

Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Розробка головних виконавчих механізмів спеціалізованих кривошипних пресів з заданими кінематичними властивостями

Виконав: магістрант групи 8.1332

Шаблинський І.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя - 2023 рік

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація _____

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Шаблинського Іллі Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Розробка головних виконавчих механізмів спеціалізованих кривошипних пресів з заданими кінематичними властивостями керівник магістерської роботи к.т.н., доц. Васильченко Т.О. затверджені наказом вищого навчального закладу від «09» жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 13 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи кривошипного листоштампувального пресу
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд методів забезпечення спеціальних кінематичних властивостей головних виконавчих механізмів кривошипних пресів; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Експериментальна установка – А1; Кінематичні розрахунки ГВМа – А1; Результати статичного аналізу ГВМ – А1; Прес кривошипний зусиллям 0,5 МН. Проект модернізації – А1; Вал кривошипний – А2; Шестерня – А3.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
2	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
3	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
4	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.2023 – 27.05.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.2023– 15.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.2023 – 16.10.2023	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.2023– 17.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.2023– 30.11.2023	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проекту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент

_____ (підпис)

І.В. Шаблинський
(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи

_____ (підпис)

Т.О. Васильченко
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Шаблинський І.В. Розробка головних виконавчих механізмів спеціалізованих кривошипних пресів з заданими кінематичними властивостями.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник Т.О. Васильченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра металургійного обладнання, 2023.

В роботі обгрунтовані переваги використання в якості головного виконавчого механізму кривошипного пресу зубчато-важільних механізмів, оптимізація параметрів яких дозволяє забезпечувати найбільш сприятливий кінематичний ефект. Розроблена математична модель для визначення кінематичних характеристик механізму. Проведені експериментальні дослідження для підтвердження теоретичних викладок.

Ключові слова: КРИВОШИПНИЙ ПРЕС, ВИКОНАВЧИЙ МЕХАНІЗМ, ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ, КІНЕТОСТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

ABSTRACT

Shablinskiy I.V. Development of the main executive mechanisms of specialized crank presses with specified kinematic properties

Qualifying final work for master's degree in specialty 133 - Sectoral engineering, scientific supervisor T.O.Vasylchenko. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023.

The paper substantiates the advantages of using gear-lever mechanisms as a main actuator in a crank press, the optimization of the parameters of which allows the most acceptable kinematic effect to be ensured. A mathematical model was

developed to determine the kinematic characteristics of the mechanism. Experimental studies were carried out to confirm the theoretical calculations.

Keywords: CRANKSHAFT PRESS, EXECUTIVE MECHANISM, GEARBOARD MECHANISM, KINETOSTATIC CHARACTERISTICS

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1 ОГЛЯД МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	11
1.1 Технологічні вимоги до операцій листового штампування та до кінематичних властивостей головного виконавчого механізму	11
1.2 Огляд і аналіз існуючих конструкцій головних виконавчих механізмів кривошипних пресів	13
1.3 Обґрунтування і постановка задач роботи	21
2 РОЗРАХУНОК КІНЕТИЧНИХ ТА КІНЕТОСТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ	23
2.1 Структурний синтез зубчасто-важільного виконавчого механізму	23
2.2 Кінематика зубчасто-важільного головного виконавчого механізму	26
2.3 Кінетостатика зубчасто-важільного головного виконавчого механізму	37
2.3.1 Кінетостатика ідеального механізму	37
2.3.2 Кінетостатика механізму з врахуванням тертя	43
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНОГО ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ	51
3.1 Експериментальна установка та методика її дослідження	51
3.2 Результати дослідження кінематичних властивостей і кінетостатичного режиму роботи механізму	55
3.3 Кількісна і якісна оцінка експериментальних даних	57
3.4 Модернізований варіант кривошипного пресу	65

4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	68
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів	68
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів	70
4.3 Виробнича санітарія	71
4.4 Заходи з пожежної безпеки	74
ВИСНОВКИ	77
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78
ПЕРЕЛІК КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ	82
ДОДАТКИ	83

ВСТУП

Актуальність роботи. 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 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 головних виконавчих механізмів, дослідження їх властивостей і розробка рекомендацій по їх синтезу є актуальним завданням.

Мета та задачі досліджень. Метою випускної кваліфікаційної роботи є розробка та дослідження головних виконавчих механізмів спеціальних та спеціалізованих кривошипних пресів, які забезпечують реалізацію встановлених кінематичних властивостей переміщення повзуна.

Для досягнення поставленої мети були поставлені наступні задачі:

1. Визначення вимог до головних виконавчих механізмів спеціальних та спеціалізованих кривошипних пресів для забезпечення оптимальних умов виконання технологічних операцій.
2. Визначення показників, що визначають кінематичні властивості ГВМ та розробка методики їх синтезу;
3. Проведення кінематичного та кінетостатичного аналізу головного виконавчого механізму з визначенням усіх показників;
4. Проведення експериментальних досліджень для підтвердження теоретичних припущень.

Об'єкт дослідження. Головні виконавчі механізми спеціальних і спеціалізованих кривошипних пресів з зубчасто-важільним механізмів.

