в площині, паралельній площині руху.

Похибка положення коромисла внаслідок похибок профілю кулачка і роликів, визначається:

$$\Delta\varphi_{\rho_{12}} = \frac{\Delta\rho_1^n + \Delta\rho_2^n}{CF}, \quad (2.4)$$

$$\Delta\varphi_{\rho_{13}} = \frac{\Delta\rho_1^n + \Delta\rho_3^n}{CF}, \quad (2.5)$$

Величина CF дорівнює:

$$CF = \frac{AB}{2} \cos \chi, \quad (2.6)$$

де χ - кут між нормаллю до поверхні кулака і базою механізму OC .

Похибки профілю кулачка $\Delta\rho_1$ та роликів $\Delta\rho_2^n$ визначаються за допомогою обміру реальних радіусів кулачка та роликів. А оскільки в нашому випадку ролик знаходиться на нормалі до профілю кулака, то похибки $\Delta\rho_1 = \Delta\rho_1^n$.

Що стосується похибок $\Delta\rho_2^n$ і $\Delta\rho_3^n$ поверхні роликів 2 і 3, то вони рівні помилці величини радіусу r_2 і r_3 роликів, а похибка $\Delta\rho_3^n$ зменшує похибку:

$$\Delta\rho_2^n = \Delta r_2 \text{ і } \Delta\rho_3^n = \Delta r_3 \quad (2.7)$$

Таким чином

$$\Delta\varphi_{\rho 12} = \frac{\Delta\rho_1 + \Delta r_2}{CF}, \quad (2.8)$$

$$\Delta\varphi_{\rho 13} = \frac{\Delta\rho_1 - \Delta r_3}{CF} \quad (2.9)$$

Похибки положення коромисла внаслідок ексцентриситету кулачка і роликів знаходимо за формулою:

$$\Delta\varphi_{e12} = \frac{\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e2}\Delta_{e2}}{CF}, \quad (2.10)$$

$$\Delta\varphi_{e13} = \frac{\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e3}\Delta_{e3}}{CF} \quad (2.11)$$

де ψ_{e1} , ψ_{e2} и ψ_{e3} – кути між напрямом ексцентриситету і нормаллю профілю кулака в точці контакту.

Зазори в шарнірах O і C є причиною додаткових переміщень ланки 4 відносно ланки 1, а зазори в шарнірах A і B – причиною додаткового повороту ланки 4 відносно шарніра C . Позначимо через ψ_{sk} кут між нормаллю до поверхонь кулачка і роликів та напрямом відповідного переміщення в шарнірі, яке позначимо відповідно як переміщення першого елемента шарніру з номером s відносно другого елемента з номером k .

Загальна похибка положення коромисла внаслідок зазорів у всіх шарнірах дорівнює:

$$\Delta\varphi_{заз} = \frac{1}{CF} \left(-\cos\psi_{10}\Delta q_{10} - \cos\psi_{40}\Delta q_{40} - \frac{\cos\psi_{24}\Delta q_{24}}{2} + \frac{\cos\psi_{34}\Delta q_{34}}{2} \right) \quad (2.12)$$

Для визначення похибки положення коромисла внаслідок похибки базової відстані OC , приймаємо, що шарнір C жорстко закріплений, а кулак переміщається на відстань похибки Δl_{OC} в шарнірах O і C . Точка контакту D

також матиме переміщення Δl_{oc} , яке розкладається по нормалі і дотичної до поверхні кулачка. Величина похибки визначається:

$$\Delta\varphi_{oc} = \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} + \chi\right)\Delta l_{oc}}{CF} = \frac{-\sin\chi\Delta l_{oc}}{CF} \quad (2.13)$$

Аналогічно знаходимо похибку положення коромисла Δl_{23} внаслідок похибки довжини AB . Проектуємо це переміщення на нормаль і дотичну до поверхні кулака в точці контакту, використовуючи для цього кут між CB і нормаллю, і отримуємо:

$$\Delta\varphi_{23} = \frac{-\cos\left(\frac{\pi}{2} - \chi\right)}{CF}\Delta l_{23} = \frac{-\sin\chi}{CF}\Delta l_{23} \quad (2.14)$$

Таким чином була отримана формула похибки положення веденої ланки кулачкового механізму з врахуванням окремих складових похибок, яка з врахуванням напрямку дії похибок визначається:

$$\Delta\varphi_{km} = \frac{2}{AB \cos \chi} \left[\begin{aligned} & \left[(\Delta\rho_1 + \Delta r_2) + (\Delta\rho_1 - \Delta r_3) + (\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e2}\Delta_{e2}) + \right. \\ & \left. + (\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e3}\Delta_{e3}) + \right. \\ & \left. + \left(-\cos\psi_{10}\Delta q_{10} - \cos\psi_{40}\Delta q_{40} - \frac{\cos\psi_{24}\Delta q_{24}}{2} + \frac{\cos\psi_{34}\Delta q_{34}}{2} \right) + \right. \\ & \left. + (-\sin\chi\Delta l_{oc}) + ((-\sin\chi)\Delta l_{23}) \right] \quad (2.15) \end{aligned}$$

А похибка положення виробу відносно друкарських елементів:

$$\Delta x = r_{zir} \cdot \tan \Delta\varphi_{km} + \Delta_{e3} \quad (2.16)$$

де r_{zir} – радіус зірки, Δ_{e3} – ексцентриситет зірки.

Ця формула дає можливість визначити похибку положення веденої ланки механізму привода з врахуванням таких суттєвих параметрів: похибки профілів кулачка і роликів, похибка від ексцентриситетів кулачка і роликів, похибка від зазорів у шарнірах, похибка від неточності відстані між головним і веденим валами, похибка від неточності виготовлення коромислового диску, а також

похибки від ексцентриситету зірки. Факторами, які найбільше впливають на кінцеву похибку є неточності відстані між роликками і профілем кулачка, а також між самими роликками на коромисловому диску. Також суттєвий вплив на кінцеву похибку створюють неточності встановлення ланок – ексцентриситети. Це дозволяє вказати на ті вузли, які потребують підвищеної уваги при проектуванні та під час виготовлення, що призведе до суттєвого зниження кінцевої похибки позиціонування крокового механізму привода.

Отже, запропонована методика дозволяє визначати похибки положення транспортувальної системи відносно друкувального елемента з врахуванням конструктивних апроксимацій похибок його виготовлення та зборки. Для забезпечення необхідної якості друкування необхідно гарантувати $\Delta x < 0.1 \text{ мм}$.

Наведені залежності були використані при проведенні розрахунків похибки положення експериментального крокового ланцюгового транспортера ВШС-254 з приводом від кулачкового механізму з базою - 300 мм, відстанню між роликками - 306 мм, кутом повороту коромислового диску - 180 град. Діаметр ролика-підшипника зовнішній 47 мм, внутрішній – 17 мм, діаметр головного валу 50 мм, веденого валу 40 мм, ланцюг з кроком 15,875 мм і зірочка з кількістю зубців 40, то діаметр ділильного кола зірки 202,335 мм.

Числові значення похибок будуть такими: якщо відстань $OB = \sqrt{OC^2 + BC^2} = 337 \text{ мм}$, то враховуючи точність виготовлення по 7 квалітету $\Delta r_1 = 0,057 \text{ мм}$; $\Delta r_2 = 0,009 \text{ мм}$; $\Delta r_3 = 0,009 \text{ мм}$; $\psi_{e1} = 0 \text{ град}$; при виготовленні з допуском по 7 квалітету $\Delta_{e1} = 0,025 \text{ мм}$; $\psi_{e2} = 0 \text{ град}$; $\Delta_{e2} = 0,015 \text{ мм}$; $\psi_{e3} = 0 \text{ град}$; $\Delta_{e3} = 0,015 \text{ мм}$; $\psi_{10} = \chi$; $\Delta q_{10} = 0,025 \text{ мм}$; $\psi_{40} = \chi$; $\Delta q_{40} = 0,025 \text{ мм}$; $\psi_{24} = \chi$; $\Delta q_{24} = 0,015 \text{ мм}$; $\psi_{34} = \chi$; $\Delta q_{34} = 0,015 \text{ мм}$; $\chi = \arctan \frac{BC}{OC} = 27 \text{ град}$; $\Delta l_{OC} = 0,057 \text{ мм}$; $\Delta l_{23} = 0,057 \text{ мм}$; $AB = 306 \text{ мм}$; $\Delta_{e3} = 0,025 \text{ мм}$.

Отримана загальна похибка положення склала $\Delta x = 0,053 \text{ мм}$, що підтверджує правильність отриманих аналітичних залежностей і можливість

визначення похибок положення веденої ланки з врахуванням похибок профілю кулачка і роликів, ексцентриситету кулачка і роликів, зазорів у шарнірах, розташування головного і веденого валів, а також технологічних похибок виготовлення коромислового диску тощо.

2.7. Аналітичні дослідження кінематики транспортувальної системи тамподрукарської машини ТДМ - 300

Процес друкування у тамподрукарських машинах безпосередньо зв'язаний з механізмом подачі виробів у зону друкування. Механізм подачі повинен забезпечувати необхідну точність встановлення виробу відносно друкарського апарату, плавність періодичного руху, задане співвідношення відповідно до технологічного процесу періодів вистою та робочого ходу, а також їх точну фіксацію на поверхні транспортеру. Необхідно зазначити, що транспортер тамподрукарської машини використовується як опорна поверхня при друкуванні і переміщенні виробів різних габаритів, що ставить додаткові вимоги до наявності коливань та вібрацій у період вистою.

Ланцюг конвеєра тамподрукарської машини переміщується на крок, що дорівнює довжині однієї ланки, які в період вистою є опорною поверхнею при друкуванні. Отже, вимоги високої точності позиціонування є визначальними.

Розглянемо схему транспортеру конвеєрного типу (рис. 2.17) [63,64]. Вона складається із приводної 1 та натяжної 2 зірок, ланцюга 3, вантажонесучих пластин 4, які закріплені на ланцюгу, напрямних 5 та пристрою натягу 6.

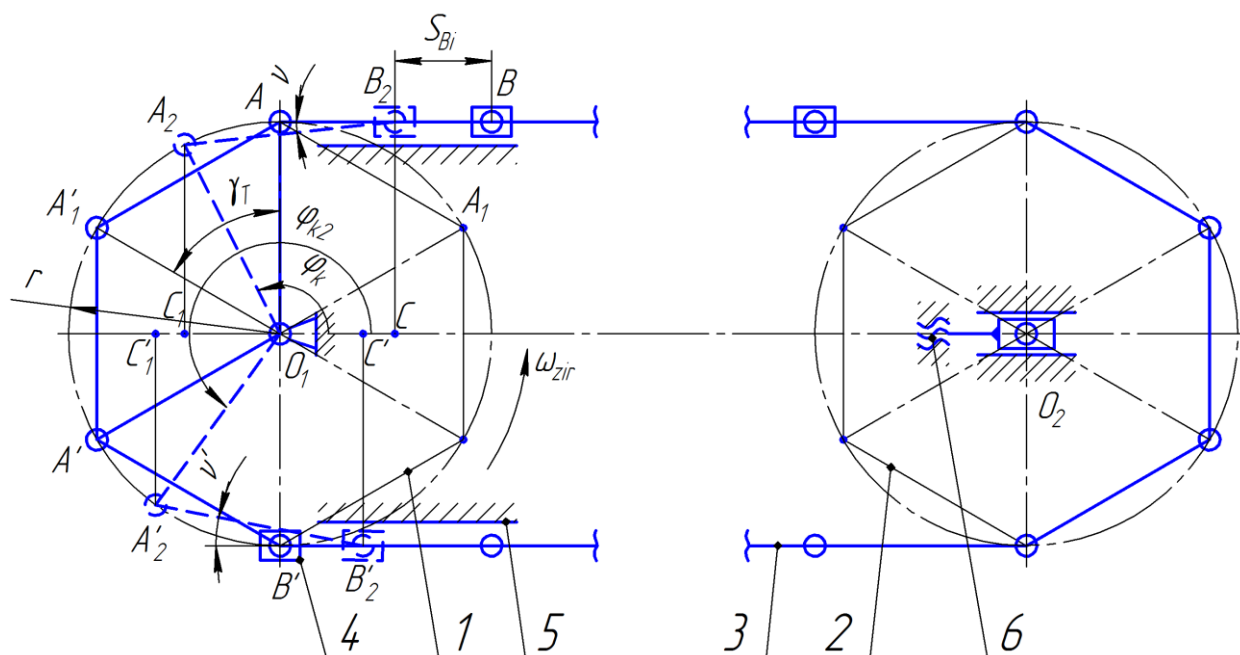


Рис. 2.17. Структурно-розрахункова схема привода крокового транспортера тамподрукарської машини

Для забезпечення періодичного транспортування виробів у зону друкування доцільно використати в якості привода кулачковий механізм періодичного повороту. Це забезпечить оптимальні кінематичні та динамічні характеристики машини, дозволить використати будь-який закон періодичного руху та забезпечить задане співвідношення періодів руху та вистою.

Для дослідження кулачкових механізмів періодичного повороту встановимо необхідні критерії [64]. Визначаємо кут повороту веденої ланки кулачкового механізму γ_{Σ} :

$$\gamma_{\Sigma} = \frac{360}{z}, \quad (2.17)$$

де z – кількість зупинок коромислового диску за один повний оберт.

Кутова швидкість головного валу кулачкового механізму привода визначається:

$$\omega_{gv} = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (2.18)$$

де n – частота обертання головного валу, об/хв.

При розрахунках враховано структуру побудови транспортувального пристрою. Зі схеми (рис. 2.17) видно, що робота такого механізму пов'язана із взаємодією зірок та набігаючої і збігаючої гілок ланцюга.

Для дослідження руху ланцюга використаємо інваріантну форму і модульну систему $[m \ \omega \ r]$. Приймається, що радіус зірки рівний 1 і всі геометричні розміри приводяться до цієї системи: $\lambda_1 = \frac{AB}{O_1A}$ - відносна довжина шатуна, де O_1A - радіус зірки ланцюгового транспортеру і відповідно довжина кривошипу, AB - довжина ланки ланцюга і відповідно шатуна кривошипно-повзунного механізму; $\lambda_2 = \frac{E}{O_1A}$ - відносна величина ексцентриситету, де E - величина ексцентриситету; $s_{i_max} = \sqrt{(\lambda_1 + 1)^2 - \lambda_2^2}$ - відносне максимальне віддалення центру пластини B від центру обертання зірки O_1 .

Набігаюча гілка ланцюга в початковий момент циклу має ведучий кривошип O_1A і тяговий шатун AB , в кінці циклу структура механізму змінюється тому, що цівка потрапляє у впадину зірки і кривошипом в цьому випадку стає наступна вітка зірки O_1A_1 . Збігаюча гілка ланцюга підпорядковується іншій закономірності: в початковий момент ведучим кривошипом є O_1A' , штовхаючим шатуном ланка ланцюга $A'B'$, а через пів циклу ведучим кривошипом стає гілка зірки O_1A_1' і шатуном ланка $A'A_1'$ тому, що цівка A' втрачає кінематичний зв'язок із впадиною зірки.

Кут повороту головної зірки, при якому відбувається робота дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, тобто кут між впадинами зірки, визначається:

$$\gamma_T = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{\lambda_1}{2}\right) \quad (2.19)$$

При розрахунках необхідно, з врахуванням геометричних параметрів транспортеру, визначити початкові значення кутів для набігаючої і збігаючої

гілок. У даному випадку кут повороту головної зірки відповідає сумарному куту повороту веденої ланки кулачкового механізму, так як зірка і коромисловий диск встановлено на одному валу.

Проведення дослідження руху набігаючої на зірку гілки ланцюга.

Проміжна структурна побудова для набігаючої на зірку гілки ланцюга представлена на рис. 2.18.

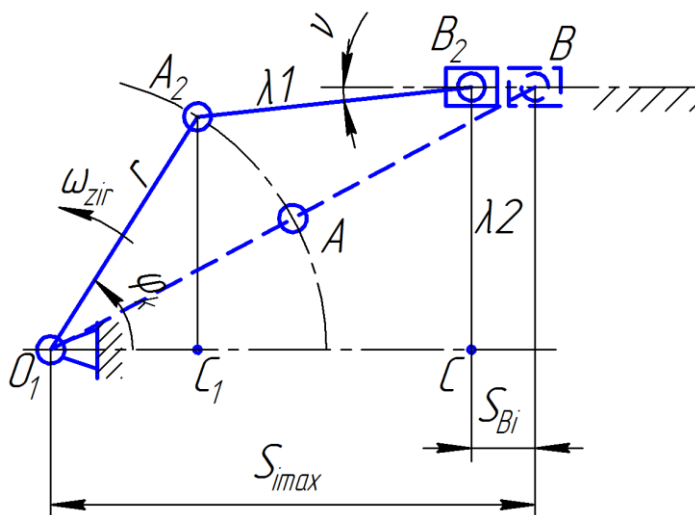


Рис. 2. 18. Схема для розрахунку кінематичних залежностей у набігаючій гілці ланцюга

З рівняння проєкції замкненого векторного контуру $O_1A_2B_2C$ на горизонтальну вісь визначаємо позиційний інваріант переміщення точки B пластини. Відстань між O_1 і максимальним віддаленням B визначається, як сума проєкцій:

$$O_1C_1(\varphi_k) = \lambda_1 \cdot \cos(\varphi_k) - \text{проєкція } O_1A_2 \text{ на горизонтальну вісь};$$

$$\nu(\varphi_k) = \arcsin\left(\frac{\lambda_2 - \sin(\varphi_k)}{\lambda_1}\right) - \text{кут, який визначає положення шатуна відносно}$$

осі руху пластин т. В;

$$C_1C(\varphi_k) = \lambda_1 \cdot \cos(\nu(\varphi_k)) - \text{проєкція } A_2B_2 \text{ на горизонтальну вісь.}$$

Тоді, позиційні інваріанти переміщення ланцюга набігаючої гілки, визначаються:

$$S_{Bin}(\varphi_k) = S_{i_max} - O_1 C_1(\varphi_k) - C_1 C(\varphi_k)$$

Позиційний інваріант швидкості ланцюга набігаючої гілки, визначається:

$$V_{Bin}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} S_{Bin}(\varphi_k) = \sin(\varphi_k) - \frac{\cos(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

Позиційний інваріант прискорення ланцюга набігаючої гілки, визначається:

$$W_{Bin}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} V_{Bin}(\varphi_k) = \cos(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k)^2}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}} + \frac{\cos(\varphi_k)^2 \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^3 \cdot \left(1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{3}{2}}} + \frac{\sin(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

Отже, дійсні значення параметрів руху набігаючої гілки, визначаються:

$$S_{Bn}(\varphi_k) = S_{Bin}(\varphi_k) \cdot O_1 A - \text{переміщення ланцюга, м;}$$

$$V_{Bn}(\varphi_k) = V_{Bin}(\varphi_k) \cdot \omega_{zir_k} \cdot O_1 A - \text{швидкість ланцюга, м/с;}$$

$$W_{Bn}(\varphi_k) = (W_{Bin}(\varphi_k) \cdot \omega_{zir_k}^2 + V_{Bin}(\varphi_k) \cdot \varepsilon_{zir_k}) \cdot O_1 A - \text{прискорення ланцюга, м/с}^2,$$

де ω_{zir_k} - кутова швидкість веденого валу кулачкового механізму привода на якому встановлено головну зірку ланцюгового транспортеру; $\varphi_k = a_k \gamma_\Sigma$ - кут повороту веденого валу кулачкового механізму привода, який залежить від параметрів механізму та закону періодичного руху.

Проведення дослідження руху збігаючої із зірки гілки ланцюга.

Розрахункова схема проміжної структурної побудови збігаючої із зірки гілки ланцюга представлено на рис. 2.19.

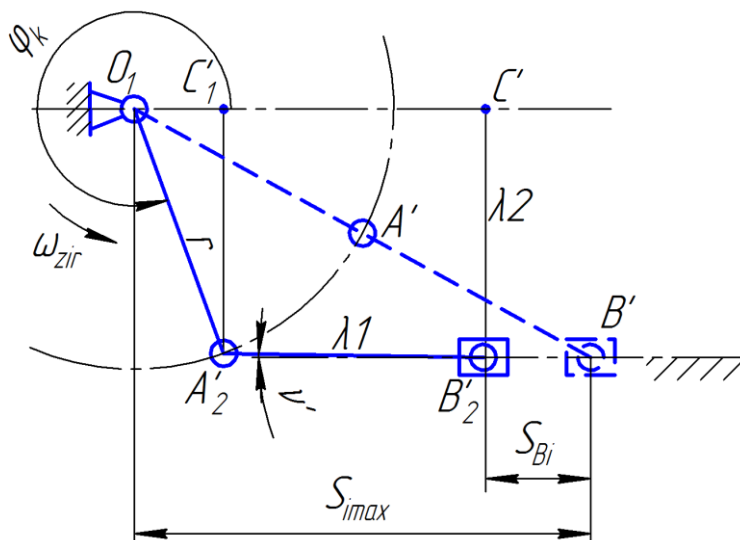


Рис. 2.19. Схема для розрахунку кінематичних залежностей у збігаючій гілці ланцюга

Позиційні інваріанти руху збігаючої гілки визначаються із проєкції контуру $O_1A'_2B'_2C'$ на горизонтальну вісь:

$O_1C'_1(\varphi_k) = \cos(\varphi_k)$ - проєкція $O_1A'_2$ на горизонтальну вісь;

$\nu'(\varphi_k) = \arcsin\left(\frac{\lambda_2 + \sin(\varphi_k)}{\lambda_1}\right)$ - кут, який визначає положення шатуна відносно осі руху пластин т. В';

$C'_1C'(\varphi_k) = \lambda_1 \cdot \cos(\nu'(\varphi_k))$ - проєкція $A'_2B'_2$ на горизонтальну вісь.

Тоді, позиційний інваріанти переміщення ланцюга збігаючої гілки, визначаються:

$$S_{Biz}(\varphi_k) = S_{i_max} - O_1C'_1(\varphi_k) - C'_1C'(\varphi_k)$$

Позиційний інваріант швидкості ланцюга збігаючої гілки, визначається:

$$V_{Biz}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} S_{Biz}(\varphi_k) = \sin(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 + \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

Позиційний інваріант прискорення ланцюга збігаючої гілки, визначається:

$$W_{Biz}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} V_{Biz}(\varphi_k) = \cos(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k)^2}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}} + \frac{\cos(\varphi_k)^2 \cdot (\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^3 \cdot \left(1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\sin(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 + \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

Отже, дійсні значення параметрів руху збігаючої гілки, визначаються:

$$S_{Bz}(\varphi_k) = S_{Biz}(\varphi_k) \cdot O_1A - \text{переміщення ланцюга, м;}$$

$$V_{Bz}(\varphi_k) = V_{Biz}(\varphi_k) \cdot \omega_{zir_k} \cdot O_1A - \text{швидкість ланцюга, м/с;}$$

$$W_{Bz}(\varphi_k) = (W_{Biz}(\varphi_k) \cdot \omega_{zir_k}^2 + V_{Biz}(\varphi_k) \cdot \varepsilon_{zir_k}) \cdot O_1A - \text{прискорення ланцюга, м/с}^2.$$

За отриманими залежностями будуюмо графіки отриманих кінематичних залежностей переміщення, швидкості та прискорення ланцюга транспортеру. Для розрахунків за основу взято геометричні розміри тамподрукарської машини ТДМ-300.

Графіки будуються на куті повороту головної зірки γT для інваріантної форми та дійсних значень із врахуванням дійсних параметрів кулачкового механізму привода. Прийнято, що радіус зірки ланцюгового транспортеру і відповідно довжина кривошипу $O_1A = 0,15$ м; довжина ланки ланцюга і відповідно шатуна $AB = 0,15$ м; величина ексцентриситету $E = O_1A$. Кулачковий механізм привода має: розмах веденої ланки $\gamma_\Sigma = 60$ град; фазовий кут повороту головного валу $\varphi = 150$ град; частота обертання головного валу $n = 30$ об/хв; закон періодичного руху - синусоїдальний. Кути, на яких відбувається поворот зірки ланцюгового транспортеру: для набігаючої гілки від $\frac{\pi}{2}$ до $\frac{\pi}{2} + \gamma T$; для збігаючої гілки від $\frac{3\pi}{2} - \gamma T$ до $\frac{3\pi}{2}$.

Графіки зміни дійсних значень переміщення, швидкості та прискорення для набігаючої та збігаючої із зірки гілок ланцюга із врахуванням параметрів кулачкового механізму привода та геометрії набігаючої і збігаючої гілок представлено відповідно на рис. 2.20, рис. 2.21, рис. 2.22.

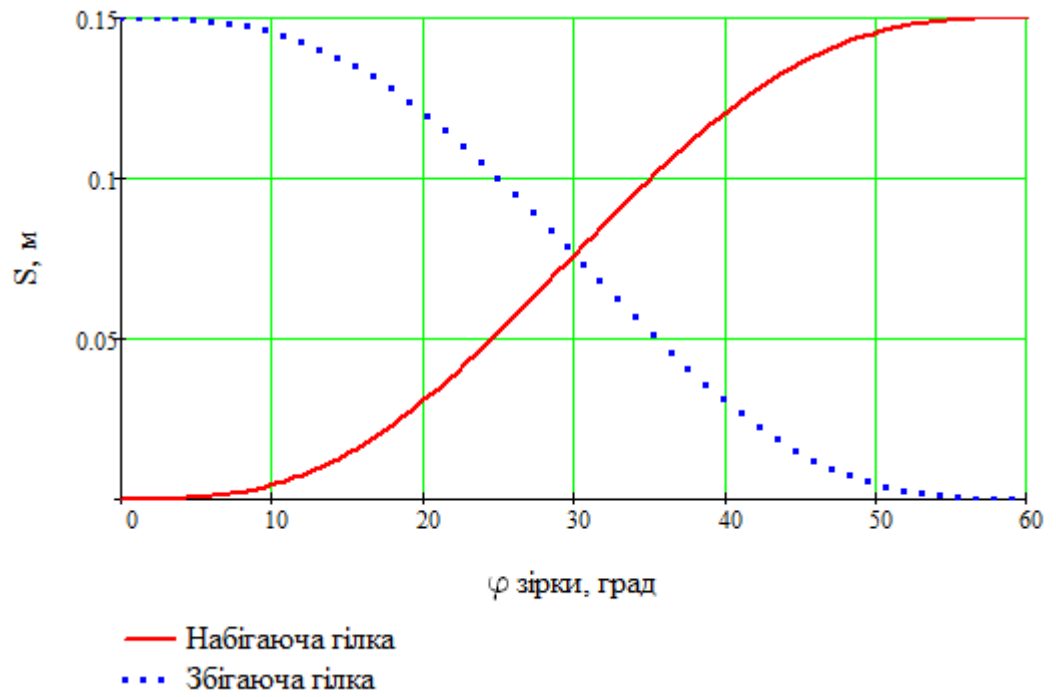


Рис. 2.20. Графіки дійсних значень швидкості ланцюга з кулачковим механізмом привода

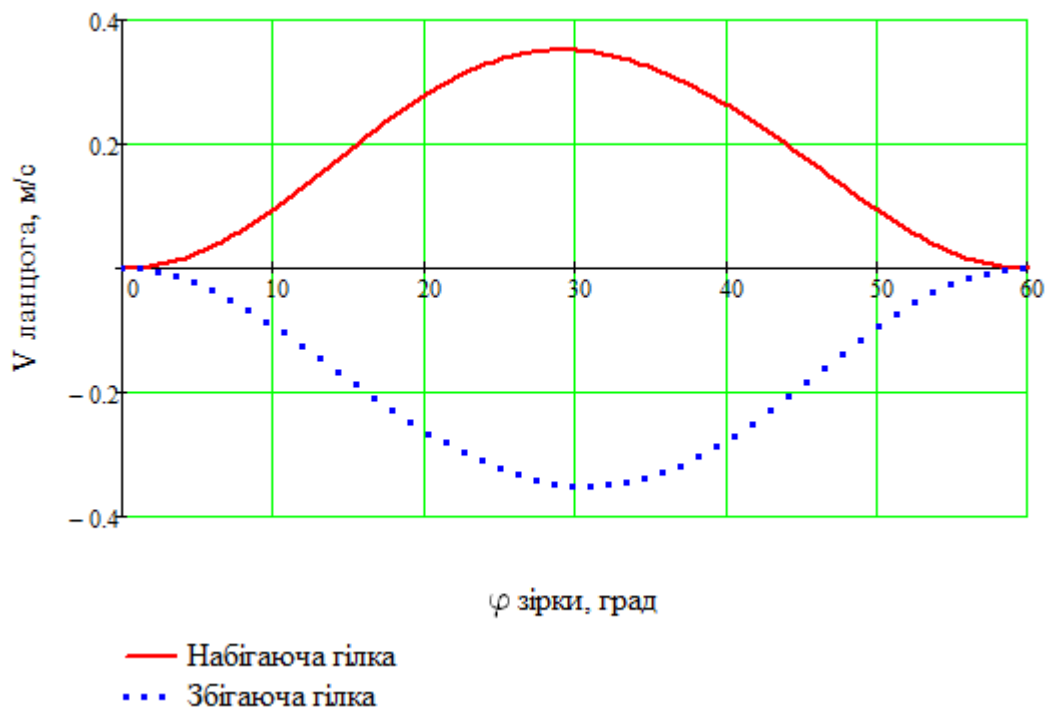


Рис. 2.21. Графіки дійсних значень швидкості з кулачковим механізмом привода

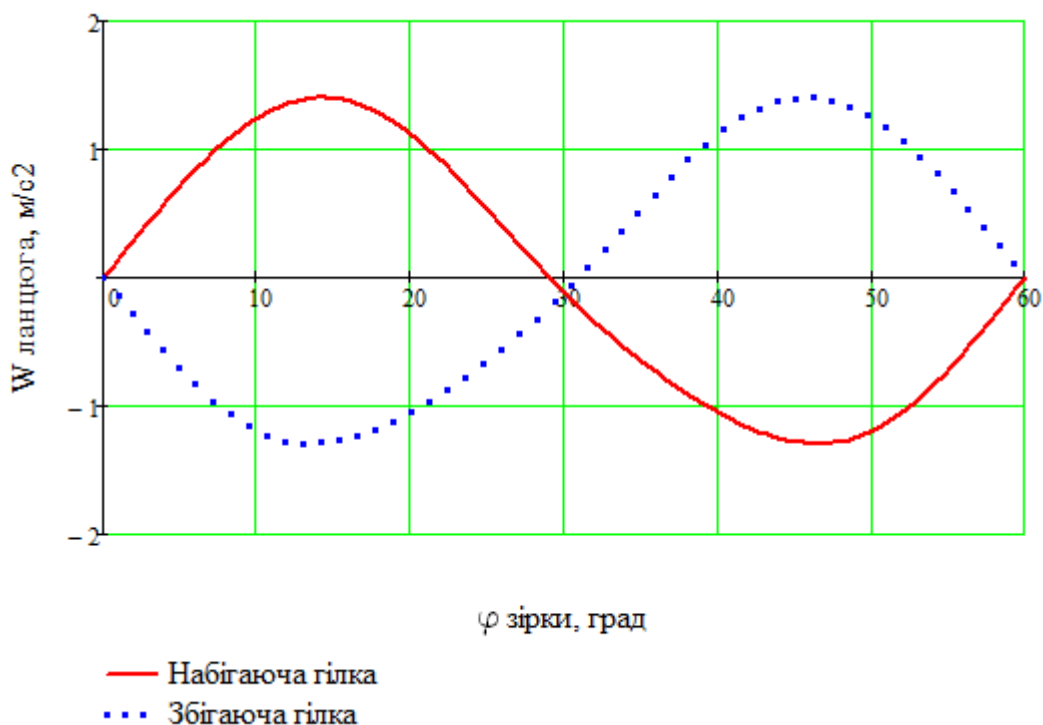


Рис. 2.22. Графіки дійсних значень прискорення ланцюга із кулачковим механізмом привода

Проведені аналітичні дослідження показали, що кінематичні параметри для набігаючої та збігаючої гілок ланцюгового транспортеру на протязі кінематичного циклу змінюються у зворотній послідовності, а швидкості мають зворотний знак [64].

Були проведені дослідження зміни значень піків швидкості та прискорення для набігаючої та збігаючої із зірки гілок ланцюга в залежності від зміни швидкості обертання головного валу кулачкового механізму привода для різних законів періодичного руху [64]. За основу були взяті попередні параметри транспортеру і кулачкового механізму, а значення швидкості змінювались в межах від 8 до 40 об/хв. Були вибрані такі закони періодичного руху: C_0 , Ш, К, 0000, 2.10, 2.9, 2.12. Отримані залежності представлено на рис. 2.23 та рис. 2.24.

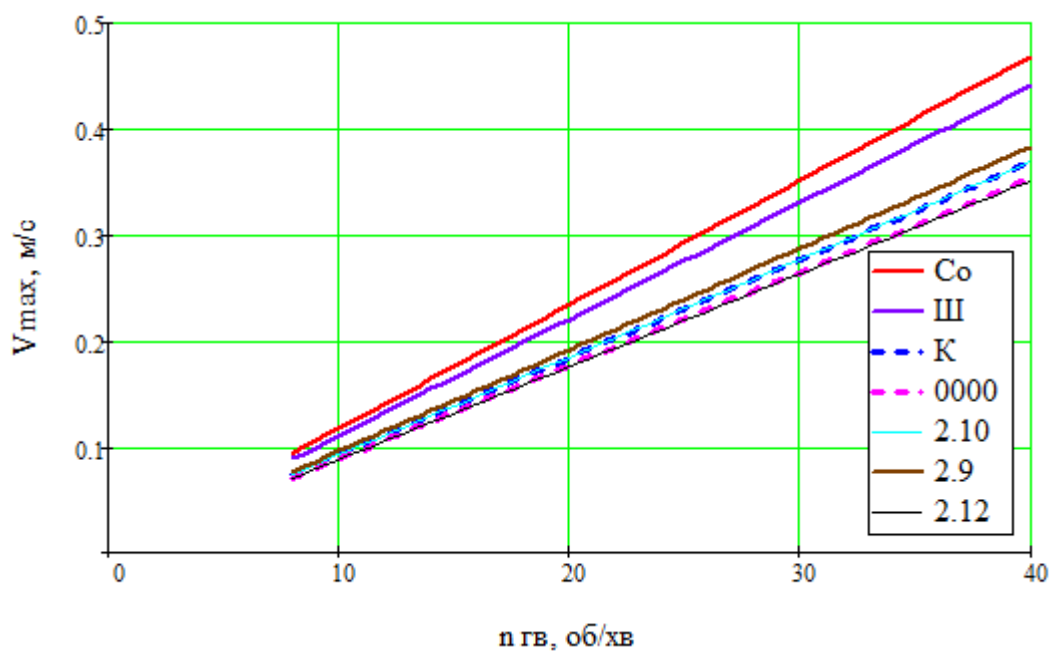


Рис. 2.23. Графіки зміни піків швидкості ланцюга в залежності від зміни швидкості обертання головного валу кулачкового механізму привода для вибраних законів періодичного руху

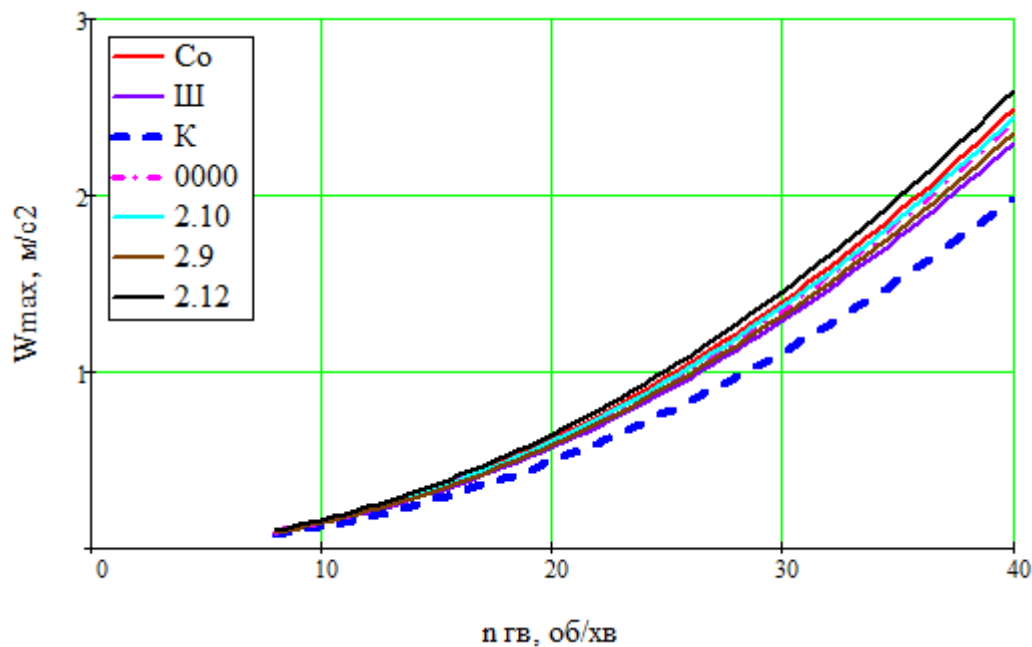


Рис. 2.24. Графіки зміни піків прискорення ланцюга в залежності від зміни швидкості обертання головного валу кулачкового механізму привода для вибраних законів періодичного руху

Отримані залежності дають чітке уявлення, яким чином змінюються кінематичні параметри ланцюгового транспортеру при різних значеннях швидкості та законах періодичного руху кулачкового механізму привода. Із наведених графіків видно, що значення піків швидкості мають майже прямолінійну залежність, а значення піків прискорення мають експоненціальну форму, що дає можливість практично вибрати закон періодичного руху [64].

Проведена оцінка різниці значень піків швидкості руху ланцюга для різних швидкостей повороту головного валу показала, що використовуючи різні закони періодичного руху можливо зменшити максимальні значення на 25,1%, що дає можливість зменшити споживану потужність транспортувальним пристроєм. При цьому мінімальні значення піків має закон періодичного руху 2.12, а максимальні – Синусоїдальний. Оцінка різниці значень піків прискорення показала, що в межах вибору різних законів періодичного руху можливо зменшити максимальні значення на 23,5%, що дає можливість зменшити інерційні навантаження в системі, які впливають на коливання веденої ланки в момент зупинки і, відповідно, на точність позиціонування. При цьому мінімальні значення піків із безударних законів має закон періодичного руху Шуна, а максимальні – 2.12 [64].

Висновки до другого розділу

Проведено дослідження існуючих схем структур побудови тамподрукарських машин та виявлено основні їх переваги та недоліки.

Проведені дослідження існуючого устаткування, різних варіантів технологічних схем дало можливість визначити рад класифікаційних ознак, що дало можливість провести узагальнену класифікацію існуючого тамподрукарського обладнання, яка є основою для створення нових конструкцій та модернізації існуючих вузлів обладнання. А також дає можливість обґрунтованого вибору необхідного друкувального обладнання для відповідного завдання.

Проведений порівняльний аналіз механізмів періодичного повороту за допомогою запропонованих критеріїв, які зведено у таблицю, що дає можливість визначити і рекомендувати більш оптимальний механізм для забезпечення вимог технологічного процесу друкування. Широке застосування тамподрукарських машин, в яких для реалізації технологічних процесів, зокрема в транспортувально-подавальних пристроях, використовуються механізми періодичного повороту, робить задачу по розробці теорії і методики їх синтезу актуальною.

Запропонована методика аналізу і дослідження крокового кулачкового механізму привода дозволяє визначати похибки положення системи транспортування і, відповідно, встановлення виробу відносно друкарського елемента з врахуванням конструктивних характеристик системи. Проведений аналіз дозволив виявити вузли і елементи привода, які потребують підвищеної уваги при проектуванні та під час виготовлення, а також звужити коло параметрів, вплив яких суттєво погіршує характеристики привода, основними з яких є неточності відстані між роликками і профілем кулачка, а також неточності встановлення роликків на коромисловому диску. З використанням запропонованої методики був проведений аналіз вузла привода існуючої транспортувальної системи тамподрукарської машини ТДМ-300, були визначені її основні недоліки.

Розглянуто аналітичні залежності визначення кінематичних залежностей привода транспортувально-подавальної системи тамподрукарської машини із кулачковим механізмом періодичного повороту. З метою зменшення металоємності та покращення динаміки привода рекомендується використовувати кулачкові механізми періодичного повороту, що блокуються з пружними ланками (пружинними, пневматичними). Отримані результати дозволяють зробити висновок, що використання різних законів періодичного руху дає можливість зменшити споживану потужність транспортувального пристрою за рахунок можливої зміни значень піків швидкості (для вибраних та досліджуваних законів періодичного руху до 25,1%) та інерційні навантаження

в системі через зміну значень піків прискорення (для вибраних та досліджуваних законів періодичного руху до 23,5%).

РОЗДІЛ 3

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ПРИВОДА ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

3.1. Методика синтезу кулачкових механізмів періодичного повороту з пружною ланкою

Вимога якісного здійснення технологічних процесів, підвищення продуктивності устаткування та специфіка поліграфічного виробництва призводять до необхідності проектування та розрахунку механізмів, що забезпечують можливість широкої зміни відношення періоду повороту до періоду вистою, кращі динамічними характеристиками та точну фіксацію веденої ланки.

Пропонуються кулачкові механізми, які блокуються із пружною ланкою (ПЛ) таким чином, що для робочих рухів використовуються вільні коливання контуру, до складу якого входить ведена ланка (ВЛ). Такий механізм відрізняється наявністю нерозривного зв'язку виконавчого кулачкового механізму та пружної ланки (рис. 3.1) [65,66].

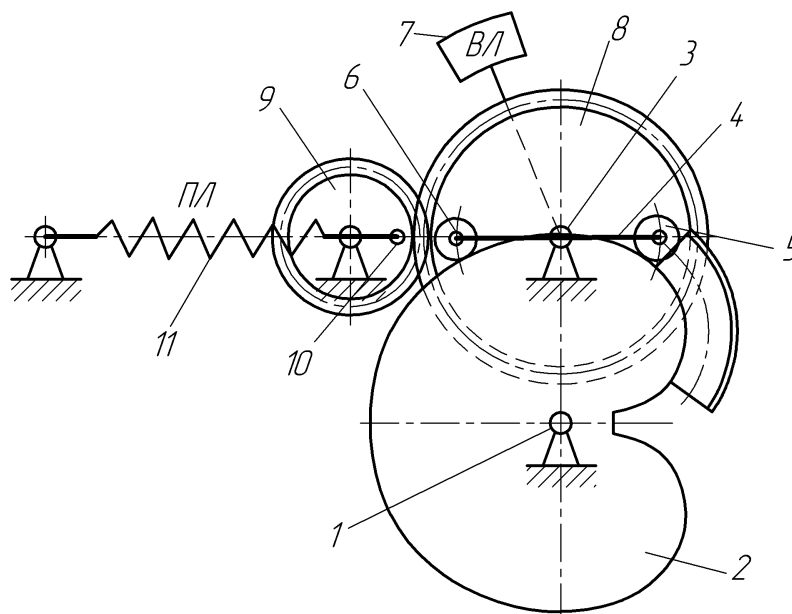


Рис. 3.1. Кулачковий напівобертовий механізм, що блокується з пружною ланкою

Фіксована швидкість, інерційне навантаження веденої системи є оптимальними умовами для роботи напівобертового механізму з пружною ланкою [59]. Згідно схеми цього механізму (рис. 3.1), на вхідному валу 1 кріпиться кулак 2 з розімкненим профілем, маючим в початковій частині паз. Вихідний вал 3 містить коромисло 4 з роликками 5 і 6, умовно зображену ведену ланку 7 і зубчасте колесо 8, що входить в зачеплення з шестернею 9. Палець 10 шестерні 9 пов'язаний з пружною ланкою у вигляді пружини 11. Шестерні 8 і 9, палець 10 і пружина 11 утворюють розвантажувальний пристрій, при цьому передавальне відношення пари 8-9 дорівнює числу позицій повороту (у даному випадку $i = 2$) [65].

Синтез пружної ланки розділяється на дві самостійні задачі – синтез закону періодичного руху вихідної ланки і синтез виконавчого механізму. Оскільки, як виконавчі механізми, застосовуються кулачкові механізми, друга задача представляється як розрахунок відповідної кулачкової пари механізму періодичного повороту. Синтез закону періодичного руху веденої ланки проводиться на базі рішення диференціального рівняння коливального контуру [66]. При цьому використання вільних коливань контуру можливе як на всьому інтервалі однозначних переміщень, так і частково. Враховуючи принцип роботи пружної ланки, можна записати:

$$\frac{d^2 a_k}{dk^2} + \gamma \zeta(a_k) = 0 \quad (3.1)$$

де γ – постійна величина, визначується типом ПЛ;

ζ – безрозмірна пружна характеристика ПЛ;

a_k – позиційний інваріант переміщень;

k – відносний час.

В якості пружної ланки можливе застосування пневматичних, або пружинних пристроїв, з урахуванням пружної характеристики яких проводиться синтез ЗПР. Використання при цьому метода оптимізації багатовимірних

функцій дозволяє проводити направлений синтез закону періодичного руху з урахуванням забезпечення заданих критеріїв їх якісної оцінки.

Для розробки рекомендацій по вибору пружних і інерційних параметрів, вибору діагностичних характеристик, способів реєстрації і обробки даних використовуються динамічні і математичні моделі.

Такі кулачкові механізми періодичного повороту, які блокуються із пружною ланкою, представляються за допомогою динамічної моделі, яка містить два диски та спільний ведучий вал з ділянкою, яка має пружно-дисипативні зв'язки. Вихідна підсистема цієї динамічної моделі представляється як одномасова система із масою, яка з'єднана із коромисловим диском безінерційними пружно-дисипативними зв'язками, а коромисловому диску передається обертальний рух від кулачків (рис. 3.2.) [66].

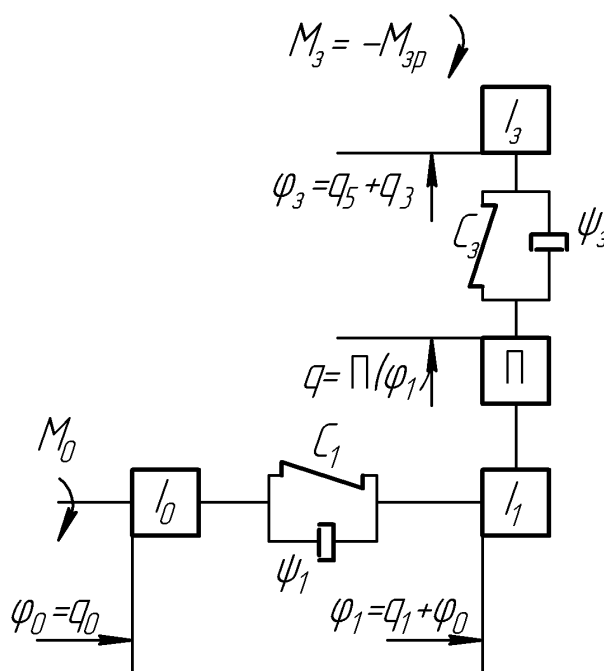


Рис. 3.2. Динамічна модель кулачкового механізму періодичного повороту зблокованого з пружною ланкою

Для даних механізмів існує наступний взаємозв'язок між вхідними і вихідними ланками: $q = P(\varphi)$, де φ і q - узагальнені координати відповідно вхідної і вихідної ланок, а основні кінематичні залежності:

$$\dot{q} = \Pi'(\varphi)\dot{\varphi}; \quad \ddot{q} = \Pi''(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \Pi'(\varphi)\ddot{\varphi}, \quad (3.2)$$

де $\Pi''(\varphi) = \frac{d^2 \Pi}{d\varphi^2}$ і $\Pi'(\varphi) = \frac{d\Pi}{d\varphi}$ - передатні функції.

