

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

факультет машинобудування  
(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра обробки металів тиском  
(повна назва кафедри)

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему Синтез виконавчих механізмів в пресів для витягування

Виконав: студент II курсу, групи M-819M  
спеціальності (напряму підготовки)

131 Прикладна механіка  
(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Герубець Б. С.

(прізвище та ініціали)

Керівник Івтушенко А. В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Тончар Н. В.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**  
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудування  
 кафедра Обробки металів тиском  
 ступінь вищої освіти магістр  
 спеціальність 131 Промислова механіка  
 (код і найменування)  
 освітня програма (спеціалізація) 13 Механічна інженерія  
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри В. В. Широкобоков  
 « 18 » грудня 2020 року

**ЗАВДАННЯ**  
 НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Парубеня Євгеній Сергійович  
 (прізвище, ім'я, по батькові)  
 Тема проєкту (роботи) Синтез вишоків всіх механізмів пресів для виставлення  
 рівня проєкту (роботи) к. т. н., доцент Явницький А. В.  
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)  
 затверджені наказом закладу вищої освіти від « 06 » листопада 2020 року № 319  
 Строк подання студентом проєкту (роботи) 15 грудня 2020 року  
 Вихідні дані до проєкту (роботи) техніко-спеціальні показники роботи кривошипного металопластичного пресу

Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно зробити) 1. Аналітичне об'єднання механізмів забезпечення спеціальних механічних властивостей ТВМ; 2. Вибір напрямків розширення при роботі зубчастого багаточіпного головного валового механізму; 3. Аналітичне об'єднання кінематичного і кінетостатичного аналізу зубчастого валового механізму; 4. Експериментальне розширення спец. пресу; 5. Оптимізація шестерні в ТВМ; 6. Технології ливарного виробництва; 7. Оцінка працездатності мех. безпечки.  
 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) корочена і поточна робота; альтернативні головні виконавчі креслення; схема кінематичного аналізу і динамічного аналізу; схема ТВМ для кінематичного аналізу; механічні характеристики ТВМ і ЗРТВМ

Консультанти розділів проєкту (роботи)

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                      |
|--------|---|----------------|----------------------|
|        |   | завдання видав | прізвище та ініціали |
| 1-6    | Явтушенко А.В. доц.кадр. ДНТ              | с.с.с.с.       |                      |
| 7      | Настеров О.В. зав.кадр. ДНТ.              |                |                      |
|        |   |                |                      |
|        |   |                |                      |
|        |   |                |                      |

7. Дата видачі завдання « 28 » вересня 2020 року.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи)                                 | Строк виконання етапів проекту (роботи) |
|-------|--|---|
| 1.    | Збір матеріалу на проектування   | 01.09.20 - 31.09.20                     |
| 2.    | Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування | 01.10.20 - 19.09.20                     |
| 3.    | Виконання технічної частини проекту                                      | 30.09.20 - 10.10.20                     |
| 4.    | Виконання узагальної частини проекту                                     | 11.10.20 - 25.11.20                     |
| 5.    | Написання та оформлення пояснювальної записки                            | 26.11.20 - 10.12.20                     |
| 6.    | Перевірка проекту консультантом  | 11.12.20 - 17.12.20                     |
| 7.    | Переглядання пояснювальної записки                                       | Згідно узагальної                       |
| 8.    | Захист проекту у ДЕК   | 23.12.2020                              |
|       |  |   |
|       |  |   |

Студент(ка)

Керівник проекту (роботи)

*А.В. Явтушенко*  
(підпис)

*Настеров О.В.*  
(прізвище та ініціали)

*с.с.с.с.*  
(підпис)

*Явтушенко А.В.*  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

ПЗ 98 с. 37 рис., 6 табл. , 31 джерело.

Парубець Є.С. Синтез виконавчих механізмів пресів для витягування.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 131 – Прикладна механіка, науковий керівник А.В. Явтушенко. Національний університет «Запорізька політехніка». Факультет машинобудування, кафедра обробки металів тиском, 2020.

В роботі обґрунтовані переваги використання зубчато-важільного головного виконавчого механізму, встановлені основні закономірності швидкості повзуна в залежності від декількох параметрів. Використання зубчато-важільного головного виконавчого механізму забезпечує можливість регулювання швидкості повзуна в період робочого ходу, що приводить до зменшення крутного моменту і, як наслідок, зменшення роботи за один цикл пресу, а також зменшення витрат електричної енергії.

**Ключові слова:** ГОЛОВНИЙ ВИКОНАВЧИЙ МЕХАНІЗМ, ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНИЙ ГОЛОВНИЙ ВИКОНАВЧИЙ МЕХАНІЗМ, КРИВОШИПНИЙ ПРЕС, КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ.

## ABSTRACT

Explanatory note: 98 pp., 37 figures, 6 tables, 31 sources.

Parubets E.S. a synthesis of executive mechanisms of presses is for drawing out. Qualifying final work for the receipt of degree of higher education of master's degree after speciality 131 is Applied mechanics, scientific leader A.V. Yavtushenko. Zaporizhzhya Polytechnic National University. Faculty of engineer, department of treatment of metals by pressure, 2020. In-process reasonable advantages of the use of toothed-lever main executive механізма, basic conformities to law of speed of slide-block are set depending on a few parameters. The use of toothed-lever main executive механізма provides possibility of adjusting of speed of slide-block in the period of working stroke, that results in reduction to the крутного moment and, as a result, reduction of work for one cycle of press, and also reduction of charges of electric energy.

**Keywords:** MAIN EXECUTIVE MECHANISM, TOOTHED-LEVER MAIN EXECUTIVE MECHANISM, CRANK-TYPE PRESS, KINEMATICS PARAMETERS, MATHEMATICAL MODEL, DYNAMIC MODEL.

## РЕФЕРАТ

ПЗ 98 с. 37 рис., 6 табл. , 31 источника.

Парубец Э.С. Синтез исполнительных механизмов прессов для вытяжки.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 131 - Прикладная механика, научный руководитель А.В. Явтушенко. Национальный университет «Запорожская политехника». Факультет машиностроения, кафедра обработки металлов давлением, 2020.

В работе обоснованы преимущества использования зубчато-рычажного главного исполнительного механизма, установлены основные закономерности скорости ползуна в зависимости от нескольких параметров. Использование зубчато-рычажного главного исполнительного механизма обеспечивает возможность регулирования скорости ползуна в период рабочего хода, приводит к уменьшению крутящего момента и, как следствие, уменьшение работы за один цикл печати, а также уменьшение затрат электрической энергии.

**Ключевые слова:** ГЛАВНЫЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ, ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ ГЛАВНЫЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ, КРИВОШИПНЫЙ ПРЕСС, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ.

## ЗМІСТ

|  |    |
|--|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ  | 10 |
| ВСТУП  | 12 |
| 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ<br>СПЕЦІАЛЬНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГВМу   | 15 |
| 1.1 Технологічні вимоги операцій штампування до<br>кінематичних властивостей ГВМу  | 15 |
| 1.2 ГВМи спеціалізованих кривошипних пресів  | 16 |
| 1.3 Використання зубчато-важільних механізмів в ГВМі і<br>ДВМі механічних пресів і інших пристроїв штампувального<br>виробництва | 19 |
| 1.4 Синтез зубчато-важільних виконавчих механізмів пресів  | 23 |
| 2 ВИБІР НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИ РОЗРОБЦІ<br>ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИХ ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ<br>МЕХАНІЗМІВ                               | 28 |
| 2.1 Розробка і дослідження зубчато-важільних головних<br>виконавчих механізмів спеціальних кривошипних пресів                    | 28 |
| 2.2 Кінематичні характеристики ГВМів спеціальних пресів  | 29 |
| 2.3 Класифікація кінематичних діаграм  | 33 |
| 2.4 Методика проведення теоретичних досліджень   | 35 |
| 2.5 Методика проведення експериментальних досліджень   | 36 |
| 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ КІНЕМАТИЧНОГО І<br>КІНЕТОСТАТИЧЕСЬКІЙ АНАЛІЗУ ЗУБЧАТО<br>ВАЖІЛЬНОГО ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО<br>МЕХАНІЗМУ  | 38 |

|   |    |
|---|----|
| 3.1 Структурна схема зубчато-важільного головного виконавчого механізму   | 38 |
| 3.2 Кінематика зубчато-важільного механізму   | 39 |
| 3.3 Відносне положення механізму і повзуну  | 43 |
| 3.4 Параметричне рівняння гіпоциклоїди  | 44 |
| 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРЕСУ З ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ В ГОЛОВНОМУ ВИКОНАВЧОМУ МЕХАНІЗМІ | 53 |
| 4.1 Експериментальна установка і методика її досліджень   | 53 |
| 4.2 Результати дослідження кінематичних властивостей роботи механізму   | 56 |
| 4.3 Кількісна та якісна оцінка експериментальних даних  | 59 |
| 5 ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГВМУ З ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ І МЕТОДИ ЙОГО СИНТЕЗУ                                 | 65 |
| 5.1 Вплив геометричних параметрів механізму на кінематичні характеристики   | 65 |
| 5.2 Вплив ексцентриситету підвіски шатуна   | 67 |
| 5.3 Вплив довжини шатуна  | 68 |
| 5.4 Вплив установчого кута нерухомої шестерні   | 69 |
| 6 РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИХ ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ                 | 74 |
| 6.1 Методологічні рекомендації до вибору параметрів зубчато-важільного головного виконавчого механізму              | 74 |
| 7 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА  | 77 |
| 7.1 Аналіз потенційних небезпек   | 77 |
| 7.2 Заходи щодо забезпеченню безпеки  | 78 |
| 7.3 Заходи щодо забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці  | 82 |

|   |    |
|---|----|
| 7.4 Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки | 87 |
| 7.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях   | 89 |
| ВИСНОВКИ                                      | 92 |
| ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ                   | 93 |
| ДОДАТКИ                                       | 96 |

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ГВМ – головний виконавчий механізм кривошипного преса.

ДВМ – додатковий виконавчий механізм кривошипного преса.

ЗВГВМ – зубчато-важільний головний виконавчий механізм.

КГШП – кривошипний горячештамповочний прес.

$R, R$  - відповідно радіус ділильного кола зовнішнього (нерухомого) зубчастого колеса і радіус ділильного кола внутрішнього (утворює) зубчастого колеса.

$d$ - відстань центру шарніра з'єднання шатуна і утворює колеса від осі обертання останнього (ексцентриситет підвіски шатуна).

$i = R / r$  - передавальне відношення зубчастого зачеплення.

$\lambda = (Rr) / L$  - коефіцієнт шатуна.

$\lambda_1 = D / r$  - відносний ексцентриситет підвіски шатуна.

$L$ - довжина шатуна.

$S$  - поточний переміщення повзуна.

$S_{\max}$  - максимальне (номінальне) переміщення повзуна.

$S_p$  - робочий хід повзуна.

$V$  - поточна швидкість повзуна.

$V_{\text{нр}}$  - швидкість початку робочого ходу повзуна.

$V_{\text{ср}}$  - середня швидкість за період робочого ходу повзуна.

$V_{\max}$  - максимальна швидкість в період робочого ходу повзуна.

$J$  - поточне прискорення повзуна.

$\omega$  - кутова швидкість ведучого кривошипа.

$\alpha$  - кут повороту ведучого кривошипа.

$\alpha_{\text{нр}}$  - кут початку робочого ходу.

$\alpha_{\text{кр}}$  - кут кінця робочого ходу.

$\alpha_{\text{рх}}$  - кут робочого ходу.

$\alpha_{\text{впп}}$ , Аквп - відповідно кут повороту кривошипа, відповідний крайнього нижнього і крайнього верхнього положення повзуна.

$\beta$  - кут повороту шатуна.

$\mu$  - коефіцієнт тертя.

$\varphi_0$  - установчий кут механізму.

$x_a, y_a$  - відповідно, координати точки з'єднання шатуна і утворює колеса.

$P$  - зусилля на повзуні.

$M_{кр}$  - крутний момент на провідному кривошипі.

$m_k$  - наведене плече крутного моменту.

$R_i$  - реакції в кінематичних парах.

$k_{зап}$  - коефіцієнт заповнення графіка швидкості.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** У сучасних умовах переходу до нових економічних відносин велика увага приділяється розвитку підприємств малого і середнього бізнесу. Необхідність підвищити конкурентоспроможність продукції при одночасному зниженні її собівартості призводить до необхідності застосування сучасних ефективних і високотехнологічних процесів, наприклад холодного видавлювання і чистової вирубки. Однак в умовах ринкових відносин в Україні гостро відчувається нестача як універсальних, так і спеціалізованих пресів для виконання таких операцій.

Крім того, зазначені операції листового штампування (чистове вирубка, холодне видавлювання) вимагають спеціального закону переміщення виконавчого органу преса - повзуна (спеціальних кінематичних властивостей головного виконавчого механізму (Гімал) преса), задоволення яких на універсальних кривошипних пресах неможливо. Спеціальні і спеціалізовані преси виробляються тільки в країнах далекого зарубіжжя, мають високу вартість, тому їх закупівля економічно виправдана тільки при великих обсягах виробництва, що якраз не характерно для підприємств малого та середнього бізнесу. Вирішення цієї проблеми можливе за рахунок організації власного виробництва спеціальних та спеціалізованих пресів або модернізації існуючих універсальних пресів.

З огляду на це створення спеціальних механізмів Гімал, дослідження їх властивостей і розробка рекомендацій по їх синтезу є актуальним завданням.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тема дипломної відповідає науковому напрямку «Удосконалення процесів і обладнання для обробки металів тиском» наукової школи Запорізької політехніки. Робота виконана в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи Міністерства освіти і науки України, яка проводиться на кафедрі «Обробки металів тиском" (ОМТ НУЗП).

**Мета і завдання досліджень.** Метою роботи є розробка і дослідження зубчасто-важільних механізмів ГВМу спеціальних і спеціалізованих кривошипних

пресів, які забезпечують реалізацію встановлених кінематичних властивостей переміщення повзуна.

Для досягнення зазначеної мети були поставлені та вирішені такі основні завдання:

- Визначення якісних і кількісних вимог до виконавчих механізмів спеціальних і спеціалізованих кривошипних пресів для забезпечення оптимальних умов виконання технологічних операцій;
- Аналіз існуючих методів забезпечення спеціальних кінематичних властивостей Гімал преса;
- Розробка методики визначення оптимальних кінематичних властивостей Гімал з зубчато-важільними механізмами і його синтезу;
- Розробка патентоспроможного технічного рішення зубчато-важільного механізму Гімал;
- Розробка математичної моделі для розрахунку Кінетостатическій параметрів Гімал спеціальних і спеціалізованих пресів з зубчато-важільним механізмом;
- Розробка фізичної моделі преса з зубчато-важільним механізмом Гімал і проведення експериментальних досліджень, встановлення адекватності математичної моделі досвідченим даними, визначення меж помилки при заданій довірчій ймовірності;
- Впровадження результатів роботи в виробництво і навчальний процес.

**Предмет дослідження.** Кінематичні і кінетостатичні характеристики ГВМу, визначення критеріїв його оптимальності і співвідношення параметрів, які їх задовольняють.

**Об'єкт дослідження.** ДІМ спеціальних і спеціалізованих кривошипних пресів з зубчато-важільним механізмом.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження здійснюються з

використанням методів математичного моделювання механічних систем на основі положень теоретичної механіки, диференціального й інтегрального числення, теорії диференціальних рівнянь.

Експериментальні дослідження виконуються з використанням серійної вимірювальної апаратури, вимірюванням і реєстрацією параметрів з використанням відповідної вимірювальної апаратури.

**Практична цінність отриманих результатів.** Практична новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- Показано, що використання зубчато-важільних механізмів дозволяє отримати найбільш сприятливі кінематичні характеристики Гімал спеціальних і спеціалізованих пресів для виконання операцій чистової вирубки і холодного видавлювання;
- Запропоновано технічне рішення структури Гімал спеціальних і спеціалізованих кривошипних пресів, що забезпечує більш повне задоволення технологічних вимог;
- Розроблено методику синтезу та аналізу Гімал з зубчато-важільним механізмом;
- Розроблено робочий проект модернізації кривошипного преса з зубчато-важільним механізмом Гімал;

## 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГВМУ

### 1.1 Технологічні вимоги операцій штампування до кінематичних властивостей ГВМу

Однією з першорядних завдань сучасного ковальсько-штампувального машинобудування є забезпечення виробництва ефективними економічно і технічно досконалыми машинами. Основний парк штампувального виробництва представляють механічні преси. Проблеми їх вдосконалення з метою підвищення надійності, продуктивності, ефективності, розширення технологічних можливостей розглядалися і продовжують залишатися об'єктом уваги багатьох дослідників і вчених.

Їх дослідження дозволили створити цілісну теорію проектування кривошипних пресів, що забезпечує виробництво досить сучасного технологічного обладнання.

Більшість технологічних операцій листового і об'ємного штампування не вимагають особливого закону переміщення повзуна. Основне обмеження відноситься до величини максимальної швидкості початку робочого ходу. При гарячого об'ємного штампування зазвичай вплив швидкості зв'язується з температурно-напруженим станом штампового оснащення [1]. При виконанні розділових операцій листового штампування вплив швидкості неоднозначно. Так, в роботах [2, 3] вказується, що швидкість деформування практично не впливає на параметри процесу.

Технологічна операція витяжки порожнистих виробів також вимагає спеціального закону переміщення повзуна. Плавне наростання технологічного зусилля, відсутність теплового ефекту і щодо великий робочий хід визначили вимога сталості швидкості на більшій ділянці робочого ходу. Максимальна

швидкість початку робочого ходу не повинна перевищувати 200-300 мм/с.

В роботі наводяться результати дослідження процесу ступінчастої витяжки, в якому деформування заготовки протягом одного ходу повзуна здійснювалося шляхом т. з. «короткого» ходу, а потім «довгого» ходу. Для цієї мети використовувався спеціальний ДВМ, який забезпечує дворазове деформування заготовки за рахунок здійснення двох робочих ходів, коли після першого ходу повзун піднімається, а потім знову робить робочий, але більш тривалий перебіг. Застосування такого способу витяжки збільшує максимальний ступінь деформації на 7-10%, а в окремих випадках до 35%. Зусилля деформації залишилося практично незмінним. Величина швидкості витяжки для різних матеріалів не повинна перевищувати 140 мм/с.

Для успішного виконання чистової вирубки швидкість повзуна в період всього процесу в залежності від матеріалу не повинна перевищувати 6-14 мм/с [4, 5, 6]. Тоді для забезпечення продуктивності на рівні універсальних пресів необхідно або знижувати число ходів повзуна в 1,75-2,25 рази, або використовувати механізми зі збільшеною швидкістю холостого ходу і уповільненою швидкістю робітника.

При холодному видавлюванні величина швидкості пуансона також впливає на силовий режим процесу, хоча і в меншій мірі. У цьому технологічному процесі істотне значення має швидкість пуансона в момент зіткнення із заготівлею. В результаті різкого зростання технологічного зусилля після зіткнення із заготівлею в пуансоні створюються значні напруги, співмірні з межею міцності. Надалі в міру розвитку процесу і тепловиділення (температурний ефект) зусилля деформації знижується [7, 8, 9, 10, 11].

## 1.2 ГВМи спеціалізованих кривошипних пресів

Спеціальні виконавчі механізми застосовуються в багатьох конструкціях спеціалізованих пресів для листового штампування й холодного об'ємного штампування.

Запропоновано декілька типів механізмів, які частково вирішують зазначені проблеми.

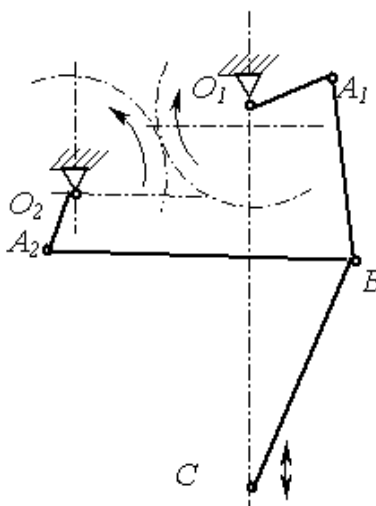


Рисунок 1.1 – Кінематична схема важільного витяжного преса

У пресах для витяжки одним з технічних рішень є використання механізму з двома провідними кривошипами [12, 13]. Такий механізм (рис. 1.1) за рахунок оптимально вибору розмірів ланок і їх відносного розташування забезпечує сталість швидкості повзуна протягом  $2/3$  часу циклу, а хід повзуна становить  $3 - 4$  радіуса кривошипа. Практика експлуатації пресів із зазначеним механізмом для глибокої витяжки показує його ефективність.

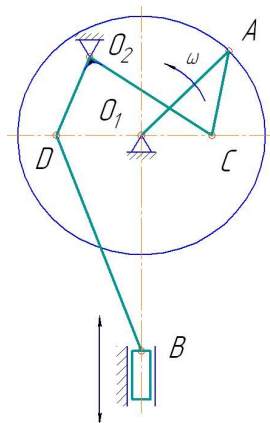


Рисунок 1.2 – Кінематична схема 6-ти ланок механізму витяжного преса

У механізмі преса, показаному на рис. 1.3, використовується накладення двох провідних рухів - рухи повзуна від кривошипно-ползунного механізму ОАСВ і переносного руху від кулачковою пари. В такому механізмі відбувається зміна довжини шатуна АСВ, що забезпечує збільшення продуктивності преса за рахунок збільшення швидкості холостого ходу [14]. Швидкість робочого ходу визначається параметрами кривошипно-ползунного механізму, але при цьому забезпечується збільшений хід повзуна при малому радіусі кривошипа. Такий механізм застосовується в автоматах для видавлювання.

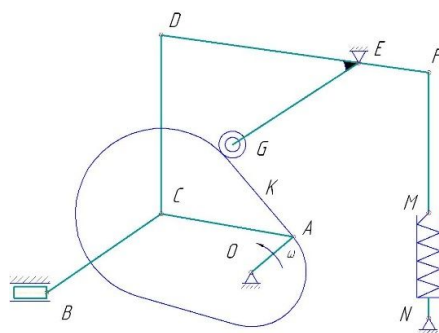


Рисунок 1.3 – Кінематична схема механізму автомата для видавлювання

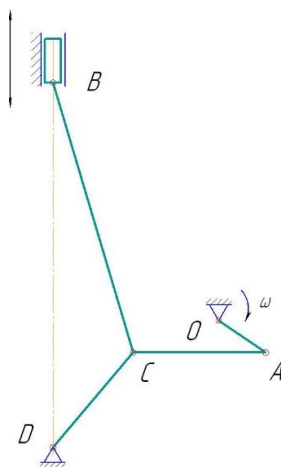


Рисунок 1.4 – Кінематична схема преса для видавлювання

У спеціалізованих пресах для холодного видавлювання японської фірми "Komatsu" використовується модифікований кривошипно-колінний механізм (рис. 1.4). Основними його особливостями є невелика швидкість повзуна в період робочого ходу, розвантаження станини від напруг, що розтягують, збільшення жорсткості і, отже, точність штампування.