Предмет дослідження. Кінематичні та кінетостатичні характеристики головного виконавчого механізму.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження використовувались з використанням методів математичного моделювання на базі положень теоретичної механіки та диференційного та інтегрального числень.

Експериментальні дослідження виконувались з використанням відповідної вимірювальної та реєструючої апаратури.

Структура роботи. Магістерська робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Загальний обсяг роботи 93 сторінки, 27 рисунків, 3 таблиці, список використаних джерел з 29 позицій й додатки.

1 ОГЛЯД МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

1.1 Технологічні вимоги до операцій листового штампування та до кінематичних властивостей головного виконавчого механізму

Одним з основних завдань сучасного ковальсько-штампувального машинобудування є забезпечення виробництва ефективними економічно та технічно досконалими 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.

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. З іншого боку, в роботах [4] вказується, що при розрахунку зусилля деформації вирубки і пробивки необхідно вводити швидкісний коефіцієнт, який при збільшенні швидкості деформування досягає 3-3,5. При витяжці листових матеріалів початкова швидкість в більшості літературних джерел обмежується величиною 200-300 мм / с [3,5,6].

Технологічна операція витяжки порожнистих виробів також вимагає спеціального закону переміщення повзуна. Плавне наростання технологічного зусилля, відсутність теплового ефекту і дещо великий робочий хід визначили

вимогу сталості швидкості на більшій ділянці робочого ходу. Максимальна величина швидкості істотної ролі не грає, однак швидкість початку робочого ходу не повинна перевищувати 200-300 мм / с.

Найбільш високі вимоги до кінематичних властивостей виконавчого механізму пресів пред'являють дві операції - холодне видавлювання і чистова вирубка. При виконанні таких технологічних операцій обмеження накладаються не тільки на величину початкової швидкості деформування, а й на характер її подальшого зміни в процесі деформації. Важливо, що визначальним при цьому є не стільки стан інструменту, а стільки зміна схеми напруженого стану та, як наслідок, зростання зусилля деформації і характер протікання процесу.

Для успішного виконання чистової вирубкi швидкість повзуна в період всього процесу в залежності від матеріалу не повинна перевищувати 6-14 мм/с [7-9]. 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.

В роботі [10] також вказується, що для успішного здійснення чистової вирубкi необхідно забезпечувати спеціальні кінематичні умови процесу деформування. По-перше, швидкість руху інструменту повинна відповідати оптимальному механічному режиму вирубкi в залежності від твердості та товщини матеріалу, складності контуру деталі. Так, при вирубці заготовок зі сталі 20 товщиною 2 мм необхідно швидкість пуансона обмежити величиною не більше 10 мм / с, а зі сталі 50 - не більше 6 мм / с. По-друге, швидкість пуансона повинна бути постійною протягом всього процесу вирубкi, або, щонайменше, на основному його ділянці. Такий рух пуансона можна забезпечити тільки спеціальним виконавчим механізмом.

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

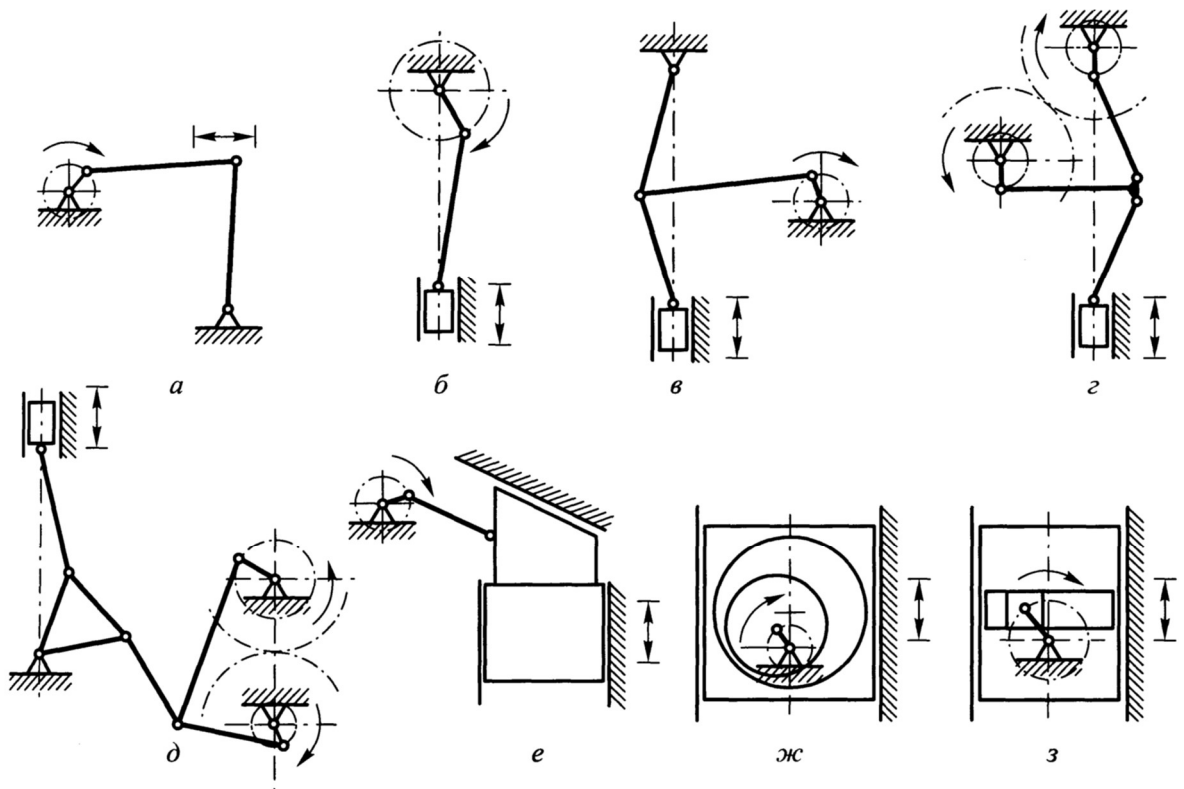
зіткнення із заготівлею. В результаті різкого зростання технологічного зусилля після зіткнення із заготівлею в пуансоні створюються значні напруги, співмірні з межею міцності. Надалі в міру розвитку процесу і тепловиділення (температурний ефект) зусилля деформації знижується [9,10].