Для дослідження коливальних процесів необхідно прийняти узагальнені координати. За такі координати приймемо абсолютні та відносні переміщення $q_0 = \varphi_0 \cong \omega_0 t$ на вході привода даної моделі. Такі координати пов'язані між собою залежностями: $\varphi_1 = q_0 + q_1$; $\varphi_3 = q_3 + q_5$ де $q_5 = \Pi(\varphi_1)$.

Для даної динамічної моделі кулачкового механізму, який блокується з пружною ланкою, одержано математичну модель у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь.

Розкладемо в ряд Тейлора за ступенями малої величини безперервну функцію положення, а також її передавальні функції на фазовому куті $q_0 = \varphi_0$ для представлення даної моделі у вигляді системи неоднорідних лінійних рівнянь із коефіцієнтами, які змінюються:

$$\begin{cases} (I_1 + I_3 \Pi'^2) \ddot{q}_1 + 2I_3 \omega_0 \Pi' \Pi'' \dot{q}_1 + [C_1 + \omega_0^2 I_3 (\Pi' \Pi''' + \Pi''^2) - \Pi'' M_3] q_1 = \\ = -\Pi' [I_3 (\omega_0^2 \Pi'' \ddot{q}_3) + M_3] - R_1; \\ I_3 \Pi' \ddot{q}_1 + 2I_3 \omega_0 \Pi'' \dot{q}_1 + I_3 \omega_0 \Pi''' q_1 = I_3 (\omega_0^2 \Pi'' + \ddot{q}_3) - C_3 q_3 - R_3 - M_3 \end{cases} \quad (3.3)$$

Для дослідження динамічних процесів рекомендується скористатися методикою досліджень [67].

Доцільно застосовувати такі механізми тоді, коли у їхній період роботи переважають сили інерції, спричинені нерівномірним рухом ведених мас. Розвантажувальні пристрої таких механізмів дозволяють частково або повністю локалізувати сили інерції. У результаті зменшується навантаження в механізмі привода, що дає можливість підвищити їхню довговічність та надійність. Такі механізми дозволяють виконувати найбільш поширені рухи робочих ланок під час виконання необхідного технологічного процесу.

У даних механізмах періодичного повороту відсутня змінність структури, значно спрощується конструкція, що також забезпечує можливість використання

повних законів періодичного руху веденої ланки, що мають, як відомо, менші значення констант піків прискорення і кінематичної потужності [66].

Для подальшого використання цієї та інших схем необхідно провести аналітичні та експериментальні дослідження механізмів періодичного повороту зблокованих з пружними ланками.

3.2. Динаміка привода крокового транспортера тампдрукарських машин

Метою проведення аналітичних досліджень є визначення динамічних залежностей кулачкового механізму привода крокової транспортувально-подавальної системи для подавання виробів у зону друку тампдрукарської машини.

Для визначення навантажень у кроковому транспортері подавання виробів у зону друку розглянемо структурно-розрахункову схему представлену на рис. 3.3 [68].

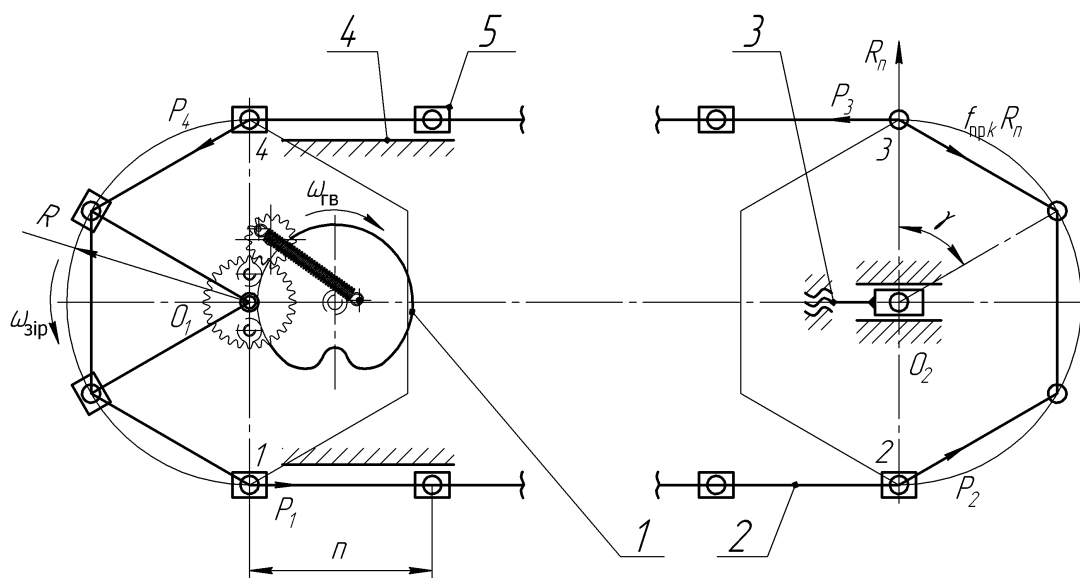


Рис. 3.3. Структурно-розрахункова схема привода крокового транспортера тампдрукарської машини

Приймаємо, що ланцюг охоплює дві зірки, одна з яких ведуча, а друга ведена. В цій ланцюговій передачі довжина ведучої гілки дорівнює довжині цілого числа ланок, що забезпечує синфазний рух зірочок. Це дозволяє зменшити вплив кінематичної нерівномірності руху ведучої гілки ланцюга та веденої зірки.

Розгляд дії сил натягу ланцюга проводимо відповідно до напрямку його руху. Для визначення сумарних крутних моментів на головному валу привода необхідно вирахувати сили, які діють на ланки зірки.

Розглянемо основні залежності для визначення сумарних крутних моментів на головному валу кулачкового привода з урахуванням аналітичних досліджень ланцюгового транспортера у [69]. Ланцюги приводяться в рух від приводної зірочки і для надійної роботи огинають натяжну зірочку. Для ліквідації прогину тягового елемента створюється попередній натяг в межах 0,5...3 кН.

В транспортері виникають динамічні навантаження від статичних і динамічних сил. Рух ланцюга супроводжує нерівномірність його руху у верхній та нижній гілках, що є причиною додаткових інерційних навантажень. Для розрахунку динамічних навантажень, які виникають в кроковому транспортері під час періодичного руху, контур ланцюгової передачі розбивають на чотири ділянки (рис. 3.3).

Розглянемо динамічні навантаження від статичних сил.

Приймаємо, з врахуванням ваги ланцюга, попередній натяг на одну вітку рівним $P_0 = 500$ Н (для транспортеру пластинчатого типу ТДМ). В точці 1 діє мінімальний натяг $P_1 = P_0$. Натяг в точці 2 – P_2 визначиться таким чином:

$$P_2 = P_1 + P_{12} = P_1 + Z_{12} \cdot G_1 \cdot g \cdot f_{прк}, \quad (3.4)$$

де P_{12} – опір на ділянці 1-2;

G_1 – вага каретки з ланцюгом;

Z_{12} – кількість кареток на ділянці 1-2;

g – гравітаційне прискорення ($g = 9,81$ м/сек²);

$f_{\text{пр}k}$ – комплексний приведений коефіцієнт тертя ($f_{\text{пр}k} = 2,6f_{\text{пр}}$).

Приведений коефіцієнт тертя $f_{\text{ю}}$ при використанні підшипників кочення [58]:

$$f_{\text{пр}} = 2 \left(\frac{k_1}{d} + \frac{k_2}{D} \right) \approx 0,012, \quad (3.5)$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти тертя тіл кочення, d і D – їх діаметри.

Тоді $f_{\text{пр}k} = 2,6f_{\text{пр}} = 0,031$.

Натяг в точці 3:

$$P_3 = P_2 + P_{23} = P_2 + k_{23} \cdot P_2 = P_2(1 + k_{23}), \quad (3.6)$$

де P_{23} – опір на ділянці 2-3;

k_{23} – коефіцієнт опору на натяжній (веденій) зірці ($k_{23} = 0,05 \div 0,07$).

Натяг в точці 4:

$$P_4 = P_3 + P_{34} = P_3 + P_{cm} = P_3 + Z_{34} \cdot G \cdot g \cdot f_{\text{пр}k}, \quad (3.7)$$

де P_{34} – опір на ділянці 3-4;

Z_{34} – кількість ланок на ділянці 3-4 ($Z_{34} = Z_{12}$);

G – сумарна вага ланки з виробом для задрукування, закріпленим на поверхні транспортера $G = G_1 + G_2$, де G_2 - вага виробу.

З визначених величин натягів знаходимо тягове зусилля на ведучій зірці:

$$P_{\text{ст}} = P_4 - P_3 + P_{41} = P_4 - P_3 + k_{41}(P_4 + P_1), \quad (3.8)$$

де P_{41} – опір на ділянці 4-1;

k_{41} – коефіцієнт, який характеризує опір на ведучій зірці ($k_{41} = 0,03 \div 0,05$).

Враховуючи (3.8) крутний момент на валу ведучої зірки від дії статичних сил визначається:

$$M_{\text{ст}} = P_{\text{ст}} \cdot R, \quad (3.9)$$

де R – радіус ведучої зірки.

Розглянемо динамічні навантаження від дії інерційних сил внаслідок нерівномірного руху ланцюгового транспортера виникають сили інерції. Крутний момент від дії цих сил визначається:

$$M_{ін1} = I \cdot \varepsilon_{зіркк}, \quad (3.10)$$

де I – момент інерції мас транспортера приведений до ведучої зірки;

$\varepsilon_{зіркк}$ – кутове прискорення зірки:

$$\varepsilon_{зіркк} = c_k \frac{\gamma_{\Sigma}}{T^2}, \quad (3.11)$$

де c_k – позиційні інваріанти подібності прискорення;

γ_{Σ} – кутовий розмах веденої ланки;

T – час повороту головного валу.

Момент інерції мас приводимо до ведучої зірки:

$$I \frac{\omega_{зіркк}^2}{2} = Z_{12} \cdot G_1 \frac{V_{ланцк}^2}{2} + Z_{34} \cdot G \frac{V_{ланцк}^2}{2} + (Z_{14} + Z_{23}) I_{лан} \frac{\omega_{зіркк}^2}{2} + 2 \cdot I_{зірк} \frac{\omega_{зіркк}^2}{2}, \quad (3.12)$$

де $V_{ланцк}$ – миттєва швидкість ланцюга ($V_{ланцк} = \omega_{зіркк} \cdot R$);

Z_{14} – кількість ланок на ділянці 1-4;

Z_{23} – кількість ланок на ділянці 2-3 ($Z_{14} = Z_{23}$);

$I_{лан}$ – момент інерції ланки транспортера;

$I_{зірк}$ – момент інерції зірки.

$\omega_{зіркк}$ – миттєва кутова швидкість обертання зірки:

$$\omega_{зіркк} = b_k \frac{\gamma_{\Sigma}}{T}, \quad (3.13)$$

де b_k – позиційні інваріанти подібності швидкості.

Навантаження в механізмі залежать від кінематичних характеристик. Маючи на меті визначення оптимального прискорення, які є основною

складовою визначення навантажень був проведений аналіз найбільш вживаних законів періодичного руху. Результати аналізу з використанням інваріантної форми представлені на рис. 3.4, 3.5 у вигляді діаграм. З діаграм можна зробити висновок, що найбільш сприятливими законами для покращення динамічних характеристик є закони з меншими максимальними значеннями прискорень та відсутністю різкої їх зміни. Проведені аналітичні дослідження впливу законів періодичного руху засвідчують, що при інерційних навантаженнях найбільш доцільним є використання поліноміальних законів [24,70].

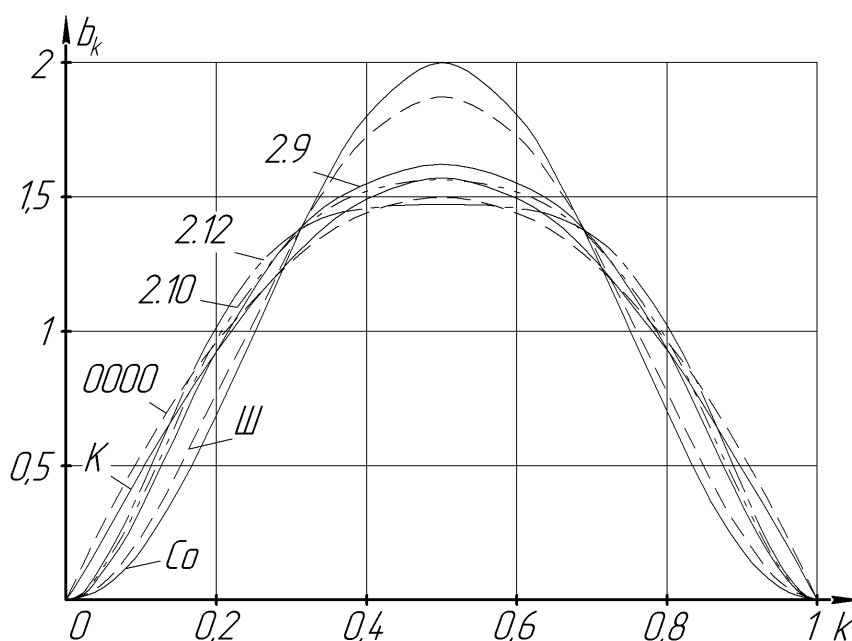


Рис. 3.4. "Одиничні" діаграми швидкості b_k ЗПР: К, C_0 , 0000, Ш, 2.9, 2.12, 2.10

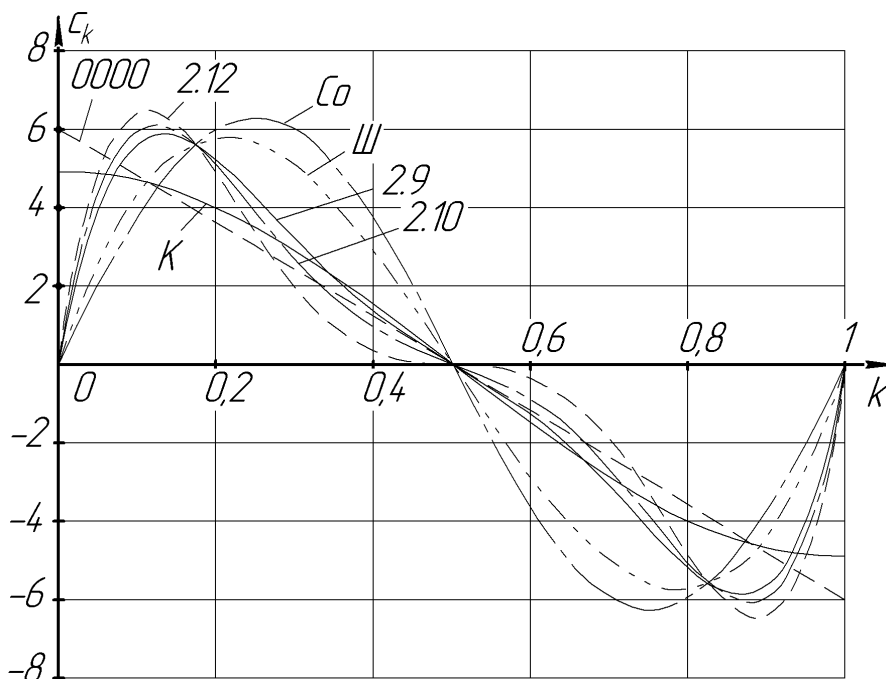


Рис. 3.5. "Одиничні" діаграми прискорень c_k ЗПР: К, С₀, 0000, Ш, 2.9, 2.12, 2.10

Момент інерції ланки транспортера відносно осі зірки визначається:

$$I_{\text{ланки}} = \frac{1}{3} G_1 \left(a^2 + b^2 + \frac{R^2}{3} \right), \quad (3.14)$$

де a – висота ланки транспортера;

b – довжина ланки транспортера.

Момент інерції зірки визначається:

$$I_{\text{зірки}} = \frac{1}{2} G_{\text{зір}} \cdot R^2, \quad (3.15)$$

де $G_{\text{зір}}$ - вага зірки.

Момент від дії динамічної сили, яка виникає при русі ланцюга у верхній і нижній гілках, дорівнює:

$$M_{\text{ін2}} = 2P_{\text{дин}} \cdot R, \quad (3.16)$$

$P_{\text{дин}}$ - сила динамічного навантаження.

Динамічне навантаження при русі ланцюга рекомендується визначати по формулі:

$$P_{дин} = \frac{n_{зир}^2 \cdot Z_{12} \cdot G_1 \cdot t}{180} \Delta = 0,36 \cdot Z_{12} \cdot G_1 \cdot \varepsilon_{зирк}, \quad (3.17)$$

де $n_{зир}$ – частота обертання зірки;

t – крок ланцюга;

Δ – коефіцієнт впливу пружності і провисання ланцюга ($\Delta = 0,5 \div 0,75$).

Тоді крутний момент від сил інерції буде дорівнювати:

$$M_{ин} = M_{ин1} + M_{ин2}, \quad (3.18)$$

Сумарний крутний момент на головному валу привода з урахуванням попередньо вирахованих значень крутних моментів від дії статичних і динамічних сил на валу ведучої зірки ланцюгового транспортеру, визначається:

$$M_{кр} = u_k \frac{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi \cdot T^2 \cdot \eta}, \quad (3.19)$$

де φ – цикловий кут повороту головного валу за час T ;

I_{Σ} – сумарний момент інерції ведених мас;

η – коефіцієнт корисної дії механізму привода;

u_k – позиційний інваріант подібності сумарної потужності, який дорівнює:

$$u_k = (p_k + c_k) b_k, \quad (3.20)$$

де p_k – число Ньютона, визначається:

$$p_k = \frac{M_{ст}}{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma} \cdot T^{-2}}, \quad (3.21)$$

Сумарний момент інерції ведених мас можна визначити:

$$I_{\Sigma} = \frac{M_{ин} \cdot T^2}{c_k \cdot \gamma_{\Sigma}}, \quad (3.22)$$

Виконання і забезпечення технологічного процесу друкування з відповідною якістю забезпечуються застосуванням транспортувальних систем з періодичним рухом який створюється кулачковим механізмом. Це дозволяє зменшити амплітуду збуджених коливань, підвищити рівномірність ходу, забезпечити точність позиціонування виробів, які задруковуються.

Запропонована методика визначення навантажень у транспортуючому модулі була перевірена при розрахунку крутних моментів транспортувальної системи ТДМ-300 з врахуванням технічних характеристик [68].

Результати проведених розрахунків по вищенаведеній методиці максимальних крутних моментів на головному валу привода для вибраних законів періодичного руху в залежності від зміни швидкості обертання головного валу представлені на графіках рис. 3.6, а зміна максимальних крутних моментів на веденому валу кулачкового механізму привода в залежності від зміни швидкості обертання головного валу привода – на рис 3.7 [68]:

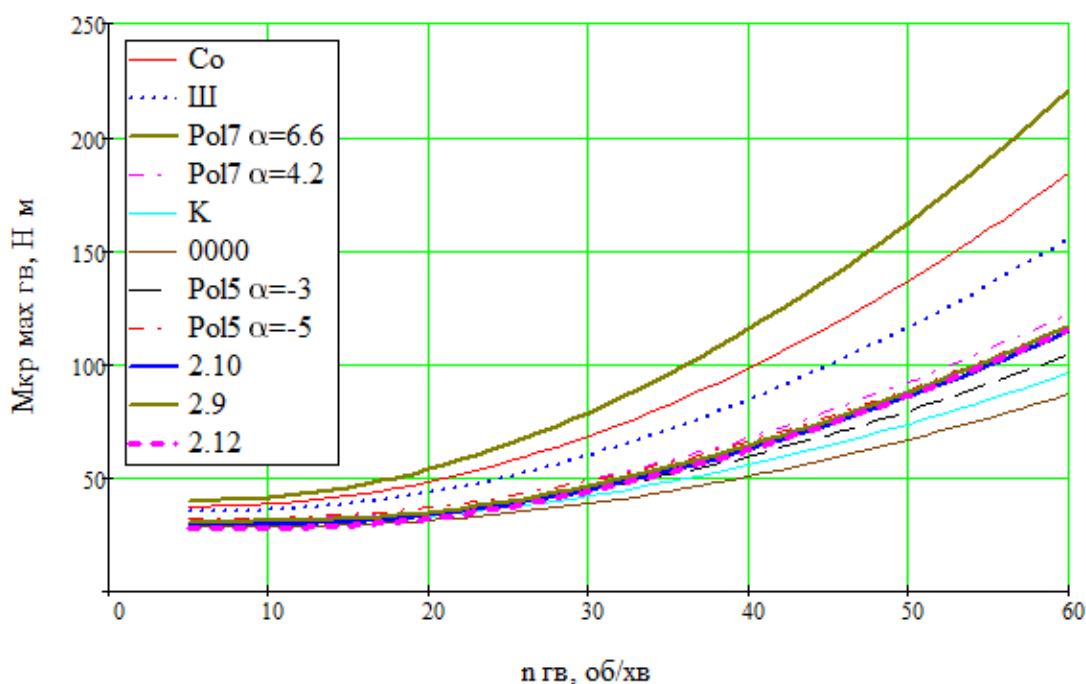


Рис. 3.6. Максимальні крутні моменти на головному валу для різних ЗПР залежно від швидкості обертання головного валу

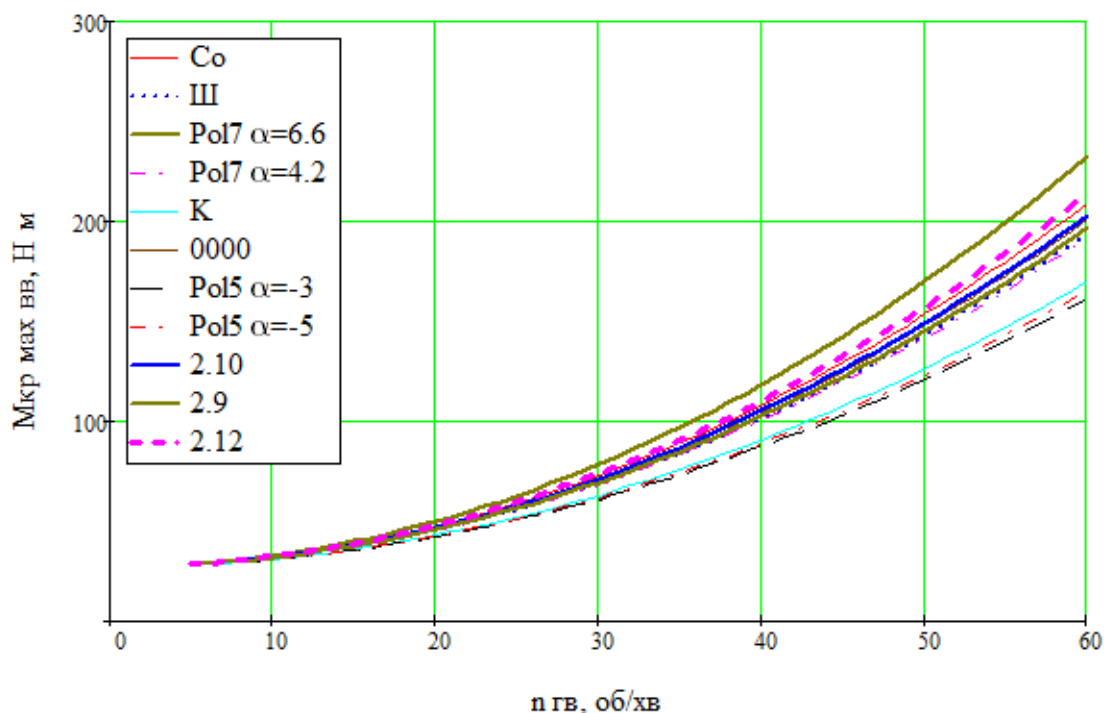


Рис. 3.7. Максимальні крутні моменти на веденому валу для різних ЗПР залежно від швидкості обертання головного валу

Представлені результати дозволяють практично вибрати закон періодичного руху для привода транспортувально-подавальної системи тамподрукарської машини. Отримані результати дозволяють зробити висновок, що використання різних законів періодичного руху дає можливість змінювати максимальні значення крутного моменту досліджуваної транспортувальної системи [68]. Для вибраних законів періодичного руху різниця у відсотках максимальних значень крутного моменту на головному валу визначається залежністю представленою на рис. 3.8. Даним графіком представлено зміну у відсотках різниці між законом «Pol7 $\alpha=6,6$ », який має найбільші значення максимальних моментів, та законом «0000», який має найменші максимальні значення моментів, відповідно до рис. 3.6. На веденому валу така залежність зміни максимальних значень крутних моментів представлено на рис. 3.9. З графіку видно різницю у відсотках між законом «Pol7 $\alpha=6,6$ », який має найбільші значення максимальних моментів, та законом «Pol5 $\alpha=-3$ », який має найменші максимальні значення моментів, відповідно до рис. 3.7.

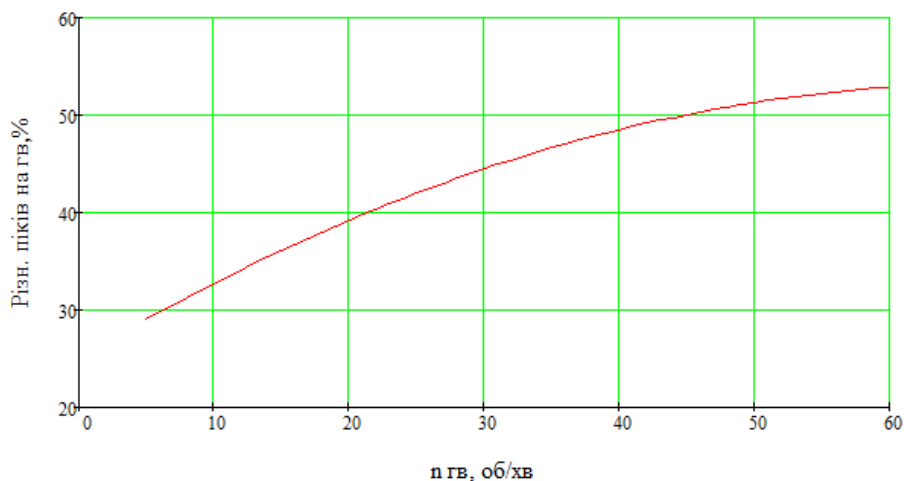


Рис. 3.8. Зміна різниці значень піків крутних моментів на головному валу привода між законами періодичного руху з найбільшими «Pol7 $\alpha=6,6$ » та найменшими «0000» значеннями в залежності від зміни швидкості обертання ГОЛОВНОГО ВАЛУ

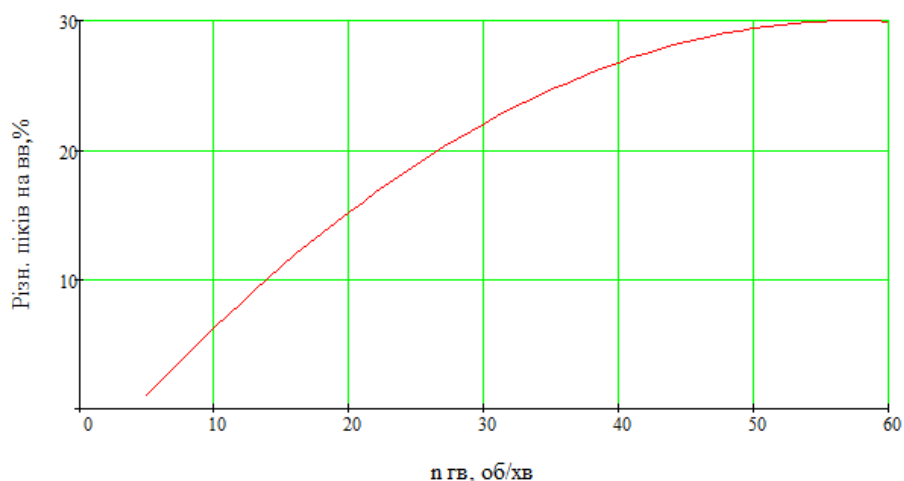


Рис. 3.9. Зміна різниці значень піків крутних моментів на веденому валу привода між законами періодичного руху з найбільшими «Pol7 $\alpha=6,6$ » та найменшими «Pol5 $\alpha=-3$ » значенням в залежності від зміни швидкості обертання головного валу

Для зменшення навантажень в системі було досліджено величину фазового кута повороту виконавчого кулачкового механізму і його вплив на динамічні характеристики привода, які представлені на рис. 3.10. Частота обертання головного валу привода прийнята: $n = 20$ об/хв [68].

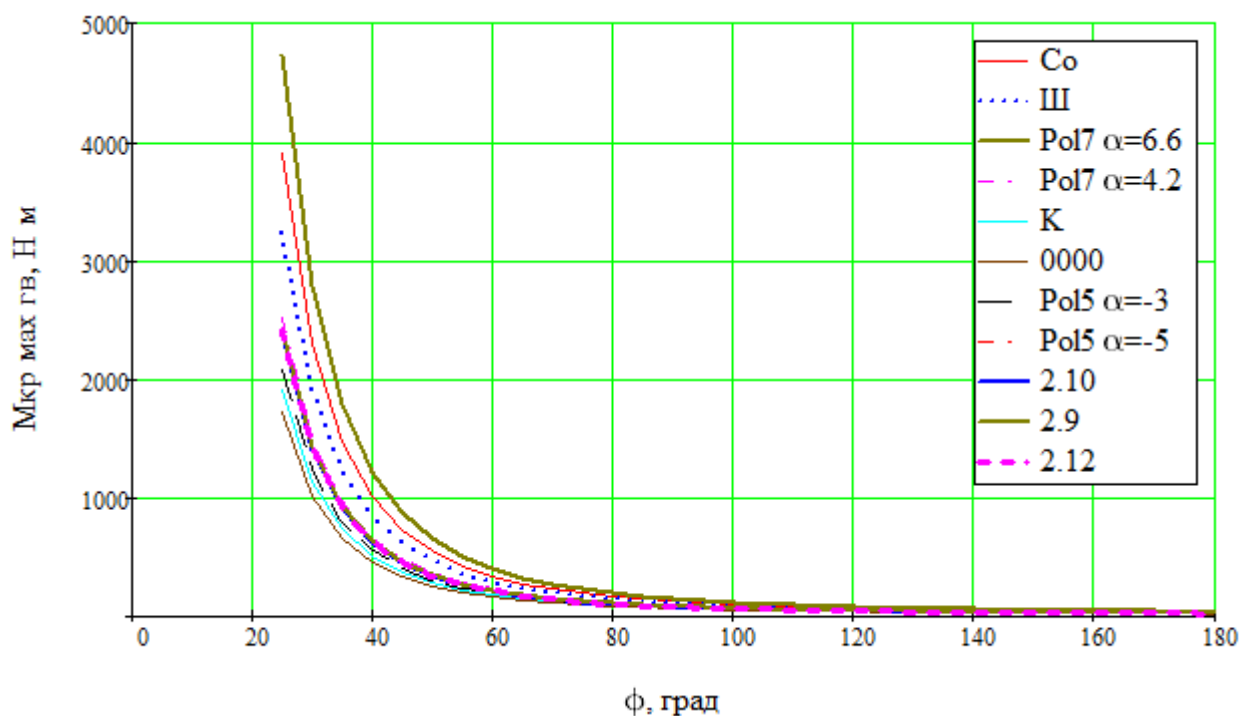


Рис. 3.10. Максимальні моменти для різних ЗПР залежно від фазового кута повороту кулачкового механізму

Представлені на рис. 3.10 залежності показують, що кулачкові механізми з фазовим кутом менше 60 градусів різко збільшують крутні моменти на головному валу привода. Тому для зменшення крутних моментів рекомендується використовувати кулачкові профілі з фазовими кутами більше 60 градусів.

Проведені дослідження механізму привода транспортувально-подавальних систем [68] дозволило розглянути можливості застосування кулачкових поворотних механізмів для їх привода. Дослідження таких кулачкових механізмів періодичного повороту, методики їх розрахунку розглядається далі.

3.3. Аналітичні дослідження кулачкового механізму періодичного повороту

3.3.1. Характеристика застосування кулачкових механізмів у поліграфічних машинах

Для відтворення періодичного руху в транспортувальних пристроях поліграфічних машин широко використовуються кулачкові механізми. Впровадження таких механізмів при розробці нового і модернізації існуючого обладнання вимагає спрощеної методики їх розрахунку. Це можливо при використанні нових сучасних програмних продуктів.

Транспортувальні пристрої періодичного руху тамподрукарських машин повинні забезпечувати вимогам, які були встановлені у першому розділі. Таким вимогам відповідають кулачкові механізми періодичного повороту. Розрахунок профілю кулачка з врахуванням всіх необхідних умов супроводжується складними розрахунками.

Розробка спеціального програмного продукту з розрахунку кулачкових механізмів дозволяє спростити процес синтезу кулачкового механізму, суттєво зменшує вірогідність появи похибок, заощаджує час, а також дозволяє оптимізувати конструктивні параметри.

Використання у поліграфічних машинах кулачкових механізмів обумовлено необхідністю реалізації циклічних технологічних операцій. Крім того, кулачкові механізми періодичного повороту дозволяють реалізувати більш сприятливі у динамічному відношенні закони періодичного руху веденої ланки, змінити співвідношення періодів повороту та вистою, а також забезпечити беззазорну фіксацію веденої ланки у період вистою.

Ці механізми характеризуються нерівномірним рухом ведених мас і відповідно змінною дією сил інерції. Сьогодні існують методики і програми розрахунку окремих параметрів кулачкових механізмів класичного вигляду без врахування специфіки конструкції кулачкових механізмів періодичного повороту [24, 58, 70-75].

В попередніх пунктах показана можливість використання кулачкового механізму привода крокового типу для транспортування виробів в зону друкування тамподрукурських машин і підтверджується актуальність їх використання.

Метою такого дослідження є розробка методики розрахунку кулачкового механізму періодичного повороту крокових транспортувальних пристроїв поліграфічних машин, зокрема тамподрукарських, для подавання виробів в зону друкування.

3.3.2. Результати проведених досліджень

Визначення схеми і параметрів кулачкового механізму

Особливістю кулачкових механізмів періодичного повороту є те, що рух виконавчим ланкам передається на певній ділянці кутового переміщення профілю кулачка з подальшою фіксацією виконавчих елементів у період вистою, що забезпечує на цьому проміжку абсолютну точність виконання технологічного процесу. Схема механізму періодичного повороту представлена на рис 3.11 [76]. Він складається з таких основних частин: головний вал 1, кулачок 2, ролики 3, коромисловий диск 4, ведений вал 5, робочий профіль кулачка 6, теоретичний профіль кулачка 7, траєкторія руху ролика 8, фазовий кут 9, полярний кут 10.

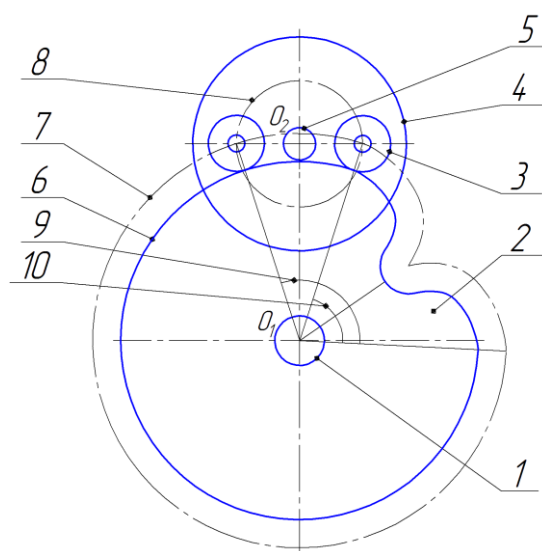


Рис. 3.11. Основні елементи кулачкового механізму періодичного повороту

Аналітичне дослідження [76] проведемо з наведенням основних формул і відповідних графіків з виділенням основних пунктів розрахунку.

1) Задавання початкових параметрів для розрахунку

Необхідні вихідні дані для розрахунку профілю кулачкового механізму періодичного повороту (рис. 3.12):

- Фазовий кут кулачка – φ
- Кут повороту коромислового диску – γ_{Σ}
- Частота обертання головного валу – n
- Максимальне статичне навантаження на валу коромислового диску – M_{st}
- Сумарний момент інерції ведених мас – I_{Σ}
- Діаметр головного валу – d_{gv}
- Діаметр веденого валу – d_{vv}
- Відстань між центрами кулачка і диска – b
- Радіус коромислового диску – l
- Закон періодичного руху

До заданого статичного моменту слід віднести моменти від технологічних сил, від сил ваги, моменти від пружних деформацій робочих ланок (пружин, ресор, пневмоциліндрів тощо), моменти сил опору тертя і середовища [76].

2) Математичний опис кінематичних функцій законів періодичного руху поліномами

Закони періодичного руху (ЗПР) вихідних ланок кулачкових механізмів в практиці машинобудування найчастіше виражені різними математичними функціями: тригонометричними (синусоїдальний і косинусоїдальний ЗПР), лінійно-частковими (сімейство ЗПР «довільна трапеція»), степеневими рядами (поліноміальні і полідинамічні ЗПР). Для автоматизації кінематичних розрахунків на ПК всі відомі ЗПР апроксимуються однією узагальненою функцією - степеневим рядом з кінцевою кількістю членів (поліномом). При

цьому створюється можливість вести кінематичні розрахунки з використанням однієї універсальної програми для ПК [58].

Поліноміальна функція та її похідні:

- для інваріантів переміщення

$$a_k = A_2 k^2 + A_3 k^3 + A_4 k^4 + A_5 k^5 + A_6 k^6 + A_7 k^7 + \dots \quad (3.23)$$

- для інваріантів швидкості

$$b_k = a_k' \quad (3.24)$$

- для інваріантів пришвидшення

$$c_k = b_k' \quad (3.25)$$

де $k = \frac{t}{T}$ - відносний час, T - період кінематичного циклу, A_i - постійні

коефіцієнти, величини яких визначають певний закон періодичного руху [76].

3) Вибір закону періодичного руху

Закон періодичного руху вихідної ланки обирають за критеріями його якісної оцінки залежно від конкретних умов [76].

Для механізмів, пружністю ланок яких можна нехтувати, вибір ЗПР визначається значенням числа Ньютона p , яке у модульній системі $[I\gamma T]$ обчислюється [24]:

$$p_k = \frac{M_{st}}{I_\Sigma \cdot \gamma_\Sigma \cdot T^{-2}} \quad (3.26)$$

Основні правила при визначенні ЗПР [24,58,70, 76].

1. При $p > 12$ (переважно статичне навантаження механізму з приблизно постійним технологічним опором) необхідно обирати ЗПР з найменшою константою піка швидкості B . Такий ЗПР забезпечує найменші витрати потужності при подоланні технологічних навантажень.

2. При $12 > p > 8$ (переважно статичне навантаження механізму з невеликою часткою динамічного) необхідно, враховуючи вираз критеріального рівняння сумарної потужності $(pb + d) = u$ обирати ЗПР з мінімальними значеннями констант піків швидкості B і піків кінетичної потужності D одночасно, віддаючи перевагу константам B .

3. При $8 > p > 2$ (переважно динамічне навантаження механізму з невеликою часткою статичного) аналогічно, враховуючи $(pb + d) = u$ необхідно обирати ЗПР з мінімальними значеннями констант піків швидкості B і піків кінетичної потужності D одночасно, віддаючи перевагу константам D .

4. При $p < 2$ (переважно динамічне, інерційне навантаження з нехтовно малою статичною складовою) необхідно обирати ЗПР з мінімальними константами піків пришвидшення C . В цьому випадку при інших рівних умовах максимальні сили інерції матимуть найменші значення.

5. Для робочих органів, що рухаються реверсивно і без зупинок, необхідно обирати ЗПР, які не мають розриву функції пришвидшення в моменти реверсу (зокрема "косинусоїдальний").

6. Якщо ланки механізму вважаються пружними, необхідно скласти динамічну і відповідну математичну моделі, і провести аналіз, який дозволяє:

- при відповідних пружно-частотних характеристиках обрати ЗПР, що забезпечить мінімальний коефіцієнт динамічності;
- за заданими пружно-частотними характеристиками вихідної системи синтезувати полідинамічний ЗПР.

4) Розрахунок оптимальних геометричних параметрів механізму

Із схеми побудови таких кулачкових механізмів видно, що теоретичний профіль ділянок розбігу і вибігу представляють собою епіциклоїдальну криву.

Визначаємо оптимальне значення довжини радіуса коромислового диску, фазового кута та базовідстані, виходячи з обмеження розміру радіусу коромислового диску межами величини базовідстані та рівності колових швидкостей коромислового диску та кулачка в точці переходу від розбігу до

вибігу. Це дозволяє отримати профіль без ділянки, на якій коромисловий диск обганяє по колівій швидкості кулачок (рис. 3.12) [76].

Для оптимізації геометричних параметрів кулачкового механізму необхідно врахувати співвідношення та взаємозв'язок базовідстані, фазового та сумарного кута повороту та радіуса коромисловго диску, а також закон періодичного руху. Кут повороту веденої ланки задається конструктивно, закон періодичного руху вибирається по вищенаведеним рекомендаціям, а зв'язок геометричних розмірів базовідстані та радіуса коромислового диску, а також фазового кута повороту кулачка визначається виразом:

$$l(\varphi + \gamma_{\Sigma} \cdot b_{k_max}) = \varphi \cdot b \quad (3.27)$$

де b_{k_max} максимальне значення інваріанту швидкості (пік), що при симетричних законах періодичного руху відповідає біжучому значенню інваріанта швидкості в середній точці.

Відповідними перетвореннями залежності можна визначити оптимальне значення кожної з трьох необхідних величин.

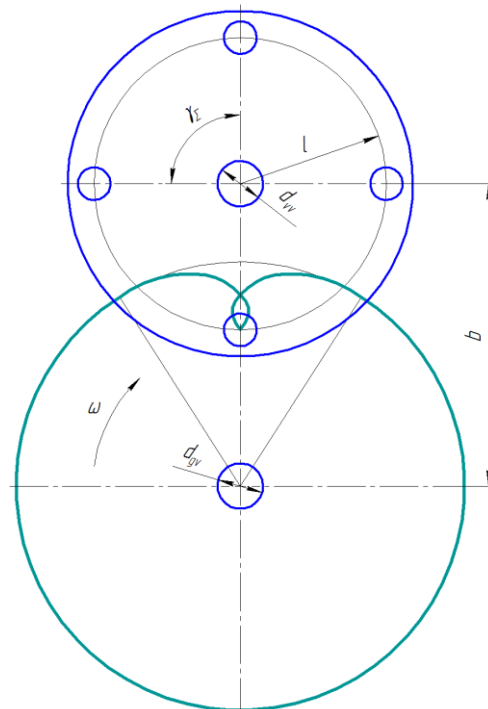


Рис. 3.12. Невірні значення основних розмірів механізму приводить до само пересічення профілю

5) Розрахунок радіусів-векторів змінної ділянки профілю кулачкового механізму

Розміри радіусів-векторів теоретичної кривої кулачка визначається із відношення елементарних тригонометричних функцій. Для їх розрахунку розглянемо схему (рис. 3.13), де O_1O_2 – базовідстань, O_1A – радіус-вектор змінного профілю кулачка, O_2A – радіус коромислового диску.

Враховуючи особливість побудови таких механізмів, початковий кут положення коромисла відносно бази механізму буде: $\gamma_0 = \frac{\gamma_\Sigma}{2}$.

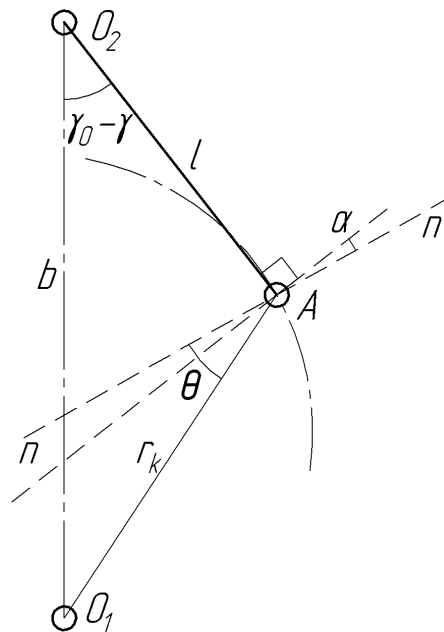


Рис. 3.13. Розрахункова схема для кулачкового механізму періодичного повороту

З трикутника O_1O_2A визначаємо радіуси-вектори змінного профілю кулачка:

$$r_k = \sqrt{l^2 + b^2 - 2 \cdot l \cdot b \cdot \cos(\gamma_0 - \gamma_k)} \quad (3.28)$$

де $\gamma_k = a_k \gamma_\Sigma$ - кутове переміщення коромислового диску, $k = \frac{t}{T}$ – відносний час, T – період кінематичного циклу.

Підставляючи відповідні параметри у формулу (3.28), отримаємо необхідні значення радіусів-векторів змінної ділянки профілю кулачка [76].

б) Розрахунок кутової поправки

Для забезпечення роботоспроможності кулачкового механізму та виконання заданого закону повороту коромислового диску, який кінематично пов'язаний з веденою ланкою виконавчого механізму, необхідно враховувати величину кутової поправки. Кутова поправка виникає внаслідок зміщення ролика відносно початкового положення, що представлено на рис. 3.14 [76].

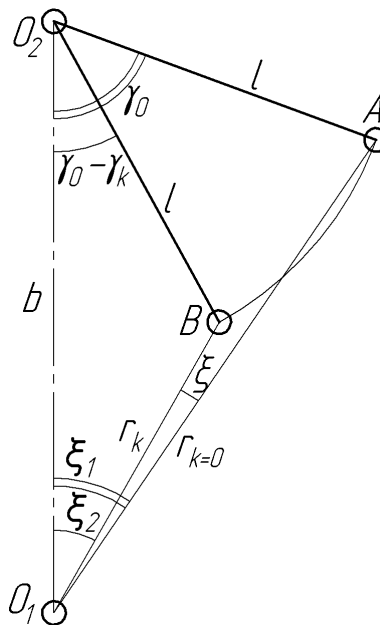


Рис. 3.14. Схема для визначення кутової поправки

З приведеної схеми видно, що в досліджуваних механізмах значення кутової поправки біжуче значення фазового кута може як збільшувати так і зменшувати. Значення кутової поправки знаходиться з виразу:

$$\xi = \xi_1 \mp \xi_2 \quad (3.29)$$

де ξ_1 – кут між початковим радіусом-вектором і базою, ξ_2 – кут між біжучим радіусом-вектором і базою. Значення кутової поправки при розбігу веденої маси дорівнює їх різниці, а при вибігу – сумі.

Ці кути знаходимо з залежностей:

$$\xi_1 = \arccos \frac{b^2 + r_0^2 - l^2}{2b \cdot r_0} \quad (3.30)$$

$$\xi_2 = \arccos \frac{b^2 + r_k^2 - l^2}{2b \cdot r_k} \quad (3.31)$$

На рис. 3.15 представлено результат визначення значення кутової поправки в залежності від біжучого значення фазового кута [76]. Кутова поправка в залежності від сумарного кута повороту та базовідстані може приймати як від'ємні так і додатні значення, що видно з графіку.