У пресах для чистової вирубкi використовується модифікований кривошипно-колінний механізм з двома провідними кривошипами (рис. 1.5), що забезпечує низьку робочу швидкість повзуна (до 10 - 20 мм / с) [34].

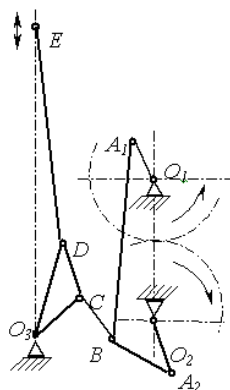


Рисунок 1.5 – Кінематична схема преса для чистової вирубкi

Всі названі механізми являють собою модифікації кривошипно-колінного механізму і, привносячи деякі особливі кінематичні властивості, мають як їх перевагами, так і недоліками. Змінюючи закон переміщення повзуна, вони мають невелику величину ходу, в тому числі номінального, характеризуються збільшеними габаритними розмірами. Завдання модифікації закону руху повзуна вирішується лише частково.

1.3 Використання зубчато-важільних механізмів в ГВМі і ДВМі механічних пресів і інших пристроїв штампувального виробництва

Розробка і дослідження нових механізмів кривошипних пресів триває

постійно. Прагнення підвищити ефективність пресів, в найбільшій мірі задовольнити вимоги технологічних процесів, поліпшити їх техніко-економічні показники призводить до необхідності застосування абсолютно нових механізмів, як за структурою, так і за принципом дії.

Останнім часом з'явився інтерес до використання в кривошипних пресах зубчастих планетарних механізмів і їх різновиди - зубчато-важільних [15, 16-18].

Призначення цих механізмів в структурі преса зовсім по-різному, проте їх об'єднує одна властивість – механізми абсолютно змінюють традиційне уявлення про роль та функції тих вузлів преса, в яких вони знаходять застосування.

Так, застосування планетарного приводу замість традиційних фрикційних муфт і гальм змінює характер процесу включення і виключення преса [19]. По суті, як під час пуску, так і під час зупинки відбувається гальмування відповідних мас, а енергія, яка витрачається на гальмування, побічно витрачається на розгін інших мас. Такий спосіб включення і зупинки преса наводить як до зниження металоемності всієї конструкції (за рахунок усунення проміжної зубчастої передачі), так і до зниження витрати енергії на включення, яка, як відомо порівнянна з роботою пластичної деформації. Крім того, умови роботи гальма набагато сприятливіші умови роботи муфти, тому підвищується працездатність всього фрикційного вузла.

Теоретичне і експериментальне дослідження планетарного приводу горизонтально-кувальних машин, що випускаються Рязанським заводом важкого ковальсько-пресового устаткування, виконувалося кафедрою обробки металів тиском Запорізького національного технічного університету в рамках госпдоговірної науково-дослідної роботи.

В роботі [20] подібний механізм рекомендується використовувати для двоякою мети. При одному з двох можливих положень обійми із зовнішнім зубчастим колесом механізм використовується для регулювання величини ходу повзуна. При іншому положенні – механізм використовується як перетворює, в якому за рахунок повороту ексцентрикової втулки видозмінюється закон переміщення повзуна. На нашу думку таке використання зубчато-важільного



виконавчого механізму спеціалізованих кривошипних пресів.

У роботах [21, 22] рекомендується в ГВМі кривошипного преса використовувати зубчато-важільний механізм з передавальним відношенням зубчастих коліс рівним два. З літератури [23, 24] відомо, що в такому механізмі точка з'єднання внутрішнього колеса з повзуном буде переміщатися по прямій, що збігається з діаметром направляючого (зовнішнього колеса) - відома теорема Кардана. Хибним твердженням авторів механізм забезпечує значне зниження габаритів преса по висоті і збільшення жорсткості преса в три рази. При одному і тому ж радіусі кривошипа максимальний хід повзуна збільшується в два рази. Інших переваг перед традиційним кривошипно-повзуни механізм він не має.

У зв'язку з такими рекомендаціями необхідно відзначити наступне.

По-перше, шляхом деякого укорочення стійок станини ніколи неможливо (навіть теоретично) збільшити жорсткість преса в три рази. З літератури відомо, що пружна деформація станини становить не більше 20-30% загальної деформації системи прес-штамп [25]. З цієї причини будь-яке збільшення жорсткості станини не призведе до збільшення сумарної жорсткості преса в три рази.

Зменшення габаритних розмірів преса по висоті також не може бути забезпечено, тому що висотні габарити витяжних пресів визначаються розмірами механізму приводу зовнішнього повзуна.

Нарешті, рекомендація використовувати такий механізм в КГШП, ГKM і інших пресах для об'ємного штампування [26] абсолютно не може бути реалізована через високі вимоги до жорсткості цих пресів і неможливості реального конструктивного виконання.

Але найголовніше перешкода для використання таких механізмів в ГВМі витяжних і тим більше універсальних пресів полягає в тому, що при збільшенні ходу повзуна відповідно в два рази збільшуються крутний момент на провідному кривошипі і, найголовніше, швидкість повзуна. Вище було показано, що основні проблеми застосування кривошипно-повзунного механізму в витяжних пресах полягають у високій швидкості повзуна, що змушує зменшувати число ходів преса в хвилину.

## 1.4 Синтез зубчато-важільних виконавчих механізмів

Проектування будь-якого механізму технологічної машини починається з проектування його схеми – синтезу механізму. Наступні розрахунки на міцність, конструктивне оформлення ланок і кінематичних пар, як правило, вже не можуть змінити основні властивості механізму [27].

Перший етап синтезу – вибір структурної схеми визначається призначенням механізму, тобто його основними експлуатаційними властивостями.

На другому етапі синтезу необхідно визначити параметри механізму по заданим його властивостями. Для цього визначаються основні параметри механізму, частина з яких є заданої (вхідні параметри), а інша підлягає визначенню (вихідні параметри). При цьому вихідні параметри повинні відповідати певним вимогам.

Будь-яке завдання синтезу механізмів може бути зведена до задачі визначення сукупності параметрів механізму, при яких виконуються деякі обмеження, а якась цільова функція має екстремальне значення. Визначення такої сукупності параметрів можливо двома методами - методом наближених функцій і методом оптимізації.

Артоболевский І.І. всі методи синтезу ділить на дві групи [25]. До першої групи належать методи, що дозволяють точно реалізувати задану траєкторію руху або задану залежність між переміщеннями ланок (точні методи). До другої групи належать методи синтезу механізмів, що відтворюють тільки наближено, але із заданою точністю, необхідний закон руху (наближені методи). Використання цієї групи методів пов'язано з тим, що в багатьох випадках неможливо створення механізму, точно відтворює заданий закон руху.

Оцінюючи всі вищезазвані методи синтезу необхідно відзначити великі труднощі математичного рішення, особливо для складних багатоланкових механізмів.

Левитський до вказаних методів додає ще один – метод оптимізації параметрів. Цей метод, особливо із застосуванням обчислювальної техніки, дозволяє в даний час вирішити практично будь-яке завдання. Однак такий метод не дозволяє виділити вплив окремих параметрів синтезу на якісні характеристики механізму. Крім того, в даний час не існує надійного методу вирішення складних оптимізаційних задач [26].

З урахуванням останніх пропозицій узагальнена класифікація методів синтезу показана на рис. 1.8.

Цілком очевидно, що для складних систем оптимальними будуть такі параметри, які забезпечують найвищу її якість, під яким розуміється сукупність властивостей і параметрів, які обумовлюють придатність системи (машини) задовольняти певні потреби відповідно до її призначення.

Якщо позначити безліч варіантів рішень  $D$ , а його елементи буквою  $X$ , тоді зіставивши кожному варіанту  $X$  з безлічі  $D$ . Число – критерій оптимальності, отримаємо функцію  $f(X)$ , визначену в області  $D$ . Цю функцію, яка показує якість обраних варіантів, називають цільовою функцією, а область - допустимої областю. Тоді задача оптимізації (мінімізації або максималізації) запишеться у вигляді [27]

$$\min(\max) f(X), \text{ при } X \in D$$

Рішення багатокритеріальних задач пов'язано з пошуком деякого компромісу між суперечливими критеріями. Вибір методу розв'язання задачі залежить, перш за все, від виду завдання оптимізації (однопараметрична або багатопараметрична, багатокритеріальна або однокритеріальних, унімодальне або мультимодальная, лінійна або нелінійна, диференційна чи ні і ін.). Універсальних методів оптимізації не існує (вірніше вони малоефективні).

У практичних завданнях многокритеріальну оптимізацію прагнуть звести до однокритеріальної використовуючи різні методи згортання критеріїв – метод експертних оцінок, метод штрафів і бар'єрів, метод коефіцієнтів ваги або зважених

сум і ін. [30].

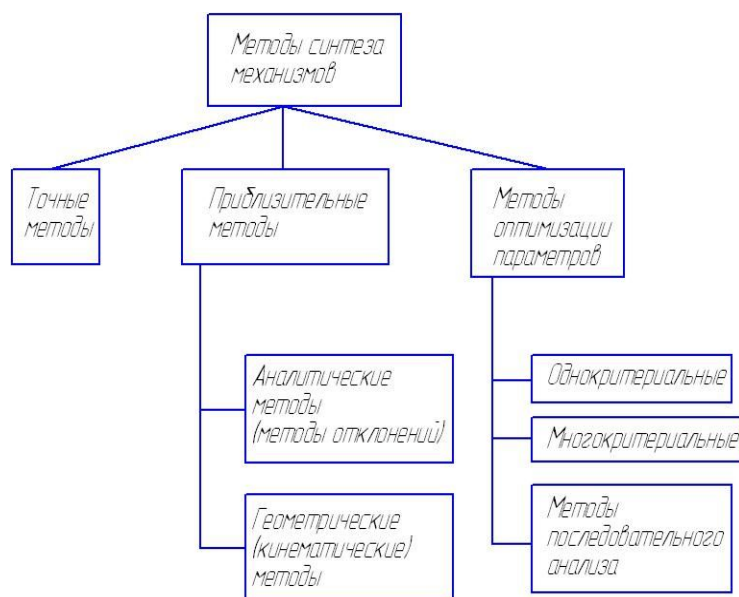


Рисунок 1.8 – Класифікація методів синтезу механізмів

Для складних систем, до яких можна віднести і КПМ, багатокритеріальна задача спрощується тим, що найчастіше більш корисним є визначення не конкретних числових значень строго оптимальних параметрів, а отримання математичної інформації про вплив параметрів системи на величину критеріїв оптимальності. Кожен критерій оптимальності являє собою функціонал параметрів системи і в загальному випадку не залежить від інших критеріїв.

В інших випадках багатокритеріальну задачу вдається звести до однокритеріальної шляхом об'єднання (згортання) кількох критеріїв оптимальності, або перекладу деяких критеріїв в обмеження. Рішення завдання з точки зору математики ускладнюється, однак знаходиться одне оптимальне рішення [31].

При виборі критеріїв оптимальності враховують наступне – збільшення числа критеріїв, прийнятих до розрахунку ефективності системи, не завжди призводить до підвищення якості вирішення задачі, але завжди супроводжується

ускладненням завдання і підвищенням труднощі її математичного забезпечення.

Окремі критерії оптимальності відображають вплив параметрів на цілий ряд показників якості, що дозволяє значно скоротити їх кількість, обмежившись лише основними. Зміна окремих параметрів системи призводить до тривіального зміни відповідних показників роботи машини, тому з аналізу їх можна виключити. Наприклад, зниження сил тертя призводить до поліпшення більшості показників роботи машини, але зміна параметрів системи не призводить до значної зміни умов тертя, цей фактор з аналізу можна виключити, а відповідно, і всі показники, пов'язані з умовами тертя: вид, якість і кількість мастила; стан поверхонь тертя; нестационарність коефіцієнта тертя і т. д.

У роботі використаний метод послідовного аналізу цільової функції при зміні окремо кожного з вхідних параметрів механізму, який є приватним варіантом методу оптимізації. Оптимальність параметрів системи визначається за ступенем задоволення певних умов при відомих обмеженнях. Для детермінованих систем оптимальність визначається з екстремальних значень деяких, т. з. цільових функцій, що впливають з рівнянь, що описують стан системи (принцип мінімакса) і є функціоналами параметрів системи - критеріїв оптимальності [22, 29].

З усіх виробничо-технологічних і експлуатаційних показників якості зазвичай виділяють один або кілька показників, які найбільшою мірою визначають ефективність машини і ступінь її досконалості. Так, серед усіх абсолютних і відносних показників технологічності, в практиці оцінки якості КПМ по виробничо-технологічними показниками основним параметром прийнятий вага (або маса), вузлів, деталей і всієї КПМ в цілому. З експлуатаційних показників якості машини в першу чергу виділяють енергетичні параметри: потужність двигуна і його використання за часом і потужності, витрата енергії на роботу КПМ і ін.

Так, для створення найбільш сприятливих швидкісних умов виконання таких технологічних процесів, як холодне видавлювання, чистова вирубка, швидкість повзуна в момент зустрічі з заготівлею (швидкість початку робочого

ходу) повинна бути нижче встановленої межі (менше 50 – 100 мм/с). Надалі швидкість повзуна повинна, по можливості, залишатися протягом деякого періоду часу постійної, або навіть зростати для підвищення теплового ефекту деформації.

Для зменшення навантажень на ГВМ і привід преса, зменшення витрати енергії величина крутного моменту повинна бути меншою, особливо з урахуванням великої повноти заповнення графіка зусилля деформації зазначених технологічних операцій.

Величина кута тиску повзуна на напрямні, який визначає втрати енергії на тертя, знос направляючих повинен бути менше встановлених значень.

Нарешті, необхідно прагнути до зменшення максимального прискорення повзуна, що визначає динамічні навантаження, особливо при прискореному зворотному ході.

## **2 ВИБІР НАПРЯМКІВ І МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИ РОЗРОБЦІ ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНИХ ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ**

2.1 Розробка і дослідження зубчато-важільних головних виконавчих механізмів спеціальних кривошипних пресів

Аналітичний огляд літератури показує, що забезпечення найбільш сприятливих кінематичних умов протікання деяких операцій штампування може бути забезпечено тільки при використанні в якості головних виконавчих механізмів пресів спеціальних механізмів, що забезпечують значну зміну характеру переміщення повзуна в період робочого ходу. Показано, що одним з таких механізмів є зубчато-важільні з внутрішнім зачепленням і передавальним відношенням коліс рівним 3.

З визначення кривошипних спеціальних пресів як сукупності елементів, що знаходяться в певній причинно-наслідкового зв'язку, слід необхідність розгляду всієї системи в її органічній єдності. Питання синтезу, кінематичного і кінетостатическій аналізу не можуть розглядатися незалежно один від іншого.

Існуючі математичні моделі виконавчих механізмів спеціальних пресів не дозволяють проводити синтез і аналіз таких механізмів, тому потрібна розробка нових математичних моделей і їх дослідження. Такі розробки повинні ґрунтуватися на загальних методах синтезу виконавчих механізмів пресів з урахуванням вимог, перш за все технологічного процесу, а також інших умов експлуатації технологічних машин. Для цього необхідно встановити кінематичні характеристики механізмів і їх взаємозв'язок з геометричними параметрами. Так як кривошипні преси є машинами періодичної дії з поділом періодів прямого і зворотного холостого ходу повзуна і періоду робочого ходу, необхідно встановити найбільш прийнятний характер переміщення повзуна протягом цих періодів.

Кінематичні характеристики зубчато-важільних механізмів є функцією чотирьох незалежних параметрів, тому з усією доступною їх сукупністю необхідно вибрати оптимальні. Для цього слід встановити критерії.

## 2.2 Кінематичні характеристики ГВМів спеціальних пресів

Рух повзуна забезпечується спеціальним, т. з. головним виконавчим механізмом (ГВМ), який виробляє перетворення обертального руху приводу в зворотно-поступальний прямолінійний рух повзуна.

Колонні преси є машинами періодичної дії, в яких робочий орган здійснює рух з періодичними зупинками. Крім того, в ГВМі відбувається перетворення рівномірного обертального руху ведучого ланки в нерівномірний рух веденого ланки. Такі механізми, як відомо, називаються циклічними.

Якісна і кількісна оцінка виконавчого механізму можлива шляхом їх кінематичного і динамічного синтезу та аналізу, для чого необхідно вирішити такі завдання.

По-перше, необхідно встановити єдині залежності, взаємопов'язувати геометричні і кінематичні властивості механізмів, що дозволить виробляти їх зіставлення і аналіз.

По-друге, необхідно розробити критерії, за допомогою яких можна проводити зіставлення властивостей механізмів і оптимізацію параметрів. Ці критерії повинні найбільшою мірою відображати основні вимоги технологічного процесу до кінематики механізму, і одночасно відображати умови ефективної і надійної його експлуатації.

Третє завдання полягає в оптимізації закону руху виконавчого органу на базі встановлених критеріїв. Ця варіаційна задача передбачає синтез механізму з мінімальними кінематичними і динамічними відхиленнями від вихідних ідеальних законів руху.

Аналіз і синтез механізмів заснований на двох категоріях понять -

геометричні характеристики і кінематичних діаграмах.

Геометричні характеристики – розміри ланок, їх взаємне положення, співвідношення між геометричними параметрами механізму, кути повороту ланок та ін. Важливо, що ці характеристики не залежать від швидкості руху будь-якої ланки, а цілком визначаються тільки структурою механізму.

$$V_b = \varphi(S_b), \quad J_b = \psi(S_b). \quad (2.1)$$

Вихідними даними для їх побудови є залежності швидкості  $V_o$  і прискорення  $J_o$  від координати ведучого ланки  $\alpha$

$$V_o = \varphi_1(\alpha), \quad J_o = \psi_1(\alpha). \quad (2.2)$$

Важливу групу діаграм представляють діаграми, в яких однією координатою є час. Це діаграми виду

$$S_b = f_2(t), \quad V_b = \varphi_2(t), \quad J_b = \psi_2(t) \quad (2.3)$$

Вихідними даними для їх побудови є залежності

$$S_o = f_3(t), \quad V_o = \varphi_3(t), \quad J_o = \psi_3(t) \quad (2.4)$$

т. з. закони переміщення, швидкості і прискорення провідної ланки в функції часу.

В окремому випадку рівномірного руху ведучого ланки  $O$  маємо швидкість  $\omega_o = \text{const}$  і  $\alpha = \omega t$ , т. з. переміщення пропорційно часу. В цьому випадку графіки залежностей

$$S_b = f_3(\alpha), \quad V_b = \varphi_3(\alpha), \quad J_b = \psi_3(\alpha) \quad (2.5)$$

можуть одночасно служити і графіками функцій (2.3), тому що перехід від одного графіка до іншого рівносильно тільки зміни масштабу осі переміщення.

При цьому зазвичай задаються однією з закономірностей, найчастіше прискоренням, а інші знаходять послідовним інтегруванням.

Для більш складних механізмів, до яких відносяться виконавчі механізми кривошипних пресів, синтез вимагає встановлення зв'язку кінематичних параметрів з геометричними властивостями.

Якщо ідеальний механізм має одну ступінь рухливості, то становище будь-якої ланки однозначно визначається в залежності від координати провідної ланки.

Якщо ведене ланка здійснює рух, що описується координатою  $q$ , то зв'язок з координатою ведучого ланки  $\alpha$  описується виразом

$$q = \Pi(\alpha) \quad (2.6)$$

Функціонал  $\Pi(\alpha)$  називається функцією положення веденого ланки механізму. Ясно, що вираз функції  $\Pi(\alpha)$  визначається тільки геометрією механізму.

Перша, друга і третя похідні передавальної функції

$$\Pi' = d\Pi/d\alpha, \quad \Pi'' = d^2\Pi/d\alpha^2, \quad \Pi''' = d^3\Pi/d\alpha^3$$

називаються першою, другою і третьою передавальними функціями, оскільки вони безпосередньо пов'язані з передавальними відносинами в механізмі і характером їх зміни.

Диференціюючи вираз (2.6) за часом, отримаємо залежність швидкості веденого ланки в функції швидкості і координати провідної ланки

$$q' = \frac{dq}{dt} = \frac{d\Pi}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \Pi'(\alpha)\alpha' \quad (2.7)$$

Таким чином, першу передавальну функцію слід розглядати як відношення швидкості веденого і ведучого ланок.

Диференціюючи (2.7) за часом отримаємо залежність прискорення веденого ланки

$$q'' = \Pi''(\alpha)\alpha'^2 + \Pi'(\alpha)\alpha'' \quad (2.8)$$

Другу передавальну функцію можна розглядати як відношення прискорення веденого  $q''$  ланки до квадрату швидкості провідної ланки за умови  $\alpha' = \text{const}$ .

При дослідженні динаміки механізмів інколи використовується швидкість зміни прискорення  $q'''$ , Названа пульсом

$$q''' = \Pi'''(\alpha)\varphi'^3 + 3\Pi''(\alpha)\alpha'\alpha'' + \Pi'(\alpha)\alpha''' \quad (2.9)$$

Як приклад наведемо вирази функції положення, першої та другої передавальної функції найвідомішого головного виконавчого механізму кривошипних пресів - центрального кривошипно-шатунного механізму. Кутова швидкість обертання кривошипного вала прийнята постійною.

$$\begin{aligned} \Pi(\alpha) &= L \cos \beta - R \cos \alpha, & \beta &= \arcsin(R \sin \alpha / L), \\ \Pi' &= R \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos \beta}, & \Pi'' &= R \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} - \frac{R^2 \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \alpha}, \end{aligned} \quad (2.10)$$

де  $L$  - довжина шатуна;

$R$  - радіус кривошипа;

$\alpha$  - кут повороту кривошипа;

$\beta$  - кут нахилу шатуна щодо вертикальної осі.

Структура виразів (2.7) - (2.9), і, як приклад, виразів (2.10), показує, що має місце чіткий розподіл геометричних і кінематичних характеристик. При лінійної функції положення друга і третя передавальні функції дорівнюють нулю, а кінематичні параметри механізму пропорційні тільки першій передавальній функції. Дійсно, маємо

$$q' = \Pi' \alpha', \quad q'' = \Pi'' \alpha'', \quad q''' = \Pi''' \alpha'''$$

При нелінійної функції положення, яку мають циклові механізми, навіть при рівномірному русі провідної ланки рух веденого буде нерівномірним, що значно змінює силовий зв'язок між ведучим і веденим ланками, а також динамічні умови

роботи механізму.

Завдяки встановленої зв'язку між геометричними характеристиками і кінематичними параметрами механізму його геометричний синтез може бути виконаний по заданому закону руху веденої ланки. Для технологічних машин з заданим законом переміщення робочого органу такий метод проектування є єдино можливим.

Маючи заданий закон руху веденої ланки в формі виразів (2.1) - (2.3) і вибравши тип приводу (закон руху провідної ланки), необхідно від закону руху веденої ланки перейти до геометричних характеристик механізму у вигляді його функції положення в формі вираження (2.6).