Найбільш поширеним головним виконавчим механізмом в кривошипних пресах є кривошипно-шатунний механізм, повзун якого переміщається по закону, близькому до синусоїдального. Для багатьох технологічних процесів такий закон є цілком задовільним. Однак для зазначених операцій (видавлювання, чистова вирубка і ін.) Потрібен спеціальний закон, який би певний характер зміни переміщення і швидкості в задані періоди робочого ходу.

Задоволення цих вимог можливо тільки при використанні спеціальних механізмів. Такі механізми спеціалізованих кривошипних пресів можуть забезпечити не тільки оптимальні кінематичні умови протікання процесу деформування, а, як наслідок, і багато інші позитивні ефекти - збільшення продуктивності праці, підвищення якості готових деталей, зниження браку, підвищення стійкості інструменту.

1.2 Огляд і аналіз існуючих конструкцій головних виконавчих механізмів кривошипних пресів

Головний виконавчий механізм (ГВМ) призначений для перетворення обертального руху привода за допомогою кривошипного механізму в гойдальний рух коромисла або зворотньо-поступальний рух повзуна з закріпленим на ньому інструментом. ГВМ містить повзун, кривошип та кінематичний ланцюг. Найбільш розповсюджених ГВМ представлені на рис.1.1.



а) кривошипно-коромисловий; б) кривошипно-повзунний; в) кривошипно-колінний; г) двокривошипний з двома ступенями рухомості; д) колінно-повзунний; е) кривошипно-кліновий; ж) кривошипно-круговий; з) кривошипно-кулісний

Рисунок 1.1 – Головні виконавчі механізми кривошипних пресів

Найбільше розповсюдження в конструкціях кривошипних пресів отримали кривошипно-повзунний та кривошипно-колінний ГВМ.

Більшість технологічних операцій листового штампування та об'ємного штампування не вимагають особливого закону переміщення повзуна. Основне обмеження відноситься до максимальної швидкості початку робочого ходу. Проте при виконанні розділових операцій та операцій холодного видавлювання вплив швидкості неоднозначний. При виконанні таких операцій обмеження накладаються не лише на величину початкової швидкості деформування, но і на характер її подальшої зміни в процесі деформації.

Операції листового штампування, такі як чистова вирубка, холодне видавлювання потребують спеціального закону переміщення виконавчого органу преса – повзуна, задовільнення якого на універсальних кривошипних пресах неможливе. Спеціальні та спеціалізовані преси виготовляються лише закордоном та дуже дорого коштують, тому їх закупівля виправдовується лише при багатосерійному виробництві, що не характерно для підприємств малого та середнього бізнесу. Вирішення даної проблеми можливе за рахунок модернізації існуючих універсальних пресів за рахунок створення спеціальних головних виконавчих механізмів.

Найбільш розповсюдженим ГВМом кривошипних пресів є кривошипно-шатунний, повзун якого переміщується по закону, близькому до синусоїдального. Механізми спеціалізованих кривошипних пресів забезпечують певний характер зміни переміщення і швидкості в задані періоди робочого ходу і дозволяють досягати не тільки оптимальних кінематичних умов протікання процесу деформування, а, як наслідок, і багатьох інших позитивних ефектів - збільшення продуктивності праці, підвищення якості готових деталей, зниження браку, підвищення стійкості інструменту тощо [11-14].

Запропоновано декілька типів механізмів, які частково вирішують зазначену проблему.

В пресах для витяжки одним з технічних рішень є використання механізму з двома ведучими кривошипами [13,15]. Такий механізм (рис. 1.2) за рахунок оптимального вибору розмірів ланок та їх відносного розташування забезпечує сталість швидкості повзуна впродовж $2/3$ часу циклу, а хід повзуна складе 3 – 4 радіуса кривошипа. Практика експлуатації пресів з вказаним механізмом для глибокої витяжки показує його ефективність.