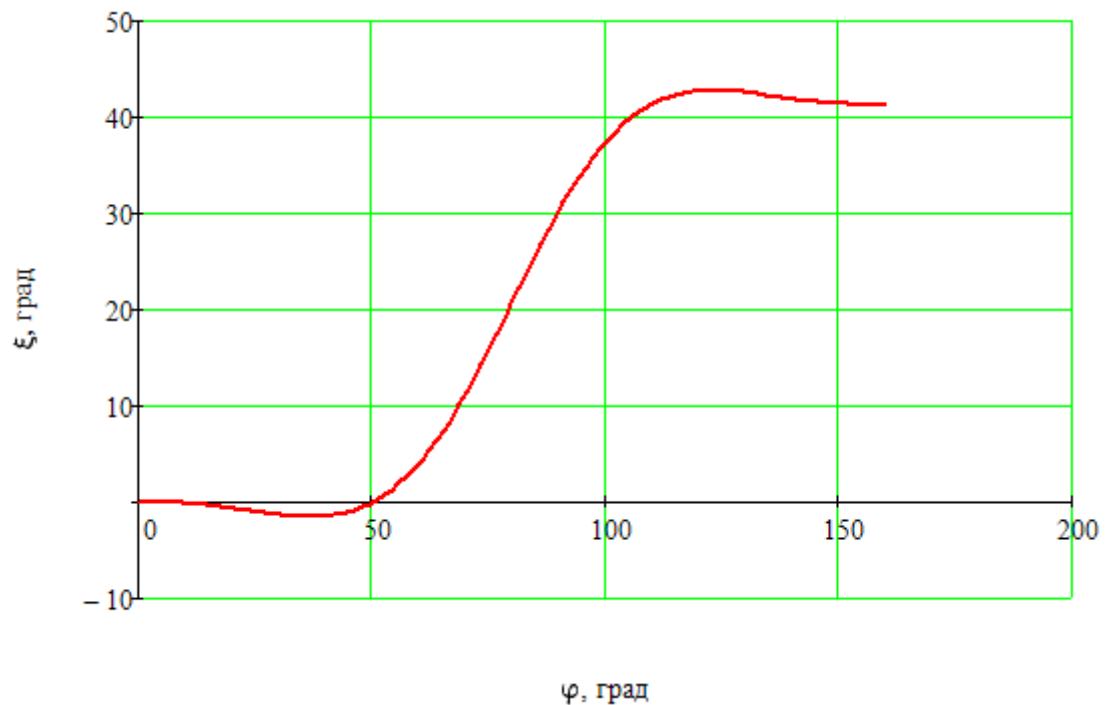


Рис. 3.15. Зміна значення кутової поправки в залежності від фазового кута

Залежність зміни біжучих значень полярного кута (з врахуванням кутової поправки) від фазового кута кулачка представлено на рис. 3.16.

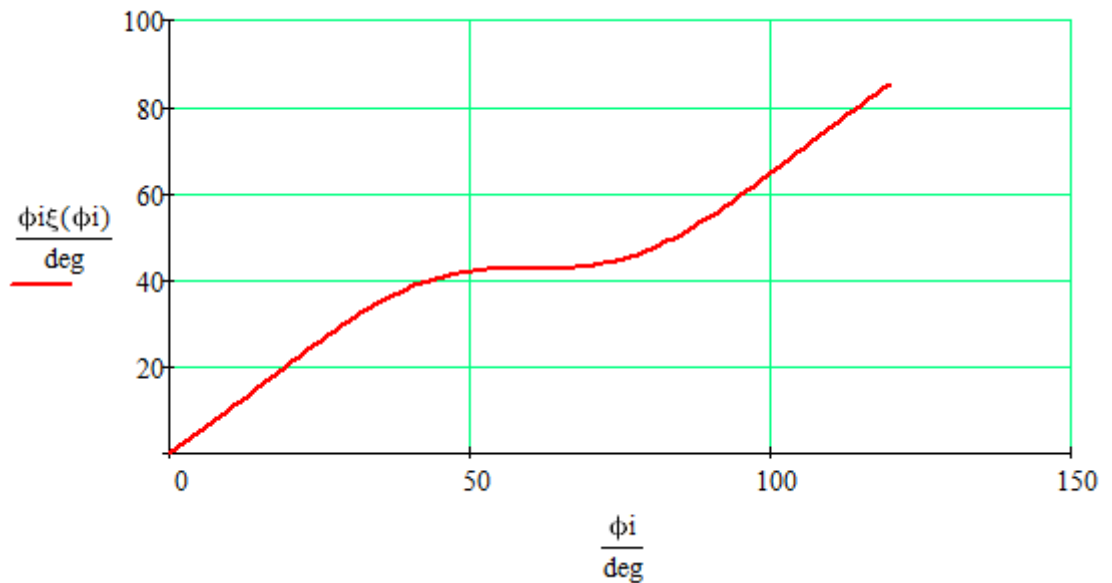


Рис. 3.16. Залежність біжучих значень полярного кута від фазового кута кулачка

З графіку видно, що кутова поправка зменшує максимальне значення фазового кута. Тому при проектуванні таких типів кулачкових механізмів необхідно врахувати їх особливості та вибрати більші циклові значення фазового кута. А також необхідно перевіряти максимальне значення полярного кута, щоб він знаходився у допустимих межах.

7) Розрахунок інших параметрів кулачкового механізму

До таких параметрів можна віднести:

7.1) Кутову швидкість головного валу, 1/сек:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3.32)$$

7.2) Період кінематичного циклу, сек:

$$T = \frac{\varphi}{\omega}, \quad (3.33)$$

7.3) Біжучі значення переміщення коромислового диску

На рис. 3.17 і рис. 3.18 відповідно представлені графіки біжучих значень кутового переміщення коромислового диску на фазовому куті та на полярному куті:

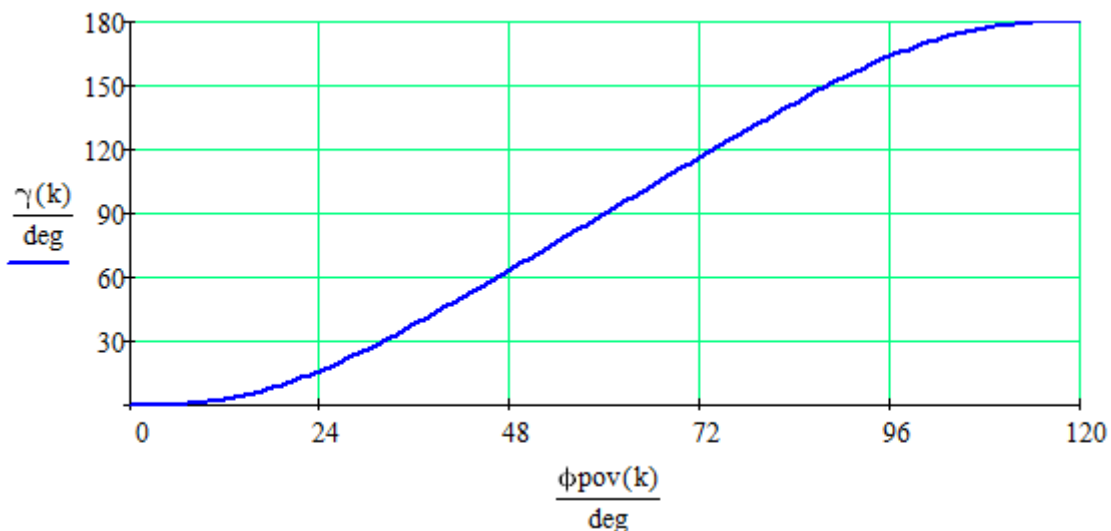


Рис. 3.17. Графік кутового переміщення коромислового диску відносно фазового кута

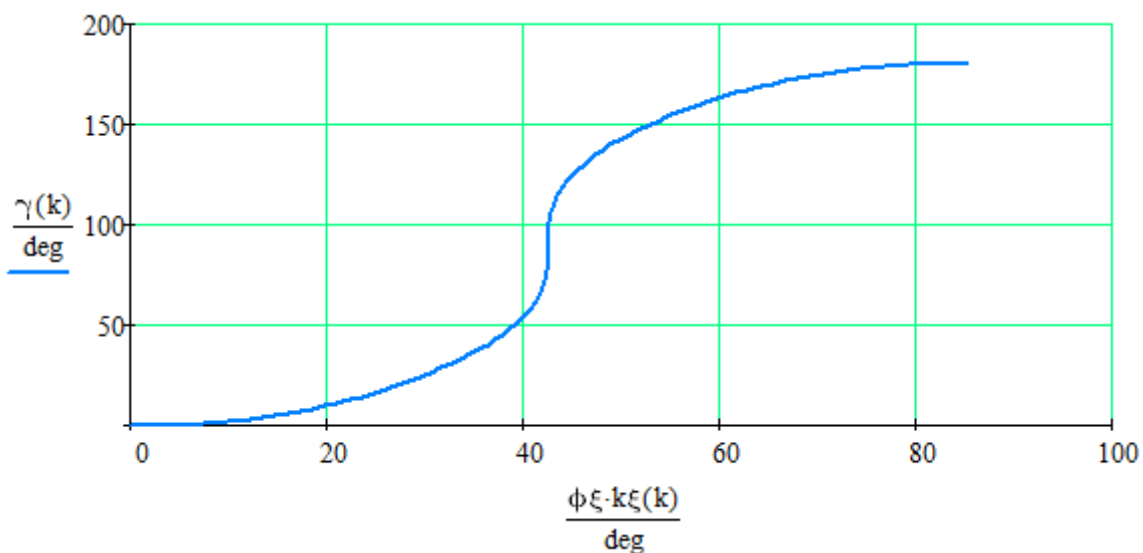


Рис.3.18. Графік кутового переміщення коромислового диску відносно полярного кута

З графіку рис. 3.18 видно, що є ділянка профілю на якій при малих змінах полярного кута здійснюється максимальна швидкість повороту коромислового диска, яка співпадає з точкою переходу від розбігу до вибігу.

7.4) Визначення режиму роботи та коефіцієнту запасу

Аналіз даних з проектування і експлуатації кулачкових механізмів дає підстави умовно встановити три режими їх навантаження: *легкий (Л)*, для якого характерною є перевага інерційного навантаження; *середній (С)*, коли сили інерції співвідносні із статичними навантаженнями; *тяжкий (Т)*, при значних статичних силах [70].

Умови навантаження доповнюються умовами роботи кулачкового механізму: 1) механізм захищений від пилу; 2) механізм працює в умовах пилу, змащення періодичне або відсутнє. В табл. 3.1 наведені значення коефіцієнтів запасу кутів тиску для визначених режимів роботи.

Таблиця 3.1

Коефіцієнти запасу відповідно режимам роботи

Режим роботи	Л1	Л2	С1	С2	Т1	Т2
Коефіцієнт запасу	1,25	1,45	1,45	1,6	1,6	1,75

Режим роботи вибирається відповідно числу Ньютона (див. п. 3) по таким критеріям: якщо $P_k < 0,7$, то режим легкий, якщо $P_k > 1,3$, то режим тяжкий, інші параметри – режим легкий.

7.5) Визначення максимального допустимого кута тиску:

Однією з основних характеристик кулачкових механізмів є кут тиску, який визначається як гострий кут, що утворюється вектором швидкості і лінією нормалі до теоретичного профілю кулачка у точці дотику. Від кута тиску залежать напруження в зоні контакту кулачок-ролик, крутні моменти на валу кулачка та ККД механізму. Величина кута тиску не повинна перевищувати критичних значень, при яких можливе заклинювання і руйнування механізму.

Кут тиску який відповідає значенню ККД = 0 і повній зупинці механізму (заклинюванню) – аварійний кут. При відсутності змащування ККД механізму

буде нижче і заклинювання відбудеться раніше, що відповідає меншим значенням аварійного кута тиску.

Надійність роботи кулачкового механізму залежить від ступеня віддалення змінного кута тиску від кута заклинювання, який визначається:

$$v_m = \frac{v_a}{k_z}, \quad (3.34)$$

де k_z – коефіцієнт запасу згідно режиму роботи та захищеності механізму (табл. 3.1), v_a – аварійний кут тиску для таких механізмів вибирається згідно рекомендацій ($v_a = 80^\circ$) [24].

8) Визначення максимального сумарного крутного моменту, який діє на веденому і головному валах механізму

Максимальний крутний момент який діє на ведений вал визначається як сума максимальних моментів від дії статичних і динамічних сил:

$$M_{\Sigma \max} = M_{st} + M_{in} \quad (3.35)$$

Максимальний крутний момент від сил інерції на веденому валу визначається так:

$$M_{in} = c_k \frac{I_{\Sigma} \gamma_{\Sigma}}{T^2}, \quad (3.36)$$

де c_k - інваріант прискорення. Потім знаходиться максимальне значення крутного моменту.

Крутний момент на головному валу механізму привода визначається:

$$M_{кр} = \frac{N_{e.g}}{\omega \cdot \eta}, \quad (3.37)$$

де $N_{e.g} = M_{\Sigma} \cdot \omega_k$ - сумарна потужність на веденому валу, ω - кутова швидкість головного валу, η – коефіцієнт корисної дії механізму (приймається

рівним 0,85), $M_{\Sigma} = (p_k + c_k) \frac{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma}}{T^2}$ - момент від сумарних сил, $\omega_k = b_k \frac{\gamma_{\Sigma}}{T}$ - кутова швидкість коромислового диску. Тоді сумарна потужність: $N_{\Sigma} = u_k \frac{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{T^3}$, де u_k – позиційний інваріант подібності сумарної потужності, який дорівнює: $u_k = (p_k + c_k) b_k$, де p_k – число Ньютона. Отже, крутний момент на головному валу:

$$M_{кр} = u_k \frac{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi \cdot T^2 \cdot \eta}. \quad (3.38)$$

Для знаходження максимального крутного моменту береться його максимальне значення.

9) Дослідження біжучих значень кутів тиску та підйому

Значення біжучого кута тиску для кулачкового механізму періодичного повороту з невеликою похибкою визначимо розглянувши геометричну схему кулачка і коромислового диску (рис. 3.19) [76].

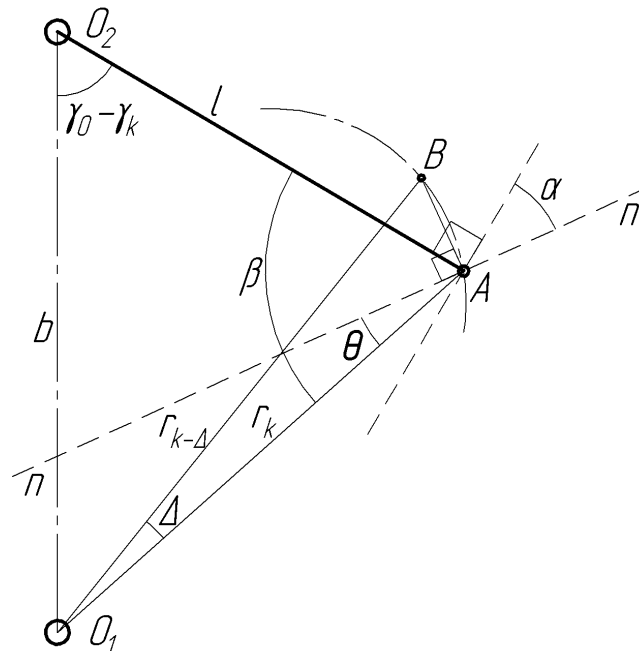


Рис. 3.19. Схема визначення біжучого кута тиску в кулачковій парі механізму

Січна AB буде дотичною до кривої в т. A і, відповідно, пряма mn буде нормальною до кривої в т. A в тому випадку, коли т. B буде наближатись до т. A . Чим менше буде відрізок AB , тим точніше можна буде визначити кут нормалі до кривої. Довжина відрізка AB задається кутом Δ . По теоремі синусів знаходимо кут β :

$$\beta = \arcsin\left(\frac{b \sin(\gamma_0 - \gamma_k)}{r_k}\right). \quad (3.39)$$

По теоремі косинусів знаходимо відрізок AB :

$$AB = \sqrt{r_{k-\Delta}^2 + r_k^2 - 2r_{k-\Delta}r_k \cos \Delta}. \quad (3.40)$$

Біжучий кут підйому профілю між напрямком радіуса-вектора кулачка і лінією нормалі до теоретичного профілю кулачка у точці дотику визначається з виразу:

$$\theta = \left| \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{r_{k-\Delta} \sin \Delta}{AB}\right) \right|. \quad (3.41)$$

Тоді біжучий кут тиску α можна визначити:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \theta - \beta. \quad (3.42)$$

Значення біжучих кутів тиску протягом кінематичного циклу змінюються, як показано на рис. 3.20. *Максимальний кут тиску* створюваний кулачковою парою механізму визначається відповідним максимальним значенням (пошуковим методом). Для розрахунку коефіцієнта корисної дії необхідні значення кута підйому, результати розрахунку якого у графічному виді представлені на рис. 3.21.

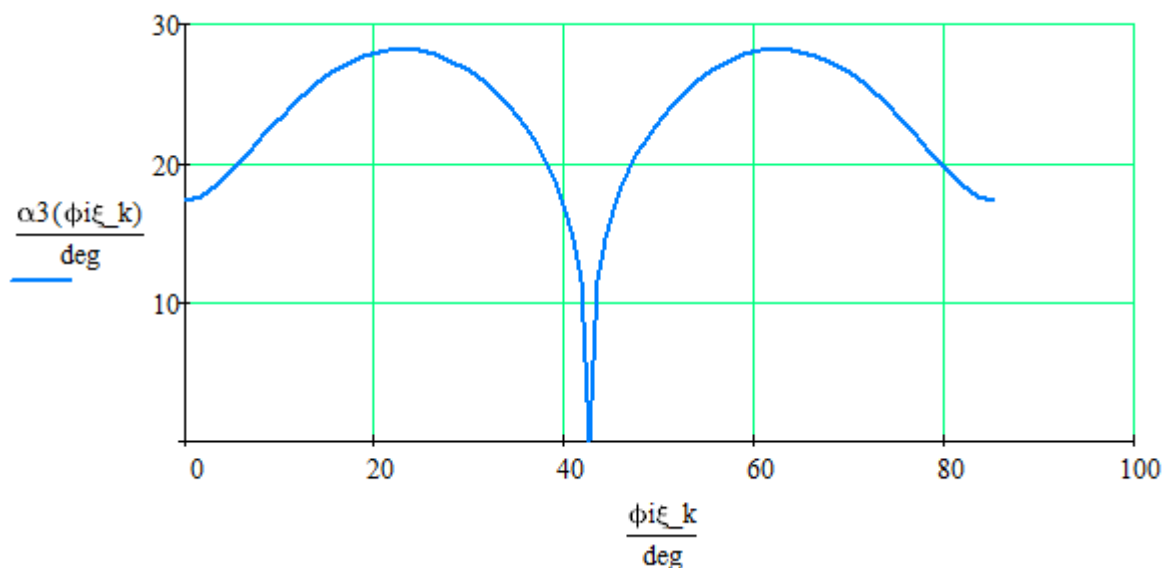


Рис. 3.20. Біжучі значення кута тиску відповідно біжучим значенням полярного кута

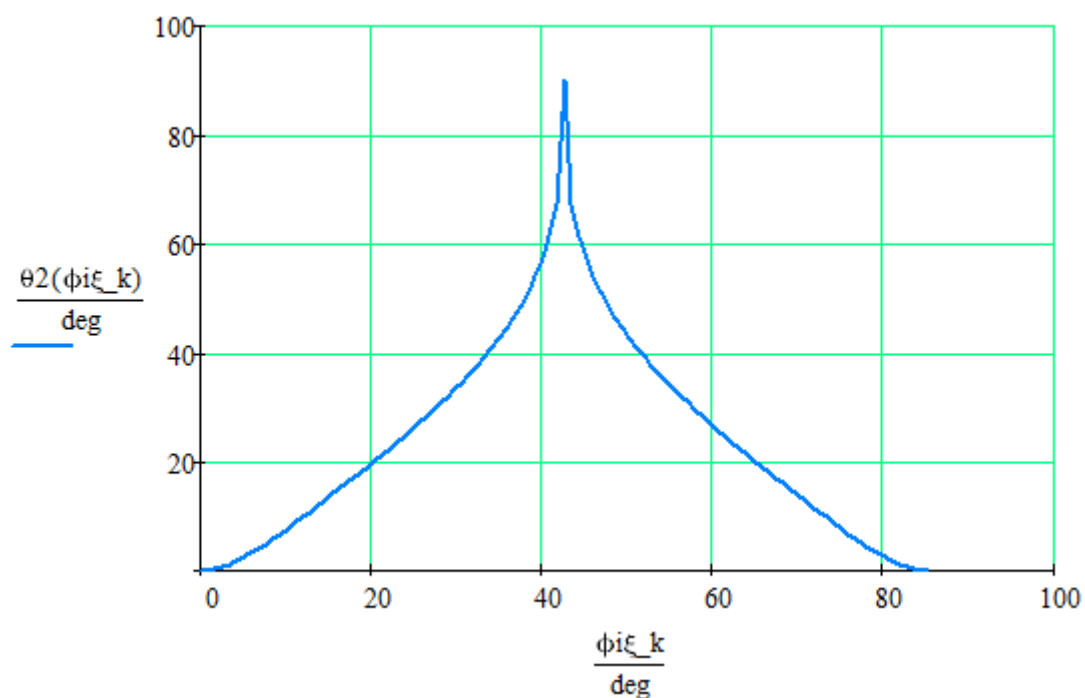


Рис. 3.21. Біжучі значення кута підйому відповідно біжучим значенням полярного кута

При ручному розрахунку у формули підставляються значення радіусів векторів відповідно біжучим значенням фазового кута і вводиться до кута Δ додатково кутові поправки:

$$AB = \sqrt{r_{k-\Delta}^2 + r_k^2 - 2r_{k-\Delta}r_k \cos(\xi_k - \xi_{k-\Delta} - \Delta)} \quad (3.43)$$

де $k = \frac{\varphi_i}{\varphi}$, φ_i - біжуче значення фазового кута, $k - \Delta = \frac{\varphi_i - \Delta}{\varphi}$.

10) Розрахунок параметрів роlikової опори

10.1) Дослідження значень радіусу кривини профілю

Для знаходження мінімального радіусу кривизни скористаємося методом диференціальної геометрії для визначення біжучих радіусів кривини теоретичного профілю кулачка. За таким методом біжучий радіус кривини ρ_{kr} теоретичного профілю розраховується як:

$$\rho_{kr} = \frac{\sqrt{(r_k^2 + r_k'^2)^3}}{r_k^2 + 2r_k'^2 - r_k \cdot r_k''}, \quad (3.44)$$

де r_k - біжучий радіус-вектор кулачка, r_k', r_k'' - його перша та друга похідні. Залежність зміни значень радіусу кривини теоретичного профілю кулачка відносно полярного кута представлено на рис. 3.22.

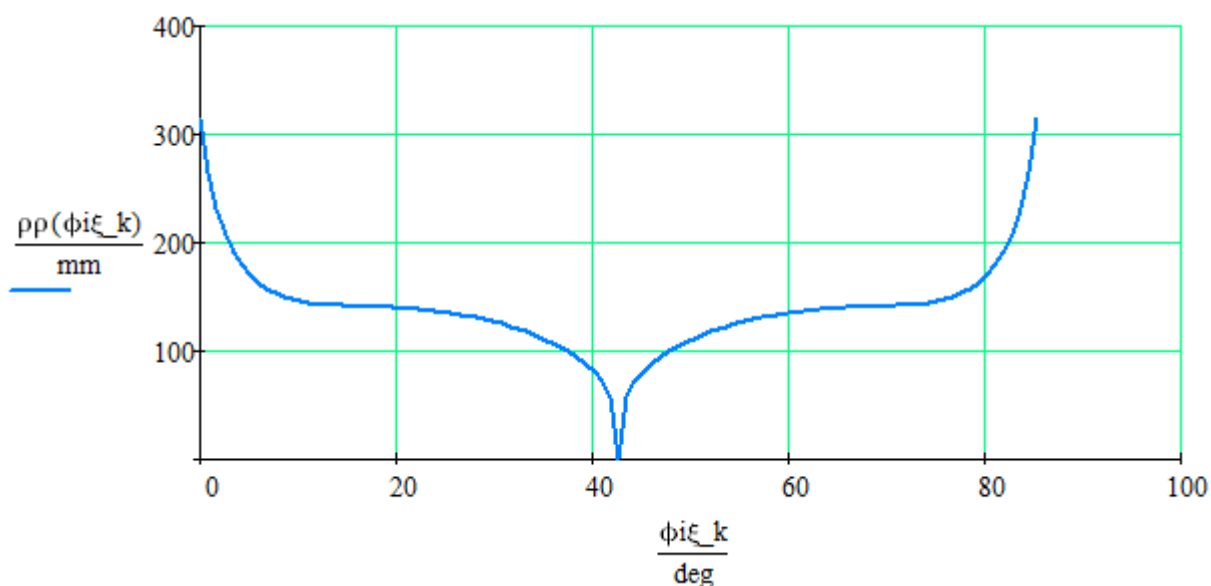


Рис. 3.22. Біжучі значення радіусу кривини профілю відповідно біжучим значенням полярного кута

З приведенного графіку радіусу кривини профілю видно, що його значення постійно зменшується до 0, що відповідає точці переходу від ділянки розбігу до ділянки вибігу коромислового диску, а потім - збільшується. Це значить, що у цій точці буде мінімальний радіус кривини. В досліджуваних механізмах в цій точці відбувається розрив профілю. Але ролик рухається не по теоретичній кривій, а кривій яка відступає на радіус ролика по нормалі від теоретичної. При побудові робочого профілю кулачку у таких механізмах в точці переходу від розбігу до вибігу буде створюватись підрізання профілю. При нарізуванні профілю фрезою діаметром ролика в точці розриву вона буде врізатись у заготовку, що створить паз, у якому одночасно ролик буде контактувати з обома ділянками профілю, як у мальтійському механізмі.

Проаналізувавши зміну радіусу кривизни для різних законів періодичного руху можна рекомендувати для визначення максимального радіусу ролика графоаналітичний метод. За цим методом максимальний радіус ролика визначається радіусом кола проведеного по трьом точкам визначеним в кінці фази розбігу. Мінімальне значення розраховується з умов забезпечення міцності і зносостійкості.

Отже, проведені дослідження значень радіусу кривизни показали, що для знаходження значення розмірів ролика прораховувати значення кривизни по всій кривій профілю непотрібно. А достатньо просто провести відповідні розрахунки за умовами мінімального та максимального значення радіуса і відповідно до них вибирати радіус роликової опори.

10.2) Розрахунок мінімальних розмірів роликової опори

Вибір розмірів роликової опори здійснюється з забезпеченням умов міцності та зносостійкості. На вибір розмірів ланок впливають наступні фактори:

- 1) забезпечення достатньої міцності та жорсткості цапфи пальця ролика;
- 2) обмеження питомого тиску на цапфі ролика для збереження змащувальної плівки (забезпечення не видавлювання мастила);
- 3) обмеження максимального контактного тиску між роликом та кулачком;

4) забезпечення розмірів ступиці насаджуваних кулачків в межах існуючих норм та враховуючи дійсний діаметр валу.

Розрахункове навантаження на ролик визначається максимальним значенням функції [58]:

$$F = \frac{M_{st \max} + c_k \left(\frac{I_{\Sigma} \gamma_{\Sigma}}{T^2} \right)}{l \cdot \cos \alpha} \quad (3.45)$$

Умову міцності пальця ролика на згин можна записати:

$$0,5F \cdot b_p = 0,1 \cdot d_1^3 [\sigma_{zg}] \quad (3.46)$$

Умову обмеження питомого тиску можна записати:

$$F = b_p \delta \cdot d_1 [\sigma_{pit}] \quad (3.47)$$

де b_p - ширина ролика (рис. 3.23), d_1 - діаметр хвостовика, $\delta = \frac{d}{d_1} \approx 1,2$ - конструктивний параметр, $[\sigma_{zg}]$, $[\sigma_{pit}]$ - допустимі напруження на згин і питомий тиск.

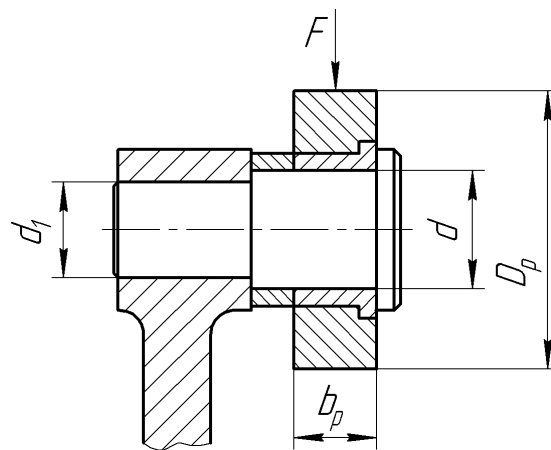


Рис. 3.23. Вузол роликової опори кулачкового механізму

Вирішуючи спільно два рівняння міцності, одержуємо:

- з умови рівної міцності: $\psi = \frac{b_p}{d_1} = \sqrt{\frac{0,2[\sigma_{zg}]}{\delta[\sigma_{pit}]}}$,

$$- \text{ з рівняння питомого тиску: } d_1 = \sqrt{\frac{F}{\psi \cdot \delta[\sigma_{pit}]}}.$$

Значення ψ , допустимих напружень згину $[\sigma_{zg}]$ і питомого тиску $[\sigma_{pit}]$ обираються з таблиці А.1 (див. додат. А) [70] залежно від призначеного матеріалу пальця ролика і матеріалу підшипника ковзання.

Далі визначаємо діаметр пальця: $d = \delta \cdot d_1$, та ширину ролика: $b_p = \psi \cdot d_1$. Діаметр ролика визначається так: $D_p = q \cdot d$. Коефіцієнт q обирається з таблиці А.2 (див. додат. А), залежно від призначеного матеріалу кулачка і умови роботи. Одержані розміри округлюються до найближчих із стандартного ряду.

10.3) Визначення максимального розміру роликової опори

Як було описано в п. 11.1 максимальне значення радіуса ролика рекомендується визначати графоаналітичним методом в точці переходу. Для цього встановлюємо три точки на малому куті, одна з яких є кінцевою точкою розбігу. Відповідно радіус кола, яке можна провести через ці точки, визначає максимальний радіус ролика. Координати точок в полярній системі координат визначаються $T1(\varphi_1, \rho_1)$, $T2(\varphi_2, \rho_2)$, $T3(\varphi_3, \rho_3)$ або в декартовій системі – $T1(x_1, y_1)$, $T2(x_2, y_2)$, $T3(x_3, y_3)$, де $x_1 = \rho_1 \cos(\varphi_1)$, $y_1 = \rho_1 \sin(\varphi_1)$ і т.д. Радіус отриманого кола визначається по формулі:

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(x_1^2 - 2x_1x_2 + x_2^2 + y_1^2 - 2y_1y_2 + y_2^2) \times (x_1^2 - 2x_1x_3 + x_3^2 + y_1^2 - 2y_1y_3 + y_3^2) \times (x_2^2 - 2x_2x_3 + x_3^2 + y_2^2 - 2y_2y_3 + y_3^2)}{(x_1y_2 - x_2y_1 - x_1y_3 + x_3y_1 + x_2y_3 - x_3y_2)^2}} \quad (3.48)$$

11) Дослідження миттєвих значень ККД кулачкового механізму

При розрахунках кулачкових механізмів необхідно враховувати втрати енергії внаслідок тертя при передачі руху від двигуна до веденої ланки.

Відомо, що величина кута тиску впливає на передачу руху (енергії) від кулачка до коромислового диску. Найбільш повно вплив представляється при аналізі миттєвих ККД кулачкових механізмів.

Під час роботи кулачкових механізмів потужність втрачається у всіх кінематичних парах, а саме: в опорах коромислового диску, в роликівій опорі, при коченні ролика по робочій поверхні кулачка та в опорах кулачка [24].

Для визначення миттєвих значень ККД розглянемо кулачкову пару, яка складається з двох складових: коромислового диску та кулачка.

Розглянемо умови рівноваги сил відносно осі обертання коромислового диску (рис. 3.24) [76]. З умови рівноваги моментів відносно осі обертання коромислового диску отримуємо залежність:

$$M_{т.о.} = F \cdot l \cos(\rho + \alpha) - F \cdot r_{02} \cdot f_{02}, \quad (3.49)$$

де $M_{т.о.}$ - момент технологічного опору, f_{02} - коефіцієнт тертя в опорах коромислового диску, r_{02} - радіус тертя в підшипниках опор коромисла, F - сила, яка діє на кулачок з боку коромислового диску, ρ - приведений кут тертя.

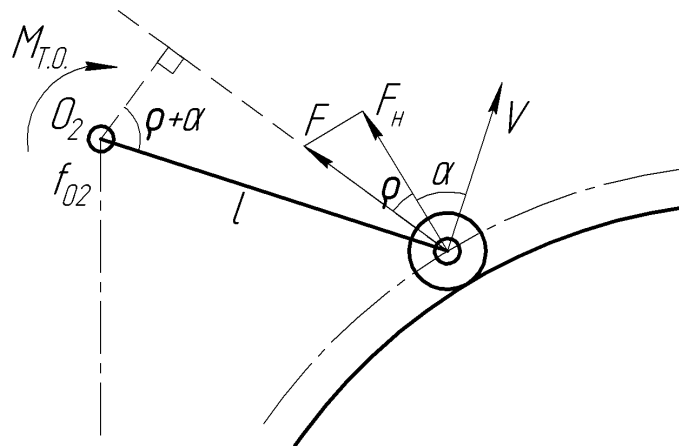


Рис. 3.24. Розрахункова схема силового навантаження коромислового диску

Розглянемо умову рівноваги сил, що діють на кулачок (рис. 3.25). Знаходимо силу, яка діє на кулачок з боку коромислового диску з врахуванням приведенного кута тертя ρ :

$$F = \frac{F_n}{\cos \rho} \quad (3.50)$$

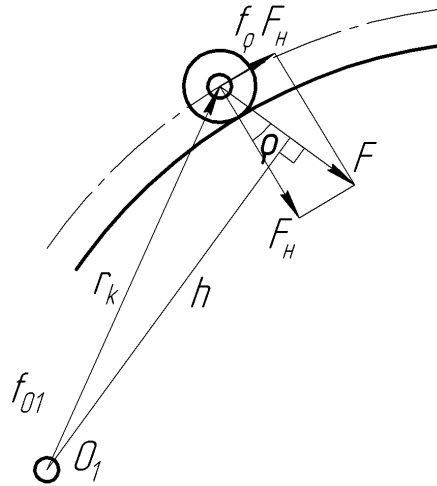


Рис. 3.25. Розрахункова схема силового навантаження кулачка

Ця сила створює момент відносно осі обертання кулачка (M_1) і викликає момент від сил тертя в опорах кулачка (M_2):

$$M_1 = \frac{F_n}{\cos \rho} h, \quad M_2 = \frac{F_n}{\cos \rho} r_{01} f_{01}, \quad (3.51)$$

де $h = r_k \sin(\theta + \rho)$ - плече дії сили, f_{01} - коефіцієнт тертя в опорах кулачка, r_{01} - радіус тертя в підшипниках вала кулачка, $\rho = \arctan f_p$, $f_p = \frac{2f_{тр_коч_рол}}{D_p} + \frac{2f_{тр_коч_шар}}{d}$ - приведений коефіцієнт тертя між кулачком і роликом, $f_{тр_коч_рол}$ - коефіцієнт тертя кочення ролика по кулачку, $f_{тр_коч_шар}$ - коефіцієнт тертя кочення підшипника ролика.

Тоді умова рівноваги буде мати вигляд:

$$M_k = \frac{F_n}{\cos \rho} (r_k \sin(\theta + \rho) + f_{01} r_{01}) \quad (3.52)$$

Підставивши у формулу M_k значення формули $M_{т.о.}$, отримуємо:

$$M_k = \frac{M_{\text{т.о.}}}{l \cos(\rho + \alpha) - f_{02} r_{02}} (r_k \sin(\theta + \rho) + f_{01} r_{01}) \quad (3.53)$$

Після перетворення і заміни $\tan \rho = f_p$ формула набуде вигляду:

$$M_k = \frac{M_{\text{т.о.}} (r \sin \theta + r \cdot f_p \cos \theta + f_{01} r_{01} / \cos \rho)}{l \cos \alpha - f_p \cdot l \sin \alpha - f_{02} r_{02} / \cos \rho} \quad (3.54)$$

Для ідеального механізму $f_p = f_{01} = f_{02} = 0$

Тоді умова рівноваги для ідеального механізму запишеться у вигляді:

$$M_{ki} = \frac{M_{\text{т.о.}} r_k \sin \theta}{l \cos \alpha} \quad (3.55)$$

Миттєвий ККД визначається як відношення моментів без врахування втрат на тертя до моментів з врахуванням втрат.

Після підстановок і перетворення, миттєвий ККД кулачкового механізму періодичного повороту визначається:

$$\eta_k = \frac{1 - f_p \tan \alpha - \frac{f_{02} r_{02}}{l \cos \alpha \cos \rho}}{1 + f_p \tan \theta + \frac{f_{01} r_{01}}{r_k \sin \theta \cos \rho}} \quad (3.56)$$

12) Перевірка отриманих розмірів кулачкового механізму

1) Перевірка за умовою віддалення від заклинювання

За цією умовою біжучий кут тиску повинен бути в межах максимального значення допустимого кута тиску для таких типів механізмів. Для цього необхідно зробити перевірку кута тиску в межах кінематичного циклу профілю кулачкового механізму.

Якщо така умова не виконується, необхідно повернутися до попередніх етапів розрахунку для зміни початкових критеріїв:

- збільшити (при можливості) фазовий кут;
- змінити базовідстань.

2) *Перевірка профілю кулачка за допустимими контактними напруженнями*

Біжучі контактні напруження, що виникають на поверхні кулачка, повинні бути менше допустимого значення контактного напруження (див. табл. А.3). Вони визначаються так:

$$\sigma_{k \max} = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E}{b_p} \left(\frac{2}{D_p} + \frac{1}{\rho_{\min \delta}} \right)} \leq [\sigma_k] \quad (3.57)$$

де F – умовне розрахункове навантаження на ролик; E – приведений модуль пружності (для сталі $E = 210000$ МПа, для чавуну $E = 116000$ МПа); $\rho_{\min \delta}$ - мінімальний радіус кривини дійсного профілю кулачка, визначається як:
 $\rho_{\min \delta} = \rho_{\min} - 0,5D_p$

Дослідження цього виразу на максимум дає можливість визначити максимальні значення контактних напружень $\sigma_{k \max}$.

Якщо в результаті розрахунків одержано $\sigma_{k \max} \leq [\sigma_k]$, то обчислений раніше профіль кулачка задовольняє умовам контактної міцності.

Якщо в результаті розрахунків одержано $\sigma_{k \max} > [\sigma_k]$, то обчислений раніше профіль кулачка не задовольняє умовам контактної міцності. Для продовження розрахунків у цьому випадку можливі декілька рішень:

- збільшити величину фазового кута віддалення;
- змінити розміри ролика - збільшити ширину або зовнішній діаметр (при зміні зовнішнього діаметра ролика обов'язково треба контролювати максимальний діаметр ролика відповідно рекомендованим межам).

Побудова профілю кулачка і створення таблиці розрахованих значень радіусів-векторів

Визначені геометричні параметри кулачкового механізму та значення радіусів-векторів і полярного кута дають можливість отримати теоретичний

профіль кулачка і скомпонувати структурну схему механізму періодичного повороту (рис. 3.26).

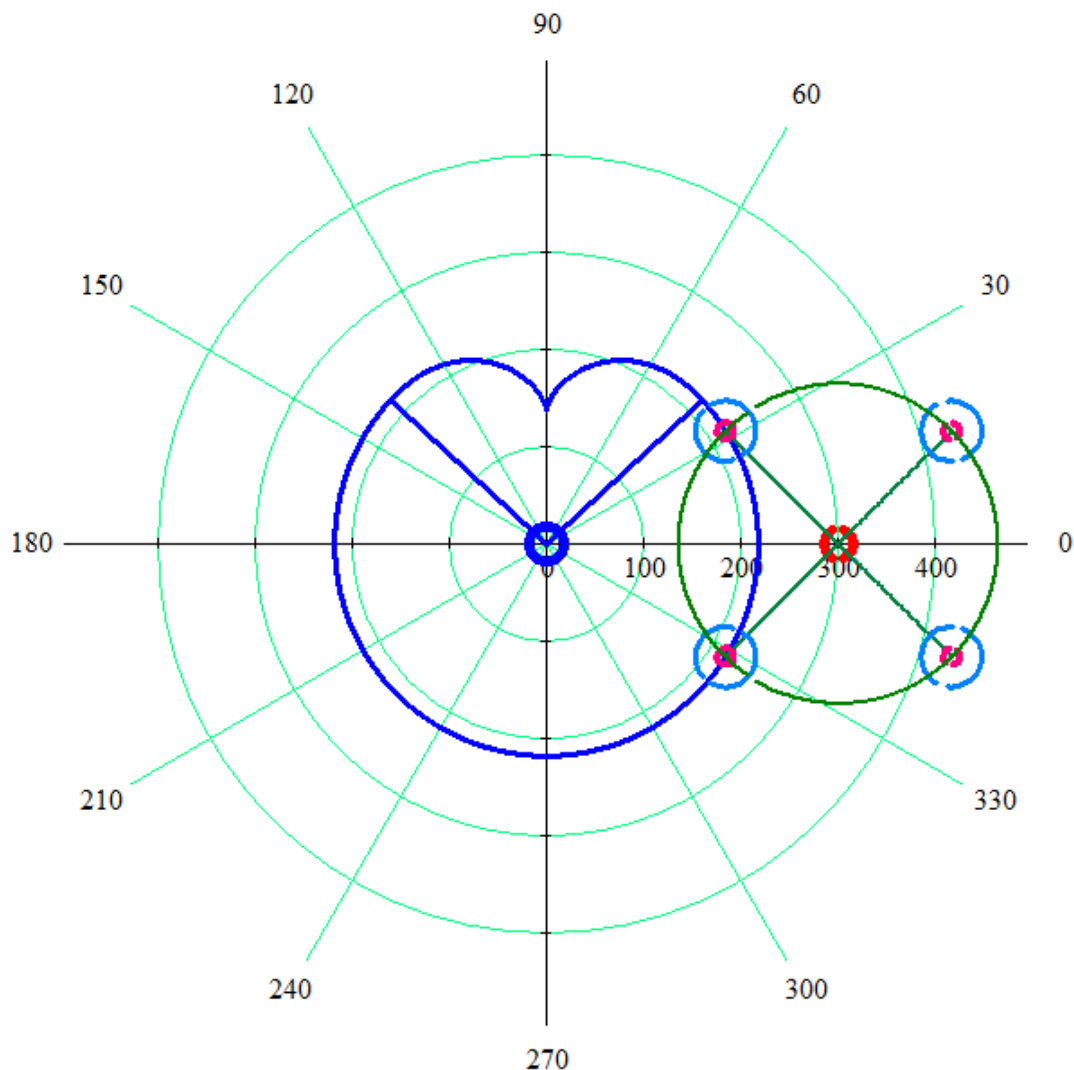


Рис. 3.26. Теоретичний профіль кулачка і структурна схема механізму періодичного повороту

Для можливості креслення чи виготовлення профілю кулачка необхідно створити таблицю розрахованих значень радіусі-векторів у міліметрах та відповідний кут їх повороту у градусах на величині розрахованого полярного кута кулачкового механізму періодичного повороту.

3. 4. Алгоритм розрахунку кулачкового механізму періодичного повороту

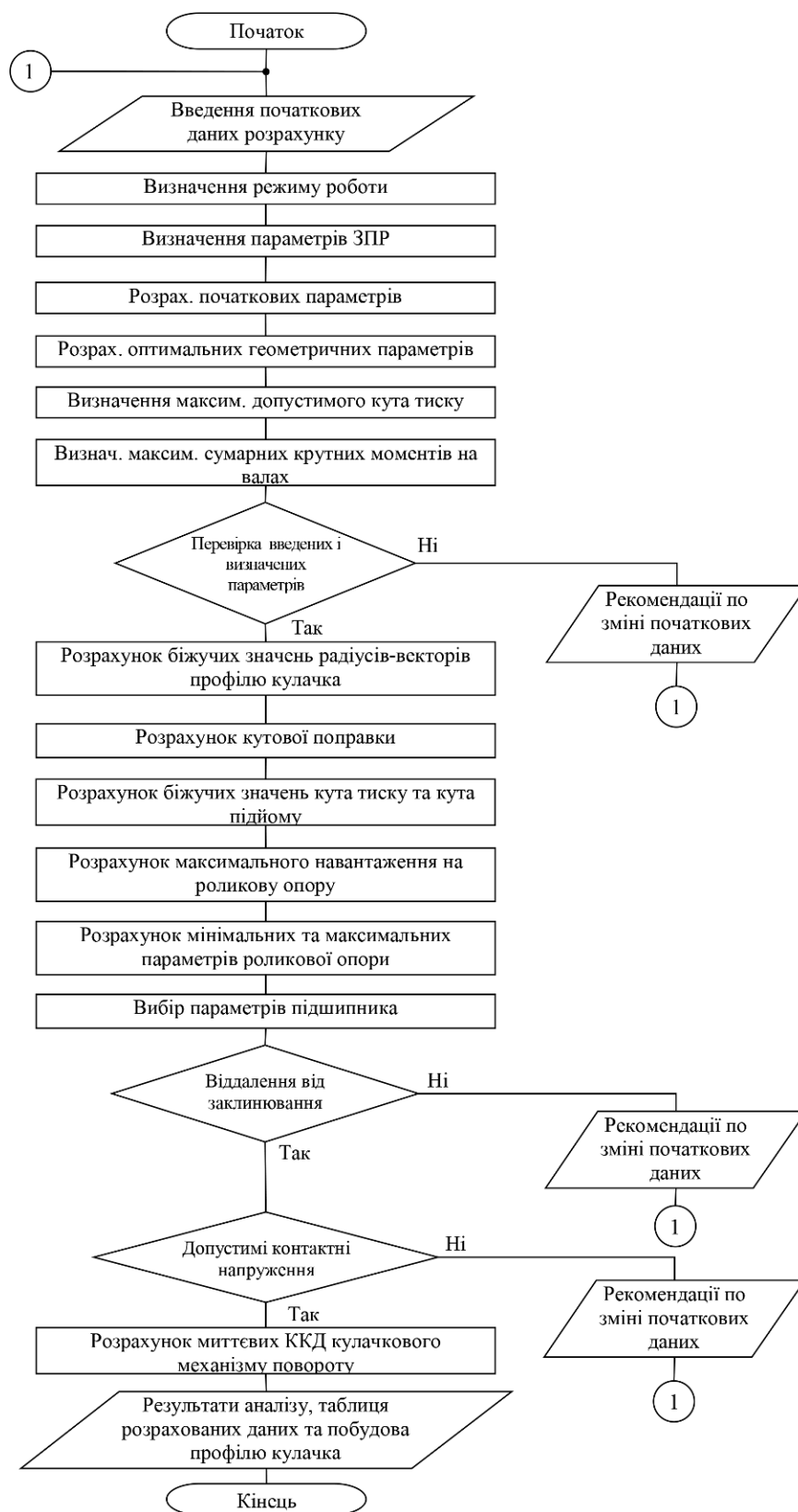


Рис. 3.27. Алгоритм розрахунку кулачкового механізму періодичного повороту

Запропонована методика описується представленим на рис. 3.27 алгоритмом розрахунку кулачкового механізму періодичного повороту [76].

Визначаються початкові критерії. На основі режиму роботи та числа Ньютонів проводиться аналіз законів руху для визначення оптимальних параметрів вибраного закону та визначаються параметри закону періодичного руху. На основі введених параметрів розраховуються оптимальні геометричні параметри кулачкового механізму, відносно яких потім проводяться всі інші розрахунки. Далі визначаємо максимальний допустимий кут тиску з умови мінімізації заклинювання та сумарні максимальні крутні моменти, які діють на введеному і головному валах, визначаємо їх мінімально необхідні розміри. Потім проводимо перевірку введених даних та визначених значень розмірів валів, і при невідповідності допустимим значенням виводиться помилка чи рекомендації по їх зміні.

На наступному етапі розраховуємо біжучі значення радіусів-векторів змінного профілю кулачка і відповідні кутові поправки положення ролика коромислового диска. На основі цих даних проводиться інтерполяція теоретичного профілю кулачка. Далі визначаються біжучі значення кута тиску і відповідно його максимального значення, та кута підйому.

Далі розраховуємо максимальні навантаження, які діють на роликову опору, та визначаємо мінімальні розміри ролика. Також визначається рекомендоване максимальне значення радіусу ролика.

Наступним етапом здійснюється перевірка теоретичного профілю кулачка відповідно до умови віддалення від заклинювання та за допустимими контактними напруженнями.