Однак для багатьох механізмів, в т. ч. і для важільних, реалізувати потрібну опцію положення можна тільки наближено. У деяких випадках доводиться задовольнятися лише відтворенням екстремуму функції положення (проектування механізмів по крайніх положень). В інших випадках задовольняються відтворенням тільки деякої ділянки необхідної функції положення. Величина цієї ділянки визначається числом точок на кривій відтворної функції.

Що стосується виконавчих механізмів кривошипних пресів, завдання стоїть набагато ширше. Крім заданих значень функції положення і передавальних функцій в крайніх положеннях механізму, необхідно забезпечити задані значення функцій на деякому ділянці (досить тривалому) руху повзуна - робочому ході. Тому для синтезу виконавчих механізмів кривошипних пресів, особливо спеціалізованих необхідна розробка нових методів синтезу, що забезпечують реалізацію навіть наближеної функції положення і передавальних функцій.

### 2.3. Класифікація кінематичних діаграм

При синтезі і аналізі механізмів зручно і доцільно користуватися безрозмірними кінематичними характеристиками, застосування яких спрощує розрахунки функцій положення та передавальні функції, полегшує завдання

синтезу і забезпечує їх суб'єктивне зіставлення [93].

Всі кінематичні діаграми циклових механізмів, під якими мається на увазі закон зміни одиничного прискорення, відрізняються:

- законами переміщення при розгоні і вибігу;
- ступенем використання всієї тривалості циклу на періоди розгону, усталеного руху і вибігання;
- відносною тривалістю розгону і вибігу.

Закон переміщення із симетричною діаграмою швидкостей і прискорень при відсутності усталеного руху (повне використання часу циклу на розгін і вибіг) називається вихідним.

Всі комбіновані закони періодичного руху можна розділити за такими ознаками:

- в залежності від відповідності законів руху при розгоні і вибігу: однорідні - закони збігаються; неоднорідні - закони різні;
- в залежності від ступеня використання тривалості циклу на розгін і вибіг: повні - при відсутності періоду усталеного руху; скорочені - при його наявності;
- в залежності від співвідношення часу розбігу і вибігання; симетричні - при їх рівності; асиметричні - при їх нерівності.

Використовуючи будь-який початковий вихідний закон періодичного руху, і варіюючи тривалістю часу розгону і вибігу можна отримати безліч однорідних комбінованих законів. Використовуючи варіації законів руху в період розгону і вибігу можна отримати безліч неоднорідних законів з різними параметрами асиметрії.

1. Константа піку швидкості обернено пропорційна базі діаграми прискорень. Під базою діаграми прискорень мається на увазі відстань між центрами тяжіння площі діаграми однозначних прискорень.

2. Константа піку швидкості обернено пропорційна коефіцієнту заповнення діаграмою швидкостей площі, описаної навколо неї прямокутника. Отже, чим далі

рознесені площі, що обмежують однозначні прискорення при розгоні і вибігу, тим величина піку швидкості буде менше.

КЛАССИФИКАЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

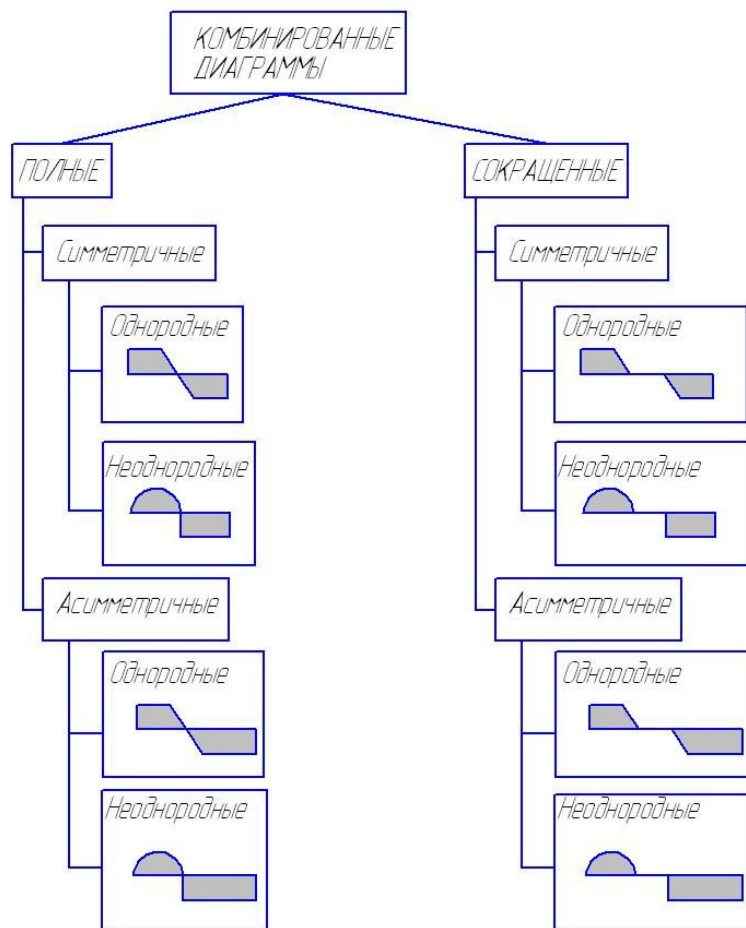


Рисунок 2.1 – Класифікація кінематичних діаграм

#### 2.4 Методика проведення теоретичних досліджень

Дослідження зубчато-важільних виконавчих механізмів спеціальних кривошипних пресів проводилося теоретико-експериментальним методом.

Перший етап синтезу механізму – синтез структурної схеми, визначений постановкою завдання. Другий етап – визначення параметрів механізму за

обраною його схемою, розділений на дві пов'язані завдання. Перша з них полягає у визначенні кінематичних характеристик механізму і їх аналізі з метою встановлення впливу параметрів.

Кінематичні характеристики виконавчого механізму визначаються, перш за все, траєкторією руху шатунної шийки зубчато-важільного механізму (годограф вектора), яка, як зазначено, являє собою гіпоциклоїда. З огляду на, що характер руху повзуна преса залежить від положення гіпоциклоїди щодо обраних координатних осей, уточнено параметричне рівняння кривої шляхом включення додаткового параметра - інсталяційний кута. Використовуючи отримане рівняння годографа, на основі відомих методів теорії механізмів визначено аналітичні залежності для розрахунку кінематичних характеристик механізму.

Аналіз отриманих аналітичних залежностей показує, що всі характеристики механізмів визначаються чотирма незалежними параметрами, тому проведений аналіз впливу кожного з них. Для цієї мети визначені цільові функції (критерії оптимізації), встановлені обмеження і визначено метод оптимізації вибору раціональної їх сукупності.

## 2.5 Методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились з метою підтвердження теоретичних розробок, прийнятих передумов і припущень. Дослідження проводилися на дослідній установці, яка представляє собою модель преса з зубчато-важільним механізмом номінальним зусиллям 50 кН.

Вимірювання кінематичних лінійних і кутових параметрів проводилося звичайними вимірювальними приладами, зусилля на повзуні і рушійний крутний момент вимірювалися каліброваними динамометричними приладами.

З огляду на взаємозв'язок геометричних, кінематичних і силових параметрів механізму через функцію положення і передавальні функції, кінематичні дослідження полягали у визначенні залежності переміщення повзуна від кута

повороту кривошипа при різних вихідних параметрах механізму (установчому вугіллі, величиною ексцентриситету підвіски шатуна).

Обробка експериментальних даних проводилася за прийнятою методикою оцінки досвідчених даних. При аналізі похибок експериментальних вимірювань прийняті наступні допущення:

- похибки вимірювань носять випадковий характер і підкоряються розподілу Стьюдента;
- всі вимірювання в експериментах відносяться до числа прямих вимірювань.

Закон нормального розподілу перевірений за критерієм Стьюдента, визначені умови відтворюваності експерименту (критерій Кохрена). Адекватність теоретичних і експериментальних даних перевірена за критерієм Фішера.

### **3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ КІНЕМАТИЧНОГО І КІНЕТОСТАТИЧНОГО АНАЛІЗУ ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНОГО ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ**

#### **3.1 Структурна схема зубчато-важільного головного виконавчого механізму**

Відомо значна кількість зубчато-важільних механізмів, що мають найрізноманітніше призначення [25, 28]. Частина механізмів має суто теоретичне значення і не може бути використана в якості виконавчих органів технологічних машин. Інша група механізмів, які називаються напрямними, призначені для реалізації певної траєкторії руху вихідних органів і знаходять застосування в машинах без значних навантажень (текстильні, поліграфічні машини). Нарешті, до третьої групи механізмів відносяться такі механізми, які здатні передавати значні навантаження і відтворювати на робочому ділянці певну траєкторію робочого органу - силові механізми.

Вхідний ланка механізму здійснює рівномірний обертальний рух від приводу преса. Вихідний орган - повзун здійснює зворотно-поступальний рух. Механізм повинен забезпечувати необхідний закон переміщення повзуна, максимальний хід, що задається технологічними вимогами. Величина крутного моменту на ведучому ланці повинна бути, по можливості найменшою, враховуючи, що крім крутного моменту ланки механізму піддаються значним поперечним силам і изгибающим моментам. Механізм повинен мати достатню твердість, обумовленої характером технологічного процесу.

Виходячи з цих вимог, з урахуванням характеру переміщення шатунної шийки механізму в спеціальних і спеціалізованих пресах для холодного видавлювання та чистової вирубки найбільш раціонально використовувати п'ятизвенная механізми. В такому механізмі вхідним ланкою є кривошип, зубчасті колеса мають внутрішнє зачеплення, а точка з'єднання шатуна з внутрішньої

шестернею розташована на деякій відстані від її центру обертання шестерні і робить рух по заданій траєкторії.

На рис. 3.1 показана схема пропонованого механізму з провідним кривошипом. Ведучий кривошип 1 входить у обертальну пару  $C$  з колесом 2, яке входить в зачеплення з нерухомим зубчастим колесом 3. Колесо 2 входить у обертальну пару  $A$  з шатуном 4. Шатун через обертальну пару  $B$  з'єднаний з повзуном 5.

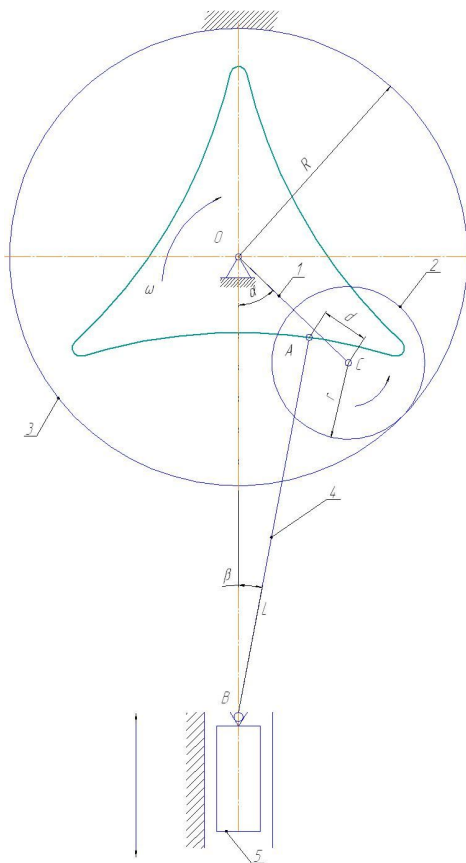


Рисунок 3.1 – Схема зубчато-важільного механізму спеціального пресу

### 3.2 Кінематика зубчато-важільного механізму

Відомо, що лінія, яку описує точка  $A$ , закріплена на деякому колі 2 радіусу  $r$  (виробляє коло), коли це коло котиться без ковзання по нерухомій окружності 3

радіуса  $R$  (направляючий коло), називається епіциклоїда, якщо окружності 2 і 3 стосуються зовнішнім чином, і гіпоциклоїда, якщо дотик внутрішній [9, 22].

Якщо точка  $A$  знаходиться на колі виробляє кола, криві називаються звичайними (рис.3.2). Якщо точка  $A$  взята всередині кола на відстані  $AC=d < r$ , криві називаються укороченими (рис. 3.3). Якщо точка  $A$  розташована поза виробляє кола на відстані  $AC = d > r$ , криві називаються подовженими. Відстань  $AC = d$  в значній мірі впливає на характер переміщень повзуна і має важливе значення для аналізу та синтезу механізму. Відношення  $\lambda_1 = d/r$  назовемо відносним ексцентриситетом підвіски шатуна.

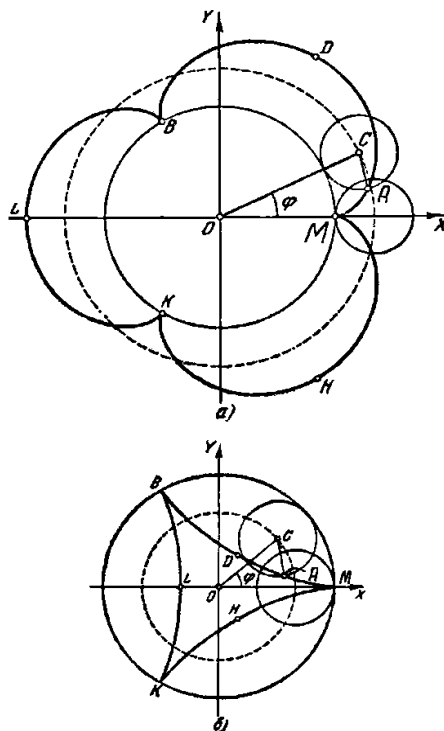


Рисунок 3.2. – Звичайні криві

Кожна крива має кілька особливих точок, які називаються вершинами, початковими точками і точками опори. Точкою опори  $E$  називається точка дотику двох кіл  $C$  і  $O$  (рис. 3.2, 3.3). Початковою точкою кривої називається така її точка  $A$ , яка лежить на прямій  $C_1E_1$ , що з'єднує центр  $C_1$  виробляє кола з точкою опори

$E_I$  і знаходиться по ту сторону від центру  $C_I$ , що і точка  $E_I$ . Початкові точки звичайних кривих лежать на направляючої окружності і збігаються з точками опори виробляє кола. Для подовжених і скорочених кривих точка опори і початкові точки не збігаються, але лежать на прямій, що з'єднує ці точки і центр окружності  $O$ .

Будь-яка епіциклоїда лежить в круговому кільці, обмеженому колами радіусів  $R+r+d$  і  $|R+r-d|$ . На першій окружності лежать вершини, на другий - початкові точки (рис. 3.3, а). Таким чином, вершини епіциклоїда завжди далі від центру, ніж початкові точки.

Будь-яка гіпоциклоїда лежить в круговому кільці, обмеженому колами радіусів  $R-r-d$  і  $|R-r+d|$ . На першій окружності лежать вершини, на другий - початкові точки (рис. 3.3, б). Якщо  $R > r$ , вершини гіпоциклоїди ближче до центру, ніж початкові точки.

Окружність, описується центром производящего круга, називається ліній центров. Її радіус равен  $R+r$  для епіциклоїди і  $|R-r|$  для гіпоциклоїди (рис. 3.2, 3.3).

Особливості форми кривих визначаються співвідношенням радіусів  $R$ ,  $r$  і відстанню  $d$ .

- Теоретично для епіциклоїда відношення радіусів  $R$  і  $r$  необмежено. Для гіпоциклоїди можливі випадки, коли  $R < r$ . Такі гіпоциклоїди називаються періциклоїдами. Однак будь-яка періциклоїда тотожна з деякою епіциклоїда і відрізняється від неї лише способом породження. При  $R=r$  гіпоциклоїда не існує.
- При повороті біля центру  $O$  на кут, кратний  $2\pi r$   $2\pi r/R = \pi/i$ , крива поєднується сама з собою, в точках повернення (початкових точках).
- Якщо співвідношення  $R/r = I \in \mathbb{Z}$  є ціле число, то будь-яка епіциклоїда є замкнутої алгебри лінією близько  $2(i+1)$ , а гіпоциклоїда – замкнутої кривій алгебри близько  $2(i-1)$ . Крива в цьому випадку складається з  $i$  конгруентних

гілок.

- Якщо відношення  $R/r=p/q$  ( $q \neq 1$ ) є дріб, яка в нескоротного формі має вигляд  $p/q$ , то крива являє собою алгебраїчну криву близько  $2|p \pm q|$ , що складається з  $p$  конгруентних гілок.

*Окремі випадки*

При  $R/r=2$  будь-яка гіпоциклоїда є еліпс з центром в точці  $O$ . Напівосі еліпса є  $a=r+d$ ;  $b=|r-d|$ , кінцями великий осі є початкові точки, кінцями малої осі – вершини гіпоциклоїди. Якщо різниця  $r-d$  прагне до нуля, то мала вісь необмежено зменшується, а велика прагне до збігу з діаметром направляючої окружності. У граничному випадку, коли  $r=d$ , гіпоциклоїда (звичайна) являє собою відрізок прямої, а саме той діаметр направляючої окружності, що з'єднує початкові точки.

При  $R=r$ , т. з. при  $i = 1$ , будь-яка епіциклоїда являє собою равлик Паскаля, а звичайна епіциклоїда є не що інше, як кардіоїда (сердцеобразна).

При  $R/r=4$  звичайна гіпоциклоїда є астроїда. Ця лінія характеризується тим, що відрізок  $EF$  дотичній, укладений між двома взаємно перпендикулярними прямими, що проходять через дві пари протилежних початкових точок, має одну і ту ж довжину  $R$ .

При нескінченному радіусі направляючого кола і заданому радіусі виробляючого кола епіциклоїда є простою циклоїдою. При нескінченному радіусі виробляючого кола він звертається в пряму, яка обкатується по направляючий окружності. Будь-яка точка на прямій при цьому описує лінію, звану евольвентою.

Аналіз всіх можливих варіантів структурної схеми зубчато-важільних механізмів, окремих випадків і необхідних особливостей переміщення повзуна під час виконання зазначених технологічних операцій показує, що найбільш раціональним є варіант механізму з внутрішнім зачепленням, передавальним відношенням рівним три. Робоча ділянка переміщення точки з'єднання шатуна з котра утворює шестернею повинен відповідати частини гіпоциклоїди між початковою точкою і її вершиною, т. з. крива повинна бути повернута увігнутістю до повзуна.

На рис. 3.4 показана як приклад гіпоциклоїда з співвідношенням радіусів

$R/r=3$  і відстанню  $AC=0,8r$ .

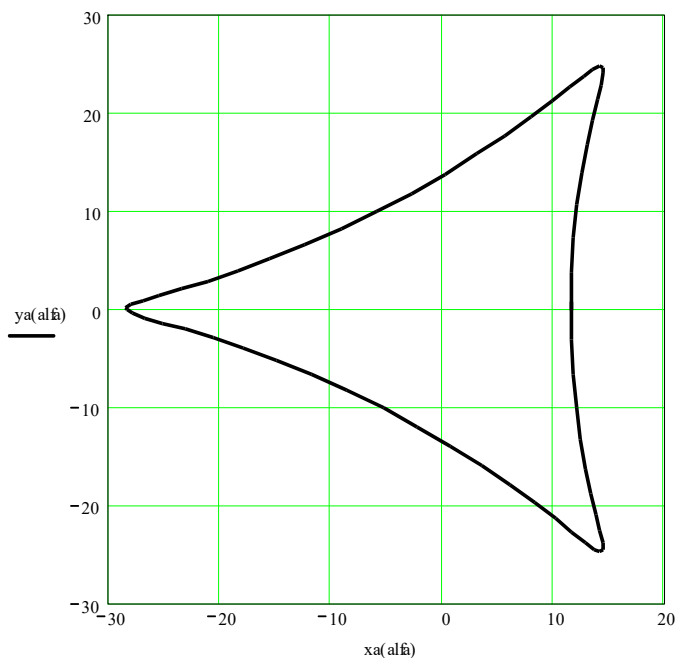


Рисунок 3.4 – Укорочена гіпоциклоїда

Шляхом зміни співвідношення між числами зубів коліс 2 і 3, а також відстані  $AC$  можуть бути реалізовані різні закони руху повзуна за рахунок зміни траєкторії руху точки  $A$  з'єднання шатуна і утворюючого колеса.

### 3.3 Відносне положення механізму і повзуну

Надалі будемо розглядати тільки аксіальні механізми, в яких вісь переміщення повзуна збігається з віссю  $X$ , що проходить через центр  $O$  направляючого кола, а крайнє нижнє положення відповідає кінцю робочого ходу повзуна. В теорії кривошипних пресів такий стан зазвичай приймається за початкове, а відлік кутів повороту проводиться проти напрямку руху ведучого ланки (кривошипного вала).

Залежно від положення кривої щодо обраного положення осей координат, т.

з. точки  $A_o$  з'єднання виробляючого кола з шатуном щодо центру цього кола  $C_o$  в крайньому положенні можливо безліч варіантів механізмів. Однак кращими є два варіанти, коли в початковому положенні на осі  $X$  розташовується початкова точка або вершина кривої. Механізми першого типу характеризуються тим, що в початковому положенні на осі  $X$  розташовується початкова точка, т. з. точка  $A_o$  збігається з точкою  $A_N$ . Назвемо такі механізми механізмами типу N. У другому випадку точка відповідає вершині кривої, і такий механізм назвемо механізмом типу V. Аналітичні залежності для визначення кінематичних, силових, динамічних навантажень будуть отримані в загальному вигляді, т. з. для випадку, коли в початковому положенні на лінії ОВ лежить будь-яка точка А кривої.

### 3.4 Параметричне рівняння гіпоціклоїди

Початкове та поточне положення механізму показані на рис. 3.5. Положення точки епіциклоїди  $A_o$  в початковому положенні (штрихова лінія) визначається заданим кутом  $\varphi_0$  нахилу радіуса  $C_oA_o$  щодо позитивного напрямку осі  $X$ . Такий кут надалі будемо називати інсталяційний.

Кут  $\varphi_0$  має знак "плюс", якщо радіус повернути в позитивному напрямку (за годинниковою стрілкою) і знак "мінус", якщо його повернути в негативному напрямку. При  $\varphi_0=0$  механізм являє собою механізм типу N, при  $\varphi_0=180^\circ$  - механізм типу V. Суцільний лінією на малюнку показано положення гіпоціклоїди, поверненою на кут  $\varphi_0=180^\circ$ .

, При повороті центру виробляючого кола С на кут  $\alpha$ , механізм займає положення, показане на малюнку.