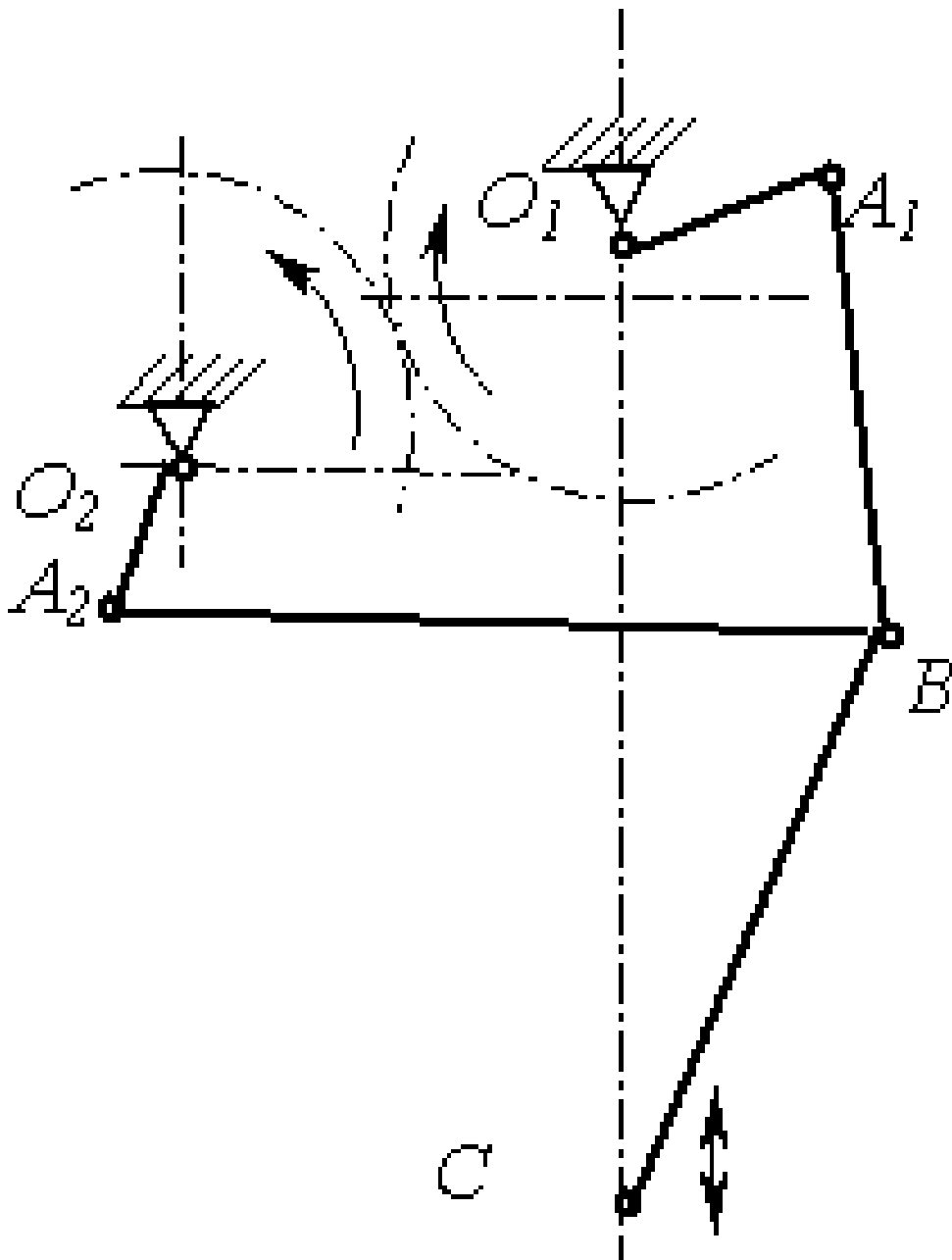


Рисунок 1.2 – Кінематична схема важільного витяжного пресу

Аналогічні властивості мають шестиланковий механізм витяжних пресів, показаний на рис. 2.3 [15]. Даним механізм відрізняється компактністю та простотою.