На заключному етапі розраховуються миттєві ККД та формується таблиця значень радіусів-векторів змінного профілю з наступною його побудовою для візуального сприйняття розрахованих параметрів кулачкового механізму періодичного повороту [76].

На основі аналітичних досліджень та запропонованого алгоритму розрахунку кулачкового механізму періодичного повороту було розроблено

програмне забезпечення у сучасній системі математичного моделювання MathCAD, яке представлено у додатках.

3.5. Перевірка достовірності отриманих значень за допомогою запропонованої програми

3.5.1. Постановка мети та вибір системи моделювання

Достовірність результатів проведених аналітичних досліджень та вірність отриманих даних за допомогою запропонованої програми перевірено комп'ютерним моделюванням їх роботи [77]. Для такого дослідження використано сучасну програму автоматичного проектування Autodesk Inventor.

Autodesk Inventor допомагає інженерам та науковцям проектувати, візуалізувати і виконувати всебічний аналіз цифрових моделей виробів. Функції програми допомагають уникнути проектних помилок, більш ефективно співпрацювати і швидше виводити на ринок інноваційні вироби. Модель створена в такому програмному середовищі є точним цифровим 3D-прототипом, яка надає всі можливості для перевірки відповідності розробленої продукції функціональним та дизайнерським вимогам, перевіряти поведінку виробів при експлуатації в цифровому форматі зводячи тим самим до мінімуму необхідність у створенні фізичних дослідних зразків. Inventor включає в собі прості у використанні і тісно взаємодіючі між собою засоби динамічного аналізу і розрахунку напруження, які допомагають досліджувати поведінку деталей та виробів в умовах реальної експлуатації та швидко випускати на ринок високоякісну продукцію [78].

За допомогою такої комп'ютерної програми створено цифрові моделі механізмів, що дає можливість розрахувати кінематичні, динамічні та міцнісні параметри, одночасно відображати результати декількох обчислень, здійснювати параметричну оптимізацію системи тощо.

У даному дослідженні виконана перевірка взаємодії ланок механізмів та забезпечення заданого закону періодичного руху веденої ланки [77].

Достовірність отриманих даних буде в тому випадку, коли заданий закон періодичного руху в початкових параметрах під час розрахунку і отриманий (вимірний) після виготовлення механізму періодичного повороту будуть співпадати. Для дослідження кутової швидкості веденої ланки механізму періодичного повороту використано модуль динамічного моделювання Simulation програми автоматичного проектування Autodesk Inventor.

Метою даного дослідження [77] є перевірка і підтвердження положень аналітичних досліджень та підтвердження працездатності складеного програмного забезпечення.

При цьому вирішувались наступні задачі:

- проектування відповідного механізму періодичного повороту відповідно до розрахунків програми;
- дослідження закону періодичного руху відповідного спроектованого механізму періодичного повороту веденої ланки та співставлення із заданими значеннями;
- отримати дані, які уточнюють проведені дослідження.

3.5.2. Комп'ютерне моделювання кулачкового механізму

Для початку роботи вибрано основні параметри механізму, рекомендації щодо вибору яких наведені у попередніх дослідженнях. За допомогою запропонованої програми, інструкція користування та вигляд інтерфейсу якої наведено у додатку Б ввівши початкові параметри розрахунку, отримуємо результат обчислення у графічному вигляді та у вигляді табличних даних, які відображають розміри радіусів-векторів змінного профілю кулачка та відповідні біжучі кути повороту. Далі використовуючи розраховані дані у програмі Autodesk Inventor побудовано профіль кулачка (рис. 3.28) та створено сам тривимірний кулачок [77].

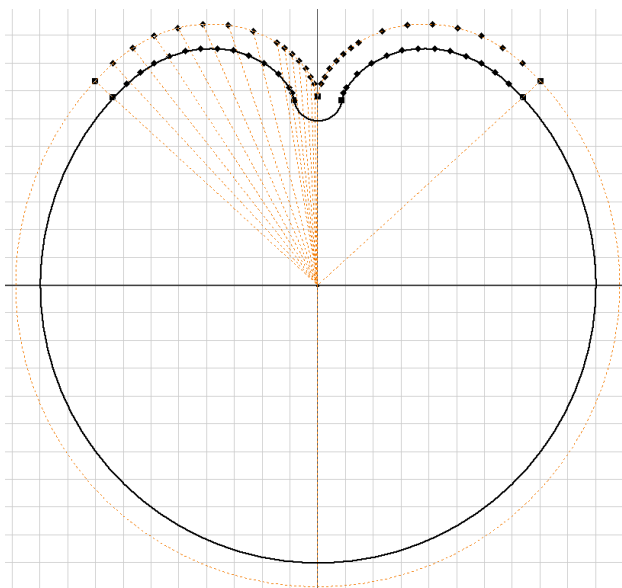


Рис. 3.28. Профіль кулачка побудований у програмі Autodesk Inventor

За наведеними в програмі даними побудовано інші елементи механізму: основу, циліндричну зубчасту передачу, колесо якої виконує роль коромислового диску, ролики, ведений вал. Для навантаження механізму створимо ведену ланку у вигляді поворотного столу тамподрукарської машини з чотирма позиціями для кріплення виробів (рис. 3.29) [77].

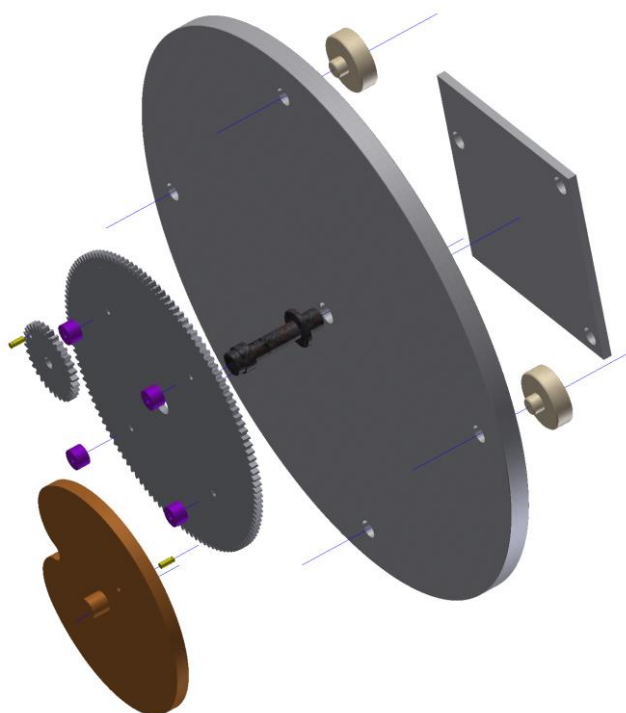


Рис. 3.29. Деталі механізму періодичного поворотного руху у програмі Autodesk Inventor

Далі створено збірку кулачкового механізму з накладанням необхідних зв'язків на ланки (рис. 3.30) [77]. Зберігши отриману збірку механізму можна перейти до перевірки працездатності та динамічного моделювання.

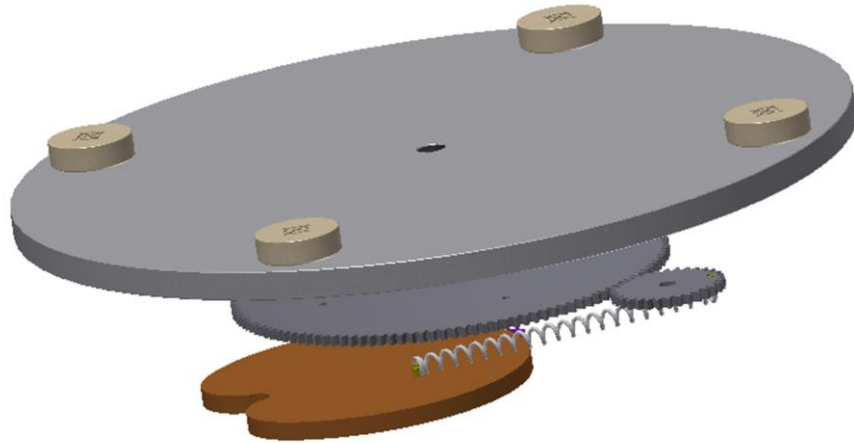


Рис. 3.30. Спроектований чотирипозиційний поворотний стіл тамподрукарської машин

3.5.3. Дослідження роботи кулачкового механізму на ПК

Відповідно до силових параметрів столу проведено розрахунки з використанням таких даних: закон періодичного руху – «2.12», базовідстань – $b = 300$ мм, фазовий кут – $\varphi = 160$ град., радіус коромислового диску – $l = 164$ мм, частота обертання головного валу – $n = 20$ об/хв [77].

В середовищі Simulation (динамічне моделювання) підпрограми Autodesk Inventor на відповідні вузли накладено сили тертя, на кулачок постійний обертальний момент відповідний частоті обертання 20 об/хв., пружний зв'язок між кулачком і шестернею зубчастої передачі та силу земного тяжіння. Для того, щоб ланки механізму впливали одна на одну як тверді тіла, накладено на них «2D-контакт». Це дозволяє отримати змодульовані, наближені до реальних, необхідні параметри досліджуваного механізму.

У вікні симулятору руху встановлено параметри: час моделювання – 6 сек, оскільки відповідно заданій швидкості обертання кулачка, один період руху коромислового диску рівний 3 сек, у полі «Фільтр» - відтворювати кожний кадр.

Після закінчення обраховування у програмі за допомогою вікна «пристрій графічного виводу» можливо переглянути різноманітні результати моделювання, необхідні для характеристики роботи механізму. У нашому випадку вибрано параметр «Швидкість» веденої ланки і отримано діаграму кутового переміщення.

Для чисельного порівняння результатів отримані дані були записані у файл програми Excel.

За допомогою середовища математичного моделювання MathCAD [79,80] проведено обробку отриманих значень і порівняно зі значеннями відповідно яких проводились розрахунки. Графіки значень швидкостей розрахованих і змодульованих представлені на рис. 3.31 [77]. На рисунку наведено два графіки в інваріантній формі. Суцільною лінією представлено заданий закон періодичного руху «2.12», а пунктирною – отримані значення швидкості обертання в інваріантній формі. Отримані значення вираховувались по формулі:

$$b_k = \omega_k \frac{30 \cdot \varphi}{\pi \cdot n \cdot \gamma_\Sigma} \quad (3.58)$$

З приведених графіків видно, що значення швидкості змодульованого механізму співпадають з заданим при розрахунку законом періодичного руху. Відхилення даних отриманих при моделюванні відносно теоретичних знаходиться у допустимих межах в 1,3%. Деякі відхилення від теоретичної лінії пояснюються тим, що при моделюванні руху складну геометрію поверхонь кулачка і роликів програмою було замінено полігонами.

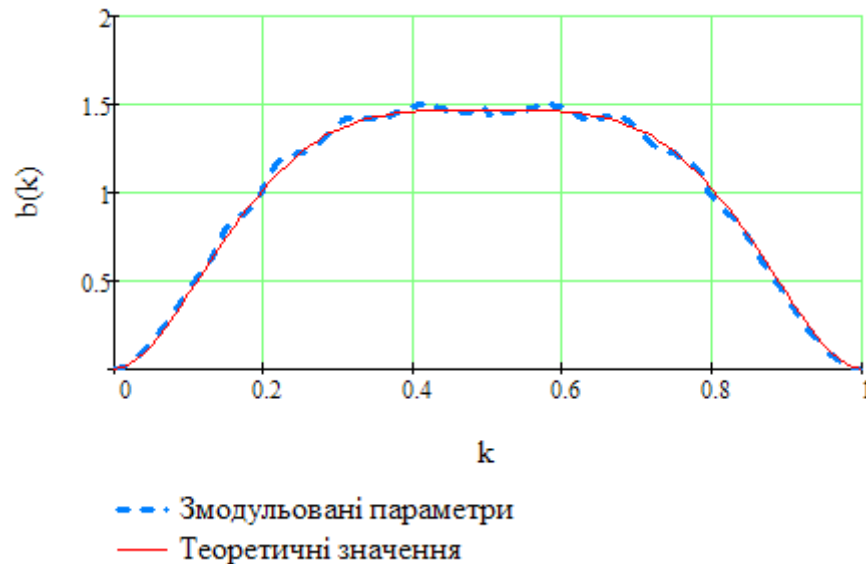


Рис. 3.31. Порівняння значень швидкостей розрахованих і змодульованих значень

Проведене комп'ютерне моделювання запропонованого кулачкового механізму [77] підтвердили правильність викладених у попередніх пунктах теоретичних положень. Таким чином можна зробити висновок, що за допомогою даного програмного забезпечення отримуються достовірні значення необхідні для проектування чи виготовлення кулачка кулачкового механізму періодичного повороту. Тому можна рекомендувати використовувати таке програмне забезпечення для створення нових та покращення існуючих механізмів періодичного повороту ведених ланок поліграфічних машин.

Висновки до третього розділу

Актуальним є створення досконалих обертових механізмів періодичного повороту для застосування в транспортувально-подавальних пристроях виробів в зону друку. Тому синтез законів руху механізму привода обертового крокового транспортера тамподрукарської машини, вибір його раціональних параметрів, а також застосування пружних ланок, що стабілізують динамічні навантаження в кінематичному ланцюгу системи, є актуальною комплексною задачею.

Наведені аналітичні розрахунки дали можливість розробити загальну методику дослідження динаміки крокового транспортеру з використанням кулачкових механізмів привода. Приведені аналітичні залежності для розрахунку навантажень, вибору закону періодичного руху для покращення динаміки транспортувальних пристроїв. Представлені розрахунки дають можливість практично вибрати закон періодичного руху, а проведена оцінка різниці значень крутних моментів на головному та веденому валах між законами з найбільшими та найменшими максимальними крутними моментами в залежності від швидкості обертання головного валу показала ефективність використання рекомендованого закону при різних швидкостях обертання головного валу.

Наведені можливості зменшення впливу конструктивних параметрів на динамічні навантаження привода транспортувально-подавальних систем тамподрукарських машин, які показали що кулачкові механізми з фазовим кутом менше 60 градусів різко збільшують крутні моменти на головному валу привода, що дає можливість рекомендувати використання кулачків із фазовим кутом більше 60 градусів.

Проведені аналітичні дослідження і представлений алгоритм дозволяють виконати розрахунок параметрів кулачкового механізму періодичного повороту із забезпеченням точного відтворення заданого закону періодичного руху виконавчими ланками поліграфічних машин, а також визначити основні геометричні параметри механізму.

Проведене моделювання кулачкового механізму періодичного повороту з використанням програми автоматичного проектування Autodesk Inventor Simulation дозволило підтвердити роботоздатність запропонованої методики розрахунку та правильність викладених теоретичних положень і прийнятих припущень. Отримані дані при моделюванні ідентичні розрахованим (відхилення не перевищують допустимих меж в 1,3%).

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ТА МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ПРИВОДА ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ

4.1. Мета та задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень кулачкового привода періодичного повороту транспортувального пристрою тамподрукарської машини є отримання експериментальних даних, перевірка і підтвердження основних отриманих положень аналітичних досліджень та відпрацювання конкретних рекомендацій для їх проектування, а також визначити переваги і недоліки та вирішити питання доцільності використання таких механізмів у якості привода транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин.

Експериментальні дослідження проводились на спеціальних експериментальних стендах, які відповідають реальним пристроям транспортування виробів в зону друку тамподрукарських машин.

Для вирішення поставленої мети були поставлені такі задачі:

- Визначення характеристик кулачкового механізму привода веденої ланки при різних швидкісних режимах роботи;
- Дослідити точність позиціонування відносно друкарського апарату, коливання під час зупинок та похибку положення при різних швидкісних режимах;
- Отримати дані, які уточнюють результати теоретичних досліджень.

Для можливості порівняння результатів дослідження передбачалось:

- Збереження в процесі експерименту основних геометричних параметрів механізмів незмінними;
- Збереження геометрії та моментів інерції ланок механізмів;

- Збереження незмінними профілів кулачкових механізмів періодичного повороту.

4.2. Методика та програма проведення експериментальних досліджень

4.2.1. Датчики та реєструвальна апаратура

Експериментальні дослідження проводились з використанням тензометричних методів вимірювання механічних величин, які дозволяють використовувати для реєстрації короткочасних процесів безінерційні тензорезистори. Вони характеризуються малими розмірами, дуже малою масою і малою жорсткістю. Тому динамічна і статична характеристики при вимірюванні малих об'єктів вимірювання практично стабільні, що є особливою перевагою такого метода в порівнянні з іншими.

Для вимірювання механічних величин тензорезистори закріплювались на відповідних ланках механізмів. Для перетворення зміни невеликого опору створеного деформацією ланки, яка досліджується, в електричний сигнал, вони підключаються у диференціальну мостову схему, яка виключає вплив зміни температури та компенсує вплив згинаючих моментів на валах (рис. 4.1), де R_1 , R_2 , R_3 , R_4 – тензорезистори, $U_{\text{ж}}$ – напруга (струм) живлення, $U_{\text{м}}$ – напруга моста.

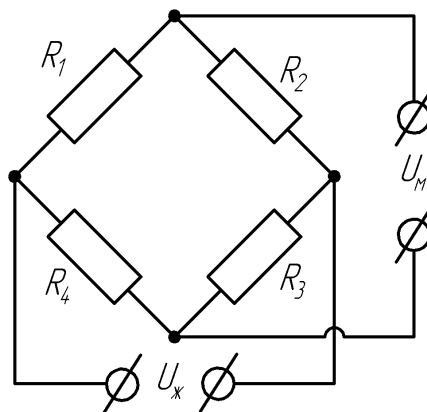


Рис. 4.1. Мостова схема підключення тензорезисторів

Для вимірювання деформацій використовувались тензорезистори двох типів: одинарний з базою 10 мм, опором 200 Ом (рис. 4.2, а) та розетка з базою 5

мм, опором 200 Ом на один резистор, які розташовані під кутом 90 град (рис. 4.2, б).

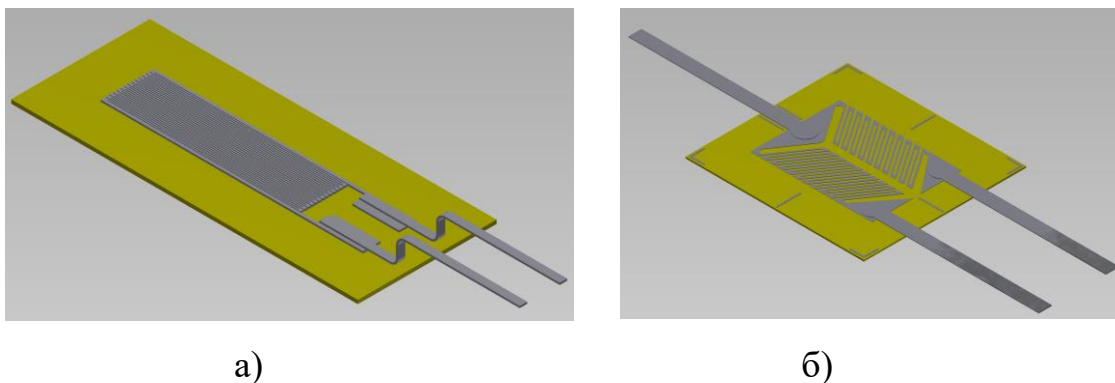


Рис. 4.2. Використані тензорезистори для вимірювань

Тензорезистор є пасивний перетворювач, тому необхідно подавати на нього живлення від електричного джерела напруги. Подача живлення і зняття сигналу з тензометричного мосту розміщеного на валу, який обертається, здійснювалось за допомогою спроектованого та виготовленого струмоз'ємного пристрою представленого на рис. 4.3. Контактні кільця виготовлені з латуні, а для зняття струму застосовані петльові підпружинені щітки, які виготовленні з посрібленого дроту.

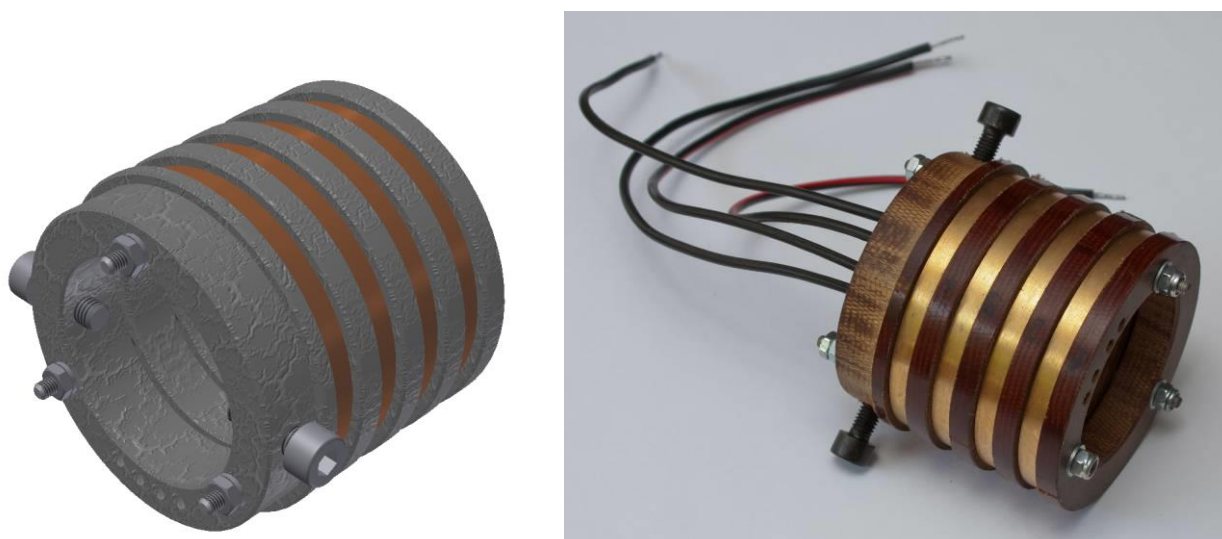


Рис. 4.3. Спроектований та виготовлений струмоз'ємний пристрій

Для вимірювання точності позиціонування та коливання транспортувальних пристроїв під час зупинки та вистою було спроектовано та

виготовлено пристрій представлений на рис. 4.4., де 1 – пластинотримач, 2 – вимірювальна пластина, 3 – тензорезистори, 4 – екранований дрiт передавання сигналу.

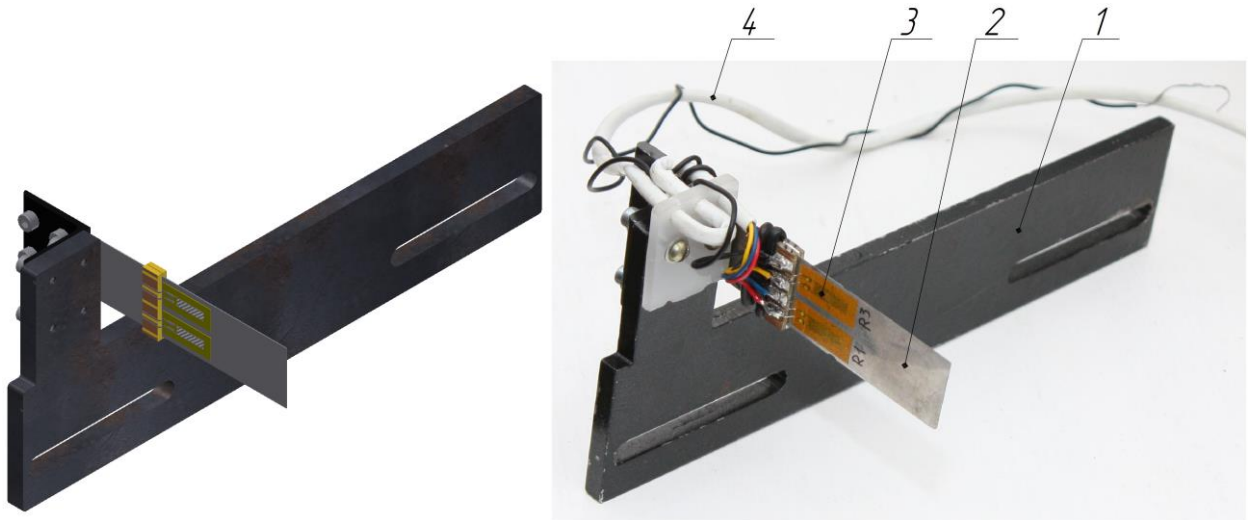


Рис. 4.4. Пристрій для вимірювання точності позиціонування та коливань під час зупинки

Основним елементом такого пристрою є загартована пластина, яка під дією транспортувальних ланок деформується. Вимірювальна пластина закріплюється на пластинотримачі, який жорстко кріпиться за допомогою спеціальних отворів до станини транспортувального пристрою. Для вимірювання деформації на пластині монтується тензорезистори підключені мостовою схемою.

При навантаженні ланок відбувається їх деформація, що призводить до зміни опору тензорезисторів та викликає розбалансування мосту ($R_1R_3=R_2R_4$) і появи у вимірювальній діагоналі струму, який пропорційний деформації. Для запису залежності зміни величини деформації ланок механізму у часі було використано чотирьохканальну тензовимірювальну станцію, яка була виготовлена спеціально для проведення тензометричних вимірювань (рис. 4.5).

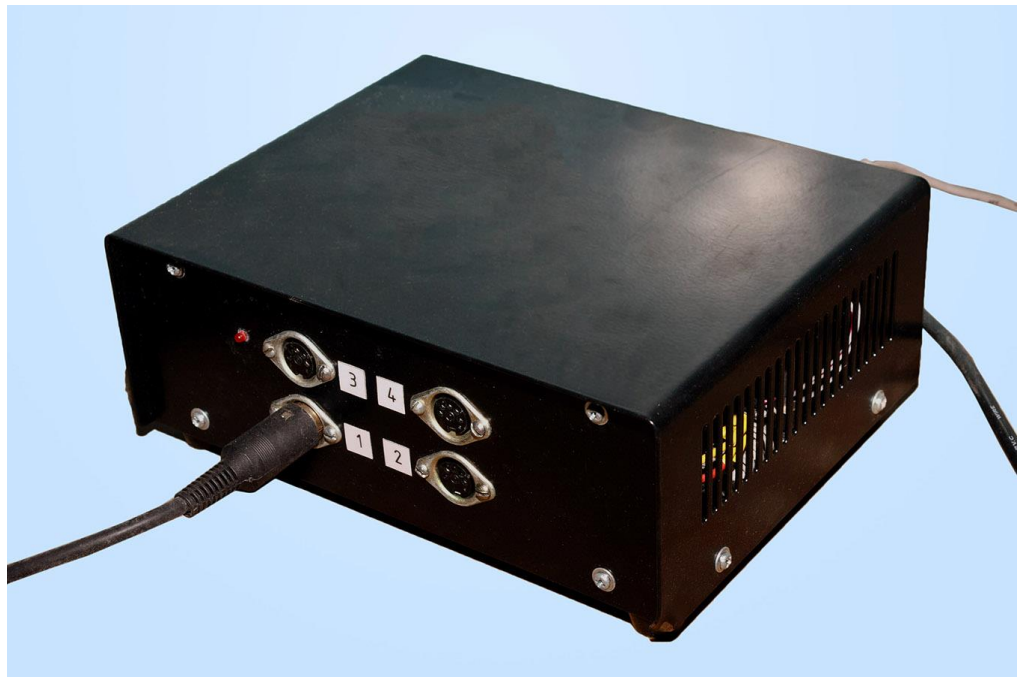


Рис. 4.5. Чотирьохканальна тензостанція

Чотирьохканальна тензостанція призначена для підсилювання, оцифрування та передачі на ПК через USB інтерфейс у режимі реального часу сигналів чотирьох незалежних мостових тензометричних схем. Вона має в своєму складі чотири джерела подавання електричної напруги для живлення тензорезисторів, які працюють у режимі прецизійного джерела струму. На ПК за допомогою спеціального програмного забезпечення «DataRecorder3К» можна керувати станцією, її налаштуваннями та візуально спостерігати зміну електричних параметрів мостових схем під час проведення вимірювання, а також зберігати отримані дані в файл.

Структурна схема тензостанцій представлена на рис. 4.6.

Технічні характеристики чотирьохканальної тензостанції:

Кількість каналів підсилення.....	4
Діапазон встановлення коефіцієнта підсилення, дБ.....	30...100
Мінімальний період опитування каналів, с.....	0,02
Діапазон встановлення струму живлення датчиків, мА.....	0...50
Опір тензодатчиків, Ом.....	50...2000

Інтерфейс зв'язку з персональним комп'ютеромUSB 1.1
 Живлення приладу мережа змінного струму 220В, 50 Гц

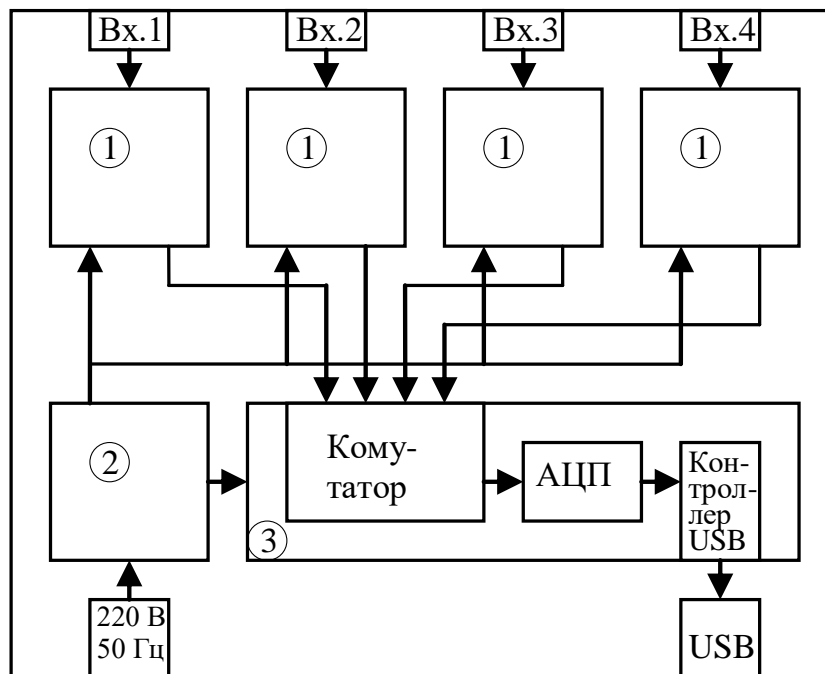


Рис. 4.6. Структурна схема чотирьохканальної тензостанції:

1 – підсилювач ТА-001; 2 – модуль живлення; 3 – модуль збирання інформації TRITON-3000.

Універсальний мікропроцесорний модуль збору даних TRITON 3000 має, з одного боку, інтерфейс USB для зв'язку з комп'ютером, з іншого боку, послідовний інтерфейс SPI для управління підсилювачами. Він призначений для оцифрування аналогових параметрів швидкозмінних процесів з подальшим введенням даних в персональний комп'ютер. Аналогові сигнали нормалізуються індивідуально на кожному каналі і подаються на АЦП. Управляє АЦП мікроконтроллер, на якому проводиться попередня обробка сигналів та передача результатів по інтерфейсу USB.

Підсилювач вимірювальний ТА-001 призначений для посилення слабких електричних сигналів датчиків електричних і неелектричних величин, зокрема тензодатчиків, датчиків тиску і інших подібних датчиків, виконаних по мостовій схемі. Підсилювач має диференціальний вхід з радіочастотним фільтром,

прецизійні джерела струму і напруги для живлення датчиків мостового типу, регульований в широких межах коефіцієнт посилення і перемикаємий фільтр нижніх частот 2-го порядку. Підсилювач має можливість підстроювання нуля вихідної напруги і введення заданого постійного зсуву у вихідний сигнал. Установка всіх параметрів здійснюється програмно з використанням персонального комп'ютера, або мікропроцесорного модуля.

Мостова схема тензорезисторів підключається до роз'ємів СГ-5 тензостанції, як показано на рис 4.7.

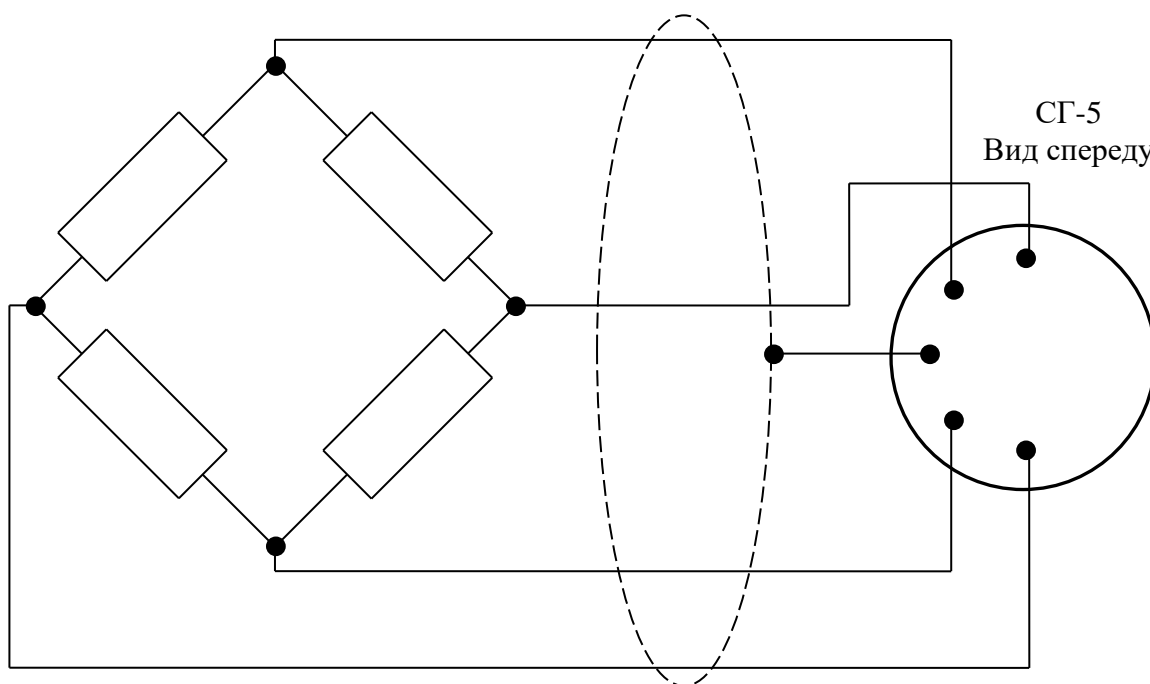


Рис. 4.7. Схема підключення тензорезисторів до роз'єму станції

Отримання крутного моменту на експериментальних стендів здійснювалось за допомогою двигуна постійного струму. Зміна його швидкості обертання здійснювалось за допомогою трифазного лабораторного автотрансформатора з можливістю регулювання вихідної напруги в діапазоні від 0 до 250 В. Для здійснення регулювання ЛАТР оснащений вмонтованим вольтметром і регулятором, які дозволяють встановлювати необхідну напругу вручну (рис. 4.8).

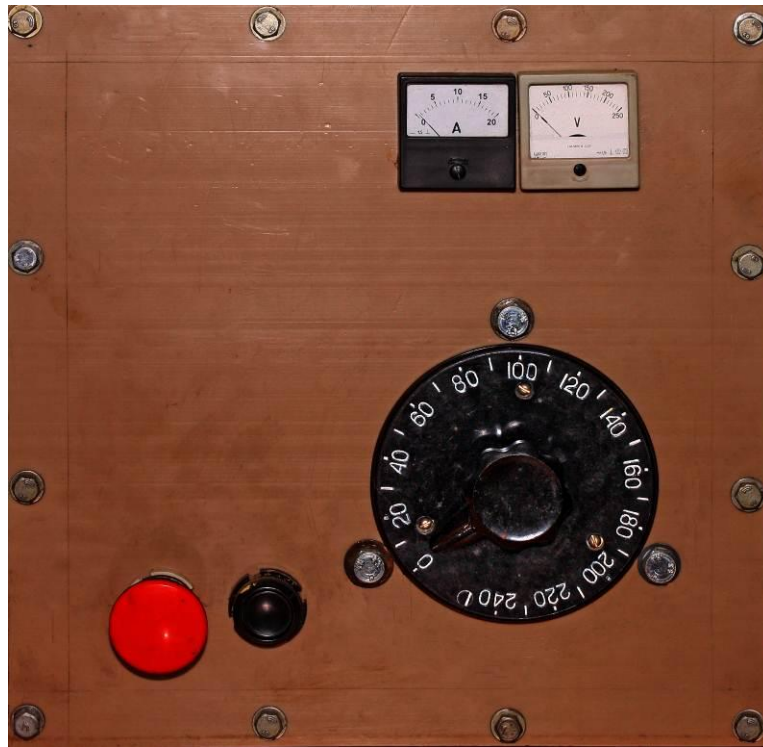


Рис. 4.8. Лабораторний автотрансформатор для регулювання напруги

4.2.2. Монтаж тензорезисторів для вимірювання механічних величин

Для вимірювання механічних величин використовувалась повно мостова схема у якій всі плечі знаходились на ланках вимірювального обладнання. Таку схему рекомендується використовувати, так як вона дозволяє нівелювати вплив з'єднувальних ліній, струмоз'ємних чи комутаційних пристроїв. Повна мостова схема дозволяє також здійснити схемну температурну компенсацію та виключити в процесі вимірювання вплив різних складових деформацій, тобто виділити із сигналів тензорезисторів необхідну інформацію.

Для вимірювання деформації згину тензорезистори закріплювались з двох боків ланки, яка отримує деформацію згину, попарно один під одним та підключались у схему моста, як показано на рис. 4.9.

При вимірюванні деформації кручення валу максимальні деформації розтягу та стиску виникають на його поверхня вздовж гвинтових ліній, які розташовуються під кутом 45° . Для цього використовувались тензорезистори розетки, які показані на рис. 4.2,а. у яких резистори розміщуються під кутом 90°

один до одного. Вони монтувались на валах з обох боків один під одним та підключались у схему моста, як показано на рис. 4.10.

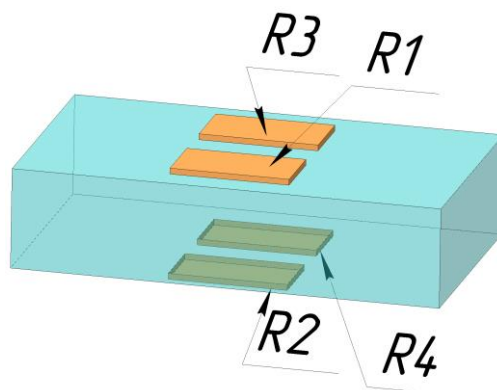


Рис. 4.9. Схема монтажу тензорезисторів для вимірювання деформацій згину

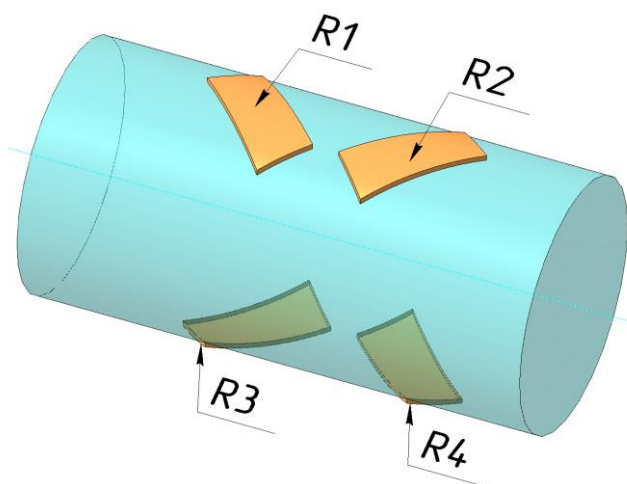


Рис. 4.10. Схема монтажу тензорезисторів для вимірювання деформацій кручення

Тензорезистори закріплювались за допомогою спеціального ціакріланового клею на поверхнях ланок. Ділянки поверхні на які монтувались резистори попередньо були спеціально підготовлені. У всіх тензорезисторів перед монтажем за допомогою точного мультиметру були виміряні їх опори, що дало змогу їх розсортувати по групам з невеликим розбігом величини опору. Розбіг опорів у кожній групі не перевищував встановленої норми $\pm 0,25\%$ від номіналу.

4.2.3. Тарування отриманих вимірюваних сигналів

Для кількісної оцінки записаних сигналів вимірюваних величин проводилось тарування, основане на навантаженні відповідних ланок механізмів відомими статичними навантаженнями, що створювалися вантажно-важільною системою. Деформація валу, що при цьому виникала, реєструвалась вимірювальною апаратурою. За отриманими даними будувалися тарувальні графіки.

При таруванні сигналів з валів механізмів ланки останнього звільнювалися від усіх зв'язків. Один кінець ланки жорстко закріплювався, а на другий закріплювався важіль, який навантажувався відомим зусиллям, яке створювало статичний момент відносно осі обертання.

Для тарування лінійних величин, які отримувалися шляхом деформування пластини використовувалися міри відомого розміру.

4.2.4. Методика опрацювання результатів експериментальних досліджень

Оцінка результатів вимірювань та похибок, отриманих при багаторазових повторних дослідах, проводиться методами математичної статистики. З врахуванням того, що похибки результатів спостережень вимірювань відповідають нормальному закону розподілення і числа дослідів n , опрацювання результатів експериментальних досліджень проводилось шляхом визначення середнього арифметичного $\langle x \rangle$ із ряду результатів вимірювань x , яке вказує центр розподілення для групування результатів окремих вимірювань:

$$\langle x \rangle = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.1)$$

де x_i – результати окремих вимірювань.

Дисперсія вимірювань розраховується як середній квадрат відхилення окремих результатів від середнього значення випадкової величини:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \langle x \rangle)^2 \quad (4.2)$$

Середнє квадратичне відхилення вимірювання дає можливість характеризувати розкид результатів проведених вимірювань навколо середнього значення. Середнє значення розраховують як квадратний корінь з дисперсії після обробки отриманих даних багаторазового вимірювання:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \langle x \rangle)^2} \quad (4.3)$$

Довірвальний інтервал для оцінки похибки кінцевого результату багаторазового вимірювання задається симетрично відносно середнього значення $\langle x \rangle$ інтервалом $\pm \Delta x$. Для невеликої кількості вимірювань довірвальний інтервал визначається виразом:

$$\Delta x = \frac{t(\alpha, n) \cdot \sigma}{\sqrt{n}} \quad (4.4)$$

де $t(\alpha, n)$ - коефіцієнт Ст'юдента, який залежить від всієї кількості вимірювань n та заданого значення довірвальної ймовірності α . Можливість знехтувати їм при розрахунках похибки вимірювань можлива при кількості вимірюваннях 7-10 і рівні довірвальної ймовірності $\alpha = 0,68$ та при $n = 15 - 20$ і рівні довірвальної ймовірності $\alpha = 0,95$.

Таким чином, з вибраною довірвальною ймовірністю багаторазового прямого вимірювання істинне значення результату попадає в довірвальний інтервал:

$$x = \langle x \rangle \pm \Delta x \quad (4.5)$$

4.3. Опис експериментального стенду транспортувального пристрою конвеєрного типу тамподрукарської машини

Експериментальні дослідження [81] проводились на експериментальному стенді транспортувального пристрою конвеєрного типу тамподрукарської машини. Транспортувальний пристрій представлено на рис. 4.11 [81].

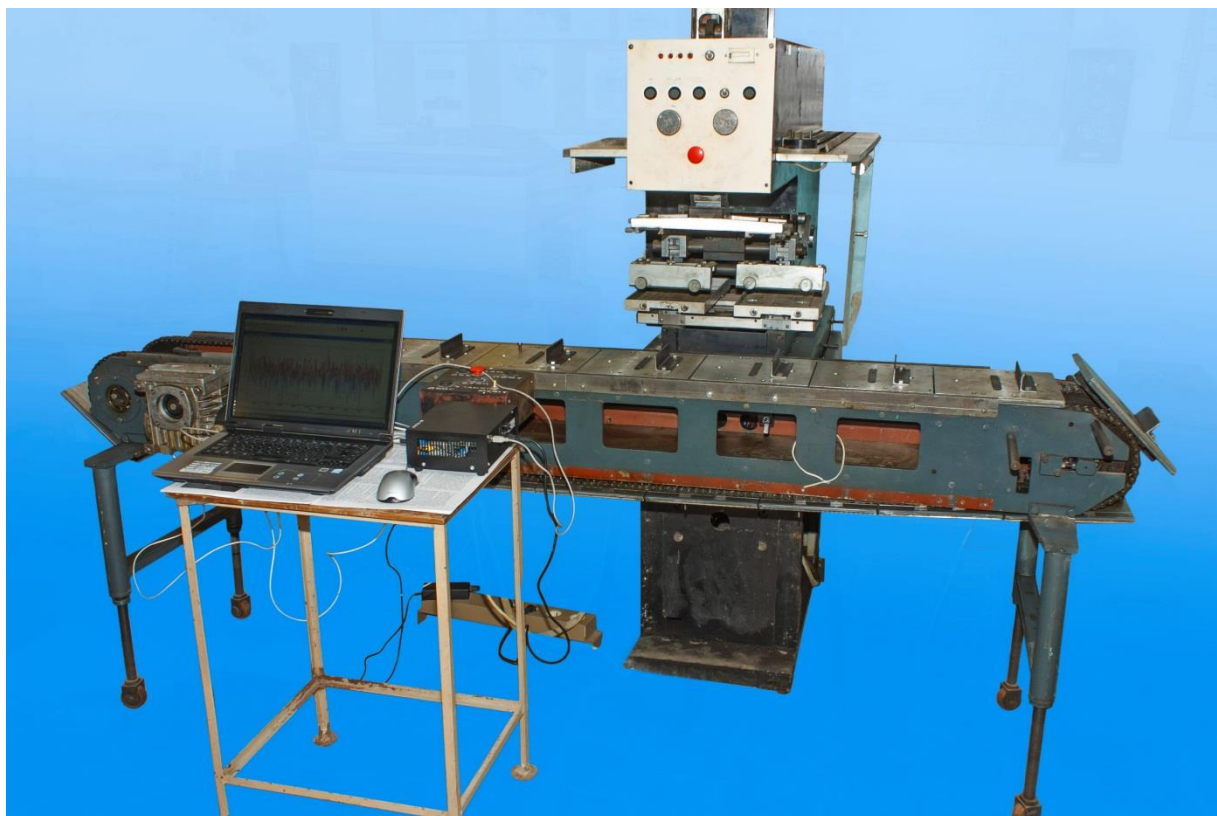


Рис. 4.11. Досліджуваний транспортувальний пристрій конвеєрного типу тамподрукарської машини

Кінематична схема транспортувального пристрою представлена на рис. 4.12, де 1 – станина, 2 – кулачковий механізм періодичного повороту, 3 – вантажонесучі пластини з пристроями для кріплення виробів, 4 – пристрій фіксації опорних пластин, 5 – натяжний пристрій, 6 – ланцюгова передача, 7 – зубчаста передача [81].