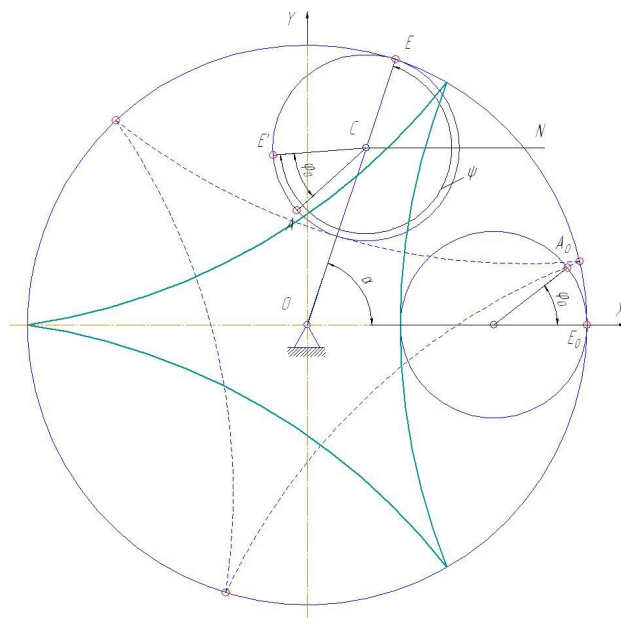


Рисунок 3.5 – До висновку рівняння гіпоціклоїди

Кут  $ACN$ , на який повернувся радіус  $C_0A_0$ , дорівнює  $\psi'$ . Відрізок  $CN$  проведено паралельно осі  $X$ , а обертання радіуса  $C_0A_0$  відбувається за годинниковою стрілкою, в негативному напрямку. В такому випадку кут радіусу  $CA$  з віссю  $X$  складе  $-(\psi - \alpha - \varphi_0)$ .

Приравнявши довжину дуг  $EE_0$  і  $EE'$ , знаходимо  $R\alpha = r\psi$ , откуда следует  $\psi = \alpha R/r = i\alpha$ . Здесь обозначено  $i = R/r$  – передаточное отношение зубчатого зацепления.

Прирівнюючи довжину  $EE_0$  і  $EE'$ , знаходимо  $R\alpha = r\psi$ , звідки слід  $\psi = \alpha R/r = i\alpha$ . Тут позначено  $i = R/r$  – передавальне відношення зубчастого зачеплення.

Тоді кут  $ACN$  з урахуванням напрямку повороту радіуса  $CA$  (за годинниковою стрілкою) буде остаточно дорівнює  $-(\alpha(i-1) - \varphi_0)$ .

Проекції ламаної  $OCA$  на осі координат будуть

$$\begin{aligned} x_a &= (R-r)\cos\alpha + r\cos(\psi - \varphi_0) = (R-r)\cos\alpha + r\cos(\psi - \varphi_0), \\ y_a &= (R-r)\sin\alpha - r\sin(\psi - \varphi_0) = (R-r)\sin\alpha - r\sin(\psi - \varphi_0). \end{aligned} \quad (3.1)$$

Виносячи  $r$  за дужки, знаходимо

$$\begin{aligned} x_a &= r[(i-1)\cos\alpha + \cos(\psi - \varphi_0)] = r[(i-1)\cos\alpha + \cos((i-1)\alpha - \varphi_0)], \\ y_a &= r[(i-1)\sin\alpha - \sin(\psi - \varphi_0)] = r[(i-1)\sin\alpha - \sin((i-1)\alpha - \varphi_0)]. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Із системи (3.2) випливає, що при  $i=2$  і  $\varphi_0=0$

$$\begin{aligned} x_a &= r(\cos\alpha + \cos\alpha) = 2r\cos\alpha, \\ y_a &= 0, \end{aligned}$$

т. з. гіпоциклоїда вироджується в діаметр направляючого кола. При зміні  $\alpha$  від 0 до  $2\pi$  величина  $x_a$  змінюється від  $2r=R$  до  $-2r=-R$ , а  $y_a=0$ . Ми отримали доказ теореми Кардана [9]. Отримані рівняння ще раз показують неефективність використання такого механізму в якості виконавчого механізму спеціалізованого преса для витяжки. Швидкість повзуна і величина крутного моменту на кривошипі в порівнянні зі звичайним кривошипно-повзуни механізм при однаковому ході повзуна подвоюються.

При  $i = 4$  гіпоциклоїда є астроїда, рівняння якої буде

$$\begin{aligned} x_a &= R\cos^3\alpha, \\ y_a &= R\sin^3\alpha. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Якщо початкова точка кривих не лежить на виробляє колі,  $R \neq d$ , тоді рівняння (3.2) мають вигляд:

$$\begin{aligned} x_a &= r[(i-1)\cos\alpha + \lambda_1 \cos((i-1)\alpha - \varphi_0)], \\ y_a &= r[(i-1)\sin\alpha - \lambda_1 \sin((i-1)\alpha - \varphi_0)]. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Рівняння кривих можна записати в узагальненому вигляді

$$\begin{aligned} x_a &= r[k_1 \cos\alpha + \lambda_1 \cos(k_1\alpha + k_2\varphi_0)], \\ y_a &= r[k_1 \sin\alpha + k_2\lambda_1 \sin(k_1\alpha + k_2\varphi_0)]. \end{aligned} \quad (3.5)$$

де коефіцієнти  $k_1$  і  $k_2$  відповідно рівні:

$$k_1=i+1, \quad k_2=1 \text{ – для епіциклоїди;}$$

$k_1=i-1$ ,  $k_2=-1$  – для гіпоціклоїди.

### 3.3 Кінематика зубчато-важільного головного виконавчого механізму

Ставиться завдання визначення аналітичних залежностей для розрахунку переміщення, швидкості і прискорення повзуна, а також кутової швидкості обертання утворить колеса в залежності від геометричних параметрів механізму.

Провідною ланкою є кривошип 1, що обертається з постійною швидкістю  $\omega$  навколо осі  $O$  (рис. 3.6). Ланка 2 нерухома, т. Е.  $\Omega_2 = 0$ . Ланка 3 здійснює переносний рух зі швидкістю  $\omega$  щодо центру  $O$  і відносно зі швидкістю  $\omega_{30}$  щодо центру  $C$ , т. Е.  $\Omega_3 = \omega + \omega_{30}$ .

За принципом оберненого руху маємо

$$\frac{\omega_3 - \omega}{\omega_2 - \omega} = i_{32}, \quad (3.6)$$

де  $i_{32} = \mp \frac{z_2}{z_3} = \mp \frac{R}{r}$  - передавальне відношення зубчастого зачеплення. Знак

мінус приймається для зовнішнього зачеплення, знак плюс - для внутрішнього, і показує напрямок обертання одного колеса щодо іншого.

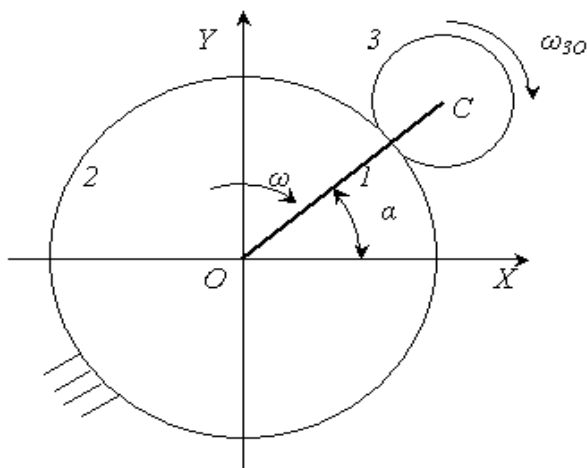


Рисунок 3.6. До визначення кутових швидкостей ланок механізму

Тому що  $\omega_2=0$ , то  $\frac{\omega_3 - \omega}{\omega} = i_{32}$ , тоді  $\omega_3 = \omega(1 - i_{32})$ .

Для плоскопаралельного руху ланки 3 знаходимо

$$\omega_{30} = \omega_3 - \omega = -\omega i_{32} \quad (3.7)$$

Рівняння (3.6) і (3.7) дозволяють визначити абсолютну і відносну кутові швидкості обертання утворить колеса 3.

Розрахункова схема кривошипного преса з зубчато-важільним головним виконавчим механізмом показана на рис. 3.7. Повторюємо, що тут розглядається лише центральний механізм, тому що дезаксіальні механізми мають спеціальне призначення і в цьому завданні особливого кінематичного ефекту не можуть дати.

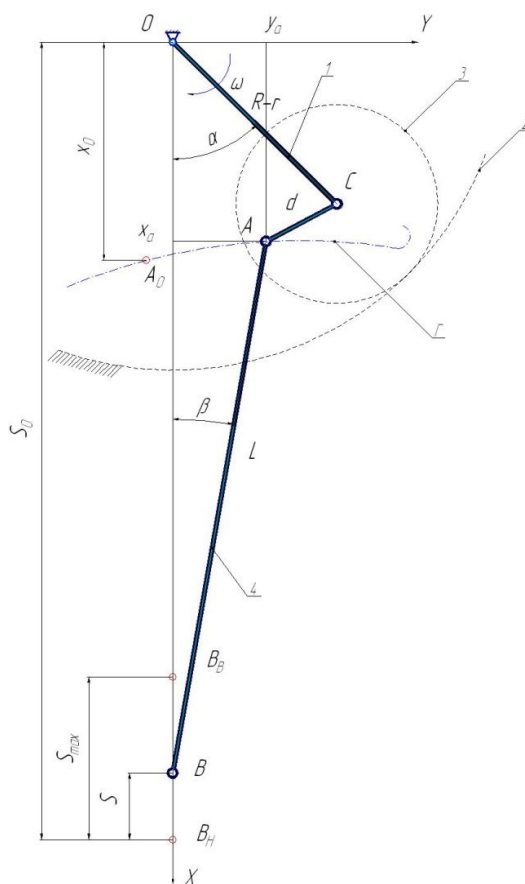


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема ГВМу кривошипного преса

Ланка ОС є радіус кола центрів, його величина  $R_r$ . Ланка СА є відстань між

точками С і А на колесі 2, довжина якого дорівнює  $d$ . Ланка АВ являє собою шатун механізму і його довжина дорівнює  $L$ . Точки ВВ і ВН позначають, відповідно крайнє нижнє (праве) і крайнє верхнє (ліве) положення повзуна при  $\alpha = 0^\circ$  і  $\alpha = 180^\circ$ . Як буде показано далі, дійсні крайні положення повзуна можуть бути при інших значеннях кута повороту кривошипа, що відрізняються від  $0^\circ$  або  $180^\circ$ .

Крива, що описує траєкторію шатунної шийки А може займати будь-яке положення щодо центру кривошипа. Її положення визначається величиною установчого кута  $\varphi_0$ .

З малюнка 3.7 випливає, що переміщення повзуна (точки В) від крайнього нижнього (переднього) положення при повороті кривошипа на кут  $\alpha$  становить

$$S = S_0 - x_a - L \cos \beta, \quad (3.8)$$

де  $S_0$  - відстань між центром О і положенням повзуна в початковому стані, т. е. відстань між точками О і ВН

$$S_0 = x_0 + L; \quad (3.9)$$

$x_0$  - координата точки А по осі Х в початковому положенні;

$x_a$  - поточна координата точки А по осі Х;

$\beta$  - кут нахилу шатуна щодо осі Х.

Для механізмів типу N  $x_0 = R \pm r \mp d$ , Для механізмів типу V -  $x_0 = R \pm r \pm d$ . Для всіх інших механізмів величина  $x_0$  визначається з рішення рівняння  $x_a(\alpha)=0$  Тут, як і раніше, верхні знаки приймаються для механізмів, що відтворюють епіциклоїда, нижні - для механізмів, що відтворюють гіпоциклоїди.

Кут  $\beta$  визначається з трикутника ABD  $\sin \beta = \frac{AD}{L} = \frac{y_a}{L}$ , тому що

$$\beta = \arcsin\left(\frac{y_a}{L}\right). \quad (3.10)$$

Швидкість повзуна визначається як похідна переміщення по часу

$$V = \omega r k_1 (k_{V1} + k_{V2} \operatorname{tg} \beta).$$

Швидкість обертання кривошипа  $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$  приймається постійною.

З узагальненого рівняння кривої (3.2) знаходимо

$$\frac{dx_a}{d\alpha} = -r k_1 [\sin \alpha + \lambda_1 \sin(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)] = -r k_1 k_{V1},$$

де позначено  $k_{V1} = \sin \alpha + \lambda_1 \sin(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)$ .

де позначено  $k_{V2} = \cos \alpha + k_2 \lambda_1 \cos(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)$ .

Таким чином, швидкість повзуна буде

$$V = \omega r k_1 (k_{V1} + k_{V2} \operatorname{tg} \beta). \quad (3.11)$$

Прискорення повзуна є похідна швидкості за часом

$$J = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega r k_1 \left( \frac{dk_{V1}}{d\alpha} + \frac{dk_{V2}}{d\alpha} \operatorname{tg} \beta + k_{V2} \frac{d \operatorname{tg} \beta}{d\alpha} \right),$$

де  $\frac{dk_{V1}}{d\alpha} = \cos \alpha + \lambda_1 k_1 \cos(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0) = k_{J1}$ ,

$$\frac{dk_{V2}}{d\alpha} = -(\sin \alpha + \lambda_1 k_1 k_2 \sin(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)) = k_{J2},$$

$$\frac{d \operatorname{tg} \beta}{d\alpha} = \frac{1}{(\cos \beta)^2} \frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{1}{(\cos \beta)^2} \frac{1}{L \cos \beta} r k_1 k_{V2} = \frac{r k_1 k_{V2}}{L \cos^3 \beta}.$$

Таким чином, прискорення повзуна буде

$$J = \omega^2 r k_1 \left( k_{J1} + k_{J2} \operatorname{tg} \beta + \frac{r k_1 k_{V2}^2}{L \cos^3 \beta} \right). \quad (3.12)$$

Зауважимо, що спроба спростити формули для переміщення, швидкості і прискорення шляхом подання кута  $\beta$  через кут  $\alpha$ , розкладанням вираження в біном Ньютона і зневаги малими складовими, не приводить до спрощення залежностей.

Як приклад, на рис. 3.8 - 3.10 показані залежності переміщення, швидкості і

прискорення експериментальної установки (див. розділ 4). Параметри механізму установки наступні:  $R = 72$  мм;  $r = 24$  мм;  $d = 16,8$  мм;  $L = 190$  мм;  $\omega = 6,28$  с<sup>-1</sup>;  $\varphi_0 = 180^\circ$ . Для порівняння на малюнках штриховими лініями представлені аналогічні залежності для кривошипно-ползунного механізму з таким же ходом повзуна і тими ж значеннями довжини шатуна  $L$  і кутової швидкості кривошипа  $\omega$ . Розрахунок проводився за допомогою програми MathCAD (додаток 1).

### 3.6 Результати кінетостатичного аналізу ЗРГВМу

Як приклад на рис. 3.13 - 3.16 наведені результати кінетостатичний розрахунок виконавчого механізму експериментальної установки. Навантаження на повзунів імітувалося лінійної навантаженням із заданим коефіцієнтом жорсткості. Для порівняння на рис. 3.15 і 3.16 приведені залежності приведенного плеча  $m_{kcp}$  і крутного моменту  $M_{kcp}$  для звичайного кривошипно-ползунного механізму з однаковим ходом та ідентичними умовами навантаження.

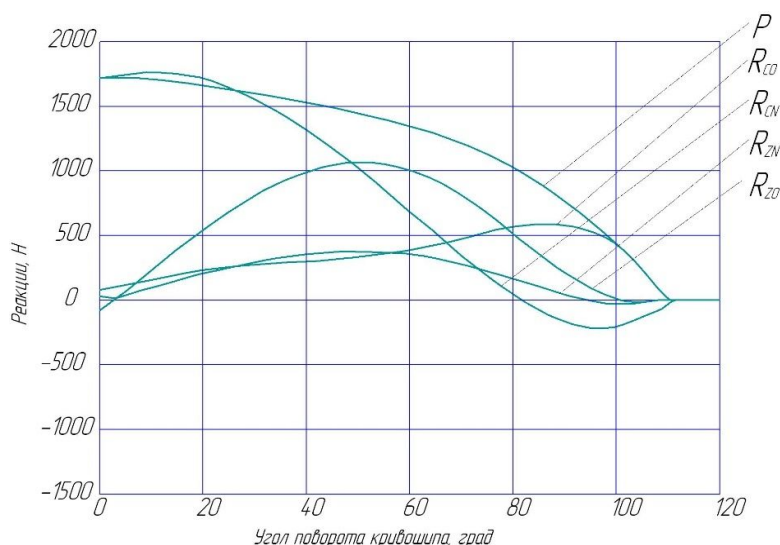


Рисунок 3.13 – Графік залежності сил в зубчастому зачепленні і шарнірі С

З рис. 3.15 і рис. 3.16 слідують очевидні переваги зубчато-важільного ГВМу в порівнянні з кривошипно-повзунни механізм з точки зору статки. Величина

наведеного плеча крутного моменту на ділянці робочого ходу (до 60-70°) значно менше наведеного плеча в кривошипно-повзуні механізм. Ця обставина зайвий раз підтверджує взаємозв'язок величини крутного моменту на ведучому ланці з першої передавальної функцією механізму. Зменшення рушійного крутного моменту при однаковій силі технологічного опору на повзуніві веде до зменшення роботи робочого ходу і, як наслідок, зниження витрат енергії за один технологічний цикл, тому що зменшення настановної потужності електродвигуна і моменту інерції маховика.

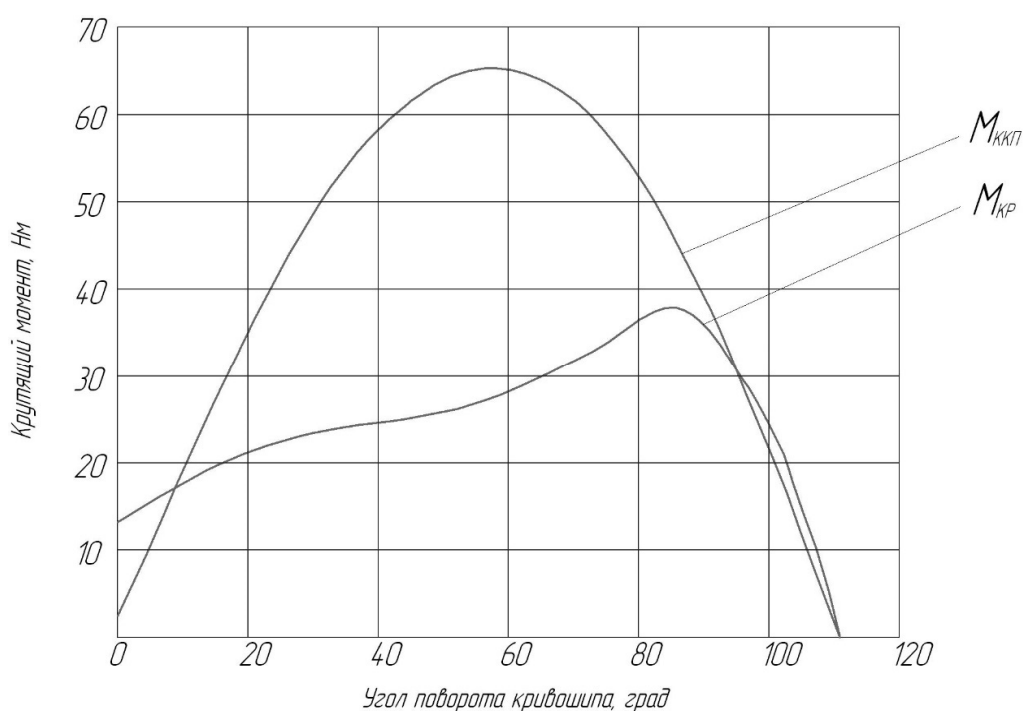


Рисунок 3.16 – Графік залежності крутного моменту

## 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРЕСА З ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ В ГВМІ

### 4.1 Експериментальна установка і методика її досліджень

Експериментальні дослідження зубчасто-важільного виконавчого механізму проведені з метою перевірки основних припущень, прийнятих при теоретичному аналізі.

Дослідження проводилися на експериментальній установці, яка представляє, по суті, модель кривошипного преса з зубчато-важільним головним виконавчим механізмом номінальним зусиллям 50 кН.

Складальне креслення експериментальної установки представлено на рис. 4.1.

Зміна параметрів механізму здійснювалась шляхом перевстановлення утворюючого колеса 7 щодо нерухомого направляючого колеса 8 (зміна установчого кута  $\varphi_0$ ) і переустановлення пальця кривошипа в новий отвір (зміна ексцентриситету  $d$ ). Розміри зубчастих коліс залишалися незмінними.

Основні геометричні параметри установки наступні:

- Радіус ділильного кола нерухомого колеса - 72 мм;
- Радіус ділильного кола утворює колеса - 24 мм;
- Передавальне відношення зубчастого зачеплення - 3;
- Модуль зубчастого зачеплення - 2 мм
- Вихідний ексцентриситет підвіски шатуна - 16,8 мм (0,7r);
- Інтервал зміни ексцентриситету - 14,4-19,2 мм;
- Довжина шатуна 190 мм;
- Діаметр корінних опор кривошипного вала - 48 мм;
- Діаметр опори ексцентрика - 62 мм;
- Діаметр шарніра великий головки шатуна - 18 мм;

- Діаметр з'єднувального пальця шатуна з повзуном - 8 мм.

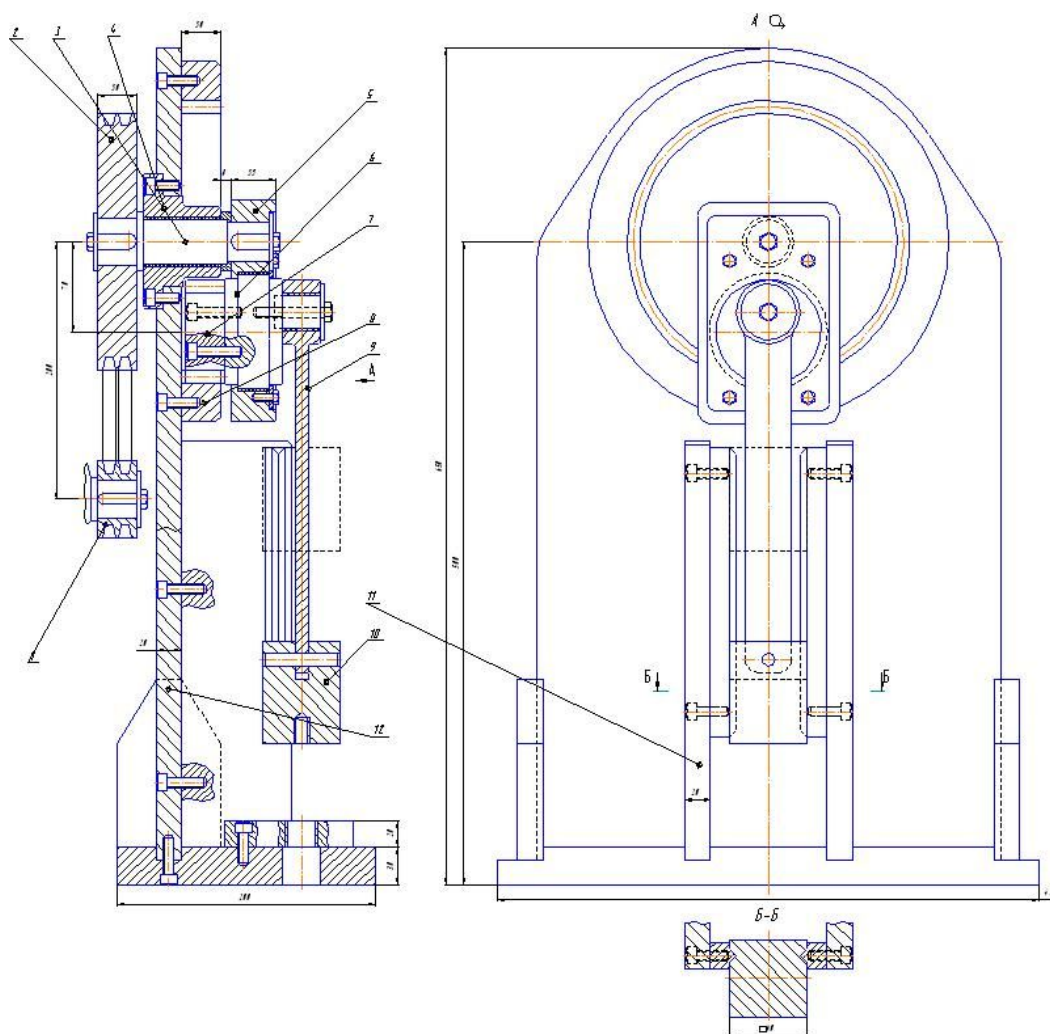


Рисунок 4.1 – Експериментальна установка

Для зіставлення результатів експериментальних досліджень все теоретичні розрахунки виконані для експериментальної моделі преса. Для можливості інтерпретації їх на інші конструкції пресів вихідні дані задавалися в відносних величинах (коефіцієнт шатуна, коефіцієнт ексцентриситету підвіски шатуна).