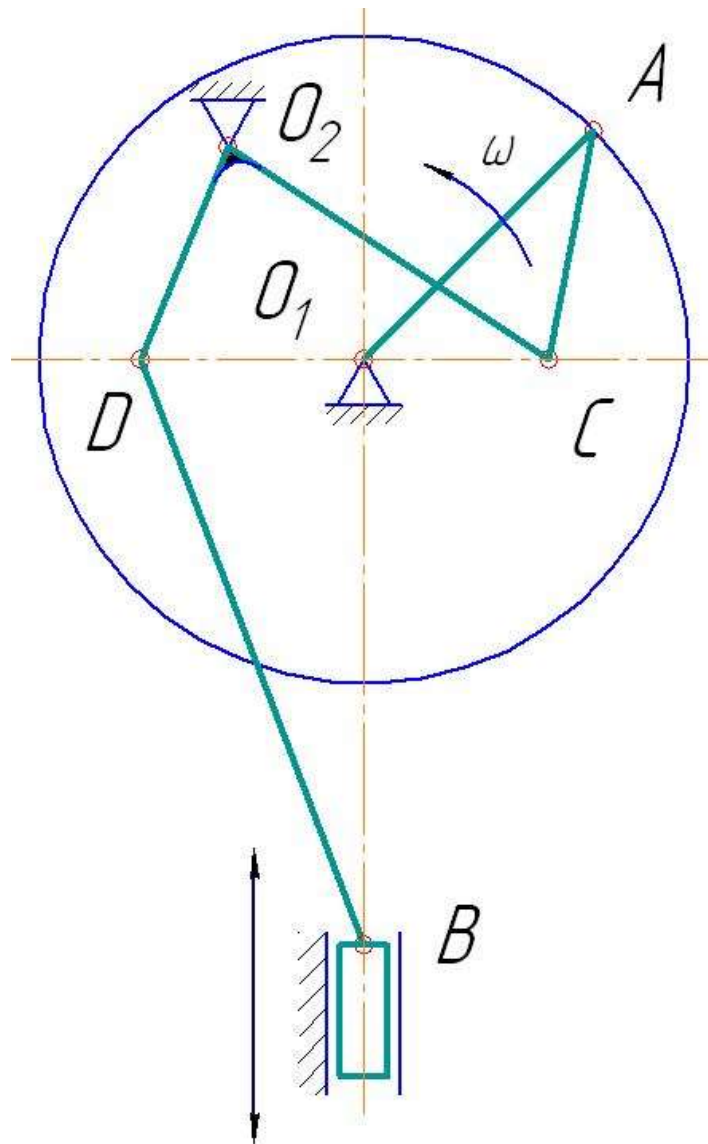


Рисунок 1.3 – Кінематична схема 6-ти ланкового механізму витяжного пресу

В механізмі преса, показаного на рис.1.4, використовується накладення двох рухів – руху повзуна від кривошипно-повзунного механізму $OACB$ та переносного руху від кулачкової пари. В такому механізмі відбувається зміна довжини шатуна ACB , що забезпечує збільшення продуктивності преса за рахунок збільшення швидкості холостого руху [15]. Швидкість родочого ходу визначається параметрами кривошипно-повзунного механізму, проте при цьому забезпечується збільшений робочий ход при малому радіусі кривошипу. Такий механізм використовується в автоматах для видавлювання.