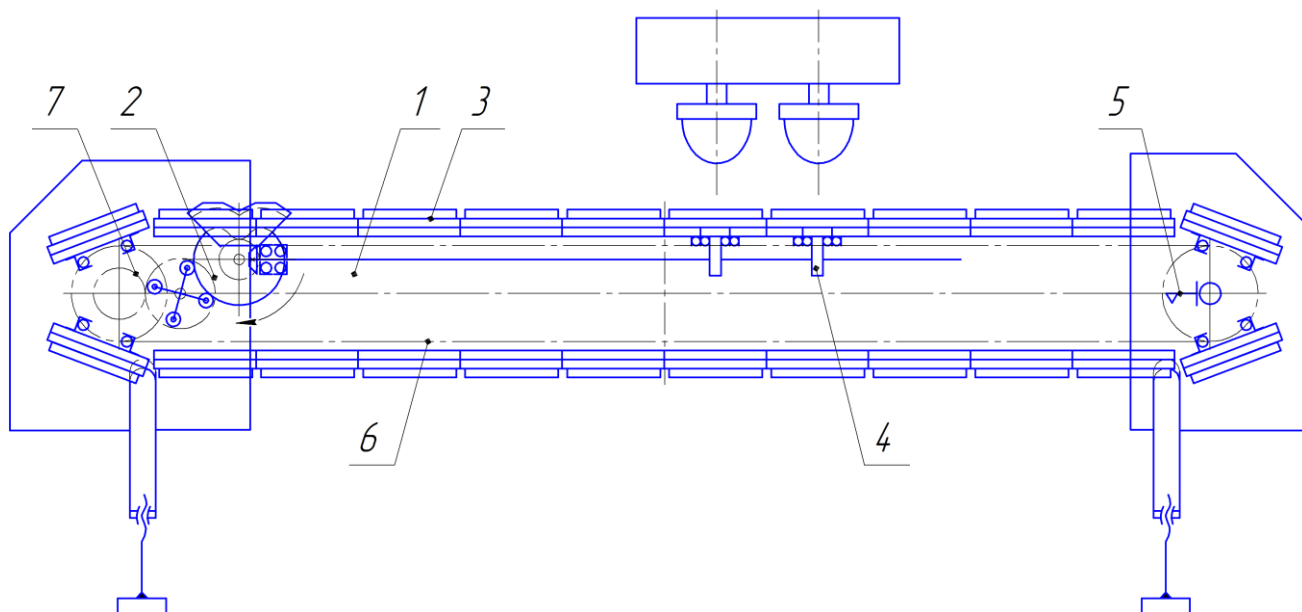


Рис. 4.12. Кінематична схема транспортувального пристрою

Транспортувальний пристрій конвеєрного типу отримує кроковий рух від кулачкового механізму періодичного поворотного руху 2. Кулачок отримує постійний рух від двигуна постійного струму, який передається через черв'ячний редуктор. Редуктор поєднується з двигуном за допомогою електромагнітної муфти. За допомогою кулачка коромисловий диск повертається на кут 90 град. Коромисловий диск передає крутний момент через зубчасту передачу 7 на приводну зірку ланцюгової передачі 6. За допомогою натяжного пристрою 5 здійснюється переміщення веденої зірки для натягування ланцюгової передачі. Вантажонесучі пластини 3 закріплюються на ланцюгу.

У зоні друку пластини закріплюються у взаємно-перпендикулярних напрямках для забезпечення точності позиціонування під друкувальними елементами. В напрямку перпендикулярному руху пластин фіксація забезпечується за допомогою шпонок, які в зоні друку охоплюються з двох сторін роликками, які жорстко встановлені на станині 1. Фіксація пластин у напрямку руху транспортеру відбувається двома секторами 4, які отримують рух через конічну передачу від ведучого валу на якому встановлено кулачок.

Для можливості вимірювання крутних моментів на ведучому та веденому валах кулачкового механізму привода транспортувального пристрою було

змонтовано контактні кільця, тензорезистори та щітки для зняття сигналу (рис. 4.13) [81].

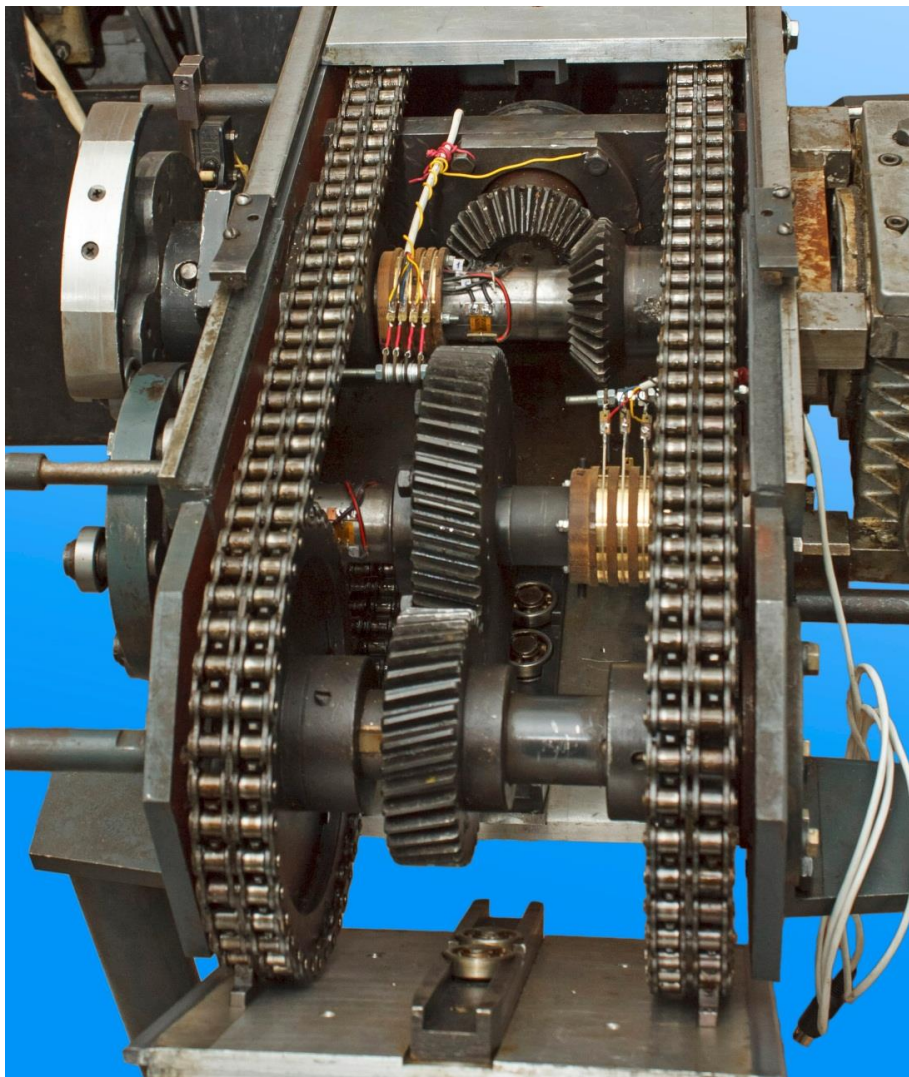


Рис. 4.13. Кулачковий механізм привода транспортувального пристрою із змонтованими реєструвальними пристроями

4.4. Результати досліджень транспортувального пристрою конвєсного типу

Крутні моменти створювані кулачковим механізмом періодичного повороту привода транспортувального пристрою конвєсного типу реєструвались при різних швидкостях обертання двигуна на веденому та ведучому валах. За допомогою відхиляючої пластини було визначено процеси, які відбуваються з опорною пластиною в зоні друку. За допомогою тензовиміральної апаратури були отримані файли з даними

експериментальних вимірювань, у яких представлені залежності вимірювальної механічної величини від часу. Для аналізу отриманих даних використовувалось середовище математичного моделювання MathCAD.

Для зчитування даних експериментальних досліджень програмою, файл з даними розміщувався в одному каталозі з файлом обробки результату. У програмі MathCAD за допомогою команди CWD представлявся доступ до поточного каталогу та командою READPRN зчитувався масив експериментальних даних. За допомогою внутрішніх функцій програми, які реалізують алгоритми згладжування, було проведено згладжування осцилограм. Для обробки даних використовувались згладжувальний алгоритм «біжучих медіан» та згладжування на основі функції Гауса, відповідно: medsmooth(y,b) та ksmooth (x,y,b), де x – вектор дійсних даних аргументу, y – вектор дійсних значень, b – ширина ділянки згладжування [80].

Для отримання дійсних значень було проведено тарування. Тарувальні графіки мосту ведучого валу (Міст 1) та мосту веденого валу (Міст 2) представлено на рис. 4.14.

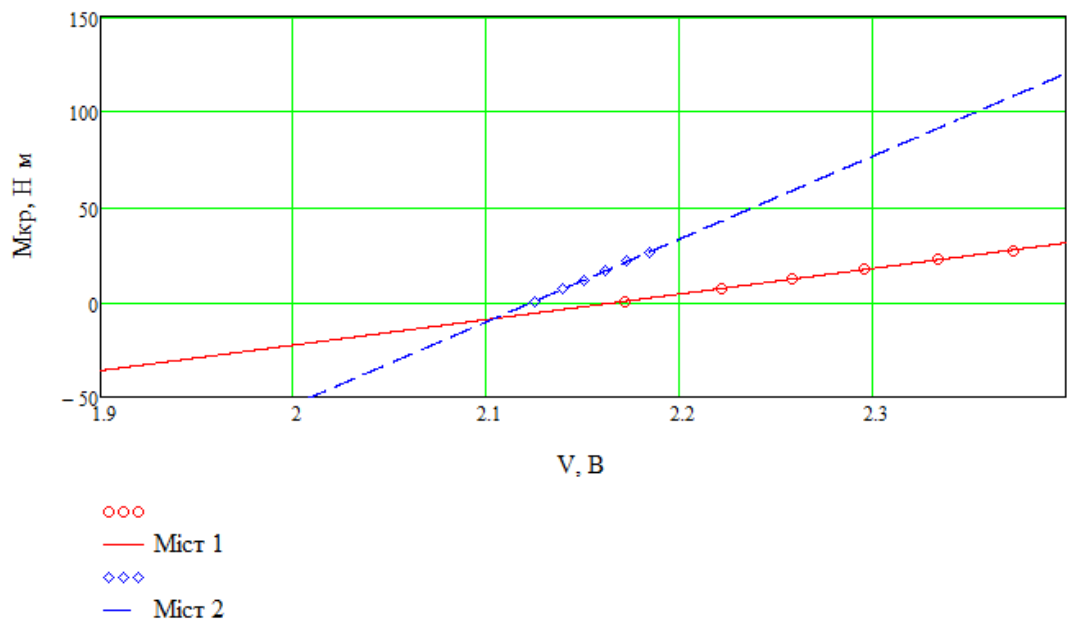


Рис. 4.14. Тарувальні графіки мостів ведучого валу (Міст 1) та веденого валу (Міст 2) кулачкового механізму привода

Використовуючи тарувальну функцію були перетворені отримані результати експериментальних досліджень. Осцилограми крутних моментів, які виникають на головному та веденому валах в залежності від кута повороту головного валу для різних швидкостей повороту головного валу представлено на рис. 4.15 – рис. 4.18 [81].

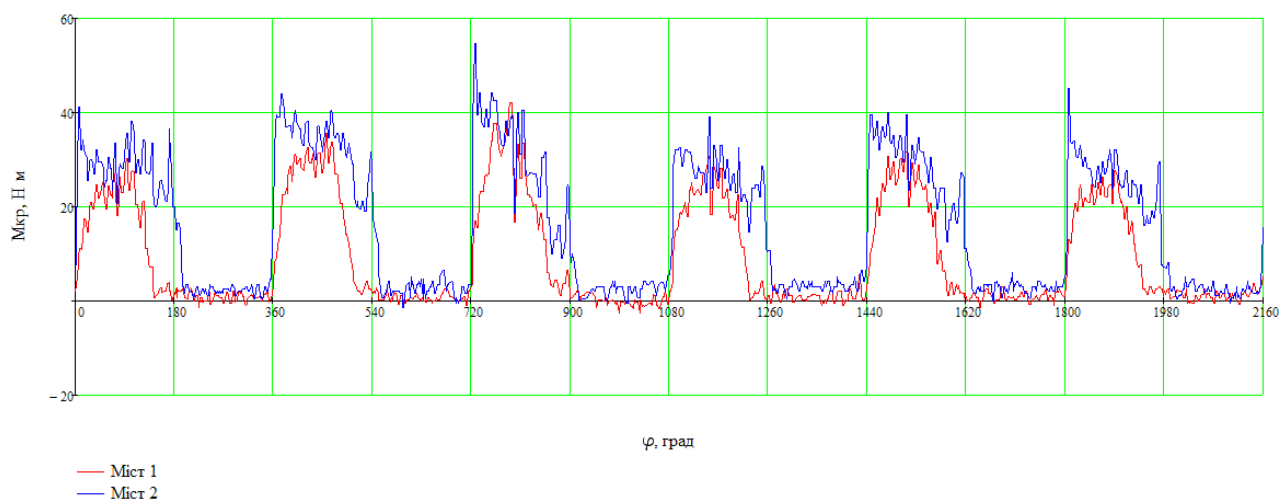


Рис. 4.15. Осцилограми крутних моментів на ведучому (Міст 1) та веденому (Міст 2) валах кулачкового механізму привода при швидкості обертання ведучого валу $V = 9,4$ об/хв

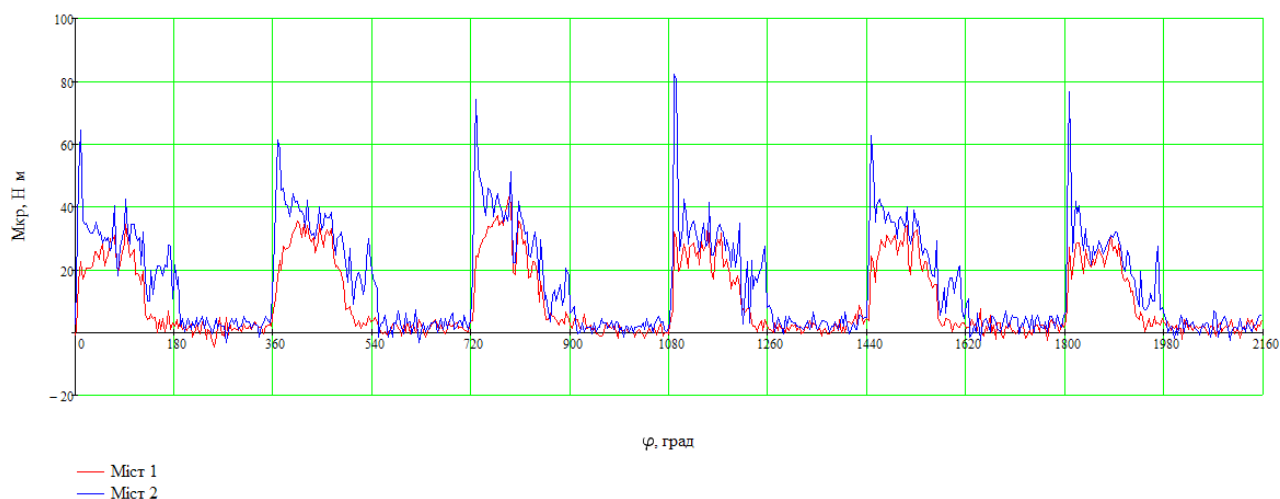


Рис. 4.16. Осцилограми крутних моментів на ведучому (Міст 1) та веденому (Міст 2) валах кулачкового механізму привода при швидкості обертання ведучого валу $V = 15,8$ об/хв

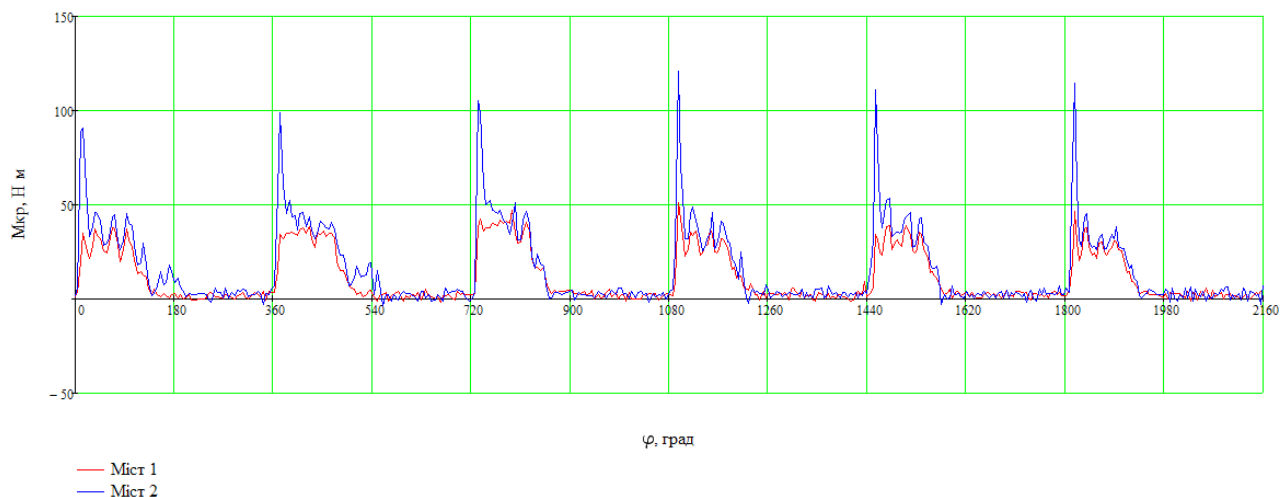


Рис. 4.17. Осцилограми крутних моментів на ведучому (Міст 1) та веденому (Міст 2) валах кулачкового механізму привода при швидкості обертання ведучого валу $V = 22,9$ об/хв

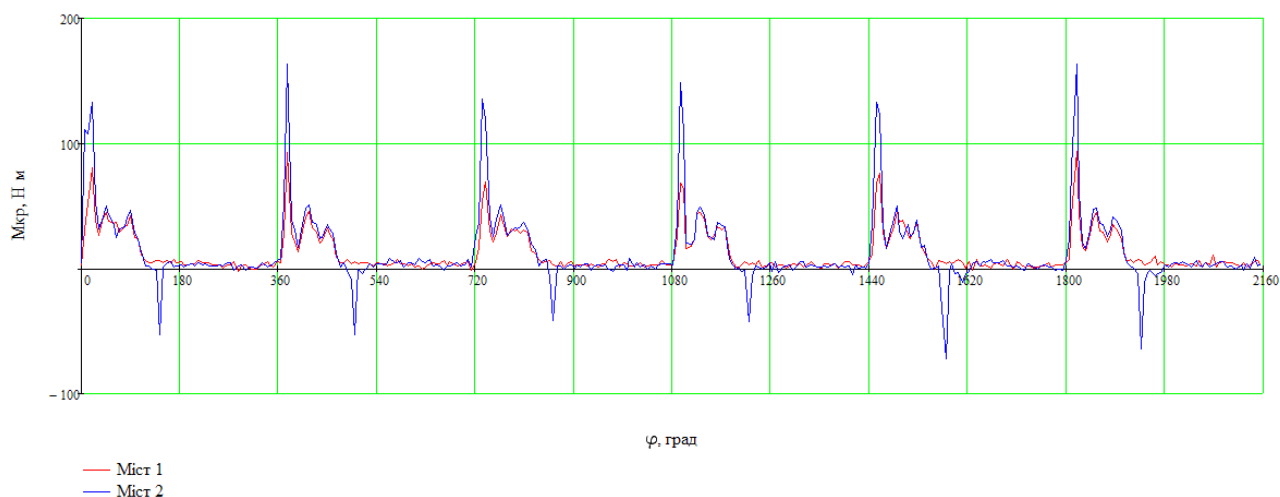


Рис. 4.18. Осцилограми крутних моментів на ведучому (Міст 1) та веденому (Міст 2) валах кулачкового механізму привода при швидкості обертання ведучого валу $V = 30$ об/хв

Визначено максимальні крутні моменти на валах, які виникають при різних швидкостях обертання ведучого валу та побудовані графіки їх зміни в залежності від швидкості обертання ведучого валу, які представлено на рис. 4.19 [81].

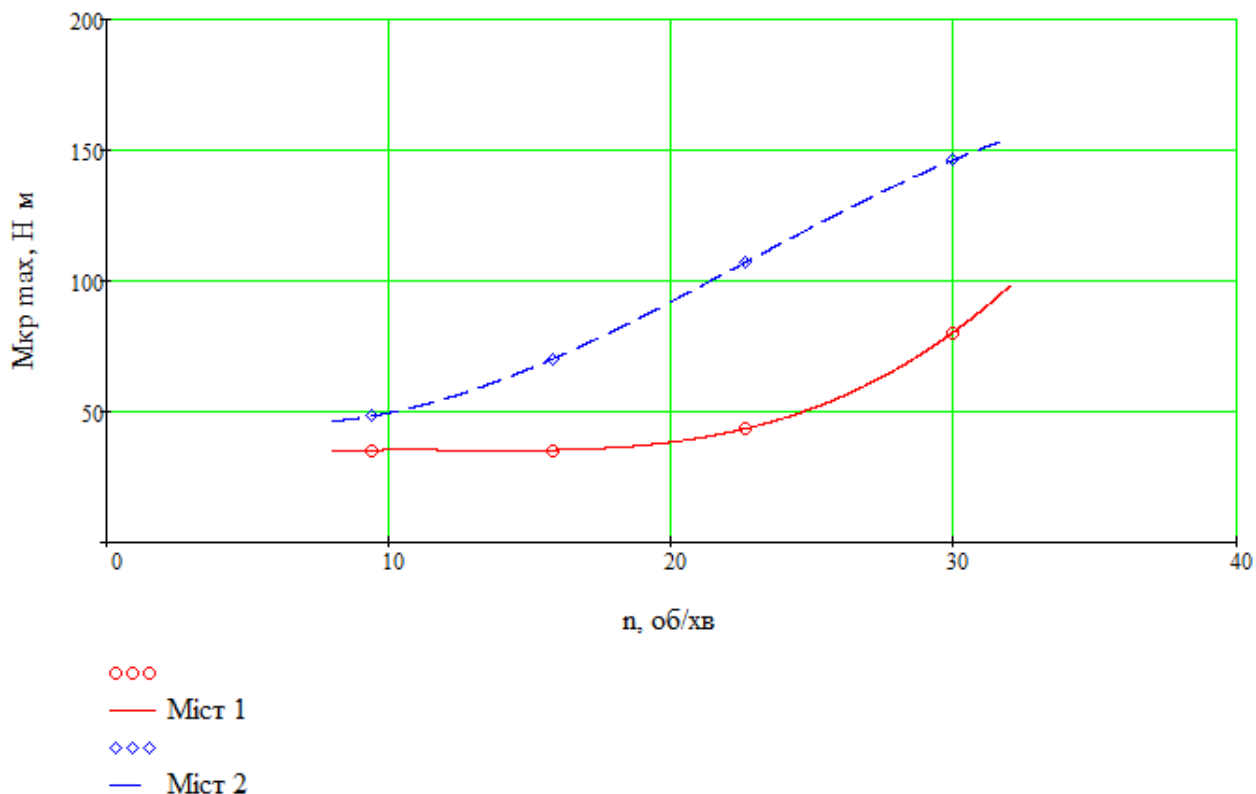


Рис. 4.19. Зміна максимальних значень крутних моментів ведучого (Міст 1) та веденого (Міст 2) в залежності від швидкості обертання ведучого валу

З отриманих графіків крутних моментів видно, що фазовий кут на головному та веденому валах не співпадають, що пояснюється крученням валів та деформацією ланок транспортеру. Для підтвердження таких висновків було вирішено провести дослідження поведінки у зоні друку вантажонесучих пластин. Для цього спеціально на кожну пластину було виготовлено та встановлено кутики, за допомогою яких була створена можливість отримати відхилення пластини. Кожен кутик попередньо був виставлений під час фіксації пластин відносно друкувальних ланок. Відхиляюча пластина встановлювалась таким чином, щоб під час підходу пластин з кутиками і їх вистою бути з ними у контакті. Для отримання дійсних значень було проведено тарування, що дало можливість побудувати тарувальну функцію, представлену на рис 4.20.

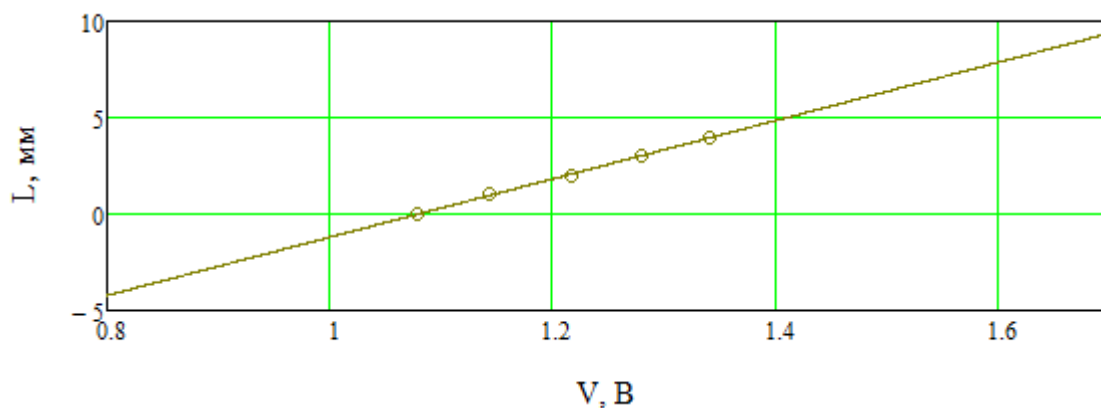


Рис. 4.20. Тарувальний графік тензовимірювального мосту змонтованого на відхиляючій пластині

За допомогою тарувальної функції перетворивши отримані результати можна представити згладжені осцилограми точності позиціонування та вистою в залежності від швидкості обертання ведучого валу, які представлені на рис. 4.21 – рис. 4.24 [81].

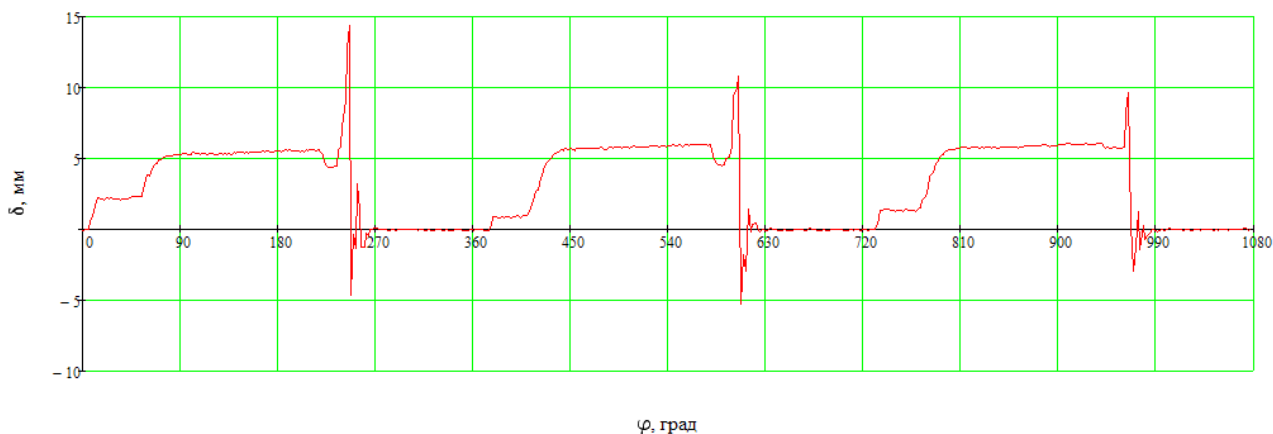


Рис. 4.21. Осцилограма точності позиціонування пластин транспортеру в зоні друку при швидкості обертання ведучого валу $V = 9,4$ об/хв

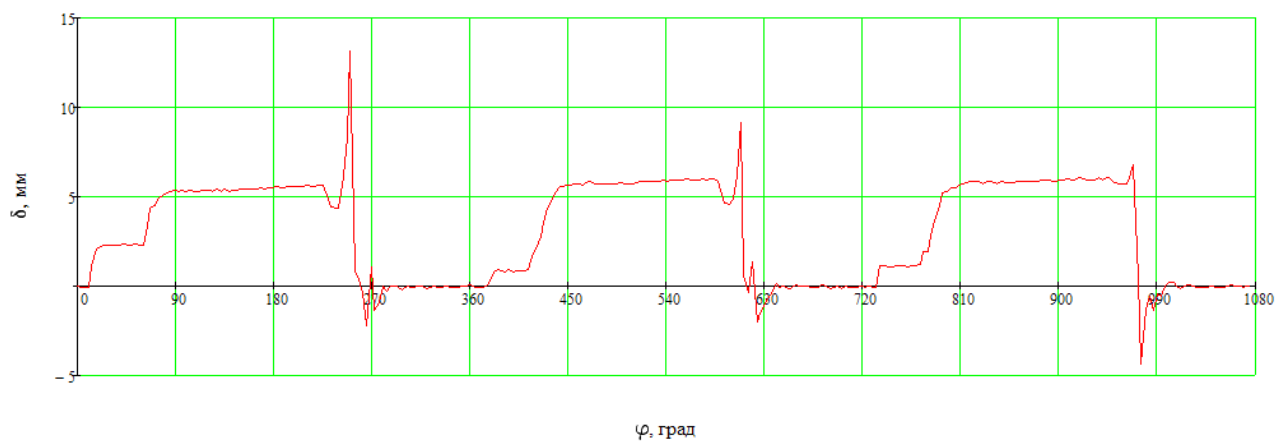


Рис. 4.22. Осцилограма точності позиціонування пластин транспортеру в зоні друку при швидкості обертання ведучого валу $V = 15,8$ об/хв

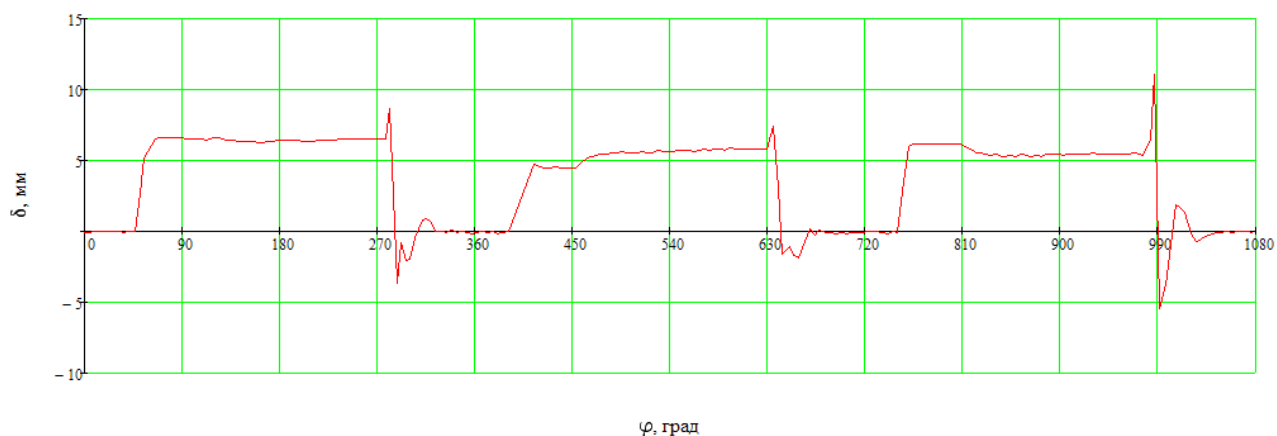


Рис. 4.23. Осцилограма точності позиціонування пластин транспортеру в зоні друку при швидкості обертання ведучого валу $V = 22,9$ об/хв

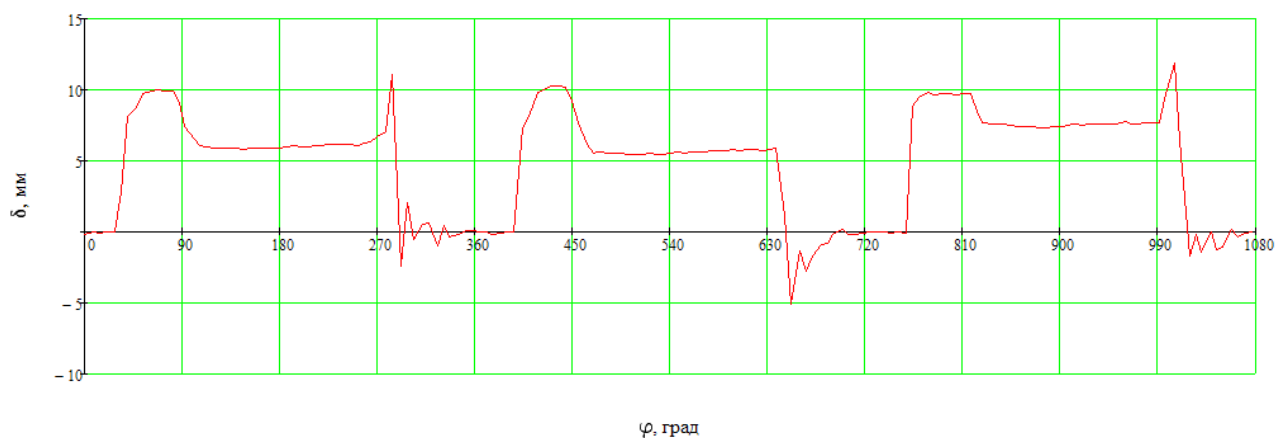


Рис. 4.24. Осцилограма точності позиціонування пластин транспортеру в зоні друку при швидкості обертання ведучого валу $V = 30$ об/хв

За наведених осцилограм видно, що у зоні друку на швидкостях до 20 об/хв головного валу механізму фіксації необхідно кожну пластину підтягувати для забезпечення точного позиціонування відносно друкувальних ланок. Це в свою чергу відображається на осцилограмах у попередньому пункті як збільшення фазового кута повороту на веденому валу. При досягненні швидкості 23 об/хв механізму фіксації вже непотрібно підтягувати пластини в зону друку, бо у такому режимі роботи достатня сила інерції транспортеру, щоб пересувати пластини у фазі вибігу під дією інерції. В свою чергу це на осцилограмах крутних моментів відображається як порівняння фаз на головному та веденому валах. При подальшому збільшенні швидкості пластини у зоні друку під дією інерції починають переміщуватись через зону друку, і механізму фіксації необхідно вертати їх назад. Така ситуація відображається на осцилограмах крутних моментів, як зміна знаку крутних моментів у період вибігу та відповідно деформацією ланок транспортеру у сторону їх руху [81].

Точність позиціонування і вистою опорних пластин транспортувального пристрою конвеєрного типу, у якому рух вантажонесучих пластин здійснюється за допомогою ланцюгового гнучкого тягового контуру, вимагає використання додаткових направляючих і фіксувальних пристроїв, тому що за допомогою ланцюга неможливістю забезпечити необхідну точність передачі рух. Тому для з'ясування точносних параметрів позиціонування та вистою веденої ланки було проведено таку перевірку на експериментальному стенді кулачкового механізму періодичного повороту [81].

Висновки до четвертого розділу

Розроблена методика проведення експериментальних досліджень із використанням сучасного методу вимірювання механічних величин – тензометрії.

Проведені експериментальні дослідження крутних моментів дали можливість проаналізувати процеси, які відбуваються у зоні друку з ланками

транспортеру. Дослідження показали, що ланки кулачкового механізму привода на різних швидкостях обороту головного валу деформуються, що під час роботи створює надлишкові навантаження, які спотворюють задані параметри руху веденої ланки. Це в свою чергу дало можливість експериментально виявити таку швидкість, при якій сили інерції транспортеру не створюють додаткових навантажень у період вибігу, яка приблизно дорівнює 23 об/хв.

Проведені дослідження зупинок та вистою кулачкового механізму періодичного повороту показують, що у положення вистою ведена ланка на різних швидкостях підходить плавно без різких зупинок і коливань. Розрахунок точності встановлення веденої ланки знаходиться у допустимих межах друкування на тамподрукарських машинах $0,038 \pm 0,009$ мм, що спричинено невисокою точністю виготовлення ланок механізму. Це дослідження дає можливість рекомендувати при виготовленні таких механізмів розміри кулачка, базовідстані, коромислового диску та роликів виготовляти з більшою точністю.

РОЗДІЛ 5

УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИКОНАНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Умови використання кулачкового механізму періодичного повороту

В результаті проведених досліджень було встановлено, що механізми періодичної дії широко використовуються у вузлах поліграфічних та інших машин, робочі ланки яких здійснюють періодичні рухи. Особливо актуально використовувати їх у циклових машинах, транспортувальних пристроях, потокових лініях для надання періодичного руху ланкам та ін.

Проведені дослідження дозволили узагальнити умови використання кулачкових механізмів періодичного повороту.

За допомогою кулачкових механізмів можливо забезпечити вимоги точного вистою веденої ланки завдяки фіксації по рівнорадіусній ділянці по двох роликах, плавність періодичного руху та можливість вибору найбільш сприятливого закону періодичного руху, а також необхідне співвідношення періодів вистою та руху веденої ланки, можливість виконання геометричного та силового замикання кулачкової пари. Такі механізми порівняно прості у виготовленні і експлуатації, а також забезпечують кут повороту веденої ланки від 180° .

Враховуючи, що кулачок таких механізмів виконується розімкнутим по мінімальним радіусам-векторам і в точці переходу від розбігу до вибігу кут тиску змінює свій знак на протилежний, то для виконання повороту такою кулачковою парою необхідно використовувати додаткові пристрої для замикання. Таке замикання може бути створене як геометрично, за допомогою додаткових елементів, так і силовим методом, за допомогою пружних ланок (пружина, торсіон). Відповідні схеми таких механізмів наведені в даній роботі. Здійснення замикання за допомогою пружних ланок дає можливість зрівноважити динамічні навантаження, які виникають під час роботи механізму, що підвищує надійність роботи машини. Але замикання за допомогою пружних ланок можливе лише в

тому випадку, коли енергія, яка поступає від її дії перевищує крутні моменти, які створюються технологічними силами. Якщо за умовами роботи технологічні навантаження значно перевищують інерційні, то доцільно використовувати кінематичне замикання кулачкового механізму, так як енергія від пружної ланки у фазі вибігу створить збільшення сумарного навантаження у кулачковій парі та привідних ланках.

Для розрахунку профілю такого кулачкового механізму періодичного повороту розроблена оригінальна програма, яка дозволяє спростити розрахунок нових і модернізації існуючих механізмів. Запропонована програма забезпечує синтез нових механізмів, зменшує вірогідність появи похибок при розрахунку, час розробки та дозволяє оптимізувати розміри конструкції. Запропонована методика розрахунку викладена у наступному пункті.

5.2. Узагальнена інженерна методика синтезу кулачкових механізмів періодичного повороту

На основі проведених аналітичних досліджень (див. 3.3) розроблена методика інженерного синтезу кулачкового механізму періодичного повороту. Розрахунки рекомендується проводити у сучасному програмному середовищі MathCAD. Розглянемо основні кроки:

1. Визначаються початкові параметри: кут повороту коромислового диску – γ_{Σ} , частоту обертання головного валу – n , максимальне статичне навантаження на валу коромислового диску – $M_{st.}$, сумарний момент інерції ведених мас – I_{Σ} , діаметри головного та веденого валів – d_{gv} та d_{vv} . Визначити два з трьох геометричних параметрів: фазовий кут кулачка – φ , відстань між центрами кулачка і диска – b , радіус коромислового диску – l .

2. Закон періодичного руху вибирається відповідно до технологічного процесу або рекомендацій наведених в п. 3.

3. Визначаються необхідні початкові параметри, число Ньютонів, режим роботи, максимальний допустимий кут тиску.

4. Оптимальні геометричні параметри механізму розраховуються відповідно до вибраних параметрів (див. п. 4). У таких механізмах фазовий кут, радіус коромислового диску та базовідстані взаємно зв'язані, тому задаючись двома з них, відповідно перетворивши формулу (3.27), розраховується третій.

5. Сумарні моменти на головному та веденому валах кулачкового механізму визначається відповідно до формул наведених в п. 8.

6. Біжучі значення радіусів-векторів визначаються по формулі наведеній в п. 5, а по формулам наведеним в п. 6 відповідні кутові поправки. При використанні програмного середовища рекомендується методом апроксимації отримати функцію теоретичного профілю з розрахованих біжучих значень. Це дасть можливість легко оперувати даними і досліджувати профіль кулачка не враховуючи кутову поправку. Провести перевірку знайденого полярного кута за допустимим значенням. Якщо цей кут буде менше допустимого значення, то необхідно повернутись до п.4 цієї методики і скоригувати початкові параметри.

7. По формулам наведеним у п. 9 на величині полярного кута розраховуємо значення кута тиску і кута підйому та визначаємо максимальне значення кута тиску. Для зручності у формулах рекомендується використовувати для кожного біжучого значення полярного кута відповідні значення радіусів векторів, які визначаються інтерпольованою функцією.

8. По формулам наведеним у п. 10.2 розраховуються мінімальні параметри роликової опори. І відповідно до них з таблиць стандартного ряду підшипників вибирається ролик (підшипник), який буде задовольняти розрахованим параметрам. Максимальне значення радіуса ролика рекомендується визначати графоаналітичним методом п. 10.3.

9. Відповідно до формул в п.11 розраховуються миттєві значення коефіцієнта корисної дії кулачкового механізму.

10. Відповідно до п. 12, необхідно перевірити профіль кулачка за умовами роботоздатності: віддалення теоретичного профілю від заклинювання та допустимими контактними напруженнями.

11. Якщо всі умови виконуються, за визначеними значеннями радіусів-векторів змінної ділянки профілю будуюмо теоретичний профіль кулачка у полярних координатах (рис. 5.1).

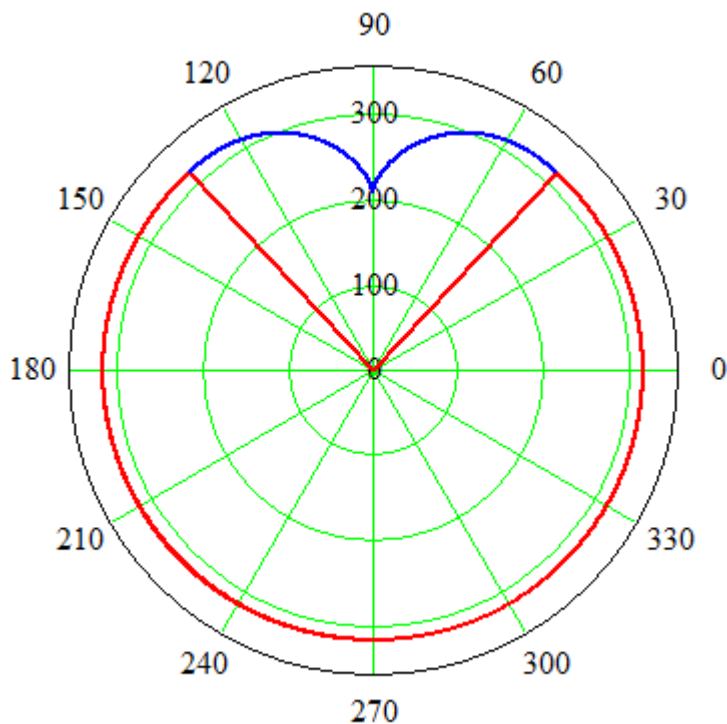


Рис. 5.1. Побудова теоретичного профілю у полярних координатах

5.3. Порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень

Для проведення перевірки теоретичних розрахунків використано такі параметри експериментального стенду: кулачок виготовлено із законом періодичного руху – «2.12», статичне навантаження – 1300 Н, маса вантажонесучої пластини – 3 кг, радіус ведучої зірки – 0.1 м, сумарний кут повороту коромислового диску – 90 град, цикловий кут повороту – 150 град [82].

Для порівняння результати теоретичних розрахунків представлені на одному графіку з експериментальними даними. Теоретичні і експериментальні дослідження виконувались для однакових швидкостей обертання головного валу кулачкового механізму привода.

На рис. 5.2 представлено графіки крутних моментів теоретичних розрахунків та експериментальних даних на головному валу при швидкості обертання головного валу = 9,4 об/хв. На рис. 5.3 представлено графіки крутних моментів теоретичних розрахунків та експериментальних даних на веденому валу кулачкового механізму привода для тієї ж швидкості обертання головного валу. На рис. 5.4 – рис. 5.9 представлено значення крутних моментів відповідно для швидкостей обертання головного валу: 15,8 об/хв.; 22,6 об/хв.; 30 об/хв [82].