Експериментальні дослідження проводилися в двох напрямках: дослідження кінематичних характеристик механізму і дослідження силового режиму його роботи.

Кут повороту кривошипного валу візуально відраховується по мітках,

нанесеним на маховику з інтервалом  $1^\circ$ . Переміщення повзуна в областях близьких до крайнього нижнього і крайнього верхнього положення через малі переміщення вимірювалося за допомогою індикатора годинникового типу (з похибкою вимірювань  $0,01$  мм). На решті частини ходу повзуна переміщення вимірювалося мірної лінійкою.

При дослідженнях статичного режиму роботи механізму ставилося завдання визначення величини крутного моменту на кривошипному валу для подолання заданого навантаження на повзуніві.

Очевидно, що збіг теоретичних та експериментальних значень крутного моменту підтверджує правомочність прийнятих передумов, тому визначення реакцій і навантажень в шарнірах і ланках не проводилося.

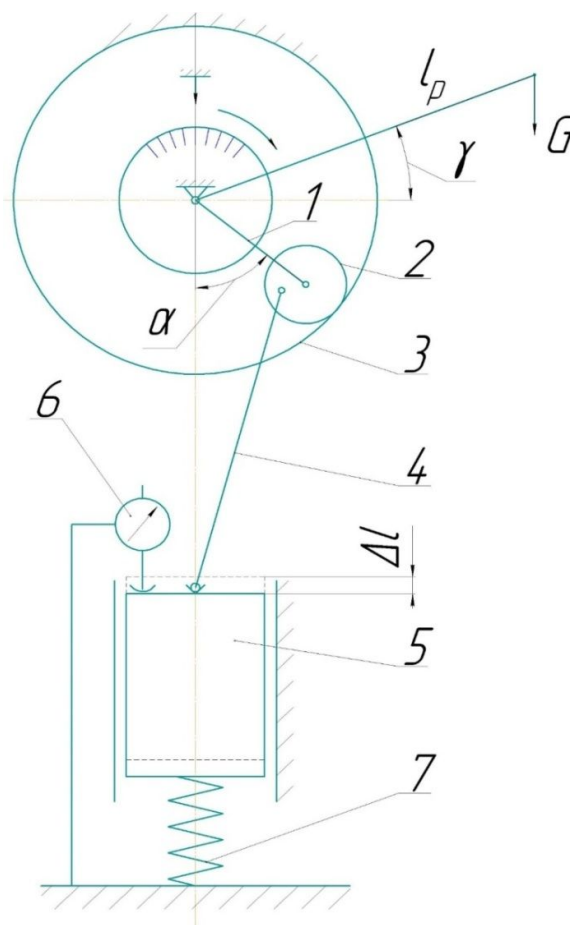


Рисунок 4.2 – Схема експериментальних досліджень

Технологічна навантаження на повзунові імітувалась лінійної навантаження характеристикою за допомогою спіральної циліндричної пружини. Таке уявлення навантаження цілком допустимо, т. К. Деякі технологічні операції штампування дійсно представляються у вигляді лінійної або близькою до неї залежно [24, 26, 30]. Лінійне навантаження на повзунові виникає при дослідженні силового навантаження ковальсько-штампувальних машин за допомогою так званих «Крешер». Нарешті, при збігу результатів розрахунків і експериментальних даних для будь-якої навантаження, збіг гарантовано і для інших навантажень.

Пружина має зовнішній діаметр 47 мм, діаметр дроту 6 мм, довжина в стислому стані 60 мм, крок витків 11 мм. Таріровка пружини показала її жорсткість 46 Н / мм.

#### 4.2 Результати дослідження кінематичних властивостей роботи механізму

Результати експериментальних досліджень кінематичних характеристик показані на рис. 4.3. З малюнка слід, що результати теоретичних і експериментальних досліджень кінематичних характеристик практично повністю збігаються. Похибка результатів вимірів лежить в межах точності вимірювальних інструментів. Середня абсолютна похибка становить 2,12% при максимальній похибки 3,93%, що приблизно відповідає точності вимірювальних інструментів.

Результати експериментального дослідження силового режиму представлені на рис. 4.4. Кількісні результати експериментальних досліджень статички механізму наведені в таблиці 4.1 і 4.2.

У таблиці 4.1 позначено:

$M_{\epsilon}$  – експериментальне значення максимального крутного моменту на кривошипі;

$M_{\text{cp}}$  – середнє значення максимального моменту за результатами 16 вимірювань.

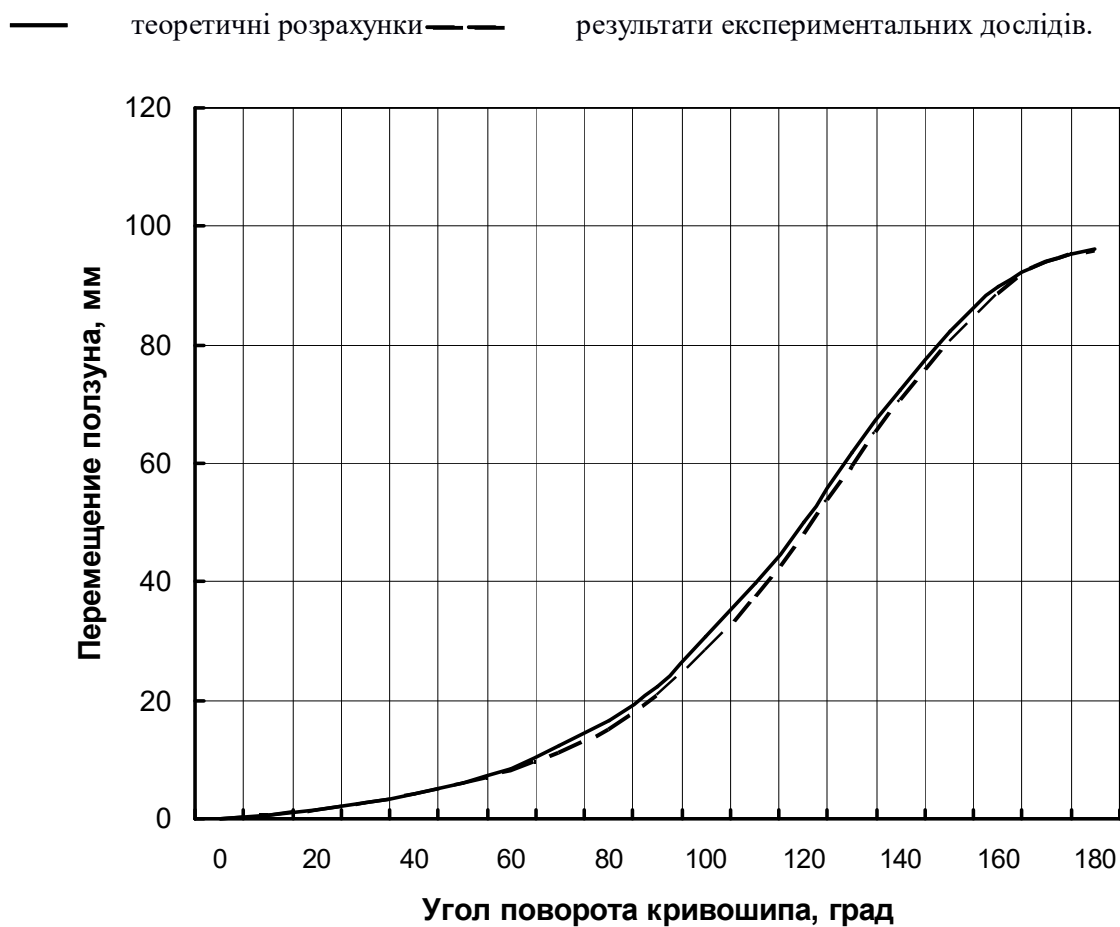


Рисунок 4.3 - Результати експериментального дослідження кінематичних характеристик механізму

У таблиці 4.2 наведені результати зіставлення теоретичних і експериментальних даних зміни крутного моменту на кривошипі при його повороті в межах кута робочого ходу.

У таблиці 4.2 позначено:

$M_e$  – експериментальне значення крутного моменту на кривошипі;

$M_T$  – теоретичне значення крутного моменту на кривошипі;

$\alpha$  – кут повороту кривошипа;

$M_{cp}$  – середнє значення експериментального моменту.

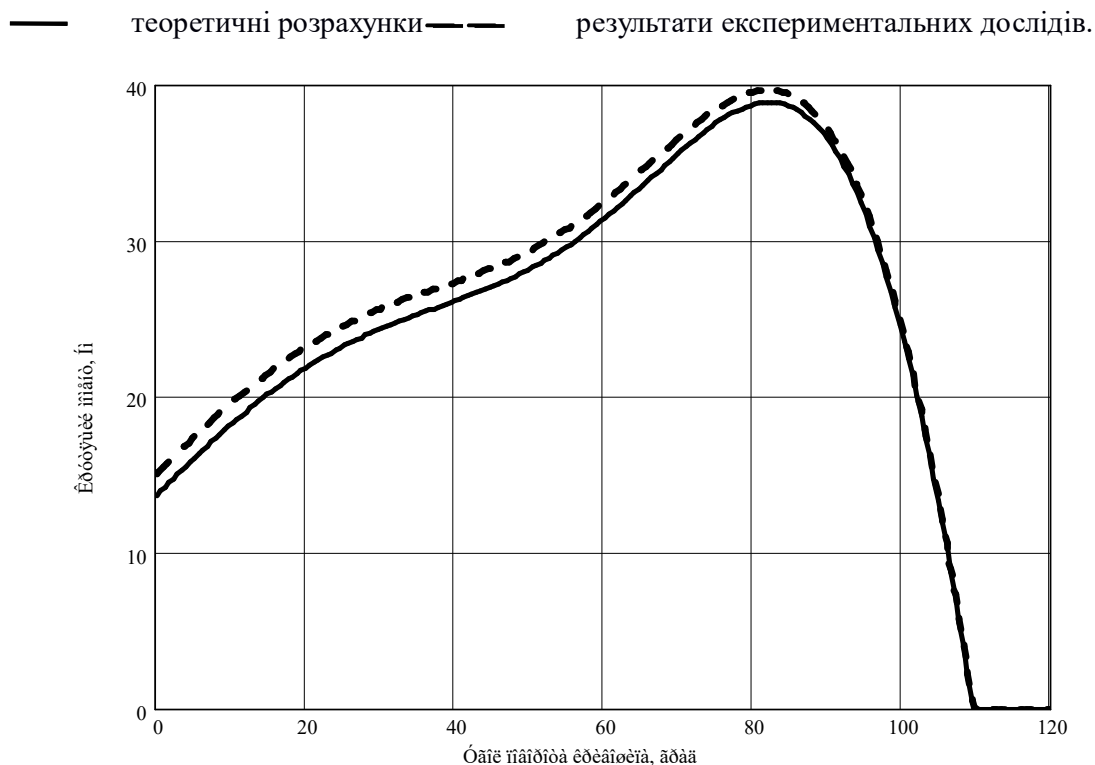


Рисунок 4.4 – Результати експериментального дослідження силового режиму роботи механізму

Аналіз рис. 4.4 показує меншу точність збігу теоретичних і експериментальних досліджень. Середня похибка експериментальних і теоретичних даних становить 7,7%. Основною причиною такої розбіжності є, перш за все, статичний характер досліджень, коли в кінці кожного навантаження механізм перебував у стані статичної рівноваги і коефіцієнт тертя в шарнірах зростав (коефіцієнт тертя спокою). Іншою причиною збільшеної похибки є брак інформації про механічні характеристики матеріалу капролон (перш за все, коефіцієнта тертя), який був використаний в якості підшипників ковзання в усіх опорах механізму. Вибір такого матеріалу в якості підшипника ковзання обумовлений прагненням зменшити коефіцієнт тертя в опорах і шарнірах. Застосування його в експериментальній установці цілком допустимо і, природно, не може бути рекомендовано для промислового використання. У теоретичних

розрахунках коефіцієнт тертя капролона по стали прийнятий 0,03, що очевидно нижче реального значення.

Цікаво відзначити, що похибка збільшується при підході повзуна до крайнього нижнього положення. Незважаючи на те, що зусилля на повзуніві зростає, в силу кінематичних особливостей крутний момент і реакція в шарнірі С зменшуються. Одночасно зменшуються швидкості ковзання в шарнірах А і В (переміщення повзуна найменше).

#### 4.3 Кількісна та якісна оцінка експериментальних даних

З огляду на досить високу ступінь збігу експериментальних і теоретичних даних при дослідженні кінематичних характеристик, оцінка результатів експериментальних досліджень проведена тільки для аналізу статичного режиму роботи механізму, при якому похибка вимірювань виявилася вищою.

Оцінка достовірності експериментальних досліджень проводилася відповідно до вимог ГОСТ 8.207-76 «Прямі вимірювання з багаторазовими спостереженнями. Методи обробки результатів спостережень », а також за прийнятими методам оцінки експериментальних даних [26, 75].

Як кількісного показника результатів експериментальних даних прийнято значення максимального крутного моменту  $M_{\max}$  на кривошипі.

#### Довірчі кордону випадкової похибки

Середнє арифметичне значення максимально крутного моменту становить 41,8 Нм. Довірчі межі визначені за формулою

$$\varepsilon = tS(A), ii \quad (4.1)$$

де  $t$  - критерій Стьюдента;

$S(A)$  - оцінка середнього квадратичного відхилення результатів вимірювання

$$S(A) = \sqrt{\frac{\sum_1^n (M_i - M_{cp})^2}{n(n-1)}}, \quad (4.2)$$

$M_i$  -  $i$ -е значення вимірюючого максимального моменту;

$M_{cp}$  - середнє арифметичне значення з серії вимірювань;

$n$  - число вимірювань (16).

При довірчій ймовірності  $P = 0,95$  коефіцієнт Стюдента дорівнює 2,13, оцінка  $S(A) = 0,385$  і тоді довірчі кордону випадкової похибки рівні  $\varepsilon = \pm 0,812$ .

Перевірка приналежності результатів експериментів до нормального розподілу

Перевірка приналежності результатів експериментів до нормального розподілу проводилася за критерієм [26]

$$d_1 < d \leq d_2, \quad (4.3)$$

де  $d_1$ ,  $d_2$  - відповідно нижній і верхній квантилі розподілу;

$d$  - складовою критерій

$$d = \frac{\sum_1^n |M_i - M_{cp}|}{nS^*}, \quad (4.4)$$

$S^*$  - зміщена оцінка середнього квадратичного відхилення

$$S^* = \sqrt{\frac{\sum_1^n (M_i - M_{cp})^2}{n}}.$$

При  $n=16$  и  $P=0,95$   $S^*=1,489$ ,  $d=0,881$ , квантилі розподілу по ДСТ 8.207-76 равны  $d_1=0,7236$ ,  $d_2=0,8884$ , т. е.  $d_1 = 0.7236 < d = 0.881 \leq d_2 = 0.8884$ . Отже, результати спостережень належать нормальному розподілу.

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність (повторюваність) проводилася за критерієм Кохрена [75]

$$K_{кр} \leq K_{кт}, \quad (4.4)$$

де  $K_{кр}$  - розрахунковий критерій Кохрена

$$K = \frac{\max D_i}{\sum_{i=1}^m D_i}, \quad (4.5)$$

$\max D_i$  – найбільше значення дисперсій з числа розглянутих паралельних серій  $m$ ;

$\sum_{i=1}^m D_i$  – сума дисперсій  $m$  серій;

$K_{кт}$  – теоретичний критерій Кохрена.

Дисперсія  $n$  измерений  $i$ -ї сериї испытаний определяется по формуле

$$D_i = \frac{\sum_{j=1}^n (M_{ij} - M_{ср})^2}{n - 1}. \quad (4.6)$$

Результати експериментальних досліджень і їх обробка за допомогою прикладного пакету Excel наведені в табл. 4.1.

При числі вимірювань в кожній серії  $n = 16$ , трьох серіях вимірювань  $m = 3$  і довірчої ймовірності  $P = 0,95$  теоретичний коефіцієнт Кохрена  $K_{кт} = 0,55$  [75]. Для проведених 3-х серій досліджень отримано  $D_1 = 3,1207$ ,  $D_2 = 2,2962$ ,  $D_3 = 2,710$ , тоді  $\max D_i = 3,1207$ ,  $\sum D_i = 8,1268$  і, нарешті,  $K_{кр} = 0,3840$ . Так як  $K_{кр} < K_{кт}$ , експерименти вважаються відтворюваними.



$$D_a = \frac{\sum_1^n (M_T - M_{\text{exp}})^2}{n - d},$$

$M_{\text{exp}}$  – середнє експериментальне значення крутного моменту з  $m$  серій досліджень;

$d$  – число незалежних змінних теоретичного рівняння;

$D_{\text{cp}}$  – середня дисперсія всього експерименту з  $m$  серій

$$D_{\text{cp}} = \frac{\sum_1^m \sum_1^n (M_T - M_e)^2}{mn};$$

$M_T$  - теоретичне значення крутного моменту;

$M_e$  - експериментальне значення крутного моменту;

$K_{\text{фт}}$  - теоретичний критерій Фішера.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень і їх обробка за допомогою прикладного пакету Excel наведені в табл. 4.2.

При числі вимірювань  $n = 12$  в кожній з  $m = 3$  серій при довірчій ймовірності  $P = 0,95$  теоретичний коефіцієнт Фішера  $K_{\text{фт}} = 2,4$  [75]. Для проведених 3-х серій досліджень отримано  $D_a = 1,813$ ,  $D_{\text{cp}} = 2,046$ ,  $K_{\text{фе}} = 0,8862$ . Так як  $K_{\text{фе}} < K_{\text{фт}}$ , теоретичні результати адекватні експериментальним даним.

Таблиця 4.2 – Оцінка адекватності експерименту і теорії (Критерій Фішера)

| № опытов | Угол α | Мт, Нм | Ме, Нм |        |        |        |        | Мср    | (Мср-Мт) <sup>2</sup> | Дисперсія |
|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------------------|-----------|
|          |        |        | Серии  |        |        |        |        |        |                       |           |
|          |        |        | A      | B      | C      | D      | E      |        |                       |           |
| 1        | 0      | 13,610 | 14,500 | 15,100 | 14,800 | 13,900 | 14,720 | 14,604 | 0,988                 | 1,149     |
| 2        | 10     | 18,130 | 18,400 | 18,900 | 19,900 | 18,800 | 18,510 | 18,902 | 0,596                 | 0,878     |
| 3        | 20     | 21,760 | 22,700 | 23,300 | 23,800 | 22,800 | 22,500 | 23,020 | 1,588                 | 1,809     |
| 4        | 30     | 24,250 | 26,100 | 25,100 | 24,800 | 27,200 | 25,700 | 25,780 | 2,341                 | 3,051     |
| 5        | 40     | 26,030 | 27,900 | 26,900 | 27,100 | 26,600 | 27,800 | 27,260 | 1,513                 | 1,771     |
| 6        | 50     | 28,070 | 29,500 | 29,450 | 28,100 | 29,120 | 30,100 | 29,254 | 1,402                 | 1,835     |
| 7        | 60     | 31,260 | 32,900 | 31,300 | 32,300 | 32,900 | 32,800 | 32,440 | 1,392                 | 1,767     |
| 8        | 70     | 35,470 | 38,300 | 36,200 | 36,500 | 36,900 | 37,500 | 37,080 | 2,592                 | 3,154     |
| 9        | 80     | 38,600 | 40,560 | 39,100 | 41,140 | 40,660 | 42,200 | 40,732 | 4,545                 | 5,549     |
| 10       | 90     | 36,410 | 37,700 | 37,400 | 38,400 | 38,900 | 36,900 | 37,860 | 2,103                 | 2,609     |
| 11       | 100    | 23,990 | 24,600 | 24,800 | 24,700 | 25,100 | 25,450 | 24,930 | 0,884                 | 0,979     |
| 12       | 110    | 0,000  | 0,000  | 0,000  | 0,000  | 0,000  | 0,000  | 0,000  | 0,000                 | 0,000     |
| Итого    |        |        |        |        |        |        |        |        | 19,943                | 24,551    |

Дісперсія адекватності= 1,813

Середня дисперсія= 2,046

Критерій Фішера= 0,88617

Похибка по дисперсії адекватності = 7,7235 %

## 5 ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГВМУ З ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ І МЕТОДИ ЙОГО СИНТЕЗУ

### 5.1 Вплив геометричних параметрів механізму на кінематичні характеристики

Отримані аналітичні залежності для розрахунку кінематики механізму дозволяють встановити якісне і кількісне вплив геометричних розмірів механізму на його кінематичні характеристики. Перш за все, необхідно відзначити важливу обставину. Для кривошипно-ползунного механізму є тільки 2 незалежні параметри, які визначають кінематику механізму і зміна яких, може змінити характер кінематичних характеристик - радіус кривошипа  $R$  і довжина шатуна  $L$ . Однак значення радіуса  $R$  визначається величиною номінального ходу повзуна, а довжина шатуна  $L$  вельми мало змінює кінематику механізму [35, 57]. Так, довжина шатуна практично не змінює закон переміщення повзуна, при зменшенні довжини шатуна незначно зростає і зміщується пік швидкості повзуна, і тільки прискорення змінюється як за величиною, так і за характером.