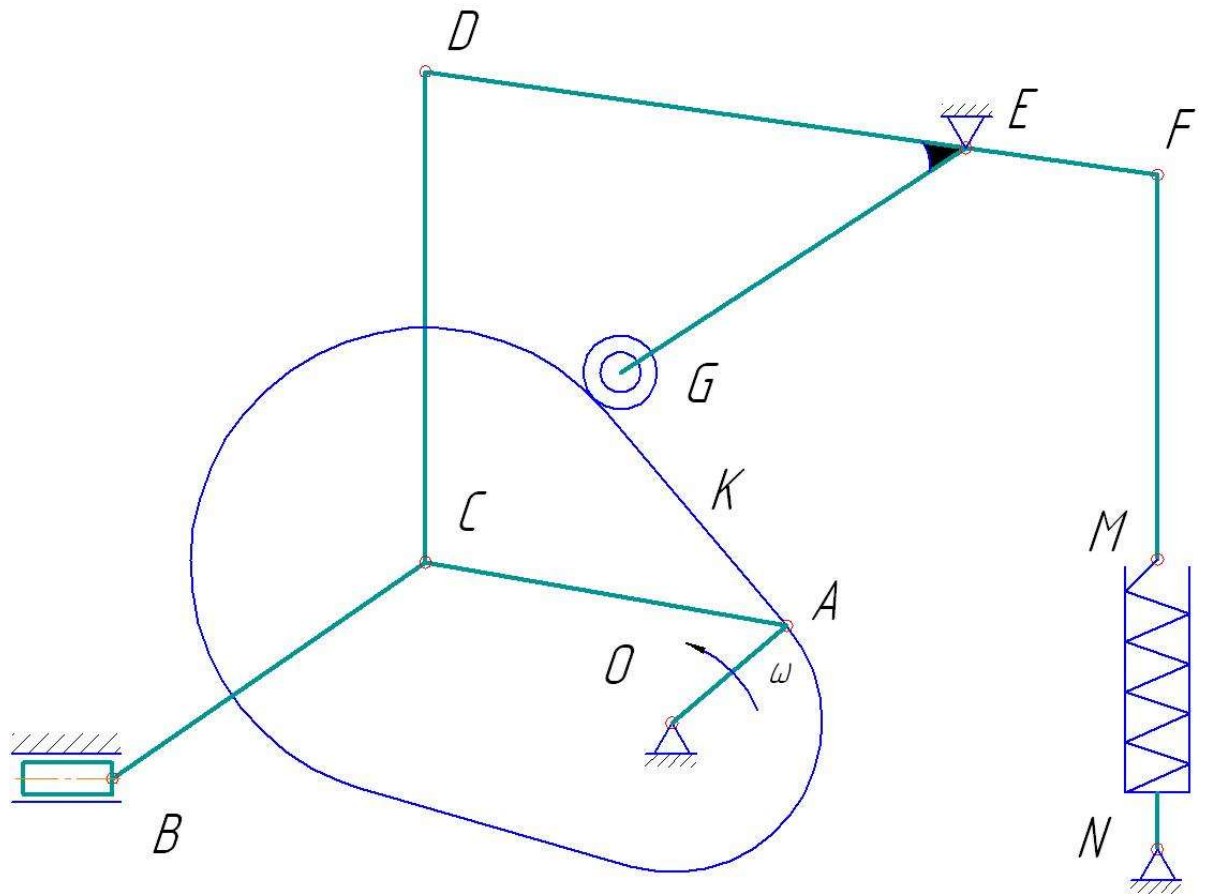


Рисунок 1.4 - Кінематична схема механізму автомата для видавлювання

В спеціалізованих пресах холодного видавлювання японської фірми “Komatsu” використовується модифікований кривошипно-колінний механізм (рис.1.5). Основними його особливостями є невелика швидкість повзуна в період робочого ходу, розвантаження станини, збільшення жорсткості і, відповідно, точності штампування.

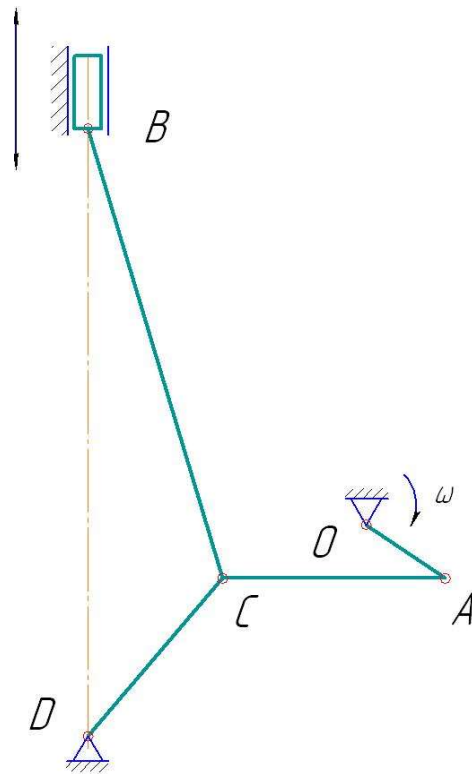


Рисунок 1.5 - Кінематична схема преса для видавлювання

В пресах для чистової вирубкі використовується модифікований кривошипно-колінний механізм з двома ведучими кривошипами (рис. 1.6), який забезпечує низьку робочу швидкість повзуна (до 10 – 20 мм/с) [13].

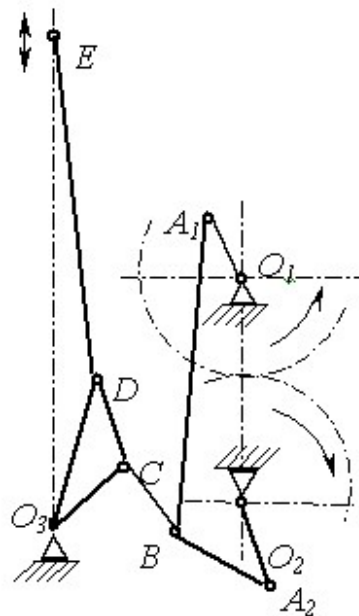


Рисунок 1.6 - Кінематична схема преса для чистової вирубкі

Всі названі механізми являють собою модифікації кривошипно-колінного механізму і, привносячи деякі особливі кінематичні властивості, мають як їх переваги, так і недоліки. 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.

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.

Застосування зубчасто-важільних механізмів в ГВМ спеціальних і спеціалізованих пресів пояснюється, перш за все, тим, що з їх допомогою можна здійснювати вельми різноманітні і складні закони руху ланок, в тому числі і повзуна. Це забезпечує можливість реалізації більш сприятливого, з точки зору, кінематичних вимог технологічного процесу закону руху повзуна в період робочого ходу.

Одним з перших такий механізм досліджував Шулаков А. М. [16,17]. Встановлено, що в залежності від розмірів ланок, їх взаємного розташування механізм забезпечує прискорення, уповільнення або вистій повзуна на ділянці робочого ходу. Зубчасто-важільний механізм був використаний, перш за все, для приводу зовнішнього повзуна витяжного преса (рис.1.7).

Використання і дослідження зубчасто-важільних механізмів в виконавчих головних механізми пресів в даний час недостатнє і становить науковий і технічний інтерес. В літературі відсутні практичні залежності для розрахунку його кінематичних характеристик, для силового аналізу, що робить неможливим їх аналіз і синтез. Тому питання теоретичного аналізу і вибору оптимальних параметрів зубчасто-важільного головного виконавчого механізму спеціалізованих кривошипних пресів є актуальною.