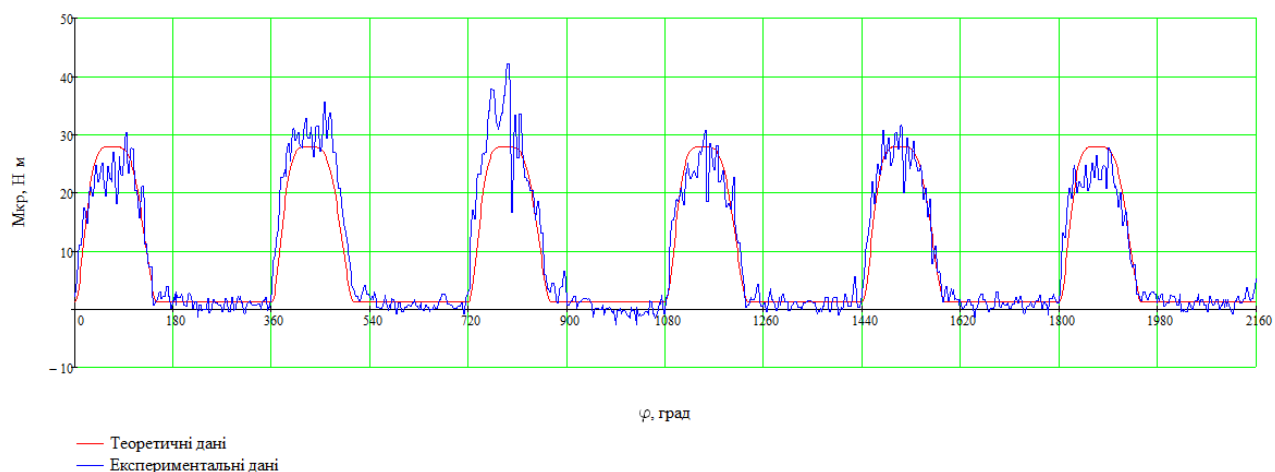


Рис. 5.2. Графіки крутних моментів на головному валу при швидкості обертання головного валу 9,4 об/хв

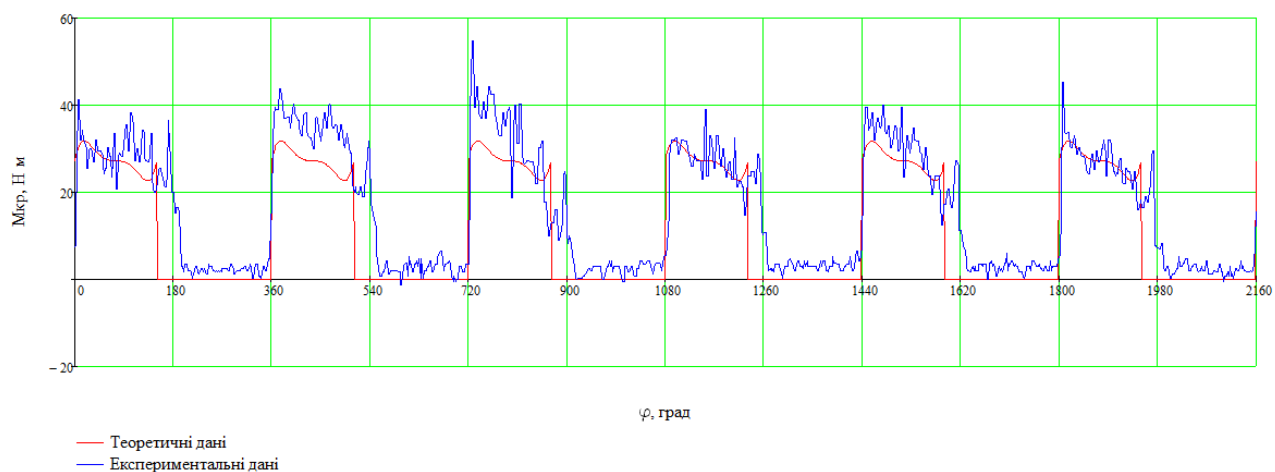


Рис. 5.3. Графіки крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання головного валу 9,4 об/хв

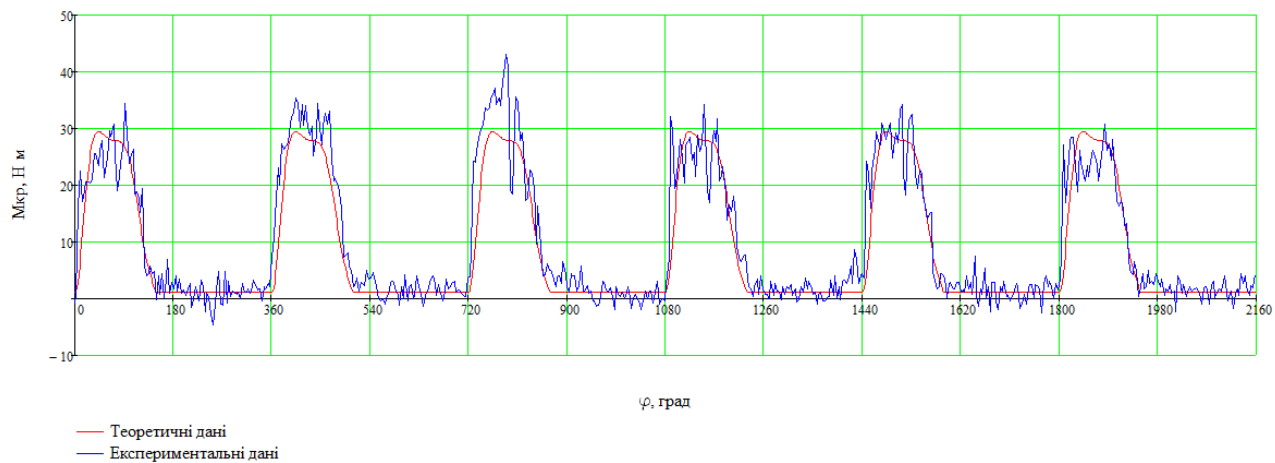


Рис. 5.4. Графіки крутних моментів на головному валу при швидкості обертання головного валу 15,8 об/хв

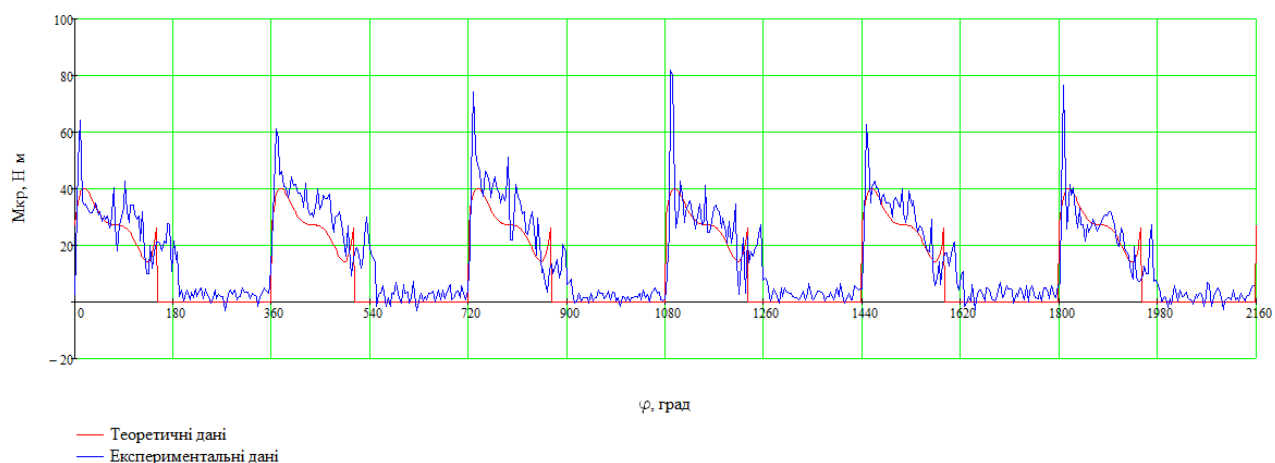


Рис. 5.5. Графіки крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання головного валу 15,8 об/хв

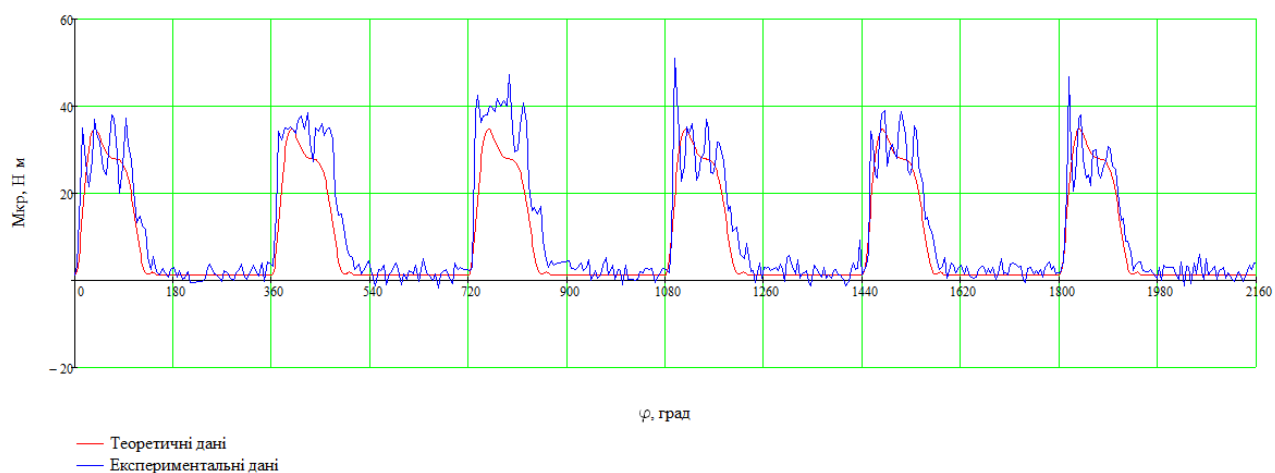


Рис. 5.6. Графіки крутних моментів на головному валу при швидкості обертання головного валу 22,6 об/хв

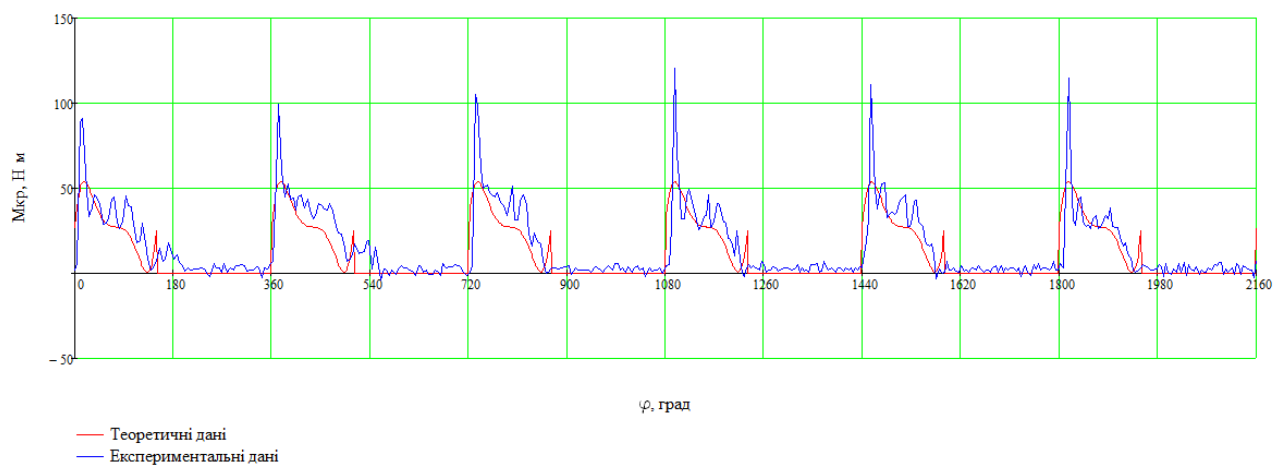


Рис. 5.7. Графіки крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання
головного валу 22,6 об/хв

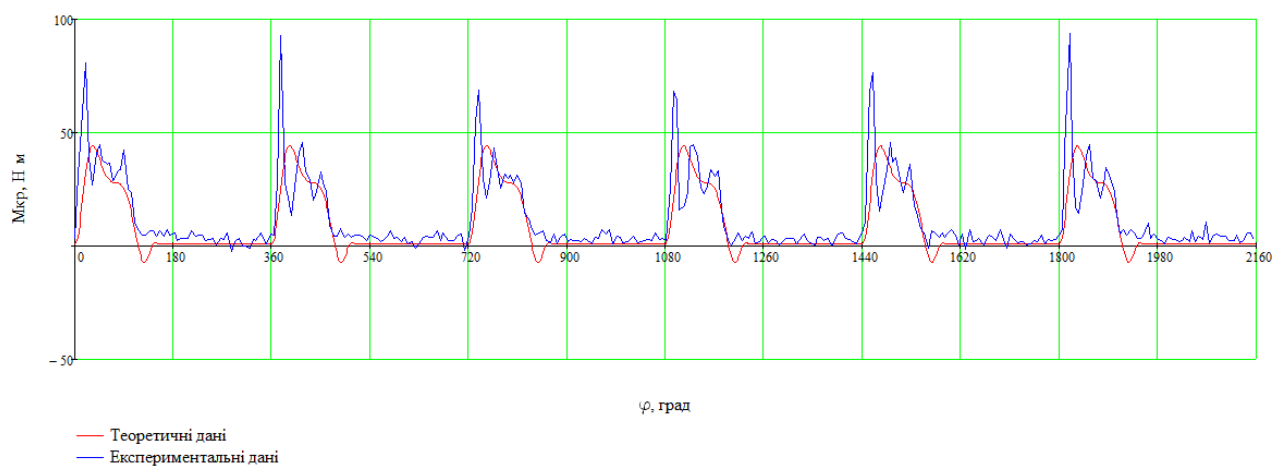


Рис. 5.8. Графіки крутних моментів на головному валу при швидкості
обертання головного валу 30 об/хв

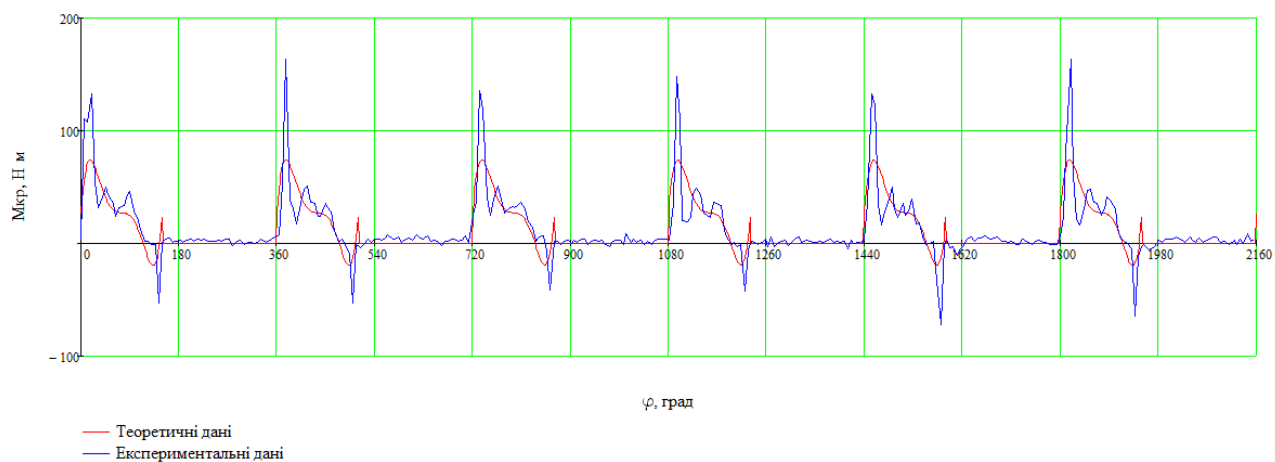


Рис. 5.9. Графіки крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання
головного валу 30 об/хв

Також було проведено співставлення піків максимальних крутних моментів розрахункових та теоретичних досліджень, які виникають на головному та веденому валах кулачкового механізму привода в залежності від зміни швидкості обертання головного валу. Відповідно на рис. 5.10 та рис. 5.11 представлено графіки зміни максимальних значень крутних моментів у залежності від швидкості обертання головного валу на головному і веденому валах [82].

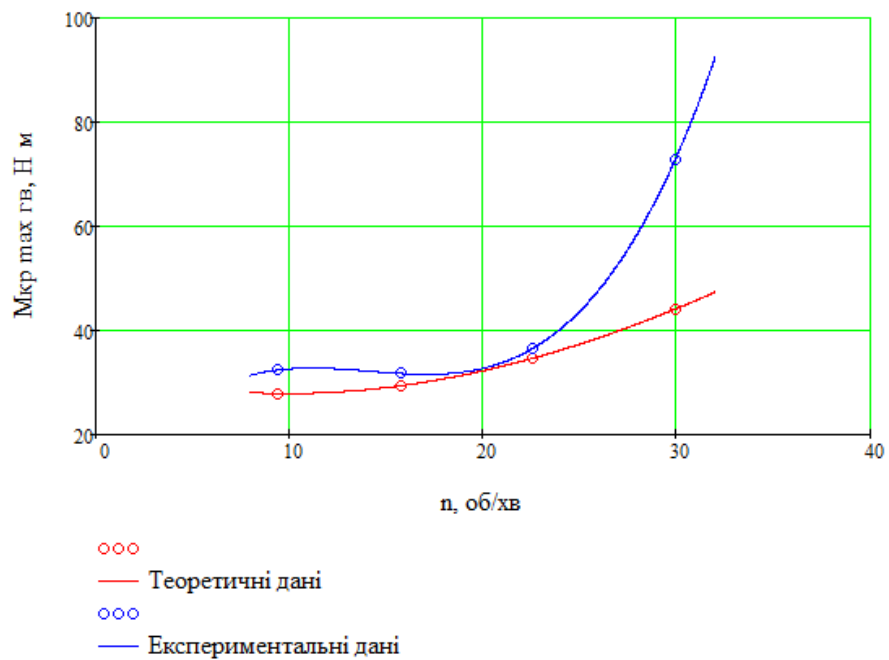


Рис. 5.10. Графіки піків крутних моментів на головному валу в залежності від швидкості його обертання

Із наведених графіків експериментальних досліджень видно, що на швидкості 20 об/хв відбувається ідеальне співпадіння теоретичних та експериментальних даних даної транспортувальної системи. Для інших значень відбувається збільшення величин крутних моментів, внаслідок чого погіршується точність позиціонування, спотворюються задані параметри періодичного руху, змінюються налаштування системи тощо [82].

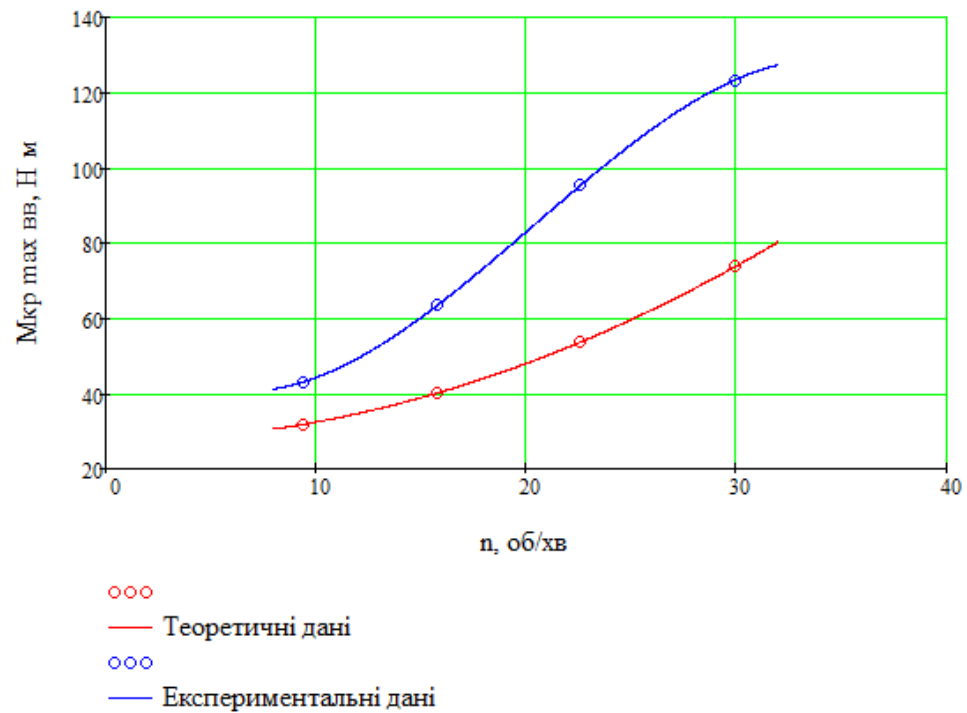


Рис. 5.11. Графіки піків крутних моментів на веденому валу в залежності від швидкості обертання головного валу

Враховуючи наведену методику, у попередньому розділі, обробки експериментальних даних методами математичної статистики було оброблено отримані графіки у програмному середовищі MathCAD. Для цього було написано алгоритм, який в автоматичному режимі робив обробку у кожній точці біжучого фазового кута виміряних крутних моментів для різних швидкостей на головному та веденому валах. У результаті було отримано графіки, на яких зображено теоретичні та усереднені експериментальні дані, а також пунктирними лініями діапазон довірливого інтервалу, які представлені на рис. 5.12-рис. 5.19 [82].

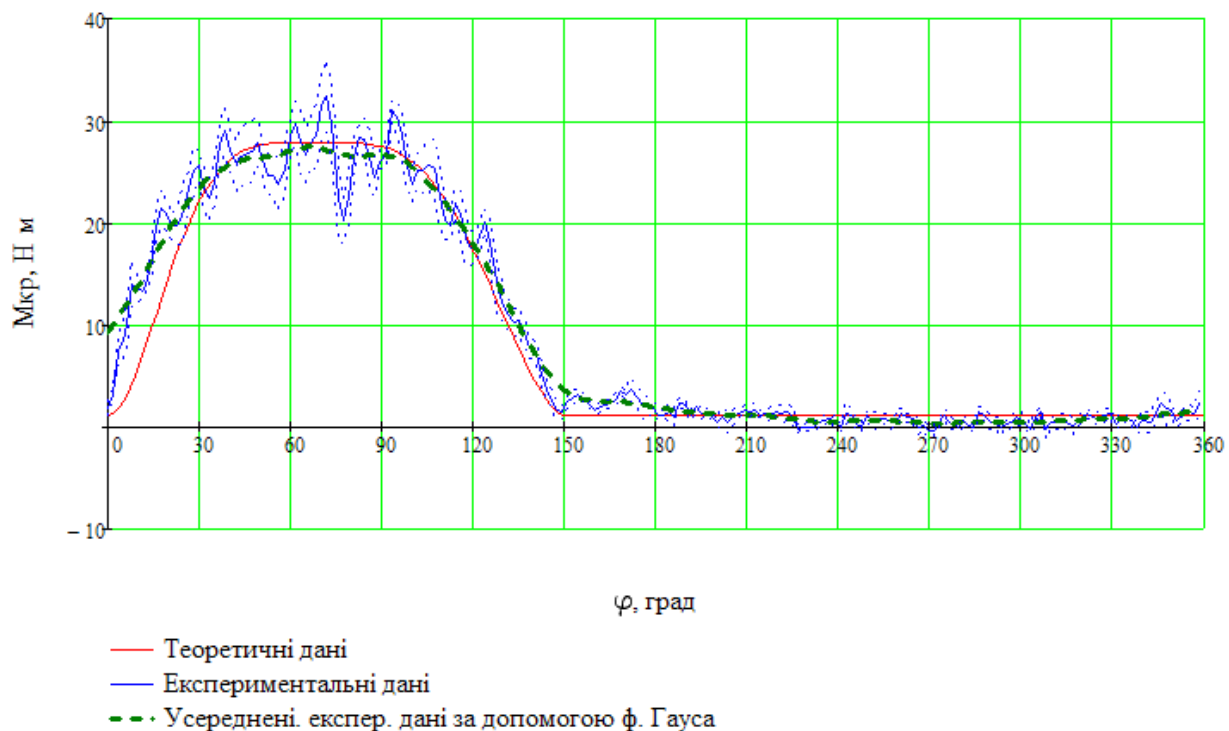


Рис. 5.12. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моменті на головному валу при швидкості обертання головного валу 9,4 об/хв

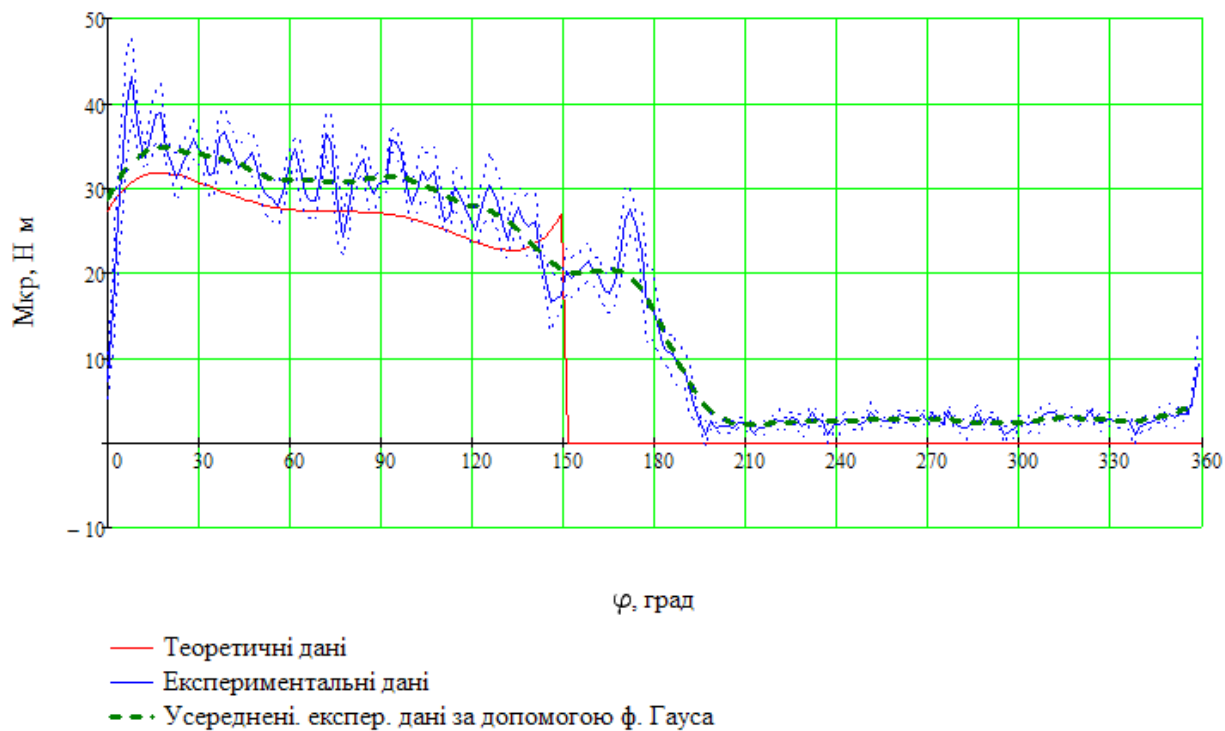


Рис. 5.13. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання головного валу 9,4 об/хв

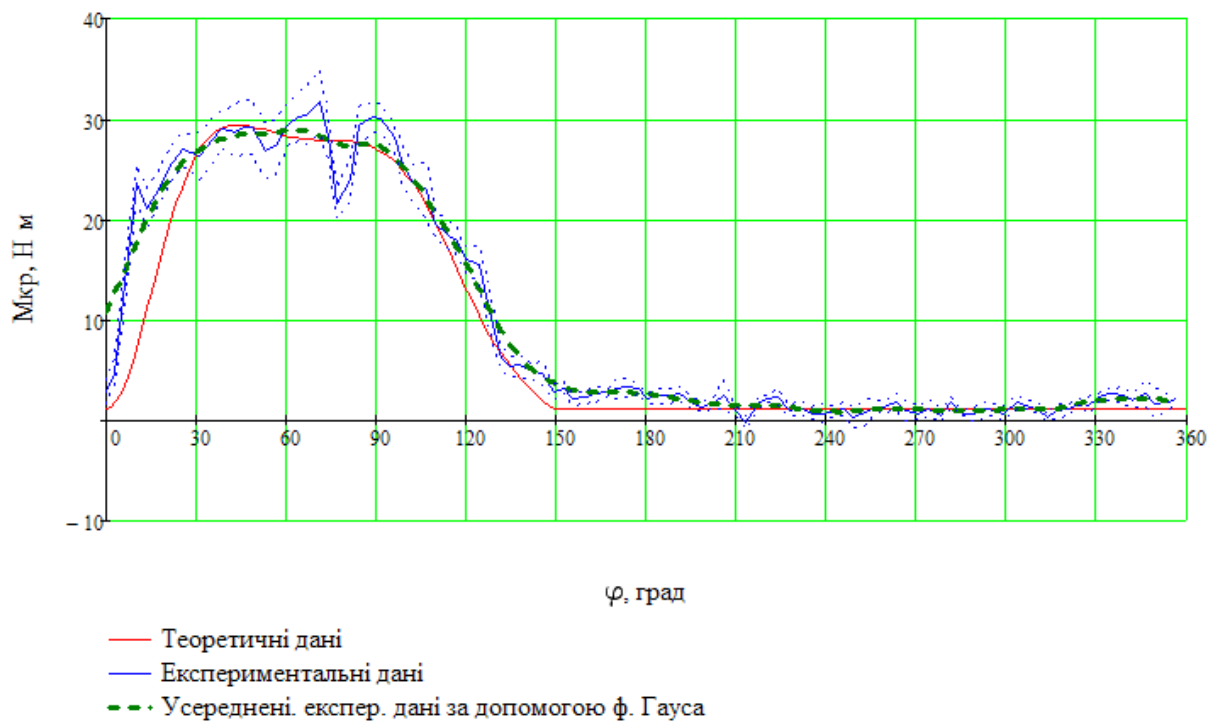


Рис. 5.14. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на головному валу при швидкості обертання головного валу 15,8 об/хв

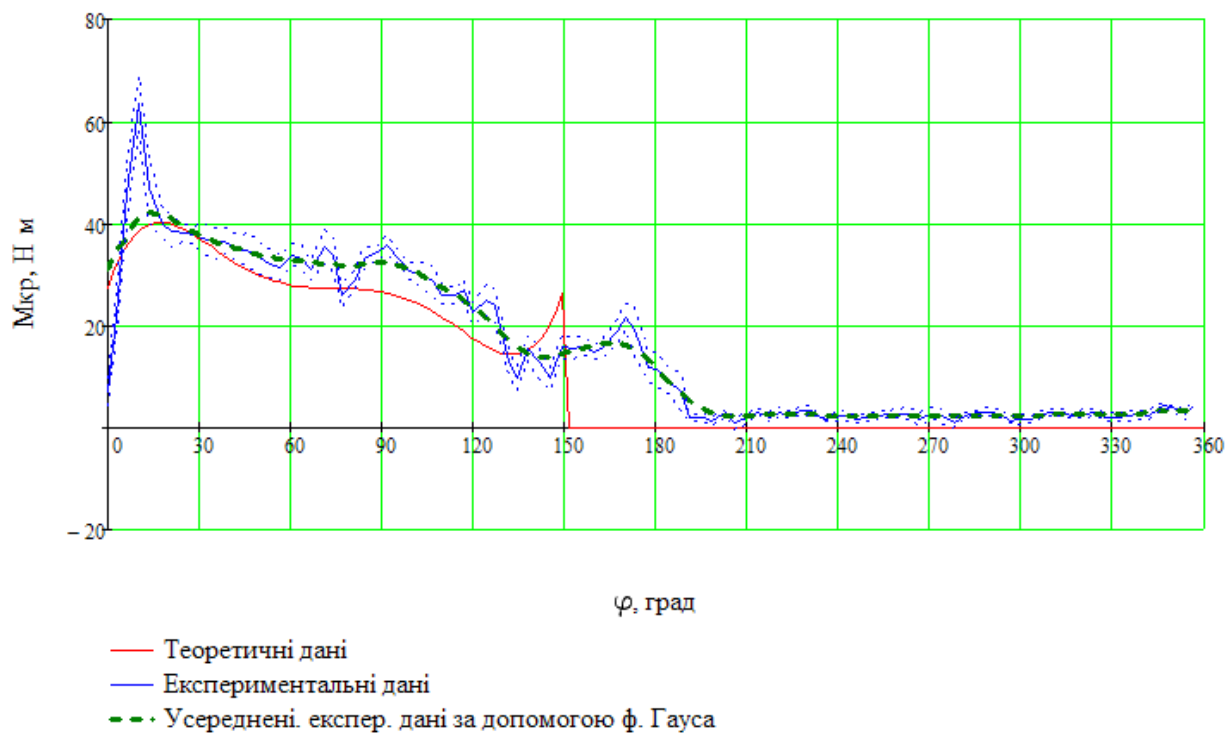


Рис. 5.15. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання головного валу 15,8 об/хв

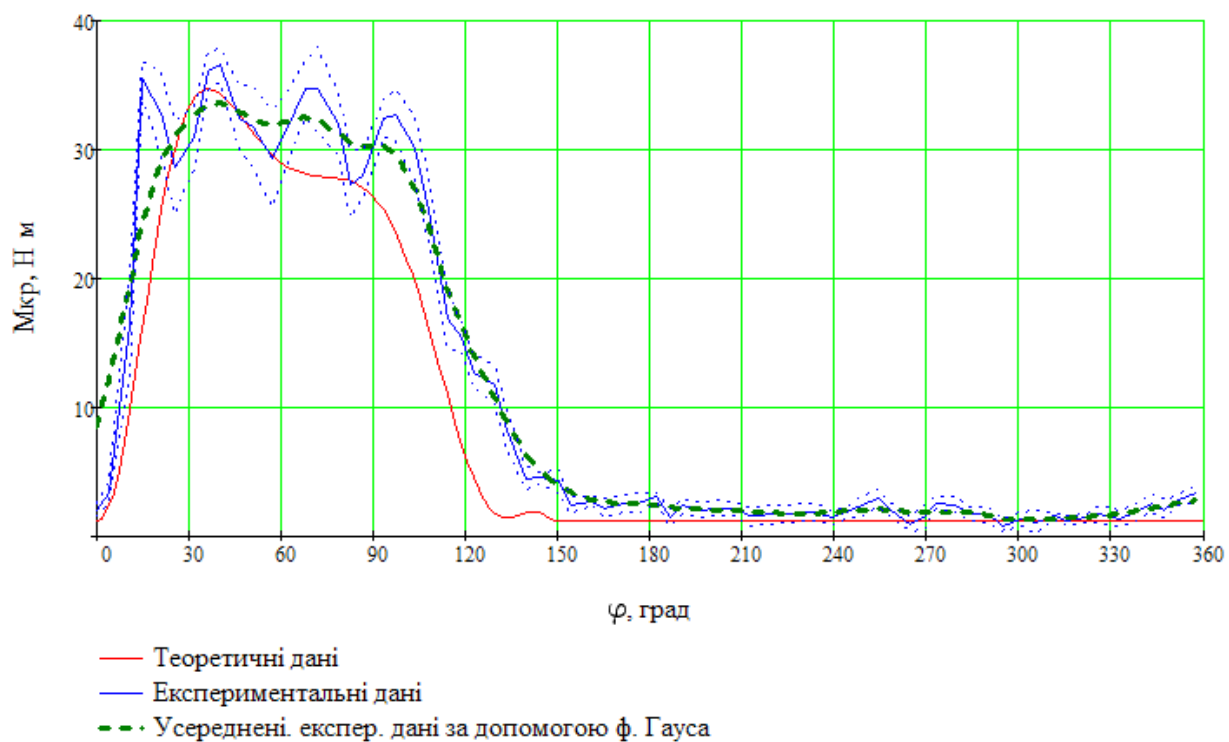


Рис. 5.16. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на головному валу при швидкості обертання головного валу 22,6 об/хв

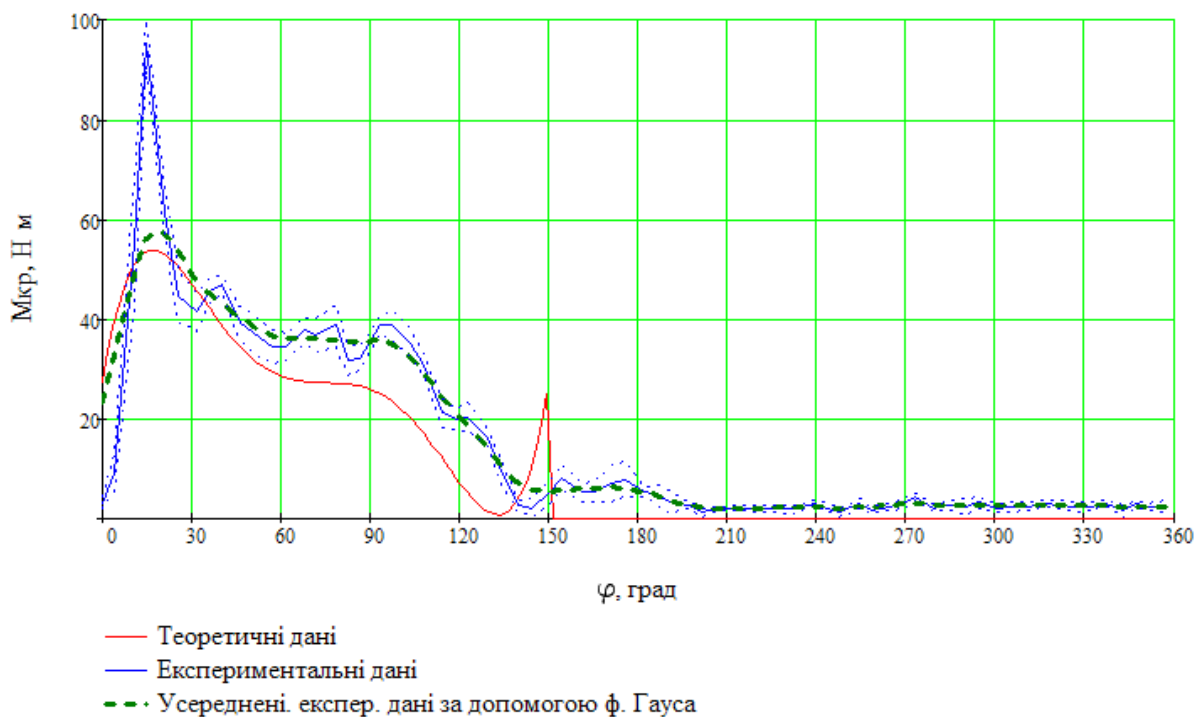


Рис. 5.17. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання головного валу 22,6 об/хв

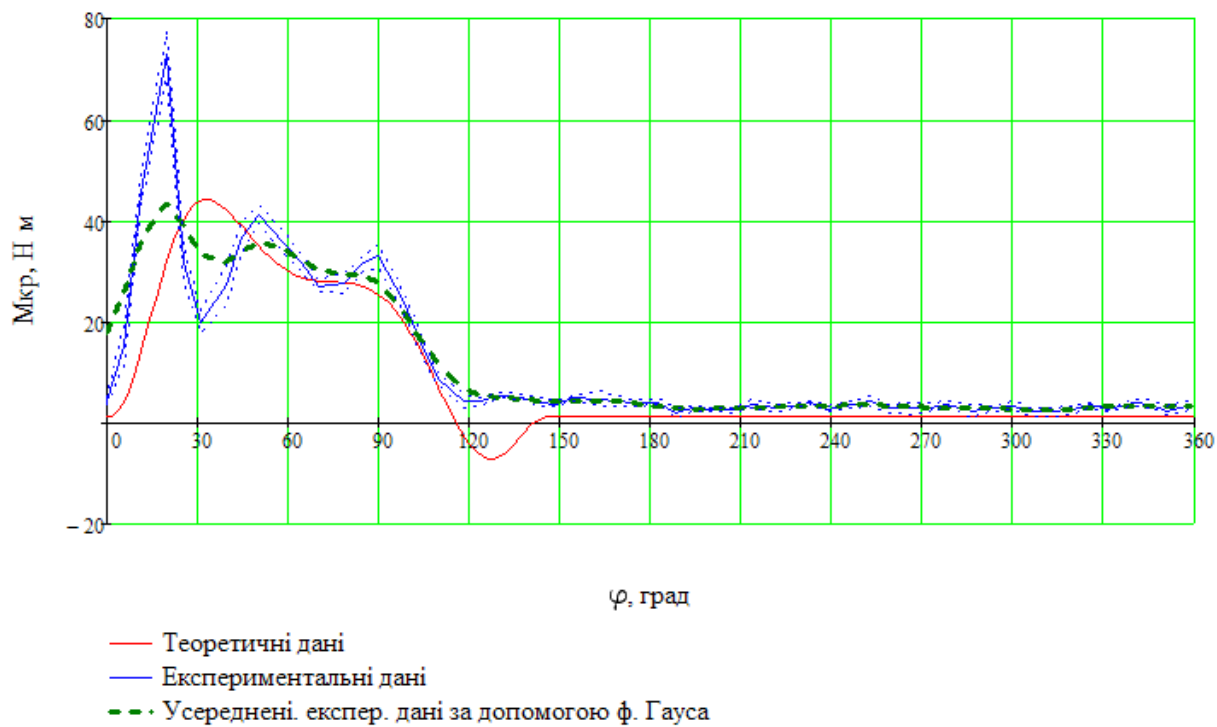


Рис. 5.18. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на головному валу при швидкості обертання головного валу 30 об/хв

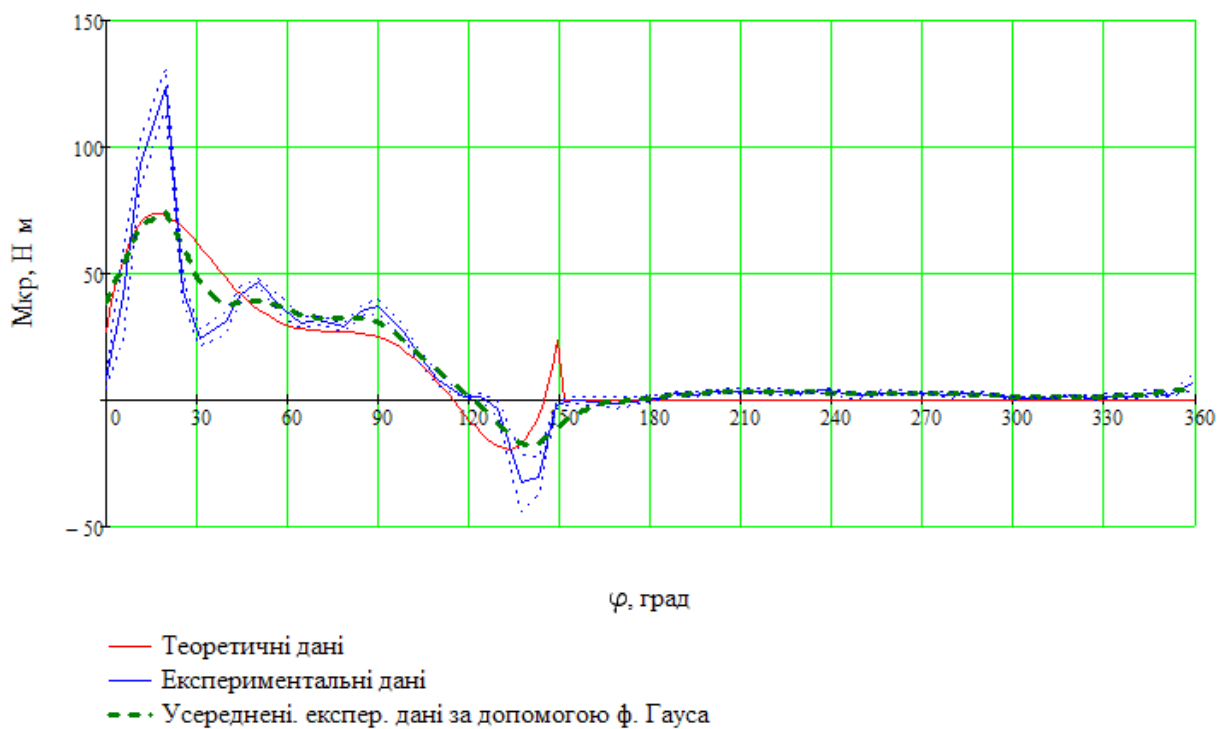


Рис. 5.19. Графіки усереднених значень експериментального та теоретичного досліджень крутних моментів на веденому валу при швидкості обертання головного валу 30 об/хв

Для порівняння отриманих теоретичних та експериментальних результатів було проведено додаткову обробку. Для цього експериментальні дані були усереднені за допомогою функції Гауса – ksmooth. Для кожної визначеної швидкості проведено співставлення теоретичних і отриманих експериментально значень на головному та веденому валах, які наведені у табл. 5.1 [82].

Таблиця 5.1

Співставлення максимальних значень теоретичних
та експериментальних даних

	Швидкість обертання гол. валу, об/хв	Співставлення максим. значень теоретичн. та експерим. даних, %	
		Головний вал	Ведений вал
1	9,4	1,7	9,4
2	15,8	1,6	4,8
3	22,6	3,1	7,1
4	30	1,1	0,4

Результати обробки експериментальних даних і їх співставлення з аналітичними на головному та веденому валах представлені на рис. 5.20 і рис. 5.21. Аналіз наведених графіків дає можливість зробити висновок, що проведені дослідження адекватні, відхилення співставлених даних знаходиться у допустимих межах (для головного валу – 3% і для веденого валу – 9%) [82].

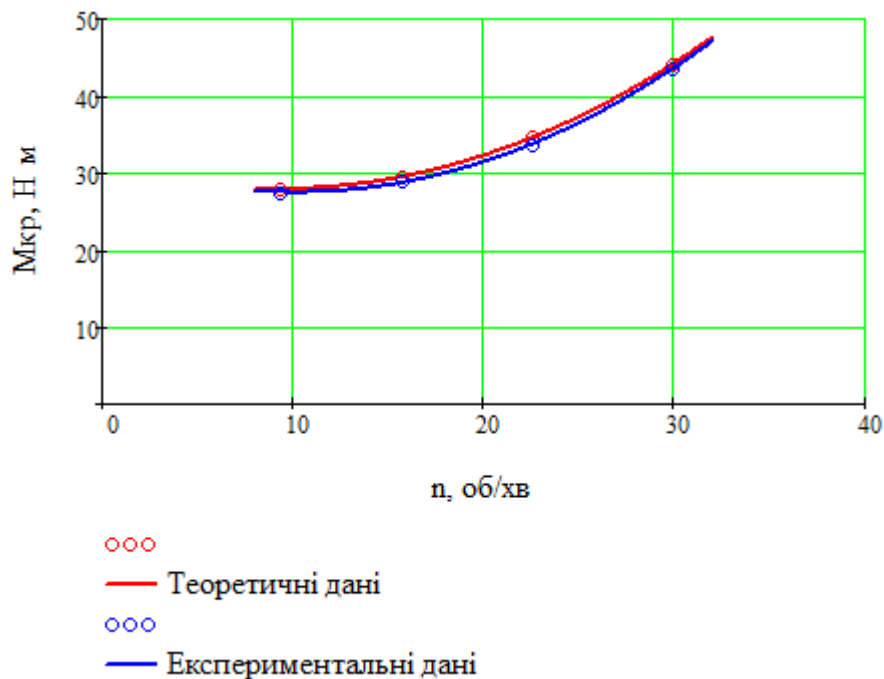


Рис. 5.20. Зміна теоретичних та експериментальних максимальних значень крутних моментів на головному валу в залежності від зміни швидкості обертання головного валу

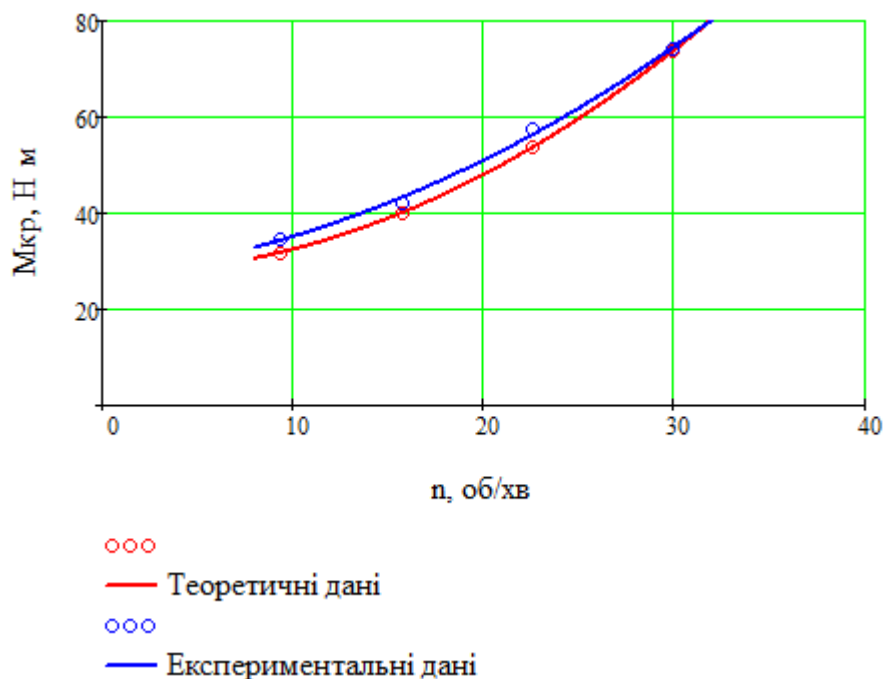


Рис. 5.21. Зміна теоретичних та експериментальних максимальних значень крутних моментів на веденому валу в залежності від зміни швидкості обертання головного валу

5.4. Запропоновані пристрої для періодичного повороту веденої ланки

За результатами проведених досліджень було синтезовано декілька нових схем механізмів періодичного повороту. Такі механізми можна використовувати для періодичного руху виконавчих ланок поліграфічних машин.

Механізм періодичного повороту в якому кулачковий механізм блокується з пружною ланкою, на який отримано патент № 32250 [83].

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалити відомий пристрій [48] шляхом сполучення одного кінця з ексцентрично встановленим на кулачку пальцем, а іншим – з пальцем, ексцентрично встановленим на додатковій шестерні, що забезпечує зменшення габаритів механізму, енерговитрат в приводі і спрощення конструкції.

Поставлена задача вирішується тим, що в пристрої для періодичного обертального руху веденої ланки, що містить корпус, ведучий вал зі встановленим на ньому кулачком, пов'язану з валом веденої ланки основну шестерню, встановлені на ній ролики, що взаємодіють з кулачком, механізм замикання кулачкової пари, що включає пружний елемент і додаткову шестерню, взаємодіючу з основною, при цьому один кінець пружного елемента сполучений з ексцентрично встановленим пальцем на додатковій шестерні, а робочий профіль кулачка виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах, новим є те, що пружний елемент іншим кінцем сполучений з ексцентрично встановленим на кулачку пальцем.

Завдяки приєднанню одного кінця пружного елемента до ексцентрично встановленого пальця на кулачку зникає необхідність в додатковому кулачку, за допомогою якого проводиться виведення механізму з положення рівноваги (рис. 5.22).