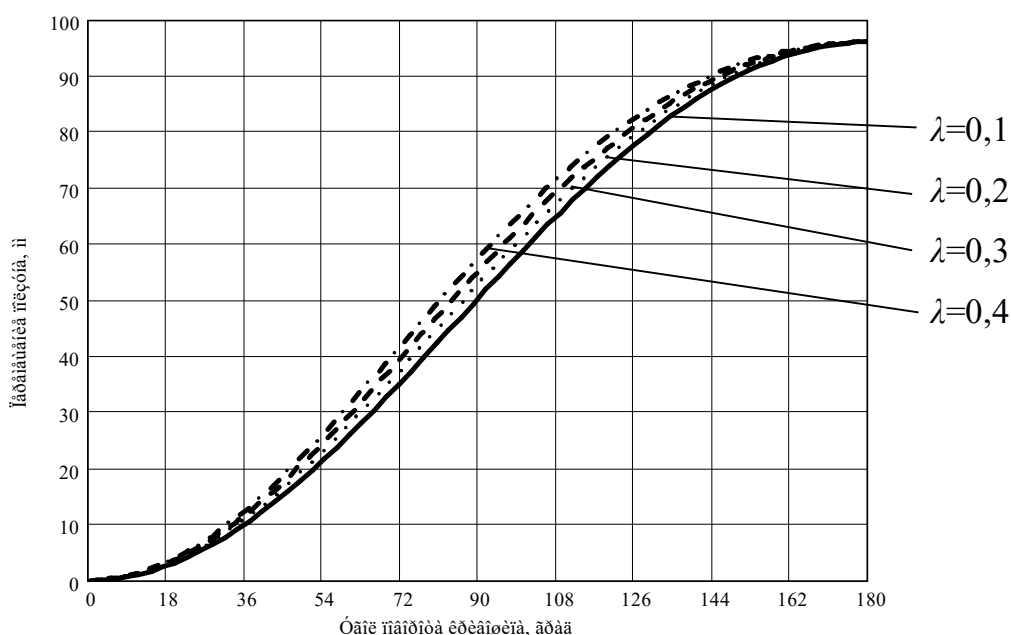


Рисунок 5.1 – Зміна переміщення повзуна при різних значеннях  $\lambda$

На рис. 5.1 - 5.3 показані криві переміщення, швидкості і прискорення повзуна кривошипно-ползунного механізму в залежності від величини коефіцієнта шатуна  $\lambda$ . Максимальний хід і число ходів механізму дорівнюють відповідним значенням експериментального преса До 0017.

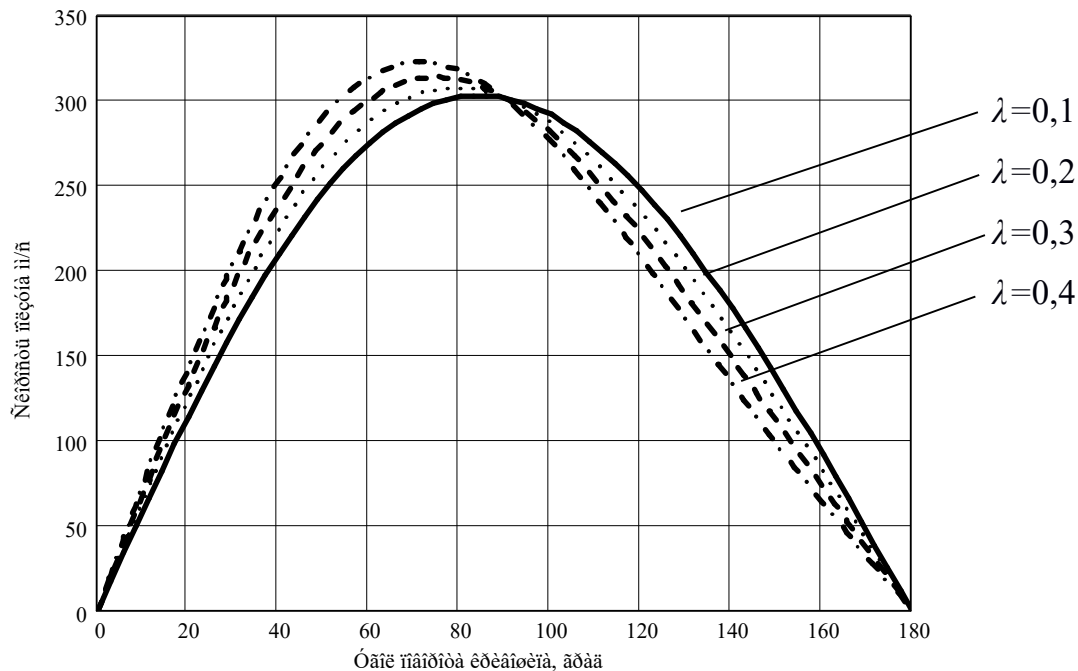


Рисунок 5.2. – Зміна прискорення повзуна при різних значеннях  $\lambda$

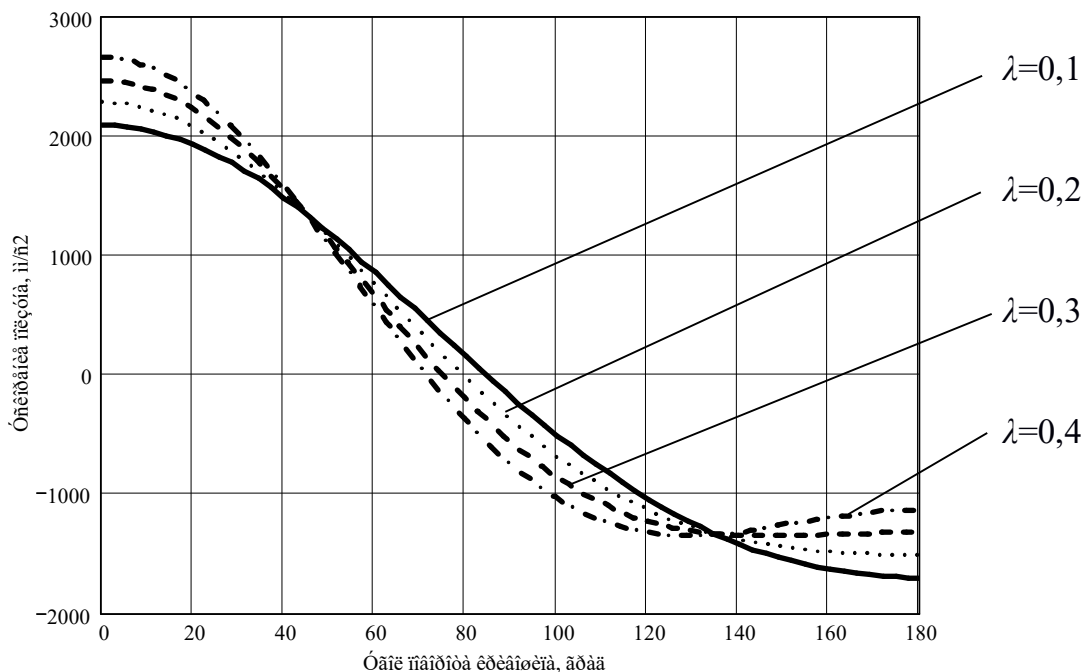


Рисунок 5.3 – Змінення прискорення повзуна при різноманітних значеннях  $\lambda$

Для ЗРГВМа параметри механізму  $X$  є сукупність п'яти параметрів

$$X \in (R, r, d, L, \varphi_0),$$

що дозволяє, по-перше, забезпечити значну трансформацію всіх трьох кінематичних характеристик механізму, а по-друге, значно розширюється спектр можливих варіантів комбінації параметрів.

Залежно від умов синтезу механізму деякі параметри є залежними, інші - незалежними. Так, величини радіусів зубчастих коліс  $R$  і  $r$  визначаються номінальним ходом та передавальним відношенням, тому їх вибір не вільний і вони не можуть бути об'єктами оптимізації.

Зміна всіх інших параметрів призводить до істотної зміни характеру переміщення, швидкості і прискорення повзуна.

## 5.2 Вплив ексцентриситету підвіски шатуна

Зміна значення ексцентриситету  $d$  призводить до зміни форми гіпоциклоїди.

При  $d = r$  гіпоциклоїда є звичайною, зі стрибкоподібним зміною характеру (радіуса кривизни) в початкових точках. Незважаючи на досить сприятливий характер зміни швидкості повзуна, величина максимального значення швидкості і прискорення стають неприпустимими.

При  $d < r$  гіпоциклоїда стає укороченою, в початкових точках якої відбувається плавна зміна радіуса кривизни, що призводить до зниження як максимальної швидкості повзуна (рис. 5.4), так і прискорення. Зменшення величини ексцентриситету призводить до зміщення центру ваги кривої швидкості вліво, тому що до збільшення коефіцієнта заповнення  $i$ , отже, зменшення піку швидкості. При  $d < (0,3-0,5) r$  гіпоциклоїда все більше наближається до кола та кінематичний ефект механізму знижується.

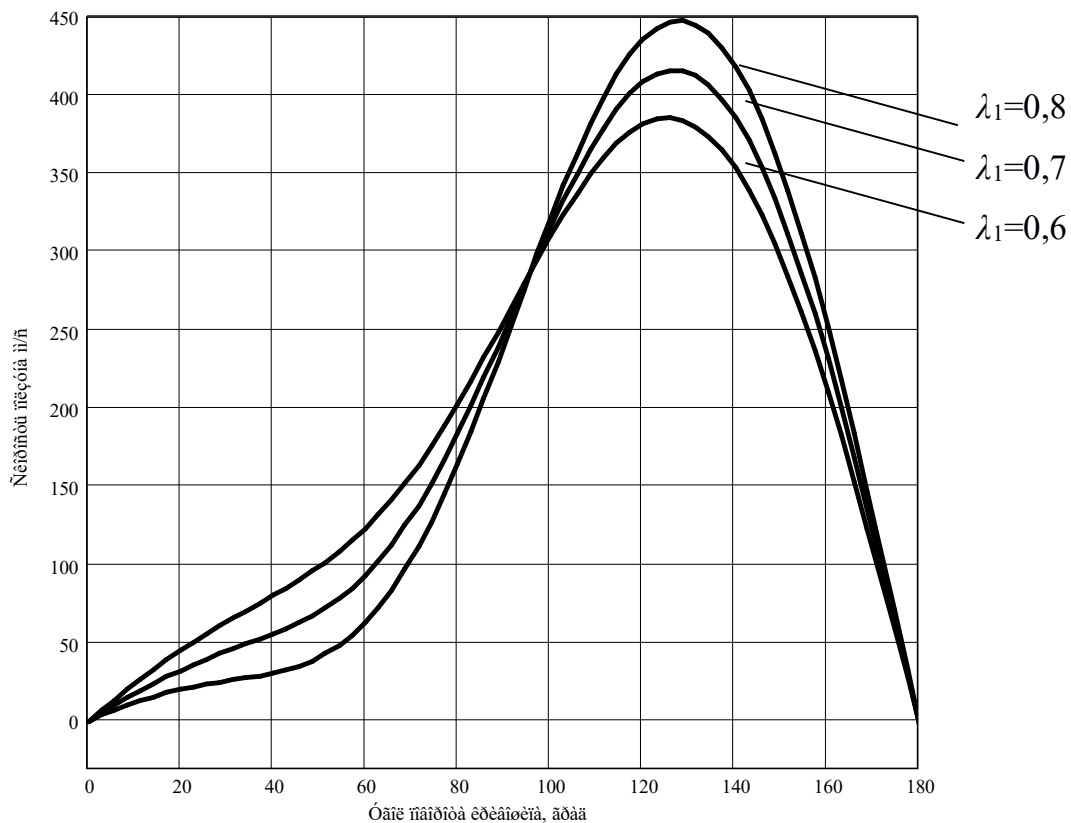


Рисунок 5.4 – Зміна швидкості повзуна при різних значеннях  $\lambda_1$

З цього можна зробити висновок, що оптимальне значення коефіцієнта підвести шатуна  $\lambda_1$  (ексцентриситету  $d$ ) має лежати в межах 0,6-0,8. Більш точне значення коефіцієнта  $\lambda_1$  має бути встановлено після спільного з іншими параметрами аналізу характеру швидкості повзуна.

### 5.3 Вплив довжини шатуна

У ЗРГВМу на відміну від кривошипно-повзунного механізму довжина шатуна надає дуже важливий вплив на характер зміни кінематичних характеристик механізму.

Дійсно, як впливає з рис. 2.2, при довжині шатуна більше радіуса кривизни, точка А підвісу шатуна після проходження початкової точки  $A_1$  нормальної гіпоциклоїди, що відповідає куту повороту кривошипа  $60^\circ$ , буде переміщатися в зворотному напрямку, в результаті чого повзун зробить короткий зворотний хід, а потім знову буде переміщатися в прямому напрямку до крайнього

нижнього положення ( «дихання повзуна»). З іншого боку, при довжині шатуна менше радіуса кривизни, навіть при зміщенні точки А в зворотному напрямку до точки вершини гіпоціклоїди AV в крайньому положенні, точка з'єднання шатуна з повзуном буде продовжувати рух в прямому напрямку. Вказана обставина розширює можливості оптимізації параметрів механізму з метою забезпечення найбільш сприятливого закону переміщення повзуна і відкриває можливості для використання розглянутого механізму для здійснення т. Н. пульсаційної витяжки. Як приклад на рис. 5.5-5.6 показані графіки переміщення і швидкості повзуна на ділянці робочого ходу експериментального преса при різних величинах довжини шатуна. З рис. 5.6 особливо наочно видно, що зменшення довжини шатуна призводить не тільки до відсутності короткого зворотного ходу повзуна, а й забезпечує більшу постійність швидкості в період робочого ходу. 6 показані графіки переміщення і швидкості повзуна на ділянці робочого ходу експериментального преса при різних величинах довжини шатуна. З рис. 5.6 особливо наочно видно, що зменшення довжини шатуна призводить не тільки до відсутності короткого зворотного ходу повзуна, а й забезпечує більшу постійність швидкості в період робочого ходу. 6 показані графіки переміщення і швидкості повзуна на ділянці робочого ходу експериментального преса при різних величинах довжини шатуна.

#### 5.4 Вплив установного кута нерухомої шестерні

Установчий кут  $\varphi_0$  нерухомою шестерні вельми значно впливає на характер кінематичних характеристик механізму.

Як і для величини ексцентриситету, зміна установчого кута призводить до зміни повноти графіка швидкості і піку швидкості. Однак найбільш важливим явищем є зміщення крайніх верхнього і нижнього положень повзуна.

ползуна.

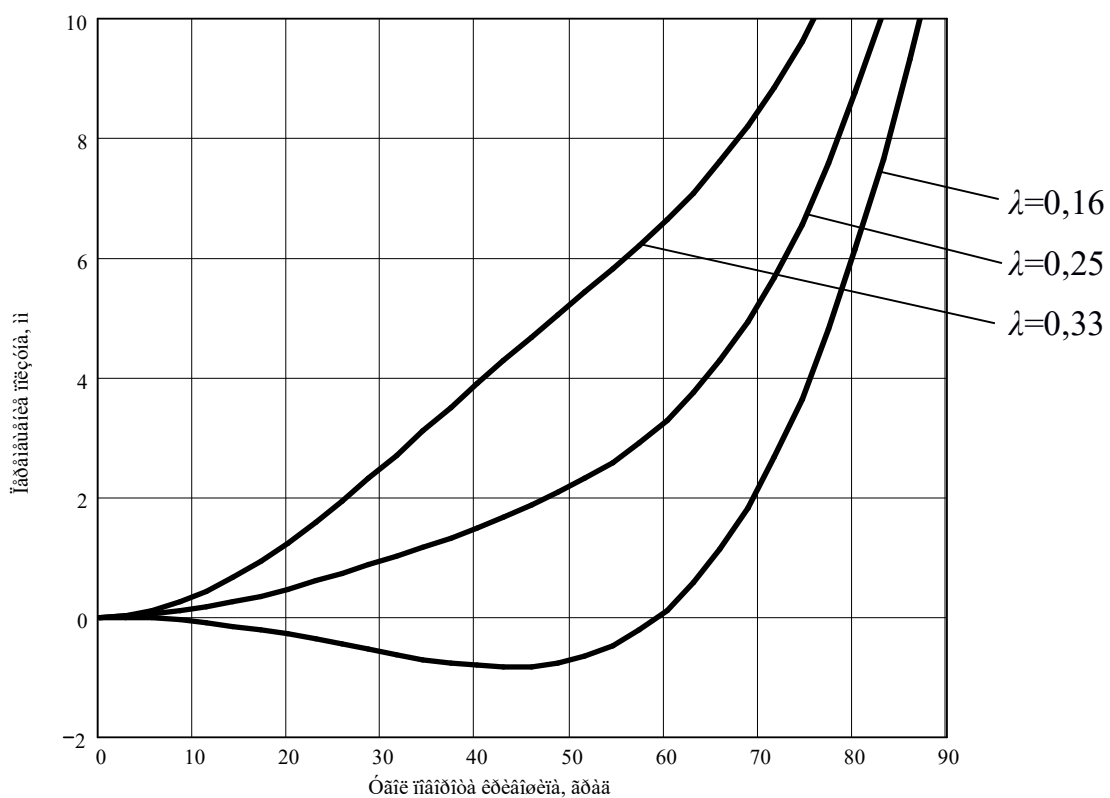


Рисунок 5.5 – Залежність переміщення повзуна від довжини шатуна

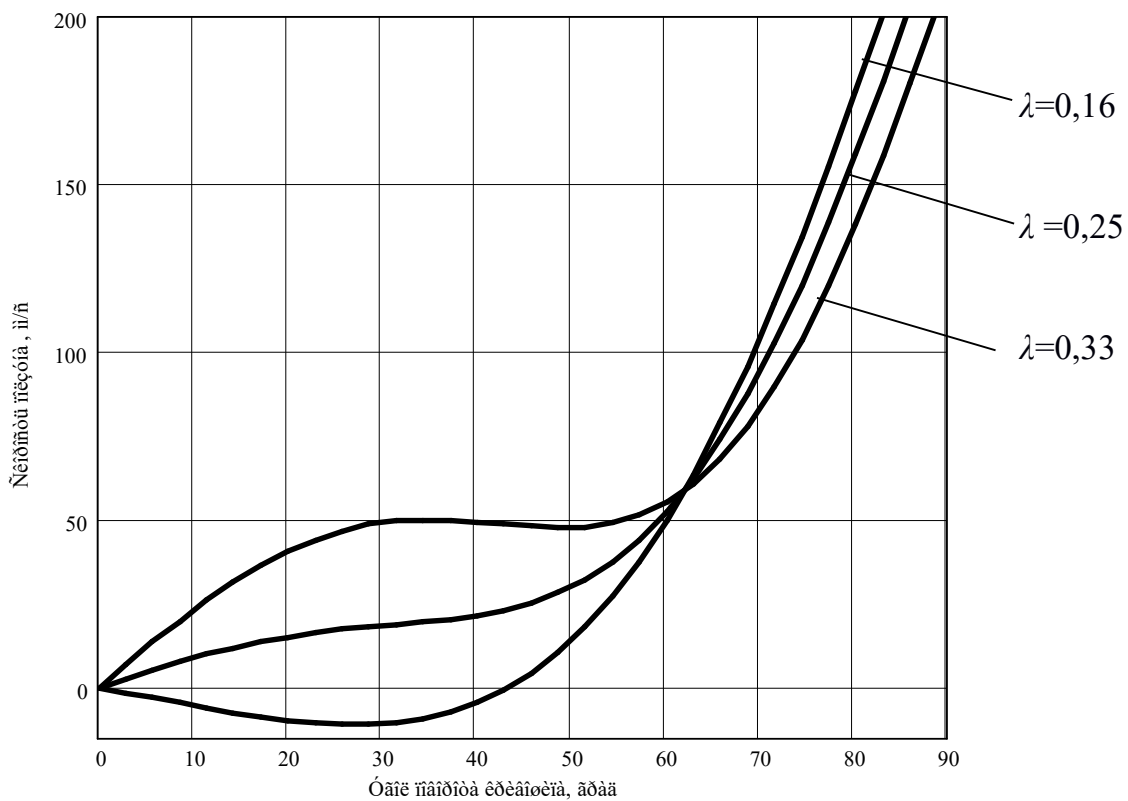


Рисунок 5.6 – Залежність швидкості повзуна від довжини шатуна

З малюнка слід, що при установочному куті  $\varphi_0 > 180^\circ$  повзун після проходження крайнього положення кривошипа ( $\alpha = 0$ ) продовжує прямий хід і досягає крайнього положення при куті  $\alpha_{\text{кнп}} < 0^\circ$ . Повзун при цьому переходить своє теоретичне нижнє положення на величину  $S_{\text{кнп}}$ . При зворотному ході крайнє заднє (верхнє) положення досягається при куті  $\alpha_{\text{квп}} > 180^\circ$  з відповідним переходом повзуна теоретичного верхнього положення на величину  $S_{\text{квп}}$ . Звідси випливає важливий висновок про зміну тривалості прямого і зворотного ходу. Так, збільшення кута  $\varphi_0$  від початкового значення  $180^\circ$ , призводить до того, що період прямого ходу повзуна буде збільшуватися пропорційно кутку прямого ходу  $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{квп}} - \alpha_{\text{кнп}} > 180^\circ$ , а період зворотного холостого ходу зменшуватися пропорційно кутку зворотного ходу  $\alpha_{\text{о}} = 360 - \alpha_{\text{квп}} + \alpha_{\text{кнп}} < 180^\circ$   $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{квп}} - \alpha_{\text{кнп}} > 180^\circ$ .

В теорії механізмів відношення тривалості періодів прямого і зворотного ходу повзуна називається коефіцієнтом збільшення швидкості зворотного ходу  $K$ , що показує у скільки разів середня швидкість зворотного ходу більше середньої швидкості прямого ходу [31]. Таким чином, зміна величини установочного кута  $\varphi_0$ , в ЗВРГМі забезпечує меншу середню швидкість прямого ходу повзуна в порівнянні зі швидкістю зворотного ходу, що, в свою чергу, сприяє поліпшенню швидкісних умов деформування металу, тому що відповідає поставленій меті використання розглянутого механізму.

На рис. 5.8 показана залежність коефіцієнта збільшення швидкості від установочного кута. З малюнка слід, що збільшення кута  $\varphi_0$  і коефіцієнта  $\lambda_1$  призводять до значного збільшення тривалості прямого ходу і, отже, зменшення середньої швидкості прямого ходу, що цілком відповідає поставленим завданням.

Залежність кута крайнього нижнього положення повзуна від величини установочного кута показана на рис. 5.9, а величини переходу повзуна - на рис. 5.10. Відносно кута крайнього верхнього положення  $\alpha_{\text{квп}}$  і величини верхнього переходу  $S_{\text{квп}}$  досить вказати, що їх значення не перевищують: кута -  $5-6^\circ$ , переходу -  $0,5-0,8$  мм при повному ході повзуна  $96$  мм. Залежність повного ходу повзуна від кута  $\varphi_0$  показана на рис. 5.11.