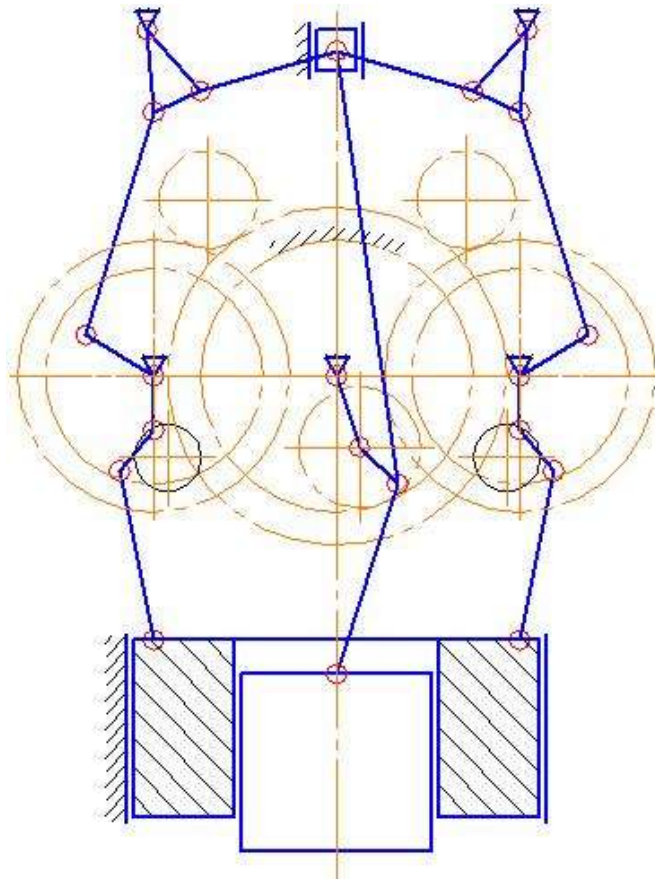


Рисунок 1.7 - Кінематична схема преса для пульсуючої витяжки

1.3 Обґрунтування і постановка задач роботи

Для успішного виконання деяких технологічних операцій листового та об'ємного штампування вимагається спеціальний закон переміщення повзуна в період робочого ходу. Кривошипно-шатуний механізм не забезпечує вказані вимоги і в спеціалізованих та спеціальних пресах має використовуватись спеціальний виконавчий механізм.

На підставі аналізу літературних даних встановлено, що для створення найбільш сприятливих швидкісних умов виконання зазначених технологічних процесів 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.

Переміщення повзуна в період робочого ходу повинно бути достатнім для виконання технологічної операції з урахуванням пружної деформації системи прес-штамп.

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. Зубчато-важільний механізм повинен мати внутрішні зачеплення і передавальне відношення коліс дорівнює 3.

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'ятиланкові механізми.

Метою виконання магістерської роботи є дослідження зубчато-важільних механізмів ГВМ спеціальних та спеціалізованих кривошипних пресів, які забезпечують реалізацію встановлених кінематичних властивостей переміщення повзуна.

Для досягнення поставленої мети були поставлені наступні задачі:

1. Визначити показники, що визначають кінематичні властивості ГВМ та розробити методику їх синтезу;
2. Після структурного синтезу механізму провести його кінематичний та кінетостатичний аналіз з визначенням усіх показників;
3. Проведення експериментальних досліджень для підтвердження теоретичних досліджень;
4. Визначення оптимальних параметрів зубчато-важільного ГВМ.

2 РОЗРАХУНОК КІНЕТИЧНИХ ТА КІНЕТОСТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОЛОВНИХ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ

2.1 Структурний синтез зубчасто-важільного виконавчого механізму

Проектування будь-якого механізму технологічної машини починається з проектування його схеми - синтезу механізму.

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.

Основною метою застосування зубчасто-важільних головних виконавчих механізмів спеціалізованих кривошипних пресів є забезпечення спеціальних кінематичних характеристик руху повзуна. 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.

Переміщення повзуна в період робочого ходу повинно бути достатнім для виконання технологічної операції з урахуванням пружної деформації системи прес-штамп.

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.

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

Виходячи з технологічного призначення пресів і особливостей їх структури в конструюванні вузлів і систем в ГВМ преса можуть використовуватися тільки ті зубчато-важільні механізми, які відповідають раніше зазначеним технологічним вимогам.

Вхідна 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 изгибаючим моментам. Механізм повинен мати достатню твердість, обумовленої характером технологічного процесу.

З урахуванням цих вимог та характеру переміщення шатунної шийки механізму в спеціальних і спеціалізованих пресах для холодного видавлювання та чистової вирубки найбільш раціонально використовувати п'ятиланкові механізми. В такому механізмі вхідною 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. 2.1 показана схема пропонованого механізму з провідним кривошипом. Ведучий кривошип 1 входить у обертальну пару С з колесом 2, яке входить в зачеплення з нерухомим зубчастим колесом 3. Колесо 2 входить

у обертальну пару А з шатуном 4. Шатун через обертальну пару В з'єднаний з повзуном 5. Шляхом зміни співвідношення між числами зубів коліс 2 і 3 і відстані АС можуть бути реалізовані різні закони руху повзуна.