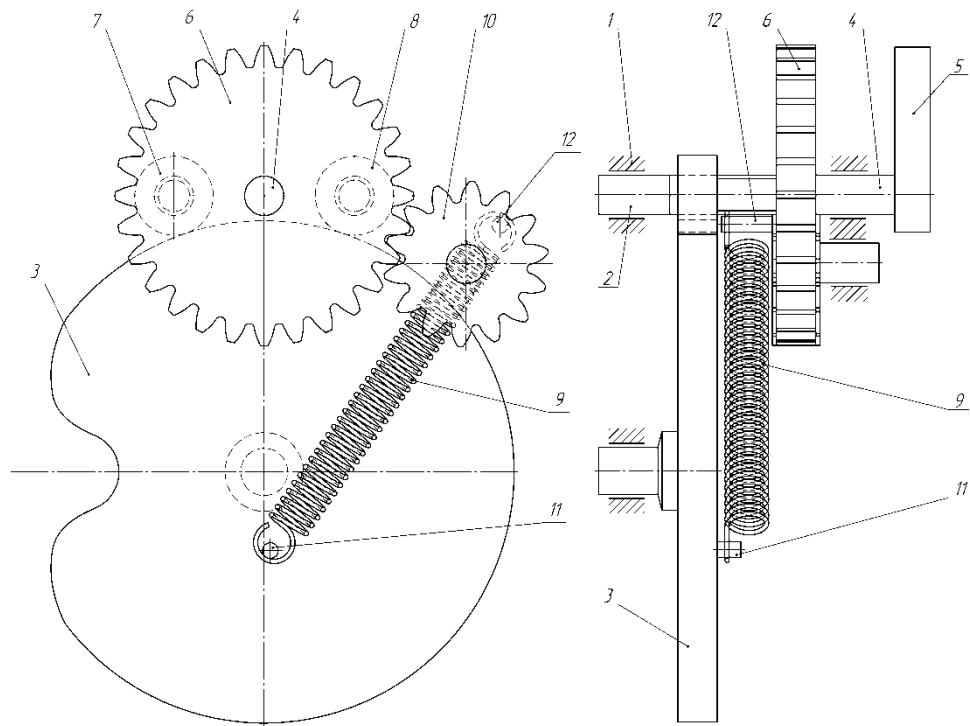


Рис. 5.22. Поворотний пристрій

Поворотний пристрій містить корпус 1, ведучий вал 2 зі встановленим на ньому кулачком 3, пов'язану з валом 4, веденої ланки 5, основну шестерню 6, встановлену на валу 4 з роликami 7, 8, що взаємодіють з кулачком 3, механізм замикання кулачкової пари, що включає пружний елемент у вигляді пружини 9 і додаткову шестерню 10, взаємозв'язану з основною шестернею 6. Пружний елемент 9 одним кінцем сполучений з ексцентрично встановленим на кулачку 3 пальцем 11, а іншим – з ексцентрично встановленим на додатковій шестерні 10 пальцем 12. Робочий профіль кулачка 3 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах.

Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки працює таким чином. У початковий момент деформація пружини 9 найбільша. Пальцем 11 на кулачку 3 зміщують від осі обертання додаткової шестерні 10 дію сили пружного елемента (пружини), і таким чином створюється крутний момент на валу 4 через додаткову 10 і основну 6 шестерні, що забезпечує контакт ролика 7 з профілем кулачка.

При дії пружного елемента 9 через додаткову 10 і основну 6 шестерні починається поворот веденої ланки 5, причому на ролик 7 впливає ділянка

профілю кулачка 3, радіус-вектори якого зменшуються по мірі обертання кулачка. Деформація пружини при цьому зменшується і накопичена нею енергія за програмою, визначеною профілем кулачка 3, передається веденій ланці 5.

У положенні переходу веденої ланки 5 від розгону до вибігу, палець 12 повернений на 180° , пружина перестає передавати енергію веденій ланці. Ролик 7 розташовується на відрізьку що сполучає осі обертання ведучого і веденого валів на мінімальному радіус-векторі профілю кулачка 3. Ролик 7 одночасно входить в контакт з ділянкою профілю, радіус-вектори якого збільшуються по ходу обертання кулачка.

Далі пружина продовжує стискатися при цьому, забезпечуючи контакт ролика 7 з ділянкою профілю, радіус-вектори якого збільшуються. У момент закінчення вибігу ролики 7, 8 входять в контакт з ділянкою робочого профілю виконаного по дузі кола, забезпечуючи стан спокою веденої ланки 5 і точно фіксуючи її положення. Палець 12 зробивши поворот на 360° , займає початкове положення.

Кулачок 3 продовжує обертання і ексцентрично встановленим пальцем 11 впливає на пружину 9. Деформація пружини при цьому збільшується і відбувається акумуляція нею енергії створюваної ведучим валом 2.

Таким чином, за один оберт ведучого валу 2 відбувається поворот на 180° веденого валу 4 з веденою ланкою 5. При наступному циклі з ділянками змінної кривизни робочого профілю кулачка 3 взаємодіє ролик 8.

Пристрій може бути виконаний з можливістю повороту веденої ланки на 120° , 90° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, характеризується високою точністю позиціонування виконавчої ланки і може бути використаний при розробці обладнання поліграфічного виробництва.

Механізм періодичного повороту в якому для привода веденої ланки використовується пружна ланка поєднана із зубчастою передачею та отримано патент № 42592 [84].

В основу корисної моделі поставлена задача створення нового пристрою шляхом сполучення пружного елемента другим кінцем з ексцентрично встановленим пальцем на другій додатковій шестерні, яка взаємодіє з основною, також встановлення додаткових шестерень на коромислі, яке вільно розташовано на веденому валу та взаємодіє з додатковим кулачком закріпленим на ведучому валу, що забезпечує програмне розвантаження веденого валу, а значить збільшує час роботи пристрою, підвищує швидкісний режим роботи та зменшує енерговитрати в приводі.

Поставлена задача вирішується тим, що в пристрої для періодичного обертального руху веденої ланки, що містить корпус, ведучий вал зі встановленим на ньому основним кулачком, пов'язану з валом веденої ланки основну шестерню, встановлені на ній ролики, що взаємодіють з основним кулачком, механізм замикання кулачкової пари, що включає пружний елемент і додаткову шестерню, яка взаємодіє з основною, при цьому один кінець пружного елемента сполучений з ексцентрично встановленим пальцем на додатковій шестерні, а робочий профіль кулачка виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах, новим є те, що пружний елемент іншим кінцем сполучений з ексцентрично встановленим пальцем на другій додатковій шестерні, яка взаємодіє з основною, також шестерні встановлені на коромислі, яке вільно розташовано на веденому валу та взаємодіє з додатковим кулачком закріпленим на ведучому валу (рис. 5.23).

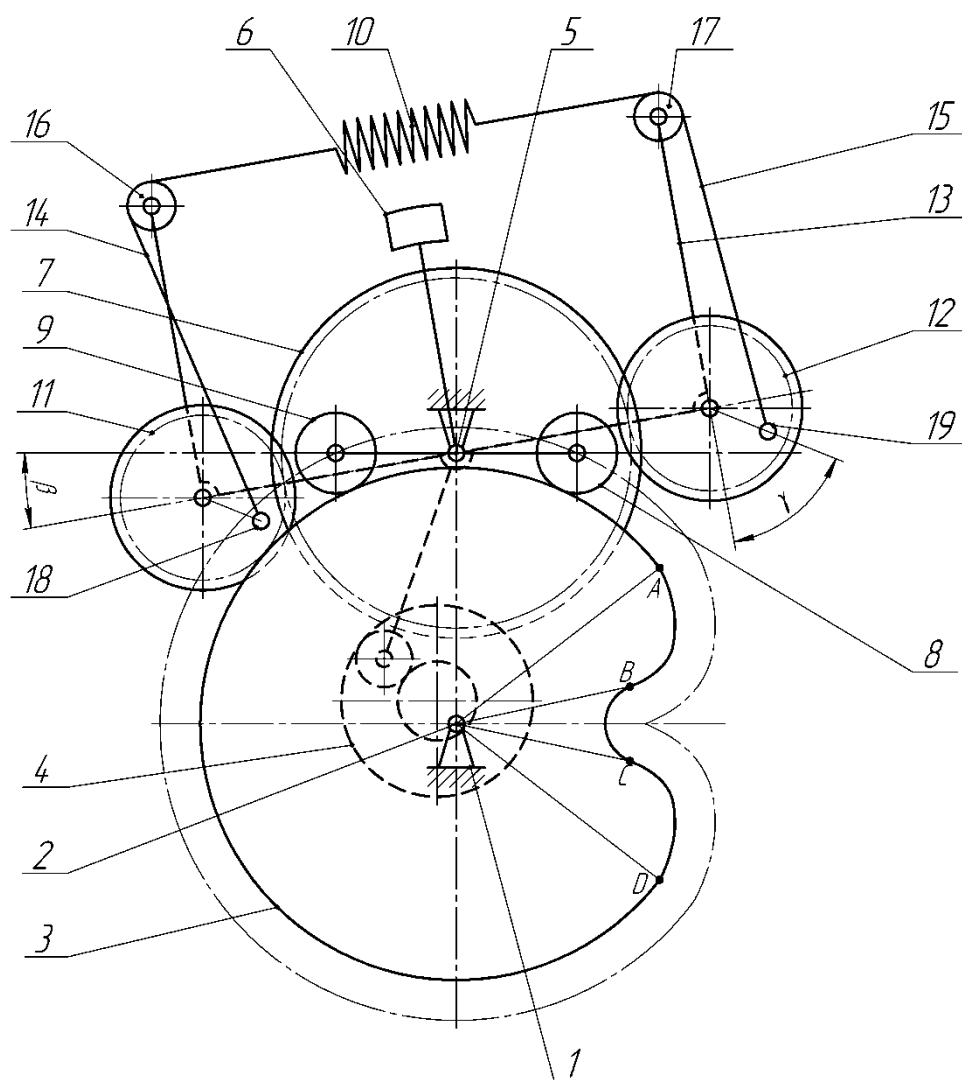


Рис. 5.23. Поворотний пристрій

Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки містить корпус 1, ведучий вал 2 зі встановленим на ньому основним 3 та додатковим 4 кулачками, пов'язану з валом 5, веденої ланки 6, основну шестерню 7, встановлену на валу 5 з роликми 8, 9, що взаємодіють з основним кулачком 3, механізм замикання кулачкової пари, що включає пружний елемент у вигляді пружини 10, додаткові шестерні 11, 12, встановлені на коромислі 13 вільно розташованому на веденому валу 5 та взаємодіє з додатковим кулачком 4. Пружний елемент 10 за допомогою гнучких ланок 14, 15, що обгинають ролики 16, 17, встановлені на коромислі 13, сполучений з ексцентрично встановленими пальцями 18, 19 на додаткових шестернях 11, 12. Робочий профіль основного кулачка 3 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах.

Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки працює таким чином. У початковому положенні, коли ролик 8 контактує з точкою А основного кулачка 3, коромисло 13 повернуте на кут β щодо горизонтального положення. Причому додаткові шестерні 11, 12 повернуті на кут γ щодо положення рівноваги, чим забезпечується створення крутного моменту на веденому валу 5, який при подальшій взаємодії ролика 8 з ділянкою А-В профілю основного кулачка 3, радіус-вектори якого зменшуються по мірі обертання кулачка, повертає ведену ланку 6. При цьому деформація пружини 10 зменшується і накопичена нею енергія за програмою, яка визначається профілями кулачків 3, 4, передається веденій ланці 6.

У положенні переходу веденої ланки 6 від розгону до вибігу, коромисло 13 займає горизонтальне положення ($\beta = 0$), при якому крутний момент дорівнює нулю.

При вибіганні під впливом ділянки С-Д профілю основного кулачка 3, радіус-вектори якого збільшуються по мірі обертання кулачка, що контактує з роликом 8, деформація пружини 10 збільшується і відбувається акумуляція нею енергії, що віддається веденою ланкою 6. А коромисло 13 за допомогою додаткового кулачка 4 повертається на кут β щодо горизонтального положення і додаткові шестерні 11, 12 залишаються повернутими на кут γ відносно положення рівноваги.

При вистою веденої ланки 6 коромисло 13 повертається на кут 2β , при цьому додаткові шестерні 11, 12 обкатуючись по нерухомій основній шестерні 7, повертаються на кут 2γ і займають початкове положення, чим забезпечується зміна знаку зрівноважуючого моменту.

Таким чином, за один оберт ведучого валу 2 відбувається поворот на 180° веденого валу 5 з веденою ланкою 6. При наступному циклі з ділянками змінної крутизни робочого профілю основного кулачка 3 взаємодіє ролик 9.

Пристрій може бути виконаний з можливістю повороту веденої ланки на 120° , 90° тощо.

Запропонований пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки має широкий діапазон динамічного функціонування, характеризується високою точністю позиціонування виконавчої ланки і може бути використаний при розробці обладнання поліграфічного виробництва.

Механізм періодичного повороту в якому для періодичного руху веденої ланки використовується один кулачок на який отримано патент №66231 [85].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ланки, а саме його використання в машинах, де технологічний процес виконується під час вистою, шляхом встановлення на ведучий вал додаткового сектора, який під час вистою знаходиться в контакті одночасно з двома сусідніми роликками, які встановлені з протилежного боку диска, що дає можливість здійснювати точну фіксацію під час вистою.

Поставлена задача вирішується так, що механізм періодичного поворотного руху веденої ланки, який містить корпус, встановлений в ньому ведучий вал з кулачком, який має замкнутий профіль та утворений поперемінно випуклими і ввігнутими ділянками, та ведену ланку у вигляді диска із рівномірно закріпленими на ньому по колу роликками для взаємодії з кулачком, а кулачок встановлений з можливістю одночасного контакту з двома сусідніми роликками під час поворотного руху веденої ланки, новим є те, що додатково на ведучий вал встановлений сектор, який під час вистою знаходиться в контакті одночасно з двома сусідніми роликками, які встановлені з протилежного боку диска.

Також новим є те, що кулачок утворений за допомогою двох і більше випуклих і ввігнутих ділянок профілю на однаковій або різній відстані одна від одної, а сектор має розриви в місцях здійснення поворотного руху веденої ланки, який представлено на рис. 5.24, а на рис. 5.25 – можливий варіант виготовлення.

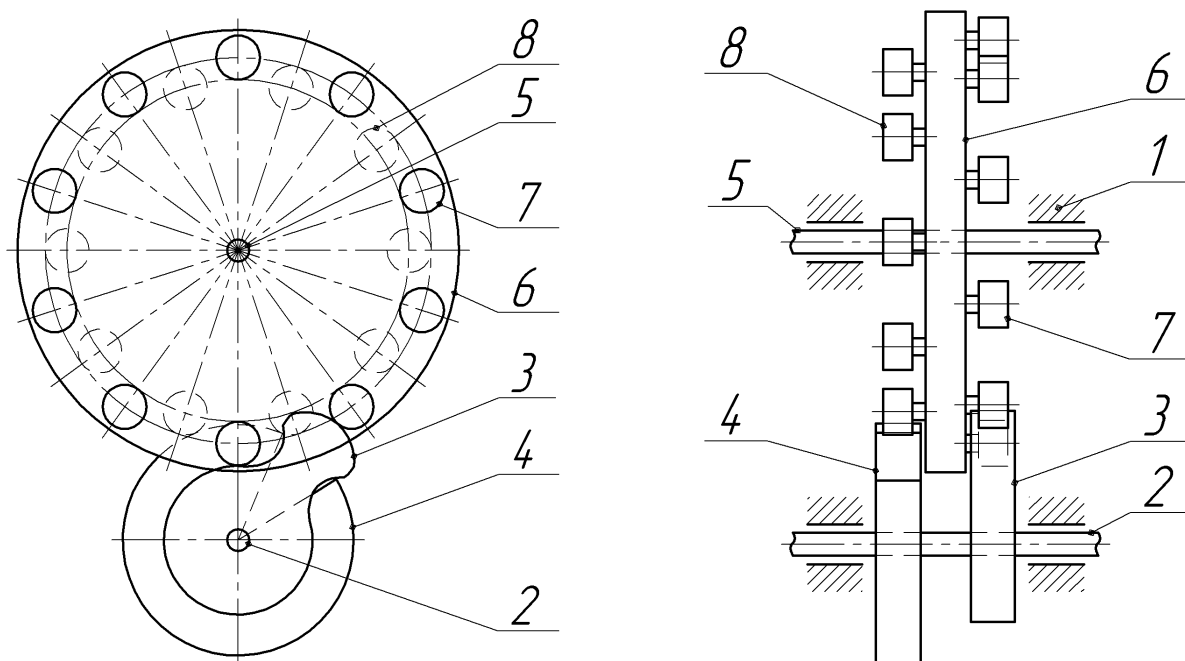


Рис. 5.24. Механізм періодичного повороту

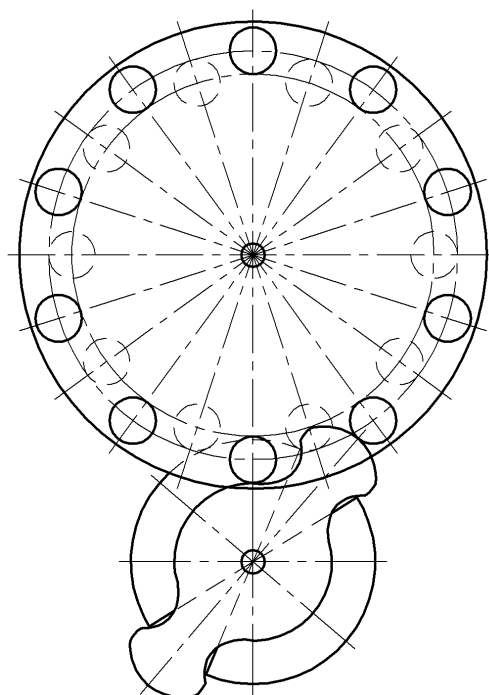


Рис. 5.25. Можливий варіант виготовлення механізму

Механізм для періодичного поворотного руху веденої ланки містить корпус 1, встановлений в ньому ведучий вал 2, встановлені на ньому кулачок 3 і сектор 4, в корпусі також встановлений ведений вал 5, на якому закріплена ведена ланка у вигляді диска 6 із закріпленими на ньому з обох боків роликами, причому ролики 7 з одного боку взаємодіють з кулачком 3, який контактує з

роликами в період здійснення поворотного руху веденою ланкою, а ролики 8 з іншого боку – з сектором 4 в період вистою. Кулачок має замкнутий профіль, який утворюється випуклими ділянками, які поєднуються між собою ввігнутими.

Також можливе виконання два і більше випуклих і ввігнутих ділянок профілю кулачка (рис. 5.25), що дозволяє, зберігаючи співвідношення між періодами повороту і вистою веденої ланки, зменшити в два і більше разів число обертів ведучого валу, а також покращити роботу поворотного механізму за рахунок зменшення впливу похибок виготовлення профілю кулачка. Також можна виготовити кулачок з випуклими і ввігнутими ділянками профілю кулачка на різній відстані одна від одної, що визначається вимогами технологічного процесу. Сектор, в свою чергу, теж буде мати розриви в місцях здійснення поворотного руху веденої ланки, і забезпечувати точне кінематичне замикання по двох роликах в період вистою.

Механізм для періодичного поворотного руху веденої ланки працює таким чином. При повороті ведучого валу 2 разом з ним повертаються кулачок 3 і сектор 4, які закріплені на ньому. З кулачком взаємодіють ролики 7 встановлені зі сторони кулачка на диску 6, закріпленому на веденому валу 5. При цьому здійснюється надійне кінематичне замикання кулачка 3 і двох сусідніх роликів 7, піл час повороту веденої ланки на кут $360/z$, де z – кількість роликів 7. Після завершення поворотного руху в процесі вистою здійснюється надійне кінематичне замикання сектором 4 і двома сусідніми роликами 8, які встановлені з іншого боку диска 6 і розміщені між роликами 7 та своїми твірними дотикаються до лінії, на якій встановлюються центри цих роликів. Таким чином створюється надійне замикання по двох роликах як в процесі вистою, що дозволяє здійснювати технологічні операції в цей період, так і в процесі повороту, що дозволяє здійснювати процес повороту без додаткових замикаючих пристроїв.

Запропонований механізм періодичного поворотного руху веденої ланки забезпечує високу точність позиціонування виконавчої ланки і може бути

використаний при розробці пристроїв періодичного обертального руху веденої ланки в поліграфічній промисловості.

Кулачок механізму періодичного повороту, який використовується у швидкісних поліграфічних машинах на який отримано патент №56086 [86].

В основу корисної моделі поставлена задача покращення динаміки, надійності, зменшення вимог до точності виготовлення, енерговитрат привода, за рахунок зміни конструкції кулачка.

Поставлена задача вирішується тим, що кулачок механізмів періодичного обертального руху веденої ланки, робочий профіль якого виконаний розімкнутим по мінімальних радіус-векторах, новим є те, що робочий профіль виконаний розімкнутим по n кількості мінімальних радіус-векторів на будь якій відстані один від одного (рис. 5.26).

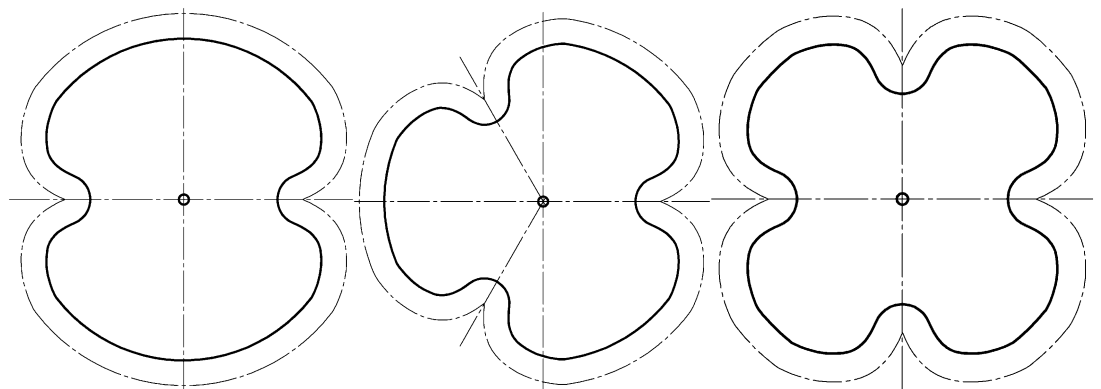


Рис. 5.26. Профіль кулачка механізмів періодичного повороту розімкнутий два, три та чотири рази по мінімальним радіусам-векторам на однаковій відстані один від одного

Кулачок механізмів періодичного обертального руху веденої ланки, робочий профіль якого виконаний розімкнутим по n кількості мінімальних радіус-векторів на будь якій відстані один від одного. Кожна частина розімкнутого профілю складається з двох ділянок, одна з якої працює при вибігу, а друга при розбігу веденої ланки. В момент переходу від розбігу до вибігу дійсний профіль кулачка має розрив і в цьому місці кут тиску міняє знак.

Запропонований кулачок механізмів періодичного обертального руху веденої ланки характеризується високою точністю позиціонування виконавчої ланки і може бути використаний при розробці пристроїв періодичного обертального руху веденої ланки в поліграфічній промисловості.

Введення, наприклад, другого розриву профілю кулачка по мінімальному радіус-вектору дозволяє, зберігаючи співвідношення між періодами повороту і вистою веденої ланки, зменшити в два рази число обертів ведучого валу, що дозволяє покращити роботу поворотного механізму за рахунок зменшення впливу на динаміку неточності виготовлення профілю кулачка.

Кулачковий механізм періодичного повороту на який отримано патент №87130 [87].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок по двом роликам і рівнорадіусній ділянці кулачка та значний крутний момент на ведених валах.

Поставлена задача вирішується так, що кулачковий механізм періодичного повороту веденої ланки містить корпус, встановлений в ньому ведучий вал з кулачком, розімкнутим по мінімальних радіусах-векторах, та ведений вал із коромисловим диском і рівномірно закріпленими на ньому по колу роликами для взаємодії з кулачком, а кулачок встановлений з можливістю одночасного контакту з двома сусідніми роликами під час вистою веденої ланки. Новим є те, що додатково у корпус жорстко встановлюється сектор та додатковий ведений вал із хрестовиною, на кінцях якої встановлено ролики, які вільно переміщуються по ній та взаємодіють із сектором, і протилежні ролики, які поєднані між собою пружними ланками і які під час повороту створюють обертовий момент та контактують з пазами коромислового диску (рис. 5.27).

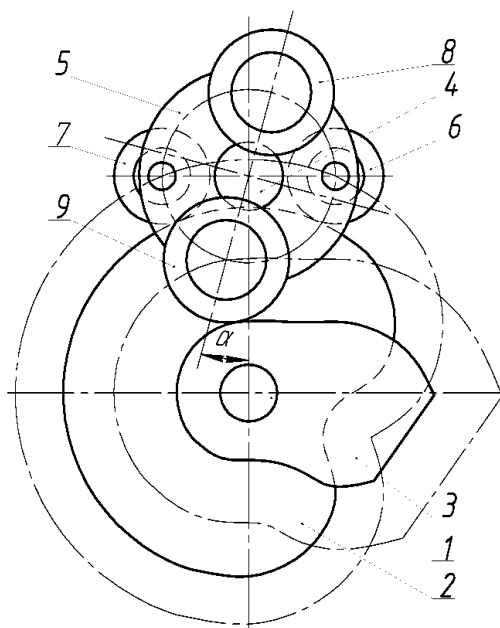


Рис. 5.27. Кулачковий механізм періодичного повороту

Поворотний пристрій містить корпус 1, головний вал 2 із встановленим на ньому кулачком 3, ведений вал 4 із встановленим на ньому коромисловим диском 5 з роликами 6, рівномірно розподіленими по колу, що взаємодіють з кулачком 3, хрестовину 7, встановлену на додатковому веденому валу 8, на якій закріплено ролики 9, а протилежні ролики з'єднуються між собою пружними ланками у вигляді пружин 10, ролики 6 взаємодіють з жорстко закріпленим у корпусі сектором 11. Робочий профіль кулачка 3 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах.

Пристрій періодичного повороту ведених ланок працює таким чином. У початковий момент руху ролики 6 контактують з рівнорадіусною ділянкою профілю кулачка 3, ролики 9 взаємодіють з сектором 11 та пазами на коромисловому диску 5. Завдяки випуклій ділянці сектора 11 пружина I має більшу деформацію, що створює більший крутний момент на один з роликів, який взаємодіє з пазом на коромисловому диску і який під час повороту кулачка 3 відповідно створює крутний момент на веденому валу 4. Одночасно з цим створюється крутний момент на додатковому веденому валу 8, який жорстко з'єднаний з хрестовиною 7. Пружина II буде мати постійний натяг і ролики будуть переміщуватися по рівнорадіусній ділянці сектора 11 до моменту

переходу веденої ланки від розбігу до вибігу. Потім пружина II почне акумулювати енергію завдяки випуклій ділянці на секторі 11 і розтягу обох пружин створюється у фазі вибігу замикання роликів 6 з профілем кулачка 3 відповідно до закону періодичного руху. Під час вистою відбувається чіткий контакт двох роликів 6 з рівнорадіусною ділянкою кулачка 3, при цьому хрестовина 7 з пружинами 10 та роликами 9 знаходиться в нерухомому стані, енергія двигуна витрачається тільки на обертання кулачка 3 на головному валу 2.

Пристрій може бути виконаний з можливістю повороту ведених ланок на 180° , 120° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок і може бути використаний при розробці обладнання поліграфічного виробництва.

Кулачковий механізм періодичного прямого та зворотного повороту на який отримано патент №110055 [88].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок по двох роликах і по рівнорадіусній ділянці кулачка, збільшення крутного момент на веденому валу та дозволить використовувати механізм при прямому та зворотному повороті головного валу.

Поставлена задача вирішується тим, що кулачковий механізм періодичного прямого та зворотного повороту містить корпус, встановлений в ньому ведучий вал з кулачком, розімкнутим по мінімальним радіусам-векторам, та ведений вал із закріпленою на ньому основною шестернею і рівномірно закріпленими на ній по колу роликами для взаємодії з кулачком, при цьому сусідні ролики встановлено з одночасним контактом із рівнорадіусною ділянкою кулачка під час вистою веденого валу. Новим є те, що у корпус додатково встановлюється додаткова шестерня на одній осі із головним валом та взаємодіє із основною, та пружна ланка, одним кінцем сполучена із ексцентрично

встановленим пальцем на кулачку, а іншим – з ексцентрично встановленим пальцем на додатковій шестерні.

Сутність корисної моделі пояснюється схемами, де на рис. 5.28, а представлено кулачковий механізм періодичного прямого та зворотного повороту; на рис. 5.28, б – вид збоку.

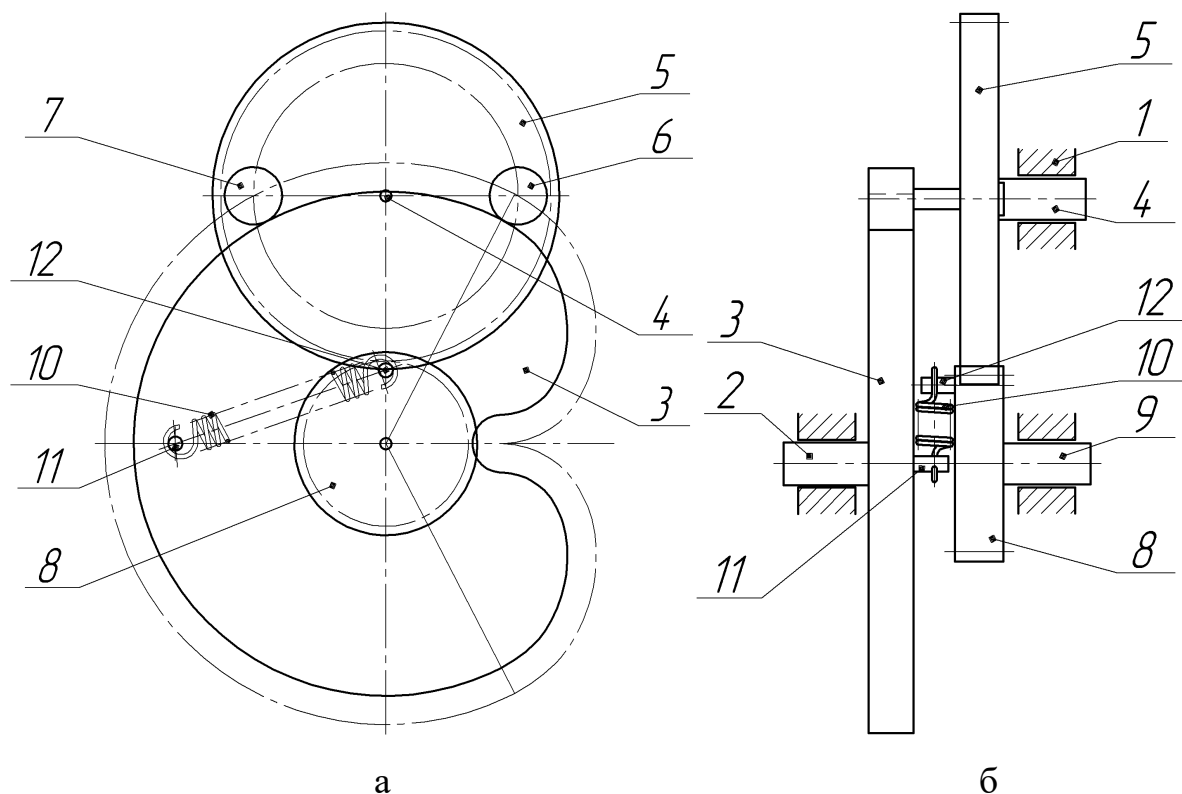


Рис. 5.28. Кулачковий механізм періодичного прямого та зворотного повороту: а – вид зпереду, б – вид збоку

Поворотний пристрій містить корпус 1, головний вал 2 із встановленим на ньому кулачком 3, ведений вал 4 із встановленим на ньому коромисловим диском у вигляді шестерні 5 з роликками 6, 7, рівномірно розподіленими по колу, що взаємодіють з кулачком 3, додаткову шестерню 8, встановлену на додатковому валу 9, який розміщено на одній осі із головним валом 2 та пружну ланку 10 яка одним кінцем взаємодіє із ексцентрично встановленим на кулачку 3 пальцем 11, а іншим – з ексцентрично встановленим на додатковій шестерні 8 пальцем 12. Робочий профіль кулачка 3 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах.

Пристрій періодичного повороту ведених ланок працює таким чином. У початковий момент руху ролики 6, 7 контактують з рівнорадіусною ділянкою профілю кулачка 3 і деформація пружної ланки 10, яка створюється між ексцентрично встановленими пальцями 11 на кулачку 3 та 12 на додатковій шестерні 8 найбільша. При повороті кулачка 3 обертовий момент створюваний пружною ланкою 10 через ексцентрично встановлений палець 12 на додатковій шестерні 8 передається до основної шестерні 5, яка знаходиться у контакті із додатковою, що забезпечує контакт між встановленим на основній шестерні 5 ролика 6 та змінним профілем кулачка 3, при цьому деформація пружної ланки зменшується і накопичена нею енергія за програмою, яка визначається змінним профілем кулачка 3, передається веденому валу 4 до моменту переходу веденого валу від розбігу до вибігу. Передаточне відношення зубчастої передачі 5, 8 рівне кількості зупинок, які здійснює коромисловий диск 5 за один повний оберт кулачка 3. Потім пружна ланка 10 акумулює енергію і завдяки їй розтягу у фазі вибігу контактує ролик 6 із профілем кулачка 3. Під час вистою відбудеться точне позиціонування веденого валу 4 по двох ролика 6, 7 та рівнорадіусній ділянці кулачка 3. Кулачок продовжує обертання і ексцентрично встановлений палець 11 збільшує деформацію пружної ланки 10, яка акумулює енергію для здійснення наступного циклу періодичного повороту веденого валу.

Пристрій може бути виконаний з поворотом веденого валу на 120° , 90° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, забезпечує високу точність позиціонування веденого валу, виконання заданого закону періодичного руху, забезпечує необхідне за вимогами технологічного процесу відношення періоду руху до повного кінематичного циклу, дозволяє використовувати механізм при прямому та зворотному повороті головного валу і може використовуватись при розробці устаткування поліграфічного обладнання.

Кулачковий механізм періодичного повороту на який отримано патент №152891 [65].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок по двох роликах і рівнорадіусній ділянці кулачка, забезпечує необхідний закон періодичного руху, забезпечує необхідне співвідношення періоду вистою до повного кінематичного циклу та дозволить використовувати механізм при значному початковому крутному моменту.

Поставлена задача вирішується тим, що кулачковий механізм періодичного повороту містить корпус, встановлений в ньому ведучий вал з кулачком, розімкнутим по мінімальним радіусам-векторам, ведений вал із закріпленою на ньому основною шестернею і рівномірно закріпленими на ній по колу роликами для взаємодії з кулачком, при цьому сусідні ролики встановлено з одночасним контактом із рівнорадіусною ділянкою кулачка під час вистою веденого валу, додаткова шестерня та пружна ланка, яка одним кінцем закріплюється на ексцентрично встановленому пальці на додатковій шестерні. Новим є те, що додаткова шестерня та пружна ланка іншим кінцем, закріплюються на корпусі, на кулачок встановлюється додатковий сектор, профіль якого утворює паз з профілем основного кулачка і взаємодіє з роликом у початковій фазі здійснення повороту веденої ланки.

Сутність корисної моделі пояснюється схемою, де на рис. 5.29 представлено схему кулачкового механізму періодичного повороту.

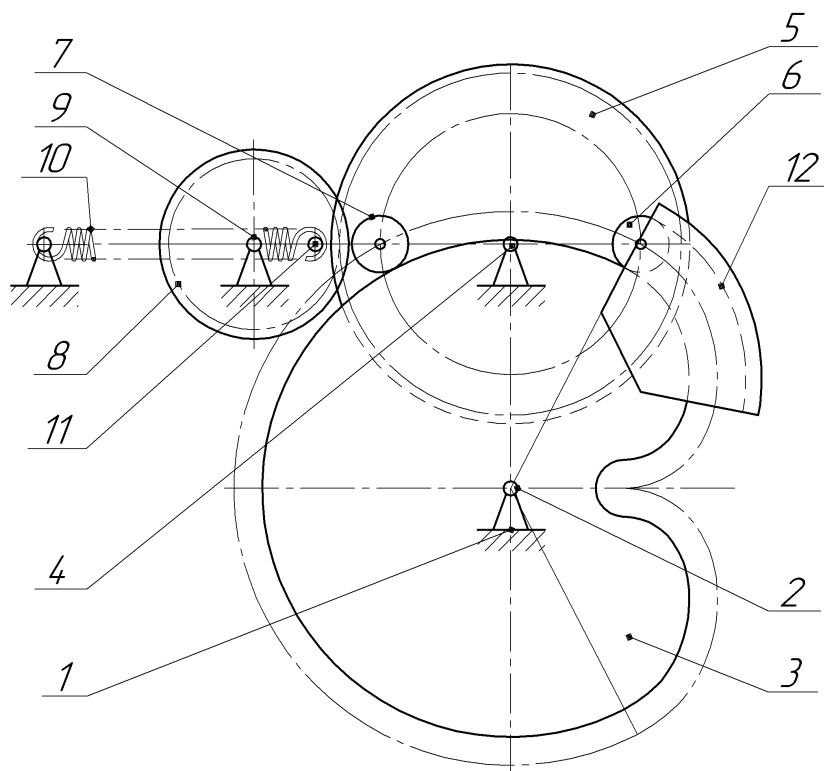


Рис. 5.29. Кулачковий механізм періодичного повороту

Кулачковий механізм періодичного повороту містить корпус 1, головний вал 2 із встановленим на ньому кулачком 3, ведений вал 4 із встановленим на ньому коромисловим диском у вигляді шестерні 5 з роликками 6, 7, рівномірно розподіленими по колу, що взаємодіють з кулачком 3, додаткову шестерню 8, встановлену на додатковому валу 9, та пружну ланку 10, яка одним кінцем взаємодіє із ексцентрично встановленим пальцем 11 на додатковій шестерні 8, а іншим – закріплена на корпусі. На кулачку встановлено сектор 12, який утворює з профілем кулачка паз шириною, рівною діаметру роликків 6-7, а робочий профіль кулачка 3 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах.

Пристрій періодичного повороту ведених ланок працює таким чином. У початковий момент руху роликки 6, 7 контактують з рівнорадіусною ділянкою профілю кулачка 3 і деформація пружної ланки 10, яка створюється ексцентрично встановленим пальцем 11 на додатковій шестерні 8, найбільша. При повороті кулачка 3 за допомогою сектора 12 здійснюється контакт з роликком 6, який передає рух на шестерню 5, з якої передається рух на додаткову шестерню 8, яка знаходиться у контакті із основною, і відбувається зміщення

пружної ланки 10 з положення рівноваги. Під час повороту обертовий момент, створюваний пружною ланкою 10 через ексцентрично встановлений палець 11 на додатковій шестерні 8, передається до основної шестерні 5, що забезпечує контакт між встановленим на основній шестерні 5 ролика 6 та змінним профілем кулачка 3, при цьому деформація пружної ланки зменшується і накопичена нею енергія за програмою, яка визначається змінним профілем кулачка 3, передається веденому валу 4 до моменту переходу веденого валу від розбігу до вибігу. Потім пружна ланка 10 акумулює енергію і завдяки її розтягу у фазі вибігу відбувається контакт ролика 6 із профілем кулачка 3. Після завершення повороту відбувається точне позиціонування веденого валу 4 по двох ролика 6, 7 та рівнорадіусній ділянці кулачка 3. Пружна ланка має максимальний розтяг. Кулачок продовжує обертання і відбувається наступний цикл періодичного повороту веденого валу, при якому з ділянкою зі змінними радіус-векторами контактує ролик 7. Ведений вал 4 поєднується з веденими ланками обладнання, яким необхідно здійснювати періодичний поворот з точним вистоем. Передаточне відношення зубчастої передачі 5, 8 дорівнює кількості зупинок, які здійснює коромисловий диск 5 за один повний оберт.

Пристрій може бути виконаний з поворотом веденого валу на 120° , 90° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, забезпечує високу точність позиціонування веденого валу, виконання заданого закону періодичного руху, забезпечує необхідне за вимогами технологічного процесу відношення періоду руху до повного кінематичного циклу, дає можливість зміщувати великі ведені маси і може використовуватись при розробці поліграфічного обладнання.

Кулачковий механізм періодичного повороту з двома пружними ланками на який отримано патент №154315 [89].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок по двом роликам і

рівнорадіусній ділянці кулачка, забезпечує необхідний закон періодичного руху, забезпечує необхідне співвідношення періоду вистою до повного кінематичного циклу та дозволить використовувати механізм при більшому обертальному моменті.

Поставлена задача вирішується тим, що кулачковий механізм періодичного повороту містить корпус, встановлений у ньому ведучий вал з кулачком, розімкнутим по мінімальним радіусам-векторам, ведений вал із закріпленою на ньому основною шестернею і рівномірно закріпленими на ній по колу роликками для взаємодії з кулачком, при цьому сусідні ролики встановлено з одночасним контактом із рівнорадіусною ділянкою кулачка під час вистою веденого валу, додаткову шестерню та пружну ланку, яка одним кінцем закріплюється на ексцентрично встановленому пальці на кулачку, а другим – на пальці, ексцентрично встановленому на додатковій шестерні. Новим є те, що у механізм додатково встановлюється ще одна пружна ланка, яка одним кінцем закріплюється на існуючому ексцентрично встановленому пальці на додатковій шестерні, а іншим кінцем на додатковому ексцентричному встановленому пальці на кулачку.

Сутність корисної моделі пояснюється схемою, де на рис. 5.30 представлено схему кулачкового механізму періодичного повороту.

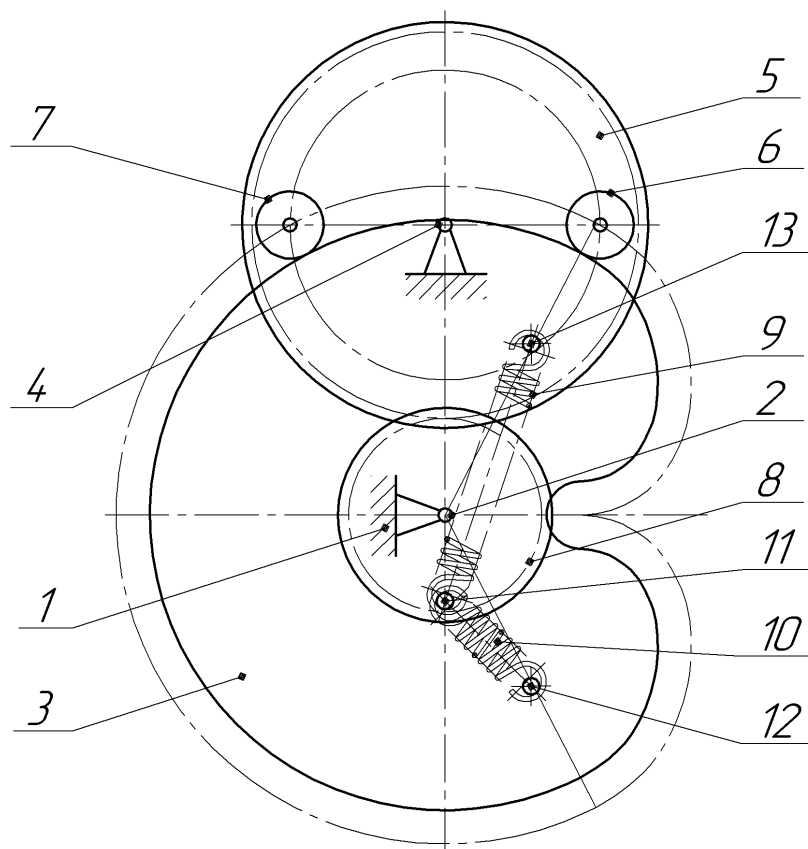


Рис. 5.30. Кулачковий механізм періодичного повороту з двома пружними ланками

Кулачковий механізм періодичного повороту містить корпус 1, головний вал 2 із встановленим на ньому кулачком 3, ведений вал 4 із встановленим на ньому коромисловим диском у вигляді шестерні 5 з роликками 6, 7, рівномірно розподіленими по колу, що взаємодіють з кулачком 3, додаткову шестерню 8, встановлену на одній осі з головним валом, та пружні ланки 9, 10, які одним кінцем взаємодіють із ексцентрично встановленим пальцем 11 на додатковій шестерні 8, а іншим – закріплені на ексцентрично встановлених пальцях 12, 13 на кулачку 3. Профіль кулачка 3 виконаний розімкненим по мінімальним радіусам-векторам, а пальці 12, 13 встановлені симетрично відносно цієї зони відповідно на початку і кінці ділянки змінних радіусів-векторів.

Пристрій періодичного повороту ведених ланок працює таким чином. У початковий момент руху роликки 6, 7 контактують з рівнорадіусною ділянкою профілю кулачка 3 і деформації пружних ланок 9, 10 створюють обертальний

момент через ексцентрично встановлений палець 11 на додатковій шестерні 8, який передається до основної шестерні 5, що забезпечує контакт між роликом 6 та змінним профілем кулачка 3. Дві пружні ланки дають можливість створити більший обертовий момент у початковий період повороту. Рух веденого валу 4 за необхідним законом періодичного руху здійснюється за допомогою ролика 6, який рухається по ділянці кулачка 3 зі змінними радіусами-векторами. При цьому натяг пружної ланки 9 зменшується, а натяг пружної ланки 10 збільшується. У точці переходу від розбігу до вибігу натяг пружних ланок однаковий. При подальшому повороті натяг пружної ланки 9 продовжує зменшуватись, а натяг пружної ланки 10 продовжує збільшуватись, що забезпечує контакт ролика 6 із профілем кулачка 3. Після завершення повороту відбувається точне позиціонування веденого валу 4 по двом роликам 6, 7 та рівнорадіусній ділянці кулачка 3. Кулачок продовжує обертання і пружні ланки, закріплені на ексцентрично встановлених на ньому пальцях 12, 13, переміщуються, завдяки чому зменшується натяг пружної ланки 10 і збільшується натяг пружної ланки 9 для створення наступного циклу періодичного повороту веденого валу, при якому з ділянкою зі змінними радіусами-векторами контактує вже ролик 7. Ведений вал 4 поєднується з веденими ланками обладнання, яким необхідно здійснювати періодичний поворот з точним вистоям. Передаточне відношення зубчастої передачі 5, 8 дорівнює кількості зупинок, які здійснює коромисловий диск 5 за один повний оберт.

Пристрій може бути виконаний з поворотом веденого валу на 120° , 90° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, забезпечує високу точність позиціонування веденого валу, виконання заданого закону періодичного руху, забезпечує необхідне за вимогами технологічного процесу відношення періоду руху до повного кінематичного циклу, дає можливість зміщувати великі ведені маси і може використовуватись при розробці поліграфічного обладнання.

Кулачковий механізм періодичного повороту з пазом на який отримано патент №155256 [90].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок по двох роликах і рівнорадіусній ділянці кулачка, забезпечує необхідний закон періодичного руху, забезпечує необхідне співвідношення періоду вистою до повного кінематичного циклу та дозволить використовувати механізм при значному початковому крутному моменті.

Поставлену задачу вирішують тим, що в кулачковому механізмі для періодичного поворотного руху веденої ланки, що містить корпус, ведучий вал зі встановленим на ньому основним кулачком, зв'язану з валом веденої ланки основну шестерню, встановлені на ній ролики, що взаємодіють з основним кулачком, пружну ланку і дві додаткові шестерні, які взаємодіють з основною, при цьому пружний елемент сполучений з ексцентрично встановленим пальцем на додаткових шестернях, а робочий профіль кулачка виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах. Новим є те, що додаткові шестерні закріплені в корпусі, а на кулачку закріплено додатковий профіль, який утворює паз з кулачком, який взаємодіє з роликами у початковий момент повороту веденого валу.

Сутність корисної моделі пояснюється схемою, де на рис. 5.31 представлено вид спереду кулачкового механізму періодичного повороту з пазом, а на рис. 5.32 представлено просторову модель такого механізму.