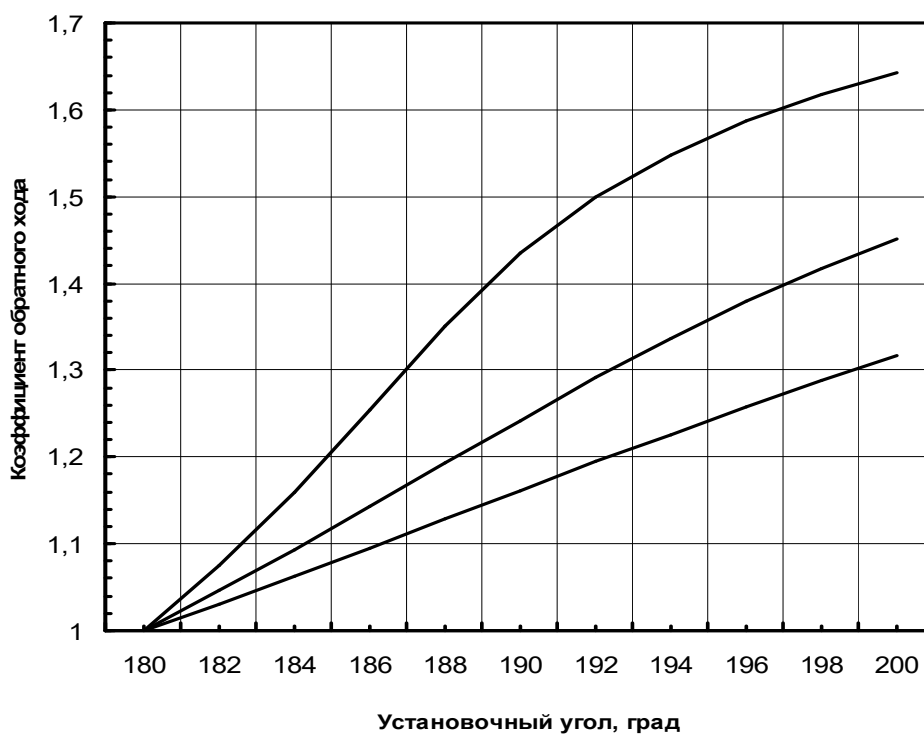


Рисунок 5.8 – Залежність коефіцієнта зворотнього ходу від уставного кута  $\varphi_0$

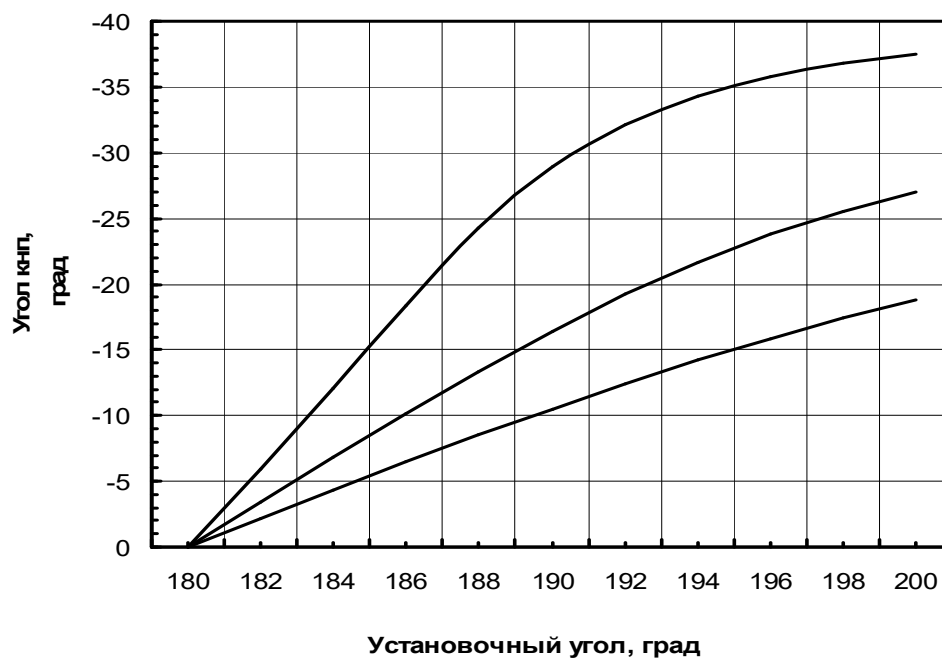


Рисунок 5.9 – Залежність кута крайнього нижнього положення від уставного кута  $\varphi_0$

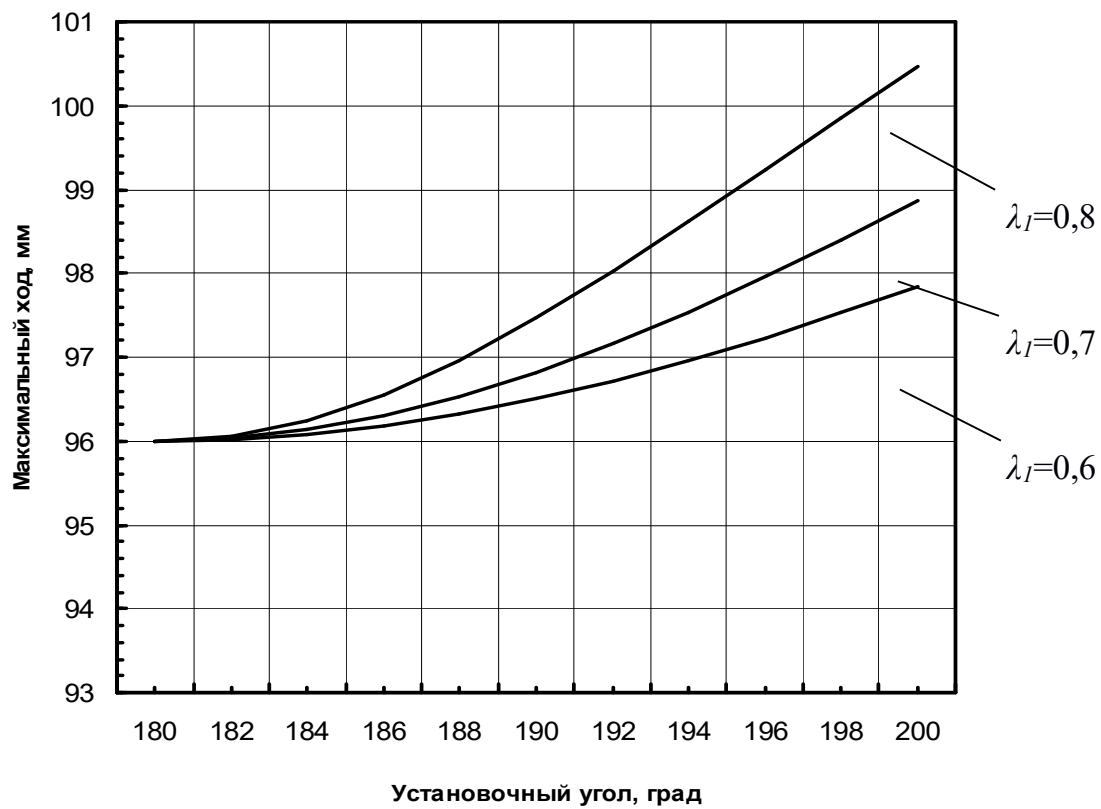


Рисунок 5.10 – Залежність повного ходу повзуна від установного кута  $\varphi_0$

## 6 РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ ЗУБЧАТО- ВАЖІЛЬНИХ ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

6.1 Методологічні рекомендації до вибору параметрів зубчато-важільного головного виконавчого механізму

Результати роботи покладені в основу методологічних рекомендацій по конструюванню зубчато-важільних головних виконавчих механізмів спеціальних кривошипних пресів і вибору їх параметрів.

В якості виконавчого механізму застосовується зубчато-важільний механізм з двома зубчастими колесами, одне з яких нерухомо встановлено в станині преса, а друге вільно обертається на провідному кривошипі. Колеса знаходяться у внутрішньому зачепленні, а їх передавальне відношення із одно 3.

Вихідними даними для проектування механізму є технічне завдання, в якому, крім всіх інших вимог, вказують такі параметри преса:

- номінальний або максимальний хід повзуна  $S_n$ ;
- робочий хід повзуна  $S_p$ , або найбільшу товщину оброблюваної заготовки. Зазвичай величина робочого ходу приймається рівною 5-7% від повного ходу повзуна;
- номінальне число ходів повзуна  $n_n$  в хвилину;

Швидкість обертання ведучого кривошипа визначається номінальним числом ходів преса  $n_n$

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30} .$$

Розміри коліс залежать від повної величини ходу повзуна, який визначається найбільшою висотою напівфабрикатів і задається в технічному завданні. Діаметр

ділильної окружності малого колеса дорівнює  $r = \frac{S_H}{4}$ , А великого, відповідно,  $R = 3r$ . Надалі розміри зубчастих коліс в залежності від величини нормального модуля зачеплення і розрахункового числа зубів, а також після розрахунків на міцність уточнюються, проте величина передавального відношення має залишатися незмінно дорівнює 3.

Довжина шатуна механізму приймається рівною приблизно 8г. При значеннях довжини шатуна менше 6г виконується перевірка кута тиску, значення якого на ділянці прямого ходу повзуна не повинно бути більше 30 °. Якщо по конструктивних міркувань довжина шатуна приймається більше 8г, щоб уникнути «дихання» повзуна в районі крайнього нижнього положення необхідно уточнити значення ексцентриситету підвіски шатуна.

Коефіцієнт ексцентриситету підвіски шатуна  $\lambda_1$  слід приймати рівним 0,75-0,82. При таких значеннях коефіцієнта  $\lambda_1$  забезпечується найбільший коефіцієнт заповнення графіка швидкості.

Установчий кут малого зубчастого колеса рекомендується приймати не більше 186 ° -189 °.

## 7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У розділі надані основні заходи з охорони праці при впровадженні результатів дослідження на ділянці холодного штампування.

### 7.1. Аналіз потенційних небезпек

а) Можливість отримання механічних травм через гострі кромки, задири на заготовлях і матеріалах при штампуванні на окремих операціях (вирубка, відрізка, пробивання і т. ін.), що може призвести до травм верхніх кінцівок;

б) Можливість ураження електричним струмом, внаслідок порушення правил електробезпеки, несправність електрообладнання, що може привести до електричних травм або смерті;

в) Тяжкість і монотонність праці – обумовлена негативним впливом специфіки роботи на кістково-м'язовий апарат, підвищеною напруженістю і інтенсивністю трудових процесів, що може привести до захворювань кістково-м'язового апарату, ослаблення уваги і зниження працездатності;

г) Незадовільна організація робочого місця – що може бути пов'язано з нерациональним розташуванням технологічного обладнання, порушенням вимог ергономіки до робочих місць, забрудненість робочої зони, що в свою чергу може привести до механічних травм, зниження працездатності та ефективності праці;

д) Недосконалість конструкційних рішень кріплення штампів на всіх технічних засобах, що може привести до травми робітників;

е) Недосконалість конструкцій штампів, зокрема відсутність зазорів, огорож між рухомими і нерухомими частинами штампів;

ж) Мимовільне опускання повзуна або інших деталей, що може призвести до тяжких травм;

з) Заклинювання преса, що може привести до руйнування його деталей, частини якого можуть стати причиною механічних травм;

і) Порушення правил експлуатації обладнання, що може привести до поломки обладнання і як наслідок руйнування пуансона або матриці внаслідок неправильного налагодження, що може призвести до травм;

к) Недостатня освітленість робочої зони, проходів, проїздів пов'язана з виходом з ладу освітлювальних приладів, надмірної їх забрудненістю і може привести до зниження ефективності праці і травм;

л) Незадовільні параметри повітряного середовища робочої зони внаслідок несправності, забрудненості системи вентиляції, недотримання належних метеорологічних умов на виробництві, можуть бути причинами погіршення здоров'я, захворювань загального характеру і зниження продуктивності праці;

м) Підвищений рівень шуму в цеху внаслідок роботи пресового обладнання надає шкідливий вплив на весь організм і в першу чергу на центральну нервову і серцево-судинну системи людини. Тривала дія інтенсивного шуму може привести до погіршення слуху. Шум на виробництві несприятливо впливає на працюючого: послаблює увагу, прискорює стомлення, уповільнює швидкість психічних реакцій, ускладнює своєчасну реакцію на небезпеку. Все це знижує працездатність і може стати причиною нещасного випадку;

н) Можливість загоряння через порушення правил пожежної безпеки, коротких замикань, що може призвести до пожеж;

о) Небезпеки пов'язані з роботою в умовах надзвичайних ситуацій.

## 7.2 Заходи щодо забезпечення безпеки

Для виключення отримання механічних травм кінцівок виробничого персоналу необхідно використовувати засоби індивідуального захисту відповідно до ДЕСТ 12.4 010 - 75 «Засоби індивідуального захисту. Технічні умови», а також відповідно до ДЕСТ 12.4.103 – 83 «Одяг спеціальний захисний»:

- засоби захисту рук (спеціальні рукавиці, пінцет) ДЕСТ 12.4 010 – 7 5;
- спеціальне взуття ДЕСТ 12.4.103 - 83;
- спеціальний одяг ДЕСТ 12.4.103 - 83.

Роботи на пресовому обладнанні проводяться згідно ДЕСТ 12.3.026 – 81 «Роботи ковальсько-пресові. Вимоги безпеки». Для виключення можливості ураження електричним струмом необхідно в електрообладнанні застосовувати захисне заземлення ізоляції струмоведучих частин, захисне відключення, напруга (до 42 В) для переносного освітлення і роботи електроінструменту, повна відсутність робочих та неізольованих проводів. Провід мереж електрообладнання промарковані і укладені в труби. Заземлення (занулення) і захисні засоби безпеки електрообладнання відповідають вимогам ПУЕ, ДЕСТ 12.1.030-81 «Електробезпека. Захисне заземлення, занулення », опір захисного заземлення не перевищує 4 Ом. Відповідно до вимог ДЕСТ 12.1.009-76 (1999) «ССБТ. Електробезпека. Терміни та визначення» обладнання має подвійну ізоляцію:

- робоча ізоляція – електрична ізоляція струмоведучих частин електроустаткування, забезпечує її нормативну роботу і захист від ураження електричним струмом;

- додаткова ізоляція – для захисту від ураження електричним струмом в разі ушкодження робочої ізоляції.

Згідно ДЕСТ 12.2.007.0-75 (2001) «ССБТ. Вироби електротехнічні. Загальні вимоги безпеки »електричне обладнання (пресова) відноситься до I класу, оскільки має подвійну ізоляцію, елемент для заземлення та провід для з'єднання до джерела живлення, заземлювальну жилу і вилку з заземлюючим контактом. Цех відноситься до класу приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом до приміщень "з підвищеною небезпекою" відповідно до документа "Правила безпечної експлуатації електроустановок". Для підвищення рівня захисту будівель від загоряння при замиканні на заземлені частини, коли величина струму не є достатньою для спрацьовування захисту максимального струму, рекомендується застосування ПЗВ зі струмом спрацьовування до 400 мА. Необхідне проведення навчань правилам електробезпеки, перевірка знань і

атестація персоналу на 2-ю або 3-ї групи електробезпеки, згідно з НПАОП 0.00 – 4.12 – 05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці» та ДНАОП 1.1.10–1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок».

Для мінімізації напруги, інтенсивності та монотонності праці передбачені так звані ергономічні вимоги при роботі на пресах. На основі аналізу поз працюють відповідно до вимог наукової організації праці для кожного типорозміру преса рекомендуються такі робочі пози (таблиця 7.1).

Таблиця 7.1 - Рекомендовані робочі пози на пресах

| <b>Встановлена робоча поза</b> | <b>Номинальне зусилля пресу,<br/>кН</b> |
|--------------------------------|---|
| У положенні сидячи             | 40, 63, 100                             |
| У положенні сидячи - стоячи    | 250, 400, 630, 1000                     |
| У положенні стоячи             | 1600, 2000, 2500, 4000                  |

Загальні ергономічні вимоги до робочих місць при виконанні робіт в положенні сидячи або стоячи при проектуванні нового та модернізації діючого обладнання і виробничих процесів повинні бути виконані згідно з такими стандартами: ДЕСТ 12.2.032 - 78 «ССБТ. Робоче місце при виконанні робіт сидячи. Загальні ергономічні вимоги », ДЕСТ 12.2 033 – 84 «Робоче місце при виконанні робіт стоячи. Загальні ергономічні вимоги », ДЕСТ 12.2.003 – 91 «ССБТ. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки». Конструкція робочого місця при виконанні робіт сидячи має забезпечити раціональне виконання трудових операцій, розміщення приладів і органів управління. Висота робочої поверхні при організації робочого місця для виконання легких робіт (робота, яка потребує високої точності) складає 725 мм. Нижче наведені дані про висоту сидіння на пресах для чоловіків і жінок:

- жінки – 400 мм;

- чоловіки і жінки - 420 мм;

- чоловіки - 430 мм.

Конструкція робочого місця при виконанні робіт стоячи повинна забезпечити раціональне виконання трудових операцій і розміщення приладів і органів управління. Висота робочої поверхні при організації робочого місця при виконанні легких робіт становить 1025 мм. Виконання трудових операцій з режимами «часто» і «дуже часто» має бути в межах зони легкої досяжності. Також необхідно організовувати оптимальні режими праці та відпочинку згідно з ГН 3.3.5 – 8 – 6.6.1 «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу». Для належної організації робочого місця, робочої зони передбачено: виконання вимог ергономіки згідно ДЕСТ 12.2.061-81 "ССБТ. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки до робочих місць ». Захаращеність робочих місць не допускається. На всіх пресах, передбачені загородження, що закривають штамповий простір. Блокуючи пристрої забезпечують неможливість попадання верхніх кінцівок в робочу зону при відсутності захисних пристроїв. Передбачені дистанційні пульти управління роботою преса, винесені в безпечні місця, використовують дворучне включення згідно з ДЕСТ 12.2.062 - 81 «Обладнання виробниче, огорожі захисні». Для виключення мимовільного включення преса є пусковий управління (кнопки, педалі), які не допускають можливість випадкового або самовільного включення або переключення під час роботи. Ножна педаль огорожена кожухом, що виключає можливість випадкового впливу на неї і відкритим тільки з фронту обслуговування. Для виключення заклинювання преса необхідно суворе дотримання технологічного процесу і забезпечення нормальних умов експлуатації обладнання. Дотримання всіх характеристик міцності при проектуванні, виготовленні і збірці. Пресове обладнання що використовується в холодноштамповочному цеху повинно відповідати ДЕСТ 12.2.003-91 "Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки".

Для исключения произвольного движения отдельных деталей (ползун,

шатун) применяют тормозные устройства, уравниватели, устройства для удержания ползуна при ремонте. Все пресса без автоматизации, с усилием больше 0,4 МН, имеют гидропредохранитель по усилию в ползуне. Это позволяет предусмотреть заклинивание преса и преждевременное разрушение его деталей.

Для виключення довільного руху окремих деталей (повзун, шатун) застосовують гальмівні пристрої, врівноважелі, пристрої для утримання повзуна при ремонті. Всі преса без автоматизації, із зусиллям більше 0,4 МН, мають гідрозапобіжник по зусиллю в повзунові. Це дозволяє передбачити заклинювання преса і передчасне руйнування його деталей. Для виключення перевантажень по зусиллю або крутному моменту, а, отже, і від поломок деталей застосовують запобіжники, які лімітують зусилля, запобіжники, що лімітують крутний момент, показчики зусиль. Для виключення поломки деталей штампа (пуансона, матриці і т. ін.) при налагодженні застосовують мікропривід, механізм для повільного повертання виконавчого органу (повзуна) і рухомий стіл. Наявність на обладнанні контрольно-вимірювальних приладів, пристроїв автоматичного регулювання, дозволяє контролювати і своєчасно усувати відхилення в роботі обладнання. Необхідне проведення інструктажу і навчання для робітників, ознайомлення з інструкціями з охорони праці; перевірка знань та атестація персоналу згідно з НПАОП 0.00 – 4.12 – 05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань питань згідно охорони праці», дотримання ДЕСТ 112.3.002 – 75 «Процеси виробничі. Загальні вимоги безпеки », контроль охорони праці; задовільна організація та утримання робочих місць.

### 7.3 Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці

До санітарно-гігієнічних умов відносяться:

- вимоги до освітленості робочих і службових приміщень;
- метеорологічні умови всередині будівлі і на робочих місцях;
- чистота повітря;

- обмеження шуму і вібрації.

При висвітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом сонця (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і комбіноване, при якому в світлий час доби недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним. Виробничі будівлі проектуємо з урахуванням можливості максимального використання природного освітлення, що дозволить отримати значну економію електроенергії. Виробниче освітлення в проектуваному цеху передбачається як природне, через скління стін прольоту і на даху будівлі - крізь світлові вставки в ліхтарі, так і штучне. Освітленість на робочому місці виконана відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 "Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення".

Таблиця 7.2 – Норми освітленості робочих місць характеристика робіт

| <b>Характеристи-ка робіт</b> | <b>Розміри об'єкта, мм</b> | <b>Розряд глядацьких робіт</b> | <b>При комбінованому освітленні</b> | <b>Загальні</b> |
|------------------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------------------|-----------------|
| Малої точності               | 1...5                      | 4                              | 1                                   | 0,6             |

Передбачається механізоване очищення і промивка стекол і прозорих блоків в віконних отворах і ліхтарях. Встановлено, що через 45 днів при відсутності очистки та промивки прозорість стекол в цехах листового штампування зменшується на 40%. Для штучного освітлення застосовуємо освітлювальні установки з газорозрядними (люмінесцентними) лампами, а також ртутними лампами типу ДРЛ і ДРІ. Необхідно продумати розташування освітлювальних приладів, згідно ДНБ В.2.5 - 28 - 2006 «Природне і штучне освітлення». При використанні системи загального освітлення для цеху холодного штампування допускається найменша освітленість 200 лк. При верхньому і боковому природному освітленні коефіцієнт природної освітленості буде не менше 2, а при верхньому і боковому спільному освітленні коефіцієнт природної освітленості буде не менше 1,2, при розряді і підрозряді зорової роботи IV г. Світильники

місцевого освітлення оснащені відбивачами, виготовленими з матеріалу, що не, із захисним кутом не менше 30 град., А при розташуванні світильників нижче рівня очей працюючого – не менше 10 град. Крім робочого освітлення в цеху передбачено аварійне освітлення, необхідне для освітлення в разі аварій і надзвичайних ситуацій. Найважливішими елементами, що забезпечують безпеку роботи і високу продуктивність праці, є метеорологічні умови (мікроклімат), освітленість і чистота повітря в робочих приміщеннях. Для забезпечення належних метеорологічних умов (мікроклімату, згідно з ДСН 3.3.6 - 042 -99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень») на виробництві визначають наступні параметри: температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, тиск.

Таблиця 7.3 – Метеорологічні умови в приміщенні цеху

| <b>Сезон року</b> | <b>Категорія робіт</b> | <b>Температура а воздуха, С<sup>0</sup></b> | <b>Відносна вологість, %</b> | <b>Швидкість повітря, м/с</b> |
|-------------------|------------------------|---|------------------------------|-------------------------------|
| Холодний період   | Легкі                  | 18 – 20                                     | 60 – 40                      | 0,2                           |
| Теплий період     | Легкі                  | 21 – 23                                     | 60 – 40                      | 0,2                           |

Аналіз запропонованого в проекті техпроцесу, пресового устаткування показує, що санітарний клас виробництва V відповідно до ДСП 173-96 "Державні санітарні правила планування та забудови населених пунктів". Санітарно-захисна зона проєктованого цеху встановлюється в розмірі 50 м від інших ділянок і житлового масиву.