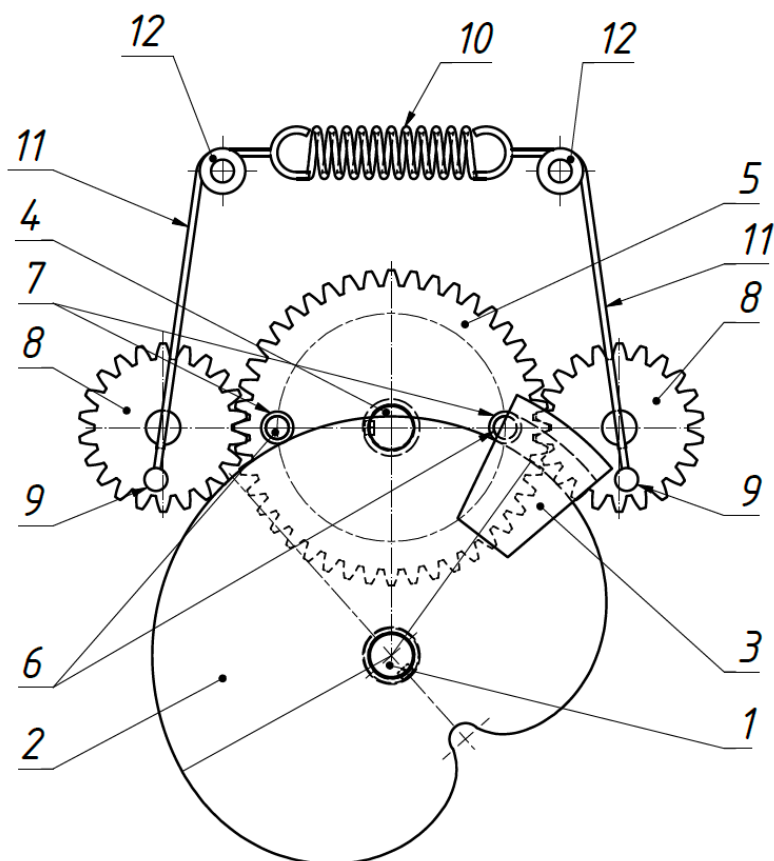


Рис. 5.31. Вид спереду кулачкового механізму періодичного повороту з пазом

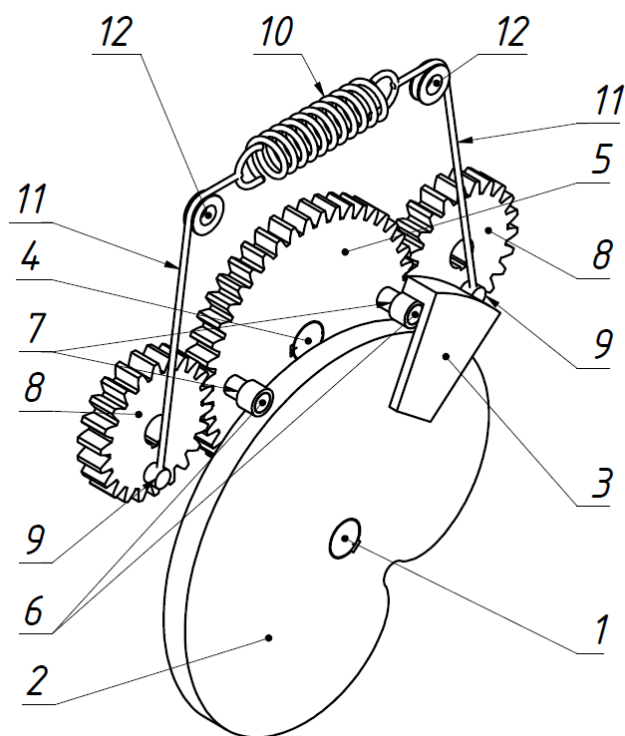


Рис. 5.32. Просторова модель кулачкового механізму періодичного повороту з пазом

Пристрій для періодичного повороту веденої ланки містить корпус в якому встановлено ведучий вал 1 із закріпленим на ньому кулачком 2, на якому встановлено додатковий паз 3, ведений вал 4, із закріпленим на ньому коромисловим диском 5 у вигляді шестерні, зі встановленими на ній пальцями 6 на яких закріплені ролики 7, які рівномірно розподілені навколо центру повороту шестерні та взаємодіють з кулачком 2, дві додаткові шестерні 8, які встановлені в корпусі і взаємодіють з основною шестернею 5, на яких ексцентрично закріплено пальці 9, які взаємодіють з пружною ланкою 10, яка пов'язана з пальцями 9 за допомогою гнучких ланок 11, які огинають ролики 12. Робочий профіль кулачка 2 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах. За допомогою роликів 12 пружна ланка працює тільки на розтяг без коливань.

Кулачковий механізм періодичного повороту з пазом веденої ланки працює таким чином. У початковий момент руху ролики 7 контактують з рівнорадіусною ділянкою профілю кулачка 2 і деформація пружної ланки 10, яка створюється ексцентрично встановленими пальцями 9 за допомогою додаткових шестерень 8, найбільша. При повороті кулачка 2 за допомогою пазу 3 здійснюється контакт з роликом 7, та передається обертовий рух на основну шестерню 5, яка передає рух на додаткові шестерні 8, які знаходяться у контакті з нею, і відбувається зміщення механізму з положення рівноваги. Під час подальшого повороту обертовий момент, створюваний пружною ланкою 10 через ексцентрично встановлені пальці 9 на додаткових шестернях 8, передається до основної шестерні 5, що забезпечує контакт між роликами 7 та ділянкою змінних радіусів-векторів профілю кулачка 2. При цьому деформація пружної ланки зменшується і накопичена нею енергія за програмою, яка визначається змінним профілем кулачка 2, передається веденому валу 4 до моменту переходу веденого валу від розбігу до вибігу. Потім пружна ланка 10 акумулює енергію і завдяки її розтягу у фазі вибігу відбувається контакт ролика 7 із профілем кулачка 2. Після завершення повороту відбувається точне позиціонування веденого валу 4 завдяки двом роликам 7 та рівнорадіусній

ділянці кулачка 2. Пружна ланка знову має максимальний розтяг. Кулачок продовжує поворот і відбувається наступний цикл періодичного повороту веденого валу, при якому з ділянкою зі змінними радіус-векторами контактує наступний ролик 7. Ведений вал 4 поєднується з веденими ланками обладнання, яким необхідно здійснювати періодичний поворот з точним вистоем. Передаточне відношення зубчастої передачі між коромисловим диском 5 та шестернею 8 дорівнює кількості зупинок, які здійснює коромисловий диск 5 за один повний оберт.

Пристрій може бути виконаний з поворотом веденого валу на 120° , 90° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, забезпечує високу точність позиціонування веденого валу, виконання заданого закону періодичного руху, забезпечує необхідне за вимогами технологічного процесу відношення періоду руху до повного кінематичного циклу, дає можливість зміщувати великі ведені маси і може використовуватись при розробці поліграфічного обладнання. Перевагою такого варіанту побудови є використання пружної ланки для замикання кулачкової пари, що зменшує динамічні навантаження у механізмі привода, а також використання двох додаткових шестерень дає можливість створити більший обертальний момент, при цьому не збільшуючи габарити механізму. Наведений варіант кріплення пружної ланки забезпечує її деформацію у поздовжньому напрямку, що нівелює поперечні коливання під час швидкої роботи механізму.

Кулачковий механізм періодичного повороту на який отримано патент №156552 [91].

В основу корисної моделі поставлена задача створення пристрою, який забезпечує високу точність позиціонування ведених ланок по двох роликах і рівнорадіусній ділянці кулачка, забезпечує необхідний закон періодичного руху, забезпечує необхідне співвідношення періоду вистою до повного кінематичного

циклу та дозволяє використовувати механізм при значному початковому крутному моменті.

Поставлену задачу вирішують тим, що в кулачковому механізмі для періодичного повороту веденої ланки, що містить корпус, ведучий вал зі встановленим на ньому основним кулачком, зв'язану з валом веденої ланки основну шестерню, встановлені на ній ролики, що взаємодіють з основним кулачком, пружну ланку і дві додаткові шестерні, які взаємодіють з основною, при цьому пружна ланка сполучена з ексцентрично встановленими пальцями на додаткових шестернях, а робочий профіль кулачка виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах. Новим є те, що механізм додатково містить шестерні, закріплені в корпусі, додатковий сектор, що закріплений на ведучому валу і взаємодіє з роликами у початковий момент повороту веденого валу, які встановлені на основній шестерні.

Сутність корисної моделі пояснюють схеми, де на рис. 5.33 представлено вид спереду кулачкового механізму періодичного повороту з сектором, а на рис. 5.34 представлено просторову модель такого механізму.

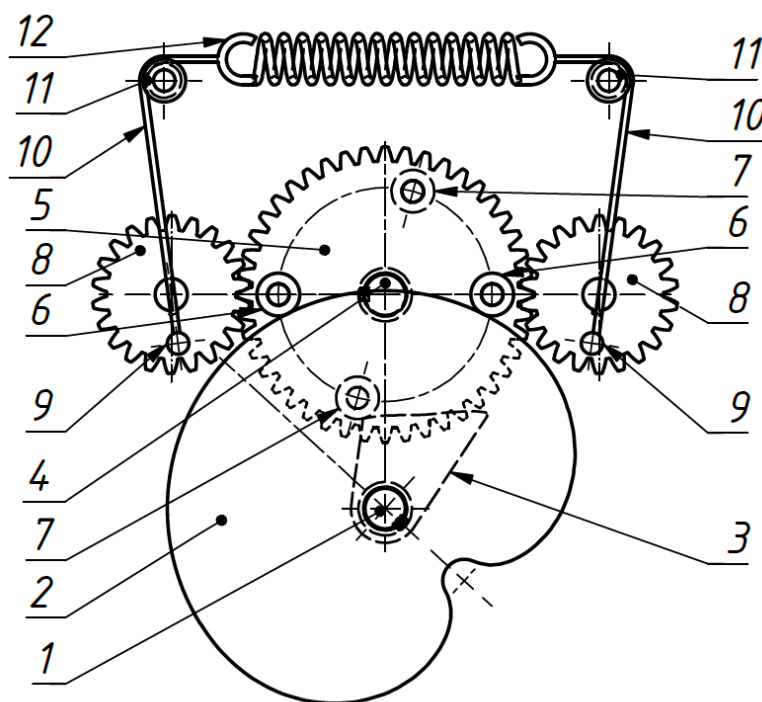


Рис. 5.33. Схема кулачкового механізму періодичного повороту з сектором

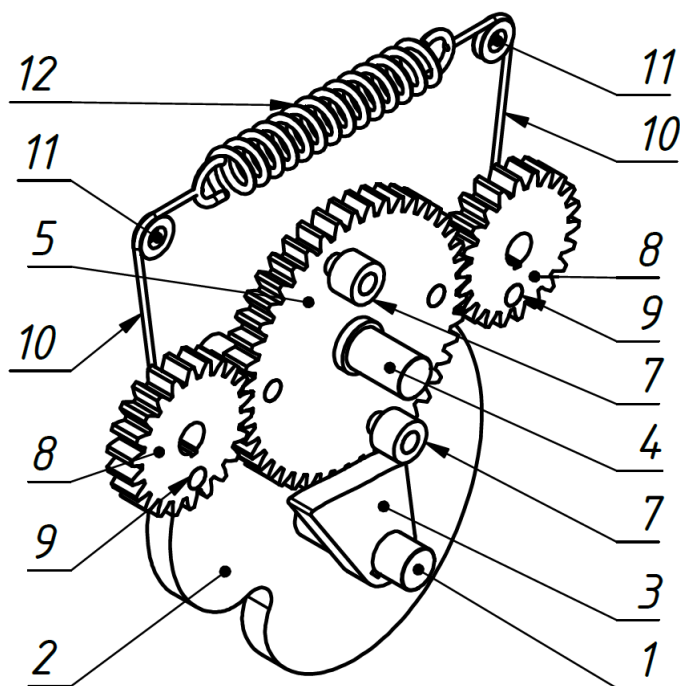


Рис. 5.34. Просторова модель кулачкового механізму періодичного повороту з сектором

Пристрій для періодичного повороту веденої ланки містить корпус, в якому встановлено ведучий вал 1 із закріпленим на ньому кулачком 2, на ведучому валу також закріплено додатковий сектор 3, ведений вал 4, із закріпленим на ньому коромисловим диском у вигляді шестерні 5, зі встановленими на ній роликками 6, які рівномірно розподілені навколо центру повороту шестерні та взаємодіють з кулачком 2, з іншої сторони шестерні встановлена така сама кількість роликків 7 рівномірно розподілених по колу навколо центру повороту шестерні, але зміщені відносно роликків 6 на розрахунковий кут, дві додаткові шестерні 8, які встановлені в корпусі і взаємодіють з основною шестернею 5, на яких ексцентрично закріплено пальці 9, які взаємодіють з гнучкими ланками 10, які огинають ролики 11 і поєднуються між собою за допомогою пружної ланки 12. Робочий профіль кулачка 2 виконаний розімкненим по мінімальних радіус-векторах. За допомогою роликків 11 пружна ланка 12 працює тільки на розтяг без коливань. Ролики 7 взаємодіють

з додатковим сектором 3 у початковий період руху для зміщення механізму з положення рівноваги і розгону веденої маси.

Кулачковий механізм періодичного повороту з сектором веденої ланки працює таким чином. У початковий момент руху ролики 6 контактують з рівнорадіусною ділянкою профілю кулачка 2 і деформація пружної ланки 12, яка створюється ексцентрично встановленими пальцями 9 за допомогою додаткових шестерень 8, найбільша. При повороті ведучого валу 1 за допомогою закріпленого на ньому додаткового сектору 3 здійснюється контакт з роликом 7, та передається обертовий рух на основну шестерню 5, яка передає рух на додаткові шестерні 8, які знаходяться у контакті з нею, і відбувається зміщення механізму з положення рівноваги. Під час подальшого повороту обертовий момент, створюваний пружною ланкою 12 через ексцентрично встановлені пальці 9 на додаткових шестернях 8, передається до основної шестерні 5, що забезпечує контакт між роликами 6 та ділянкою змінних радіусів-векторів профілю кулачка 2, при цьому деформація пружної ланки зменшується і накопичена нею енергія за програмою, яка визначається змінним профілем кулачка 2, передається веденому валу 4 до моменту переходу веденого валу від розбігу до вибігу. Потім пружна ланка 12 акумулює енергію і завдяки їй розтягу у фазі вибігу відбувається контакт ролика 6 із профілем кулачка 2. Після завершення повороту відбувається точне позиціонування веденого валу 4 завдяки двом роликам 6 та рівнорадіусній ділянці кулачка 2. Пружна ланка знову має максимальний розтяг. Кулачок продовжує поворот і відбувається наступний цикл періодичного повороту веденого валу, при якому з ділянкою зі змінними радіус-векторами контактує наступний ролик 6. Ведений вал 4 поєднується з веденими ланками обладнання, яким необхідно здійснювати періодичний поворот з точним вистоям. Передаточне відношення зубчастої передачі 5, 8 дорівнює кількості зупинок, які здійснює коромисловий диск 5 за один повний оберт.

Пристрій може бути виконаний з поворотом веденого валу на 120° , 90° тощо.

Запропонований поворотний пристрій має широкий діапазон динамічного функціонування, забезпечує високу точність позиціонування веденого валу, виконання заданого закону періодичного руху, забезпечує необхідне за вимогами технологічного процесу відношення періоду руху до повного кінематичного циклу, дає можливість зміщувати великі ведені маси і може використовуватись при розробці поліграфічного обладнання. Перевагою такого варіанту побудови є використання пружної ланки для замикання кулачкової пари, що зменшує динамічні навантаження у механізмі привода, а також використання двох додаткових шестерень дає можливість створити більший обертальний момент, при цьому не збільшуючи габарити механізму. Наведений варіант кріплення пружної ланки забезпечує її деформацію у поздовжньому напрямку, що нівелює поперечні коливання під час швидкої роботи механізму.

Висновки до п'ятого розділу

Наведено узагальнені рекомендації, які необхідно враховувати при розробленні кулачкових механізмів періодичного повороту.

Для підтвердження положень аналітичних розрахунків було проведено порівняння теоретичних та експериментальних досліджень. Для цього у програмному середовищі за допомогою спеціально написаного алгоритму проведено усереднення результатів експериментальних досліджень методами математичної статистики із використанням коефіцієнта Ст'юдента та порівняно із теоретичними розрахунками. В результаті отримано співпадіння характеру зміни значень крутних моментів та пораховано співвідношення максимальних значень крутних моментів, значення яких для головного валу знаходяться в межах 3%, а для веденого – 9%, що підтверджує результати проведених аналітичних досліджень.

У завершальній частині роботи пропонуються нові конструкції кулачкових механізмів періодичного повороту та елементи їх вдосконалення, які враховують всі вимоги до друкування на тамподрукарських машинах, на які були отримані патенти України на корисну модель.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі досліджень, наведених у монографії, вирішене поставлене актуальне науково-технічне завдання підвищення швидкодії механізмів періодичного повороту та точності взаємодії виконавчих ланок на базі встановлення теоретико-експериментальних залежностей для удосконалення структури транспортувальних пристроїв періодичного руху тамподрукарських машин та створення методики їх синтезу:

1. У процесі аналітичного дослідження конструктивних та експлуатаційних характеристик існуючого тамподрукарського устаткування виявлено потенційні можливості удосконалення кінематичних та динамічних параметрів транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин, які полягають у використанні кулачкового механізму привода. Доведена актуальність і доцільність розроблення та застосування кулачкових механізмів періодичного повороту, основний профіль яких виконаний з розривом по мінімальним радіусам-векторам, що дозволяє покращити динаміку реалізувавши найбільш сприятливі закони періодичного руху робочої ланки і які забезпечують задане співвідношення періодів вистою та виконання робочої операції (друкування) і забезпечують точну фіксацію робочої ланки під час вистою. Для зменшення амплітуди коливань у системі рекомендовано використання пружного елемента, що зменшує вплив удару та підвищує точність позиціонування робочих органів.

2. Проведені дослідження конструкцій існуючого устаткування та різних варіантів технологічних схем побудови тамподрукарських машин, що дозволило визначити ряд класифікаційних ознак і розробити узагальнену класифікацію існуючого тамподрукарського обладнання, яка є основою для створення нових конструкцій та модернізації існуючих вузлів обладнання.

3. Вперше проаналізовано роботу кулачкових механізмів періодичного повороту з використанням кулачків з розривом профілю по мінімальним радіусам-векторам, визначено доцільність і переваги при їх застосуванні в приводі транспортувально-подавальних систем карусельного та конвеєрного

типу тамподрукарських машин. Доведено, що досліджувані механізми забезпечують можливість створювати поворот веденої ланки від 180° , а також виконувати різноманітне замикання кулачкової пари у залежності від переважаючих навантажень при роботі машини.

4. Вперше розроблена методика визначення похибки положення веденої ланки транспортувально-подавальних механізмів з врахуванням конструктивних характеристик та положення системи відносно друкувального елемента. Експериментальна перевірка запропонованої методики для машини ТДМ-300 показала ідентичність експериментальних і аналітично визначених значень.

5. Вперше виконані аналітичні дослідження кінематичних та динамічних характеристик привода крокового транспортувального пристрою з використанням кулачкового механізму привода, що дозволило встановити вимоги до геометрії кулачка і запропонувати методику практичного вибору закону періодичного руху для зменшення максимальних крутних моментів на головному валу привода.

6. Вперше розроблено алгоритм розрахунку параметрів кулачкового механізму періодичного повороту із забезпеченням точного відтворення заданого закону періодичного руху виконавчою системою, що дало можливість використання сучасних комп'ютерних програмних продуктів для спрощення процесу розрахунку. На підставі цього розроблено програмне забезпечення для розрахунку параметрів кулачкового механізму періодичного повороту, на яке отримано свідоцтво про авторське право, яке дозволяє спростити розрахунок нових і модернізацію існуючих механізмів.

7. Вперше дослідження кулачкового привода періодичного повороту проведено з використанням програми автоматичного проектування Autodesk Inventor Simulation. Отримані результати підтвердили працездатність запропонованої методики розрахунку та прийнятих припущень і адекватність проведених аналітичних і експериментальних досліджень (відхилення не перевищують 1,3%).

8. Результати експериментальних досліджень реального танспортувального пристрою тамподрукарської машини ТДМ-300 підтвердили адекватність запропонованої методики аналітичних розрахунків (відхилення від розрахункових знаходяться для головного валу у межах – 3%, а для веденого – 9%).

ЛІТЕРАТУРА

1. Kipphan, H. (Ed.). (2001). Handbook of print media: technologies and production methods. Springer Science & Business Media.
2. Петрук А. Аналіз структури побудови фарбових апаратів тамподрукарських машин / А. Петрук, О. Віхоть // Друкарство, 2001. – № 2. – С.62-63.
3. Палюх О.О. Аналіз принципів схем механізмів натиску у тамподрукарських машинах / О.О. Палюх // Технологія і техніка друкарства. – 2011. - №1(31). – С. 106-111.
4. Палюх О.О. Аналіз принципів схем механізмів переміщення тампонів у тамподрукарських машинах / О.О. Палюх // Технологія і техніка друкарства. – 2010. - №2(28). С. 71-78.
5. Петрук А.І. Класифікація сучасного тамподрукарського обладнання / А.І. Петрук, Д.С. Гриценко, О.А. Петрук // Друкарство. – К., 2006. – №4. – С. 35-37.
6. Kaverman J. P. Pad Printing Technical Guidebook. USA : ST Media Group, 2000. 98 p.
7. Izdebska-Podsiadły J., Sabu T. Printing on Polymers. Fundamentals and Applications. Netherlands : Elsevier Science, 2015. 444 p.
8. Li Yang, Linghao Zhang, Min Xu, Shu Yan Innovative Technologies for Printing and Packaging. Germany : Springer Nature Singapore, 2023. 651 p.
9. The Complete Book on Printing Technology with Process Flow Diagrams, Plant Layouts and Machinery Details (Offset, Gravure, Flexographic, Security, Web Offset and Pad Printing) 2nd Revised Edition. ASIA PACIFIC BUSINESS PRESS Inc., 2019. 624 p.
10. Bonacina G. Pad printing automatizzato. URL: https://comec-italia.com/wp-content/uploads/2016/03/Articoli-Tagless.eu_9.pdf (дата звернення 19.02.2024).

11. Kaverman J. Methods and Materials for Difficult Pad Printing Applications. URL: <https://www.plasticsdecorating.com/stories/020516/methods-materials-difficult-pad-printing.shtml> (дата звернення: 12.01.2024).
12. The pad printing process. URL: https://www.teca-print.com.pl/upload/tekst_informacje/procesang.pdf (дата звернення: 20.11.2023).
13. Босюк, П. В., Левкович, М. Г. (2015). Поворотний храповий механізм подвійної дії. Збірник тез доповідей III наукової конференції „Прогресивні матеріали та технології в машинобудуванні, будівництві та транспорті“, 38-39.
14. Гурик, О. (2008). Механізм періодичної подачі заготовок. Матеріали дванадцятої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, 36.
15. Стефанів В. М., Пономаренко С. В., Дзюра В. О., Гудь В. З., Дячун А. Є., Босюк П. В. Храповий механізм двосторонньої дії. Патент на корисну модель № 156552 Україна. МПК (2014.01) F16D 41/00. Заявка u201402971, опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16. 6 с.
16. Mabie, H. H., & Reinholtz, C. F. (1991). *Mechanisms and dynamics of machinery*. John Wiley & Sons.
17. Gogu, G. (2005). Mobility of mechanisms: a critical review. *Mechanism and machine Theory*, 40(9), 1068-1097.
18. McCarthy, J. M., & Soh, G. S. (2010). *Geometric design of linkages* (Vol. 11). Springer Science & Business Media.
19. Ugural, A. C. (2016). *Mechanical Design of Machine Components: SI Version*. CRC Press.
20. Kovács, Z., Recio, T., & Vélez, M. P. (2020). Reasoning about linkages with dynamic geometry. *Journal of Symbolic Computation*, 97, 16-30.

21. Pandrea, N., Popa, D., & Stanescu, N. D. (2017). Classical and modern approaches in the theory of mechanisms. John Wiley & Sons.
22. Simionescu, P. A. (2019). New and Revised Mechanism Classifications: Proposal and Motivation. In *Advances in Mechanism and Machine Science: Proceedings of the 15th IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science 15* (pp. 3501-3510). Springer Interna.
23. Kalinin, E., Shuliak, M., & Koliesnik, I. (2019). Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Актуальні проблеми транспорту“*, 211-222.
24. Тір К.В. Механіка поліграфічних автоматів / Тір К.В. – М.: Книга, 1965. – 496 с.
25. Пасіка В.Р., "Моделювання руху комбінованих мальтійських механізмів з додатковим вистоем хреста / В.Р. Пасіка // *Наук. записки УАД*. – 2007. – Вип. 1(11). – С. 8-14".
26. Dijkman E.A. Jerk-free Geneva wheel driving / E. A. Dijkman // *Mechanisms*, 1966, 1, p 235-283.
27. Пат. 58206 Україна, МПК (2011.01) F 16 Н 27/00. Мальтійський механізм / В.Г. Яницький, В.В. Будзинський; заявник і патентовласник НТУУ «КПІ». - № u201009733; заявл. 04.08.2010; опубл. 11.04.2011, Бюл. №7. – 3 с.
28. Heidari, M., Atai, A. A., & Panahi, M. S. (2012). An improved Geneva mechanism for optimal kinematic performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 226(6), 1517-1525.
29. Heidari, M., Zahiri, M., & Zohoor, H. (2008). Optimization of kinematic characteristic of geneva mechanism by genetic algorithm. *World Academy of Science: Engineering and Technology*, 44, 387-395.

30. Haraga, G., Ionita, E., & Avramescu, A. M. (2015). Analysis and modeling of Geneva mechanism. *Journal of Industrial Design and Engineering Graphics*, 10, 23.
31. Hasty, C. E., & Potts, J. F. (1966). Analysis and synthesis procedures for Geneva mechanism design. *IBM Journal of Research and Development*, 10(3), 186-197.
32. Figliolini, G., Rea, P., & Angeles, J. (2006). The pure-rolling cam-equivalent of the Geneva mechanism. *Mechanism and Machine Theory*, 41(11), 1320-1335.
33. Кандяк Н.М. Удосконалення поліграфічних машин карусельного типу із застосуванням комбінованих мальтійських механізмів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.01 «Машини і процеси поліграфічного виробництва» / Н.М. Кандяк. – Львів, 2010. – 23 с.
34. Пат. 57959 Україна, МПК В 30 В 15/00, 9/00. Механізм періодичного повороту / Р.В. Амбарцумян, А.О. Гаврилюк. - №2002031878; заявл. 07.03.2002; опубл. 14.07.2003, Бюл. №7. – 3 с.
35. Регей І.І. Синтез кулачково-зубчастого механізму, із тривалою зупинкою вихідної ланки (під час виготовлення розгорток тари з картону) / І.І. Регей, В.О. Кузнєцов // Упаковка, 2011. – №6. – С.40-42.
36. Задорожний А.В. Синтез і аналіз багатопозиційних планетарних механізмів періодичного повороту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / А.В. Задорожний. – Хмельницький, 1997. – 19 с.
37. Стельмащук С.Г. Механіка неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням / С.Г. Стельмащук // Поліграфія і видавнича справа, 1966. - №2. – С. 115-120.
38. Підгайчук Я.О. Розробка та синтез кулачково-цівкових механізмів переривчастого обертового руху вихідної ланки: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / Я.О. Підгайчук. – Хмельницький, 2009. – 16 с.

39. Підгайчук Я.О. Класифікація спарених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / Я.О. Підгайчук // Вісник Хмельницького нац. ун-ту. техн. науки, 2009. - №3. – С. 25-31.
40. Пат. 29706 Україна, МПК (2006) F 16 Н 25/00. Кулачковий механізм переривчастого обертового руху веденої ланки / С.Г.Костогриз, Я.О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. - № u200710330, заявл. 17.09.2007, опубл. 25.01.2008. Бюл. №2. – 4 с.
41. Палюх О.О. Удосконалення структури та синтез механізмів обертового стола тамподрукарських машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.01 / О.О. Палюх. – К., 2004. – 150 с.
42. Hsieh, J. F. (2014). Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes. *Mechanism and Machine Theory*, 81, 155-165.
43. Zheng, X., Zhao, H., Zhang, S., Liu, D., & Wang, B. (2024). Design Method of Cam Steering Mechanism Based on Path Fitting. *Processes*, 12(5), 1037.
44. Ananthasuresh, G. K. (2001). Design of fully rotatable, roller-crank-driven, cam mechanisms for arbitrary motion specifications. *Mechanism and Machine Theory*, 36(4), 445-467.
45. Van de Straete, H. J., & De Schutter, J. (1996). Hybrid cam mechanisms. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 1(4), 284-289.
46. А. с. 998789. МКИ F16 Н 25/04. Поворотний пристрій / А. І. Петрук, В. Г. Яницький та ін. - № 3264107/25; заявл. 26.03.81; опубл. 23.02.83, Бюл. № 7. – 3 с.
47. А. с. 1128032. МКИ F 16 Н 25/04. Поворотний пристрій / А. І. Петрук, В. Г. Яницький та ін. №3635334/25; заявл. 19.08.83; опубл. 07.12.84, Бюл. № 45. – 3 с.
48. А. с. 771388. МКИ F 16 Н 25/04. Пристрій для повороту веденої ланки / А.І. Петрук, В.Г. Яницький, Г.Я. Красильников, Ю.М. Топоров. №2666328/25-28; заявл. 25.09.78; опубл. 15.10.80, Бюл. №38. – 3 с.

49. Полюдов О.М. Зрівноважувальні кулачкові механізми: теорія, дослідження, розрахунки / О.М. Полюдов, А.І. Петрук. – К.: ВАТ «УкрІНДІСВД», 2005. – 192 с.
50. Яницький В.Г. Параметричні дослідження виконавчого кулачкового механізму з розвантажувальним пристроєм / В.Г. Яницький // В кн. Поліграфія і вид. справа. – Львів, 1971. – Вип. №1. – С. 120-127.
51. Пат. 90011 України, МПК (2009) В 41 Н 13/54. Механізм поперечного фальцювання аркушів / В.О. Босак, І.І. Регей, В.Т. Сенкусь; заявник і патентовласник УАД. - № а200803060; заявл. 11.03.2008; опубл. 25.03.2010, Бюл. №6. – 2 с.
52. Lichtwitz O. Mechanisms for Intermittent Motion / O. Lichtwitz // “Mashine Design”, 1951. – 50 p.
53. Dresig H. Dynamik der Mechanismen / H.Dresig, I.I.Vul’fson. – Berlin: VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, 1989. – 328 p.
54. Norton R. Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines / R. Norton. – 2 ed. – Massachusetts: McGraw Hill Inc., 1999. – 924 p.
55. Parmley R.O. Machine Devices and Components Illustrated Sourcebook / R.O. Parmley. – McGraw-Hill. – Hill, 2004. – 400 p.
56. Shigley J. Standard handbook of machine design / J. E. Shigley, C. R. Mischke. – 2-nd ed. – McGraw-Hill, 2004. – 1723 p.
57. Sclater N. Mechanisms and mechanical devices sourcebook / N. Sclater. – McGraw-Hill, 2011. – 560 p.
58. Полюдов О.М. Розрахунки циклових механізмів поліграфічних і пакувальних машин на персональному комп’ютері / О.М. Полюдов, В.О. Кузнецов, А.Б. Коломієць. – Львів: вид-во УАД, 2004. – 94 с.

59. Петрук А.І. Науково-технічні основи побудови, розробки і розрахунку зблокованих механізмів поліграфічних машин: дис. ... доктора техн. наук: 05.02.15, 05.02.18 / Анатолій Іванович Петрук. – Л., 1989. – 395 с.
60. Шостачук Ю.О. Синтез механізму хитного стола ниткошвейних поліграфічних машин з пружним компенсуючим зв'язком: дис. канд. техн. наук: 05.02.15 «Машини, агрегати і процеси поліграфічного виробництва» / Юрій Олександрович Шостачук. – Львів, 1984. – 251 с.
61. Шостачук Ю.О. Дослідження точності позиціонування транспортувальних пристроїв конвеєрного типу тамподрукарської машини ТДМ-300 / Ю.О. Шостачук, Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – К., 2011. – № 3(33). – С. 89-95.
62. Серєда В.Т. Точність механізмів / В.Т. Серєда. – К.: Вища шк., 1973. – 136 с.
63. Гриценко Д.С. Кінематика привода конвеєра тамподрукарських машин / Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Поліграфія і видавнича справа». – Л., 2009. – № 2 (50). – С. 40-47.
64. Гриценко Д. С. Аналітичні дослідження кінематичних параметрів транспортувальної системи тамподрукарської машини ТДМ-300 / Д. С. Гриценко // Технологія і техніка друкарства. – 2015. – №4(50). – С. 111–121.
65. Гриценко Д. С., Шостачук Ю. О. Кулачковий механізм періодичного повороту. Патент на корисну модель № 152891 Україна. МПК (2006) F16H 25/00. Заявка u202201145 від 08.04.2022; опубл. 26.04.2023, Бюл. № 17. 4 с.
66. Петрук А.І. Визначення раціональної структури механізмів періодичного повороту поліграфічних машин / А.І. Петрук, Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – К., 2007. – № 3-4. – С. 86-94.
67. Петрук А.І. Питання синтезу механізмів циклових машин / А.І. Петрук. – Київ: Наукова думка, 1981. – 119 с.

68. Гриценко Д.С. Динаміка привода крокового транспортера тамподрукарських машин / Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Комп'ютерні технології друкарства». – Л., 2011. – № 25. – С. 264-273.
69. Тір К.В. Кінематика та динаміка привода головного транспортера блокообробляючих агрегатів / Тір К.В., Главацький А.С., Петрук А.І. // Науково-технічний збірник «Поліграфія і видавнича справа». – 1970. – №5. – С. 74-80.
70. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин / О. М. Полюдов. – Львів : УАД, 2005. – 180 с.
71. Костогриз С.Г. Кінематичний синтез кулачкового механізму з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / С. Г Костогриз, Я.О. Підгайчук // Вісник Хмельницького нац. у-ту, т. 2. техн. науки, 2007. - № 3. – С. 44-49.
72. Єременко О.І. Аналітичні розрахунки кулачкових механізмів: монографія / О.І. Єременко. – К.: НУБіПУ, 2012. – 68 с.
73. Саввін Е.О. Аналітичний метод синтезу плоских кулачкових механізмів / Е.О. Саввін // Поліграфія і видавнича справа, №7, 1977. – С. 92-99.
74. Главацький А.С. Кути тиску і радіуси кривизни центральної кривої в кулачково-важільних механізмах / А.С. Главацький // Поліграфи і видавнича справа, 1966. – № 6. – С. 105-109.
75. Махнатюк А.І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ / А. І. Махнатюк. – К.: НКМ ВО, 1999. – 188 с.
76. Шостачук Ю.О. Розрахунок кулачкового механізму періодичного повороту / Ю.О. Шостачук, Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – К., 2012. – №1(35). – С. 97-106.
77. Гриценко Д. С. Комп'ютерне моделювання кулачкового механізму приводу поворотного столу тамподрукарської машини / Д. С. Гриценко // Технологія і техніка друкарства. – 2016. – №1(51). – С. 105–112.

78. Tickoo, S. (2022). Autodesk Inventor Professional 2019 for Designers. Caddim Technologies.
79. Maxfield, B. (2020). Engineering with Mathcad: using Mathcad to create and organize your engineering calculations. Elsevier.
80. Pritchard, P. J., & Pritchard, R. (2018). MathCAD: A Tool for Engineering Problem Solving (B.E.S.T. Series). New York: McGraw-Hill Science/Engineering/Math.
81. Гриценко Д. С. Конвеєр подання паковань у тамподрукарську машину (експериментальне дослідження крокового привода) / Д. С. Гриценко // Упаковка. – 2016. – №2. – С. 45–48.
82. Гриценко Д. С. Порівняльний аналіз результатів аналітичних та експериментальних досліджень механізму приводу конвеєру тамподрукарської машини ТДМ-300 / Д. С. Гриценко // Вісник НТУУ КПІ серія Машинобудування. – 2016. – №2(77). – С. 35-39.
83. Пат. 32250 України, МПК (2006) F 16 Н 25/00. Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки / А.І. Петрук, Д.С. Гриценко, О.Я. Моргун. – № u200714825; заявл. 26.12.2007; опубл. 12.05.2008, Бюл. №9. – 3 с.
84. Пат. 42592 України, МПК (2009) F 16 Н 25/00. Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки / А.І. Петрук, Д.С. Гриценко, К.Ю. Кривенко, В.В. Шебунін. – № u200901609; заявл. 24.02.2009; опубл. 10.07.2009, Бюл. №13. – 3 с.
85. Пат. 66231 України, МПК F 16 Н 25/04 (2006.01). Механізм періодичного поворотного руху веденої ланки / Ю.О. Шостачук, Д.С. Гриценко, В.Г. Яницький. – № u201107587; заявл. 16.06.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24. – 4 с.
86. Пат. 56086 України, МПК-2011.01 F 16 Н 25/24. Кулачок механізмів періодичного обертального руху веденої ланки / В.Г. Яницький, Д.С.

- Гриценко, А.С. Загоруйко. – № u201007701; заявл. 18.06.2010; опубл. 27.12.2010, Бюл. №24. – 2 с.
87. Пат. 87130 України, МПК F 16 Н 25/04 (2006.01). Кулачковий механізм періодичного повороту / Яницький В.Г., Катеруша М.П., Гриценко Д.С. – № u201308996; заявл. 17.07.2013; опубл. 27.01.2014. Бюл. №2. – 4с.
88. Гриценко Д. С. Кулачковий механізм періодичного прямого та зворотного повороту. Патент на корисну модель № 110055. Україна. МПК (2016.01) F16H 25/00. Заявка u201602430 від 14.03.2016; опубл. 26.09.2016, Бюл. № 16. 5 с.
89. Гриценко Д. С., Цинда Д. В. Кулачковий механізм періодичного повороту з двома пружними ланками. Патент на корисну модель № 154315 Україна. МПК (2006) F16H 25/00. Заявка u202303017 від 22.06.2023; опубл. 01.11.2023, Бюл. № 44. 4 с.
90. Гриценко Д. С., Мужайло С. О. Кулачковий механізм періодичного повороту з пазом. Патент на корисну модель № 155256 Україна. МПК (2006) F16H 25/00. Заявка u202304887 від 17.10. 2023; опубл. 31.01.2024, Бюл. № 5. 4 с.
91. Гриценко Д. С., Коваленко М. О. Кулачковий механізм періодичного повороту. Патент на корисну модель № 156552 Україна. МПК (2024.01) F16H 25/00. Заявка u202305764 від 29.11.2023; опубл. 10.07.2024, Бюл. № 28. 6 с.
92. Свідоцтво, про реєстрацію авторського права на твір №47250, Україна. Розрахунок кулачкового механізму періодичного повороту (комп'ютерна програма) / Ю.О. Шостачук, Д.С. Гриценко. – Заяв. №47533 від 16.11.2012; опубл.16.01.2013.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1

Значення коефіцієнта ψ

[σ_{zg}], МПа	[σ_{pit}], МПа					
	6 (АСЧ-1 БрОЦС 6-6-3)	7,5 (АСЧ-2 БрОЦС 5-5-5)	9 (АСЧ-3 БрОЦС 4-4-7)	12 (АВЧ-1 БрАЖН 10-4-4)	15 (АВЧ-2 БрОФ 10-1)	18 (АВЧ-3 БрАМЖЦ 10-3)
85 (СТ 15)	1,47	1,27	1,16	1,00		
95 (СТ 20)		1,37	1,24	1,08		
120 (СТ 35)		1,46	1,34	1,15	1,04	
135 (СТ 45)			1,41	1,23	1,10	1,00
130 (СТ 20X)				1,29	1,15	1,06

Таблиця А.2

Значення коефіцієнта q

Умова роботи (число Ньютона)	Матеріал кулачка і допустимий питомий тиск, МПа						
	Чавун СЧ-30				Сталь 35		
	6	9	12	15	12	15	18
$P_k < 8$	1,6	1,6	1,9	2,4	1,6	1,6	1,8
$8 < P_k < 12$	1,8	1,8	2,0	2,6	1,8	1,8	2,0
$P_k > 12$	2,0	2,0	2,5	3,1	2,0	2,0	2,4

Таблиця А.3

Допустимі контактні напруження [σ_k] для різних матеріалів (МПа)

Матеріал	Мінімальне	Максимальне
Сталь 30	850	1050
Сталь 40	1000	1350
Сталь 50	1050	1400
СЧ 21	800	900
СЧ 24	900	1000
СЧ 28	1000	1100
СЧ 32	1100	1200
СЧ 35	1200	1300
СЧ 38	1300	1400

ДОДАТОК Б

Інструкція користування програмою «Розрахунок кулачкового механізму періодичного повороту»

Комп'ютерна програма «Розрахунок кулачкового механізму періодичного повороту» [92] веденої ланки поліграфічної машини розроблена в сучасному середовищі розрахунків – MathCad v.15 M010. Інтерфейс її представлено нижче.

Програма складається з двох файлів: саме файлу програми з розширенням *.xmcd та файлу, в якому представлені стандартні розміри підшипників, розділених по групах у файлі Excel. Цей файл можна коригувати, додаючи в нього розміри підшипників з подібним форматуванням.

Програма умовно поділяється на три частини. У першій частині вводяться параметри розрахунку, в середній – представлені результати розрахунку і в нижній – виводиться таблиця значень для креслення або виготовлення профілю розрахованого кулачка.

Для початку розрахунку кулачкового механізму необхідно ввести початкові параметри. Всі параметри, які необхідно вводити підсвічені синім кольором. Програма дозволяє провести розрахунки відносно декількох значень. Вони відмічаються натисканням відповідної кнопки: розрахунок «відносно фазового кута кулачка та базовідстані», «відносно радіуса коромислового диска та базовідстані» чи «фазового кута та радіуса коромислового диска». Нижче необхідно ввести вибрані значення розмірів. Так як параметр «кут повороту коромислового диску» має фіксовані значення, в залежності від кількості позицій коромислового диска, то необхідне значення вибирається зі списку. Далі вводяться інші параметри, деякі повинні бути попередньо розраховані: максимальне статичне навантаження на валу коромислового диску та сумарний момент інерції ведених мас. Вказуються необхідні розміри діаметрів валів, які в процесі розрахунку перевіряють і в разі необхідності буде виведено попередження про необхідність зміни їх діаметру. Також виводяться розраховані значення мінімально-допустимих діаметрів валів, відповідно до яких можна скоригувати попередньо встановлені значення. Вказується матеріал виготовлення кулачка та умови роботи механізму, для визначення його режиму роботи. Зі списків можна вибрати необхідний закон періодичного руху та тип підшипника, який бажано використовувати в якості ролика. Список «Серія» залежить від списку «Тип підшипника ролика» і відповідно висвічує задані в фалі «База підшипників» їх можливі серії для вибору. Останній параметр відповідає за кількість значень, які будуть виведені в таблиці для можливості проектування або виготовлення розрахованого профілю кулачка механізму періодичного повороту.

Після розрахунку в областях виділених жовтим кольором будуть виведені зауваження або підтвердження того, що всі параметри виконуються або знаходяться у встановлених межах.

Для візуального сприйняття після розрахунку буде побудовано вид кулачкового механізму. Синім кольором представлено профіль кулачка, червоним кольором – один ролик з відповідним радіусом коромислового диску, а зеленим – траєкторія обертання цього ролика. Також представляються результати розрахунку мінімально-можливих розмірів ролика (підшипника), максимально допустимий розмір діаметра ролика та максимальне значення полярного кута кулачка.

Нижче під кулачком знаходиться таблиця значень радіусів-векторів змінної ділянки теоретичного профілю кулачка. В цій таблиці в першій колонці виведено значення зміни полярного кута кулачка з рівними проміжками в кількості, вказаній вище. В другій колонці відповідні біжучі значення радіусів-векторів.

Рекомендація. Після розрахунку може виникнути ситуація, що значення розмірів кулачка будуть дуже великі відносно розмірів коромислового диску. Для розрахунку за більш прийнятним параметрами можна замінити на початку програми тип розрахунку, наприклад, відносно радіусу коромислового диску та базовідстані і вказати необхідні розміри. Також можна збільшити фазовий кут чи зменшити базовідстань.

Порада. В середовищі MathCad для швидкого прокручування документа необхідно повертати скрол разом із натиснутою клавішею Ctrl.

Написати розробнику: DmytroGS@gmail.com

Інтерфейс програми «Розрахунок кулачкового механізму періодичного повороту»

Розрахунок профілю кулачкового механізму періодичного поворотного руху веденої ланки

Початкові параметри розрахунку:

Провести розрахунок відносно введених значень: Дробову частину вводити через кому!

- фазового кута кулачка та базовідстані
- радіуса кором. диску та базовідстані
- фазового кута кулачка та радіуса кором. диску

Фазовий кут кулачка, град

Радіус коромислового диску, мм

Базовідстань, мм - відстань між центрами кулачка і диску

Кут повороту коромислового диску, град

Частота обертання головного валу, об/хв:

Максимальне статичне навантаження на валу кором. диску, Н*м

Сумарний момент інерції введених мас, кг*м²:

Діаметр головного валу, мм

Діаметр веденого валу, мм

Матеріал кулачка: СТАЛЬ ЧАВУН

Механізм захищений від пилу: ТАК НІ

Закон періодичного руху:

Тип підшипника ролика:

Серія:

Кількість значень радіус-векторів змінної ділянки профілю в таблиці:

Розрахункове значення діаметру головного валу: $d_{gvRozr-1000} = 11.988$ мм

Розрахункове значення діаметру веденого валу: $d_{vwRozr-1000} = 14.457$ мм

Перевірка введених параметрів = ("Контролюємі параметри в допустимих межах")

Умова віддалення від заклинювання = "виконується."

Умова допустимих контактних напружень = "виконується."

Мінімальні розміри ролика (підшипника):

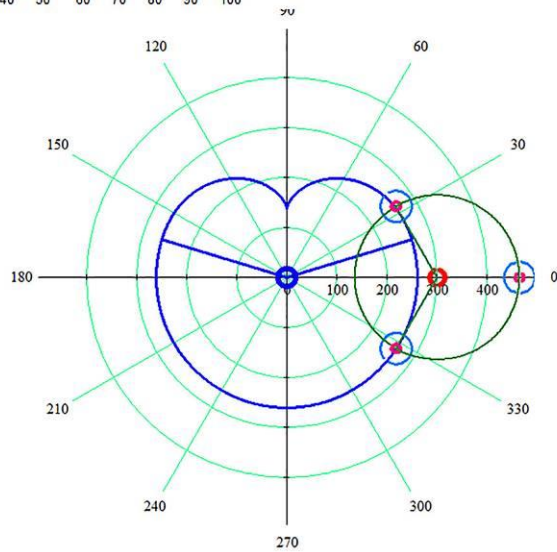
$$P_{id} = \begin{pmatrix} 403 \\ 17 \\ 62 \\ 17 \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{- серія підшипника} \\ \text{мм - d - діаметр внутрішнього кільця підшипника} \\ \text{мм - D - діаметр зовнішнього кільця підшипника} \\ \text{мм - B - ширина підшипника} \end{matrix}$$

Максимально допустимий діаметр ролика:

$$D_{pid_Dop-1000} = 102.156 \text{ мм}$$

Кут повороту град Радіус вектор мм =

Кут повороту град	Радіус вектор мм
0	260.18
7.32	259.9
14.64	258.17
21.96	254.18
29.27	247.6
36.59	238.32
43.91	226.35
51.23	211.64
58.55	193.92
65.87	172.14
73.18	136
80.5	172.14
87.82	193.92
95.14	211.64
102.46	226.35
109.78	238.32
117.09	247.6
124.41	254.18
131.73	258.17
139.05	259.9
146.37	260.18



Наукове видання

Гриценко Дмитро Сергійович

**Механіка транспортувальних
пристроїв виробів у зону друку
тамподрукарських машин**

Монографія

Електронне мережеве видання

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Свідоцтво про державну реєстрацію: серія ДК № 5354 від 25.05.2017 р.
просп. Берестейський, 37,
м. Київ, 03056

Формат 60×84¹/₈. Обл.-вид. арк. 12,89.
Поз. 24-3-1-009.

Видавництво «Політехніка» КПІ ім. Ігоря Сікорського
вул. Політехнічна, 14, корп. 15
03056, м. Київ
тел. (044) 204-81-78