Всі роботи відповідно до вимог ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 «Гігієнічна класифікація праці за показником шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» поділяються на три категорії. Холодноштампувальний цех відноситься до

категорії легких робіт. Це роботи, вироблені сидячи, стоячи, або пов'язані з ходьбою, але не потребують систематичного фізичного напруження чи підняття і перенесення важких предметів. Витрати енергії на ці роботи не перевищують 628 кДж (150 ккал / год.). Виробничий процес в цеху відноситься до групи Іб - процес, який викликає забруднення одягу і рук, холодна листове штампування. Для підтримки необхідної температури повітря і компенсації втрат в холодну пору року, проектом передбачається влаштування системи опалення, поєднане з припливною вентиляцією. Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря в заданих метеорологічних умовах. За способом переміщення повітря вентиляція цеху механічна і витяжна, за місцем дії – місцева. Для ефективної роботи системи вентиляції, вона повинна відповідати ДЕСТ 12.4.021 - 75 "Системи вентиляції. Загальні вимоги" і СНіП 2.04.05 – 91 «Опалення, вентиляція і кондиціювання». Відповідно до ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» рівень звуку на робочих місцях не повинен перевищувати 80 ДБА. Нормування шуму в листоштампувальних цехах виробляється згідно з ДЕСТ 12.1.003-83 "Шум. Загальні вимоги безпеки».

Таблиця 7.4 - Рівні звуку і звукового тиску по ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки»

| Робочі    | Рівні звукового тиску в октавних смугах, Гц |     |     |     |      |      |      |      | Рівні звуку, Гц |
|-----------|---|-----|-----|-----|------|------|------|------|-----------------|
|           | 63  | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |                 |
| Допустимі | 99  | 98  | 86  | 85  | 80   | 78   | 76   | 74   | 80              |
| Фактичні  | 98  | 96  | 84  | 82  | 78   | 74   | 75   | 73   | 78              |

Для захисту працівників від підвищеного шуму застосовують:

1. Впровадження автоматизації та механізації, що виключає необхідність знаходження робітника в небезпечній зоні;
2. Зміною конструктивних параметрів пресів, зменшення шуму в джерелі;
3. Раціональне планування цеху (дотримання розривів не менше 100 м від будівлі з галасливою технологією та ін.)
4. Зміна напрямку шуму в протилежну сторону від робочого місця;

5. Розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальних облицювань;

6. Застосування засобів індивідуального захисту (вкладиші, навушники, шоломи).

Заходи та засоби захисту від вібрації відповідають вимогам ДЕСТ 12.1.012-90 «Вібраційна безпека. Загальні вимоги », і ДСН 3.3.6.039-99« Державні норми виробничої загальної та локальної вібрації ». Згідно ДЕСТ 12.1.012-90 «Вібраційна безпека. Загальні вимоги», методи віброзахисту з організаційних ознаками діляться на колективні та індивідуальні. Колективні методи віброзахисту передбачають такі технічні заходи:

- зменшення вібрації в джерелах її виникнення;
- всі рухомі деталі пресового устаткування ретельно врівноважені, а для зменшення динамічних сил, які створюють вібрації;
- деталі змащуються;
- установка обладнання на фундаменти які гасять вібрацію, опори які гасять вібрацію;
- розташування нижніх частин фундаменту обладнання нижче фундаменту стін, що зменшує вплив на них коливань;
- зменшення параметрів вібрації на шляхах її поширення від джерела збудження;
- організаційно-технічні заходи: планово-попереджувальний ремонт і контроль вібраційних параметрів;
- гігієнічні та лікувально-профілактичні, до засобів індивідуального віброзахисту відносяться рукавиці, які гасять вібрацію і спеціальне взуття відповідно до ДЕСТ 12.1.012-90 «Вібраційна безпека. Загальні вимоги".

#### 7.4 Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки

Спроектований цех холодного штампування згідно з НАПББ 03.002 - 2007 «Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною безпеки» відноситься до категорії виробництва по вибухопожежній безпеці - "Д", так як використовувані у виробництві речовини обробляються в холодному стані і вогнетривкі. Відповідно до ДНБ В.1.1.7. – 2002 "Пожежна безпека об'єктів будівництва "ступінь вогнестійкості будівельних конструкцій будівлі - II, тобто воно зібрано в основному з важко займистих матеріалів. Основні причини пожеж в цеху:

- порушення технологічного режиму;
- несправність електрообладнання (коротке замикання, перевантаження);
- погана підготовка обладнання до ремонту;
- самозаймання промасленого ганчір'я та інших матеріалів;
- конструктивні недоліки обладнання;
- ремонт обладнання на ходу і т. ін.

Заходи з пожежної профілактики поділяються на організаційні, технічні, режимні та експлуатаційні. Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин і внутрішньозаводського транспорту, правильне утримання будівель, території, протипожежний інструктаж працівників, і т. ін. До технічних заходів належать, дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будинків, при влаштуванні електропроводів і устаткування, опалення, вентиляції, освітлення, правильне освітлення обладнання. Заходи режимного характеру - це заборона куріння в невстановлених місцях, виробництва зварювальних та інших вогневих робіт в пожежнонебезпечних приміщеннях і т. ін. При проектуванні передбачені шляхи евакуації на випадок пожежі - по проходах, проїздах, аварійні виходи. Оскільки будівля у нас одноповерхова, то евакуаційним вважається вихід, що веде з приміщень цеху назовні через коридор (вестибюль). Шляхи евакуації розосереджені, і найбільша відстань від найвіддаленішого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу не перевищує 50 м. Ширина пожежних

проїздів дорівнює 4 м. Ширина проходів, службовців для евакуації людей, 1 м, коридорів 1,4 м, маршів і сходових площадок 2 м, дверей 2 м. Всі ворота і двері, службовці для евакуації людей, відкриваються назовні. Устаткування, силові та освітлювальні прилади і мережі відповідають вимогам пожежної безпеки. У цеху встановлено засоби виявлення загорянь і пожеж, а також електричні сповіщувачі про пожежу. Для того щоб забезпечити гасіння пожежі в початковій стадії його виникнення, в цеху на внутрішній водопровідній мережі встановлені внутрішні пожежні крани. Будівля забезпечено різним протипожежним інвентарем і вогнегасниками, є внутрішній пожежний водопровід. Згідно з НАПБ 03.001 - 2004 «Типові норми належності вогнегасників» в цеху встановлюємо пожежний щит. У таблиці 7.5 наведено інвентар пожежного щита.

Таблиця 7.5 – Інвентар пожежного щита

| № п/п | Найменування                                       | Кількість |
|-------|--|-----------|
| 1     | Вогнегасник ВВК 5                                  | 3         |
| 2     | Ящик з піском                                      | 1         |
| 3     | Лом / Сокира                                       | 2         |
| 4     | Лопата   | 2         |
| 5     | Відро  | 2         |
| 6     | Багор  | 2         |
| 7     | Ковдра з вогнетривкого теплоізоляційного матеріалу | 1         |

Адміністративно-побутові приміщення знаходяться в окремій будівлі загальнокорпусного підпорядкування. При їх проектуванні враховані вимоги СНіП 2.09.04-87 "Адміністративні і побутові будівлі". Всі санітарно-побутові приміщення мають не менше двох виходів, що відповідає вимогам пожежної безпеки.

#### 7.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях

Джерелами небезпеки виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру є:

- потенційно небезпечні об'єкти та об'єкти підвищеної небезпеки;
- будівлі і споруди з порушенням умов експлуатації;
- об'єкти господарської діяльності з критичним станом виробничих фондів або порушеннями умов експлуатації;
- гідротехнічні споруди;
- наслідки військової або будь-якої екологічно небезпечної діяльності;
- будь-які об'єкти, здатні створити загрозу виникнення аварії.

Послуги із забезпечення техногенної безпеки об'єкта господарської діяльності покладається на його керівника. Послуги із забезпечення техногенної безпеки при проектуванні або будівництві об'єктів, будівель і споруд покладається на архітекторів, замовників, забудовників, а також проектні та будівельні організації. Вимоги щодо дотримання техногенної безпеки повинні відповідати нормам захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, забезпечення санітарно-епідеміологічного благополуччя, охорони навколишнього середовища, екологічної, пожежної та промислової безпеки, охорони праці, а також вимогам національних стандартів. З метою своєчасного виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій на об'єктах підвищеної небезпеки та здійснення оповіщення персоналу, що потрапляє в зону можливого ураження, створюються автоматизовані системи раннього виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій і сповіщення населення (далі - автоматизовані системи). На об'єктах, з великою кількістю працівників, створюються об'єктові системи оповіщення. Таким чином, в розділі надані основні заходи з охорони праці для ділянки дрібної листового штампування механічного цеху:

- для належної організації робочого місця, робочої зони передбачено: виконання вимог ергономіки згідно ГОСТ 12.2.061-81 "ССБТ. Обладнання виробниче;
- для виключення ураження електричним струмом в проєкті передбачені:

організаційні заходи - проведення навчання за правилами електробезпеки, перевірка знань і атестації персоналу на другу або третю групу з електробезпеки, згідно НПАОП 0.00.-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці», ДНАОП 1.1.10 -1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок». технічні заходи - використання захисного заземлення згідно з ПУЕ-2011 «Правила улаштування електроустановок», пристрій захисного відключення електроустановок при аварійній ситуації згідно ГОСТ 12.4.155-85 ССБТ «Пристрій захисного відключення. Класифікація. Загальні технічні вимоги »;

- для мінімізації негативного впливу важкості і інтенсивності праці передбачено: - застосування засобів механізації та автоматизації процесів; - застосування оптимального розподілу часу праці і відпочинку, 10 хвилин на 1 годину;

- для забезпечення оптимального рівня параметрів повітряного середовища виробничого середовища зазначених в ГОСТ 12.01.005-88. ССБТ «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони» - для забезпечення освітлення робочої зони передбачаємо згідно ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення »в якості природного освітлення бічне освітлення, здійснюване через світлові прорізи в зовнішніх стінах. Як штучного освітлення в цеху застосовується робоче, аварійне та евакуаційне освітлення. - на ділянці дрібної листового штампування механічного цеху заходи безпеки відповідають ГОСТ 12.3.026 - 81 «Роботи ковальсько-пресові. Вимоги безпеки»;

- для зниження шуму і вібрації кривошипні преси встановлюємо на так звані віброізолятори, які знижують динамічне навантаження на підлогу і шум, створюваний пресом при роботі. Також все обладнання ділянки монтується на віброізоляційна фундаменти. Допустимі рівні звукового тиску згідно з ДСН - 3.3.6-037-99, дорівнює 80 дЦб. Згідно СНіП 2.09.02-85 «Норми проектування. Виробничі будівлі промислових підприємств »спроєктований цех відноситься до категорії« Д »з пожежної безпеки. Ділянка дрібного штампування відповідно до

категорії виробництва з пожежної небезпеки і вимогами ДБН В.1.1.7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» відноситься до II ступеня вогнестійкості.

## ВИСНОВКИ

У дипломі виконані науково-технічні розробки з розвитку методики синтезу та аналізу виконавчого механізму спеціалізованого кривошипного преса і вирішені на цій основі актуальні завдання, які мають практичне значення і спрямовані на розширення номенклатури виробів, підвищення їх якості, стійкості інструменту і зниження величини браку.

1. Аналіз робіт по вдосконаленню і створенню нових виконавчих механізмів спеціальних і спеціалізованих кривошипних пресів для холодного видавлювання та чистової вирубки показав, що найбільш ефективним є застосування зубчато-важільних механізмів, оптимізація параметрів яких дозволяє забезпечувати найбільш сприятливий кінематичний ефект.

2. На базі теоретичних досліджень, положень теорії машин і механізмів розроблена математична модель для визначення кінематичних характеристик механізму. Використання зубчато-важільного механізму дозволяє знизити швидкість початку робочого ходу в порівнянні з кривошипно-повзуни механізм в 3-5 разів.

3. З урахуванням особливостей силового навантаження кривошипних пресів розроблена математична модель для Кінетостатическій аналізу механізму. Встановлено, що величина рушійного крутного моменту на кривошипному валу в порівнянні з кривошипно-повзуни механізм зменшується в 3-5 разів.

Запропоновано метод синтезу параметрів механізму за встановленими критеріями оптимальності. Щоб уникнути зворотного ходу повзуна на робочому ділянці величина довжини шатуна не повинна перевищувати значення радіуса кривизни гіпоціклоїди на ділянці робочого ходу, значення кута тиску не перевищує максимально допустиме значення  $30^\circ$ . Установчий кут виробляє колеса повинен дорівнювати  $\varphi_0 \approx 186^\circ - 189^\circ$ , коефіцієнт  $\lambda_1 \approx 0,75 - 0,82$ , коефіцієнт  $\lambda \approx 0,25 - 0,3$ .

4. Експериментальні дослідження фізичної моделі в лабораторних умовах підтверджують достатній ступінь достовірності теоретичесіх положень.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Непершин Р.И. Влияние основных параметров горячей штамповки тонких заготовок из углеродистой стали на температурно-напряженное состояние системы инструмент-заготовка / Р.И.Непершин, Ю.Г. Иванов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1983. – № 11. – С. 34-36.

2. Мещерин В.Т. Основные технологические задачи ближайшего периода / Мещерин В.Т. // Новое в технологии высокопроизводительной листовой штамповки. – М.: Машгиз, 1959. – С. 18-23.

3. Роганов М.Л. К вопросу о влиянии скорости рабочего инструмента на стойкость штампа при разделительных операциях на кривошипных прессах / М.Л. Роганов // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском у металургії і машинобудуванні: Тем. зб. наук. пр. – Краматорськ, ДДМА, – 2003. – С. 550-552.

4. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Л.И Живов., А.Г Овчинников., Е.Н Складчиков. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Е. Баумана, 2006. – 560 с.

5. Овчинников А.Г. Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. / Овчинников А.Г. – М.: Машиностроение, 1983. – 200 с.

6. Фаворский В.Е. Холодная штамповка выдавливанием. / Фаворский В.Е. – М.: Машиностроение, 1966. – 160 с.

7. Фельдман Г.Д. Холодное выдавливание стальных деталей / Фельдман Г.Д. Пер. с немец. – М.: Машгиз, 1963. – 188 с.

8. Эверхарт Д. Холодное прессование металлов / Эверхарт Д. Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1968. – 147 с.

9. Живов Л.И., Об оценке условий трения в механизме кривошипных прессов/ Л.И Живов., Ф.И Колесник. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1968. – № 5. – С. 30-34.

10. Ланской Е.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов. / Е.Н Ланской., А.Н Банкетов. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.

11. А. с. № 555024. СССР, кл. В30В 1/26. Механический пресс. / И.З Мансуров., В Л Кожевников., А.А. Кожевников и др. БИ № 15. , опубл. 25.04.1977

12 Явтушенко А.В. Зубчато-рычажные исполнительные механизмы специальных кривошипных прессов / А.В. Глебенко, Т.А Васильченко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении. Тем. сб. науч. тр. – ДГМА, Краматорск, 2006. – С. 436-441.

13. Явтушенко А.В., Оптимизация параметров планетарного привода КПМ / А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко. // Информационные технологии в обработке давлением. Тематич. сб. науч. тр. – ДГМА, Краматорск, 2008. – С. 435-444.

14. Явтушенко А.В., Оптимизация параметров ГИМ / А.В.Руденко, В.А Рыбинок.//Совершенствование системы включения кривошипных кузнечно-прессовых машин. – К.: Общество «Знание», 1980. – 24 с.

15. А.с. 301285. СССР. МПК В 30b 15/14 / Механический пресс: О.С. Кошелев. – № 1265969/25-27 ; Заявл. 26.07.68; Опубл. 21.04.71, Бюл. № 14. – 2

16. Орлов П.Г. Листоштамповочные многопозиционные автоматы. / Орлов П.Г. – Алма-Ата: Казахстан, 1976. – 144 с.

17. Обдул В.Д., Використання диференційно-зубчатого механізму в приводі кривошипних пресів прессов / В.Д.Обдул., В.В.Широкобоков // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении. Тем. сб. науч. тр. – ДГМА, Краматорск, 2006. – С. 104-106.

18. Патент 24823 Україна, МКИ В30В 1/26. Прес механічний // Обдул В.Д., Обдул Д.В., Широкобоков В.В.; Заявл. 29.03.2007; Опубл. 10.07.2007, Бюл. № 10, 2007. – 3 с.: ил.

19. Бескин Н.М. Курс аналитической геометрии для втузов: Учебник для втузов. / Бескин Н.М. – М.: ОГИЗ, 1948. – 500 с.

20. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. Изд. 7-е. /

Выгодский М.Я. – М.: Наука, 1964. – 872 с.

21. Живов Л.И. Применение ЭЦВМ для расчетов кузнечно-штамповочных машин. / Л.И Живов., Н.Н Клеванский. – К.: Вища школа, 1974. – 64 с.

22. Власов В.И. Выбор угла торможения и параметров системы пневмоуправления, исходя из условий техники безопасности / В.И. Власов, А.Г. Крупенко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 12. – С.27.

23. Обдул В.Д. Використання диференційно-зубчатого механізму в приводі кривошипних пресів пресов / В.Д.Обдул., В.В Широкобоков // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении. Тем. сб. науч. тр. – ДГМА, Краматорск, 2006. – С. 104-106

24. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Банди Б. – Пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

25. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов. / И.И Артоболевский., Н.И Левитский., С.А Черкудинов. – М.: Физматгиз, 1959. - 1084 с.

26. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. / Н.И Левитский. – М.: Наука, 1979. – 576 с.

27. Тир К.В. Комплексный расчет кулачковых механизмов. / Тир К.В. – К.: Машгиз, 1958. – 308 с.

28. Шашкин А.С. Зубчато-рычажные механизмы. / Шашкин А.С. – М.: Машиностроение, 1971. – 192 с.

29. Шофман Л.А. Теория и расчеты процессов холодной штамповки. / Шофман Л.А. – М.: Машгиз, 1960. – 374 с.

30. Шехтер В.Я. Максимальная скорость деформации при глубокой вытяжке листовых материалов / Шехтер В.Я. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1969. – № 12. – С. 10-12.

31. Вишневский Н.С., Исследования процесса чистовой вырубки со сжатием/ А.Г Овчинников. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 1. – С. 18-19.

**ДОДАТКИ**

## Кінематика зубчато-важільного механізму

## Додаток 1

$$r \equiv 24 \quad R \equiv 72 \quad i \equiv \frac{R}{r} * \quad k1 := i - 1 * \quad k2 := -1 \quad \psi := \psi0 \cdot \frac{\pi}{180} * \quad L := 190$$

$$\lambda := \frac{R-r}{L} * \quad \lambda1 := 0.7 \quad \psi0 \equiv 183 \quad Wn := 60 \cdot \frac{\pi}{30} *$$

$$\alpha := 0, 0.05.. 2.01 \cdot \pi \quad \alpha G(\alpha) := \left[ (\alpha) \frac{180}{\pi} \right]$$

$$xa(\alpha) := r \cdot (k1 \cdot \cos(\alpha) + \lambda1 \cdot \cos(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi)) * \quad ya(\alpha) := r \cdot (k1 \cdot \sin(\alpha) + k2 \cdot \lambda1 \cdot \sin(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi)) *$$

$$X0 := xa(0) * \quad \beta(\alpha) := \text{asin}\left(\frac{ya(\alpha)}{L}\right)$$

$$V1(\alpha) := \sin(\alpha) + \lambda1 \cdot \sin(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi) *$$

$$V2(\alpha) := \cos(\alpha) + k2 \cdot \lambda1 \cdot \cos(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi) *$$

$$J2(\alpha) := \sin(\alpha) + \lambda1 \cdot k1 \cdot k2 \sin(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi) *$$

$$J1(\alpha) := \cos(\alpha) + \lambda1 \cdot k1 \cdot \cos(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi) *$$

ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ

$$S(\alpha) := (X0 + L - xa(\alpha)) - L \cdot \cos(\beta(\alpha))$$

$$V(\alpha) := r \cdot k1 \cdot Wn \cdot (V1(\alpha) + V2(\alpha) \cdot \tan(\beta(\alpha)))$$

$$J(\alpha) := \left( r \cdot k1 \cdot Wn^2 \right) \cdot \left[ J1(\alpha) - J2(\alpha) \cdot \tan(\beta(\alpha)) + (V2(\alpha))^2 \cdot r \cdot \frac{k1}{L \cdot (\cos(\beta(\alpha)))^3} \right]$$

КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИЙ МЕХАНІЗМ

$$Spg(\alpha) := (R-r) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha) + (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \cdot \frac{(R-r)}{4 \cdot L} \right] *$$

$$Vpg(\alpha) := Wn \cdot (R-r) \cdot \left[ \sin(\alpha) + \sin(2 \cdot \alpha) \cdot \frac{(R-r)}{2 \cdot L} \right] *$$

$$Jpg(\alpha) := (R-r) \cdot Wn^2 \cdot \left[ \cos(\alpha) + \cos(2 \cdot \alpha) \cdot \frac{(R-r)}{L} \right] *$$



## Вплив параметрів механізму на швидкість повзуна

## Додаток 2

$$r \equiv 24 \quad R \equiv 72 \quad i \equiv \frac{R}{r} * \quad k1 := i - 1 * \quad k2 := -1 \quad \psi := \psi0 \cdot \frac{\pi}{180} *$$

$$L := 190 \quad Wn := 60 \cdot \frac{\pi}{30} * \quad \lambda := \frac{R - r}{L} * \quad \lambda1 \equiv 0.7 \quad \psi0 \equiv 180$$

$$\alpha := 0, 0.05.. 2.01 \cdot \pi \quad \alpha G(\alpha) := \left[ \left( \alpha \right) \frac{180}{\pi} \right]$$

$$xa(\alpha, \lambda1) := r \cdot (k1 \cdot \cos(\alpha) + \lambda1 \cdot \cos(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi)) *$$

$$ya(\alpha, \lambda1) := r \cdot (k1 \cdot \sin(\alpha) + k2 \cdot \lambda1 \cdot \sin(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi)) *$$

$$X0 := xa(0, \lambda1) * \quad \beta(\alpha, \lambda1) := \operatorname{asin}\left(\frac{ya(\alpha, \lambda1)}{L}\right)$$

$$V1(\alpha, \lambda1) := \sin(\alpha) + \lambda1 \cdot \sin(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi) *$$

$$V2(\alpha, \lambda1) := \cos(\alpha) + k2 \cdot \lambda1 \cdot \cos(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi) *$$

$$V(\alpha, \lambda1) := r \cdot k1 \cdot Wn \cdot (V1(\alpha, \lambda1) + V2(\alpha, \lambda1) \cdot \tan(\beta(\alpha, \lambda1)))$$