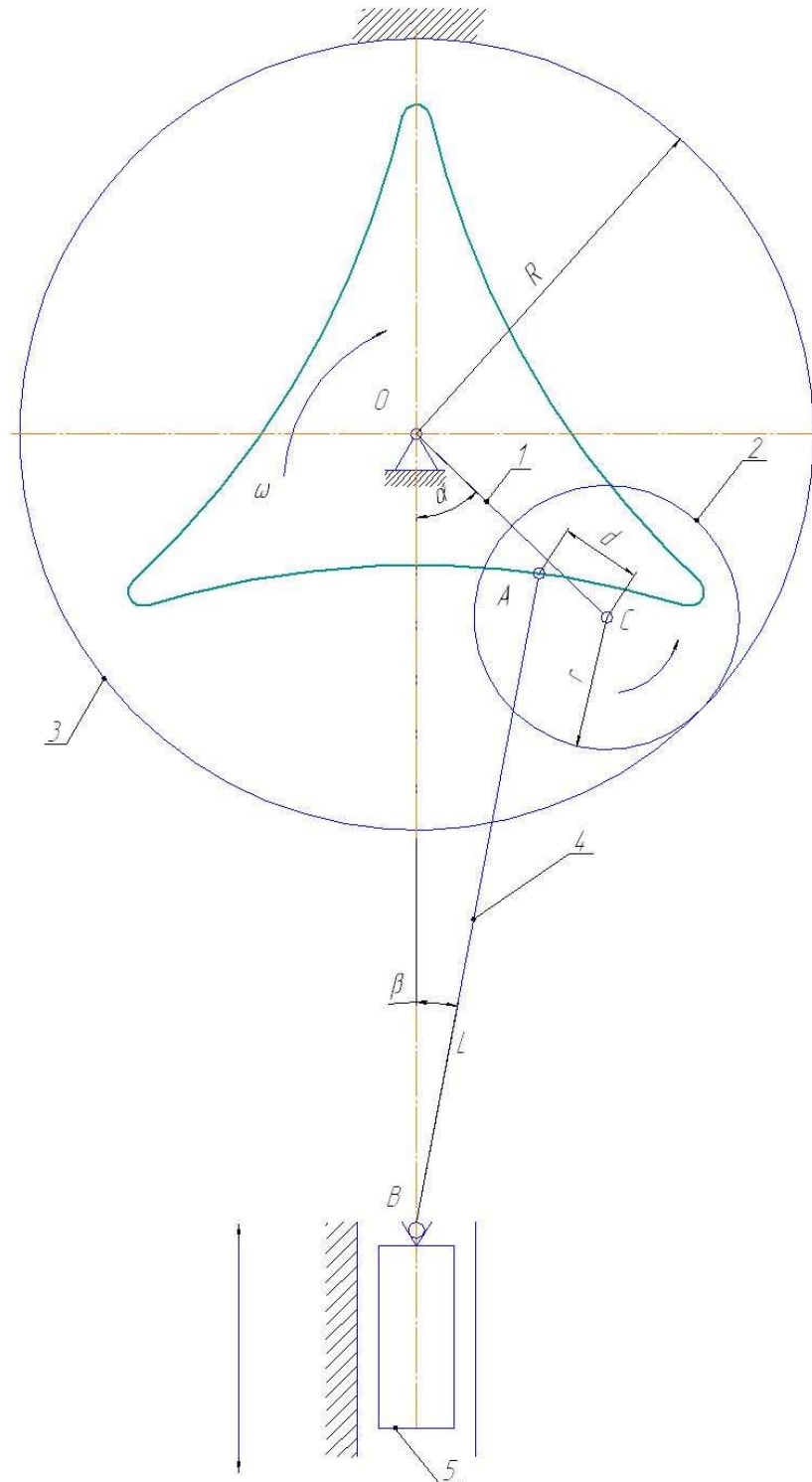


Рисунок 2.1- Схема зубчасто-важільного ГВМ пресу

2.2 Кінематика зубчасто-важільного головного виконавчого механізму

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

Розглянемо згідно за яким законом може переміщуватись повзун зубчасто-важільного головного виконавчого механізму. Для цього звернемося до теорії деяких «чудових» кривих.

Відомо, що лінія, яку описує точка A , закріплена на деякому колі 2 радіусу r , коли це коло котиться без ковзання по нерухомій окружності 3 радіуса R (направляюче коло), називається епіциклоїда, якщо окружності 2 і 3 дотикаються зовнішнім чином, і гіпоциклоїда, якщо дотик внутрішній [22, 23]. Якщо точка A знаходиться на утворюючому колі, криві називаються звичайними (рис.2.2). Якщо точка A взята всередині кола на відстані $AC=d < r$, криві називаються укороченими (рис. 2.3). Якщо точка A розташована поза утворюючого кола на відстані $AC = d > r$, криві називаються подовженими. Відстань $AC = d$ в значній мірі впливає на характер переміщення повзуна і має важливе значення для аналізу та синтезу механізму. Відношення $\lambda_1 = d / r$ називається відносним ексцентриситетом підвіски шатуна.

Форма кривих визначається співвідношенням радіусів кола R та r і відстанню AC .

Рівняння кривих в загальному виді:

$$\begin{aligned} x_a &= r[k_1 \cos \alpha + \lambda_1 \cos(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)], \\ y_a &= r[k_1 \sin \alpha + k_2 \lambda_1 \sin(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)]. \end{aligned} \quad (2.1)$$

де коефіцієнти k_1 і k_2 відповідно дорівнюють:

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

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

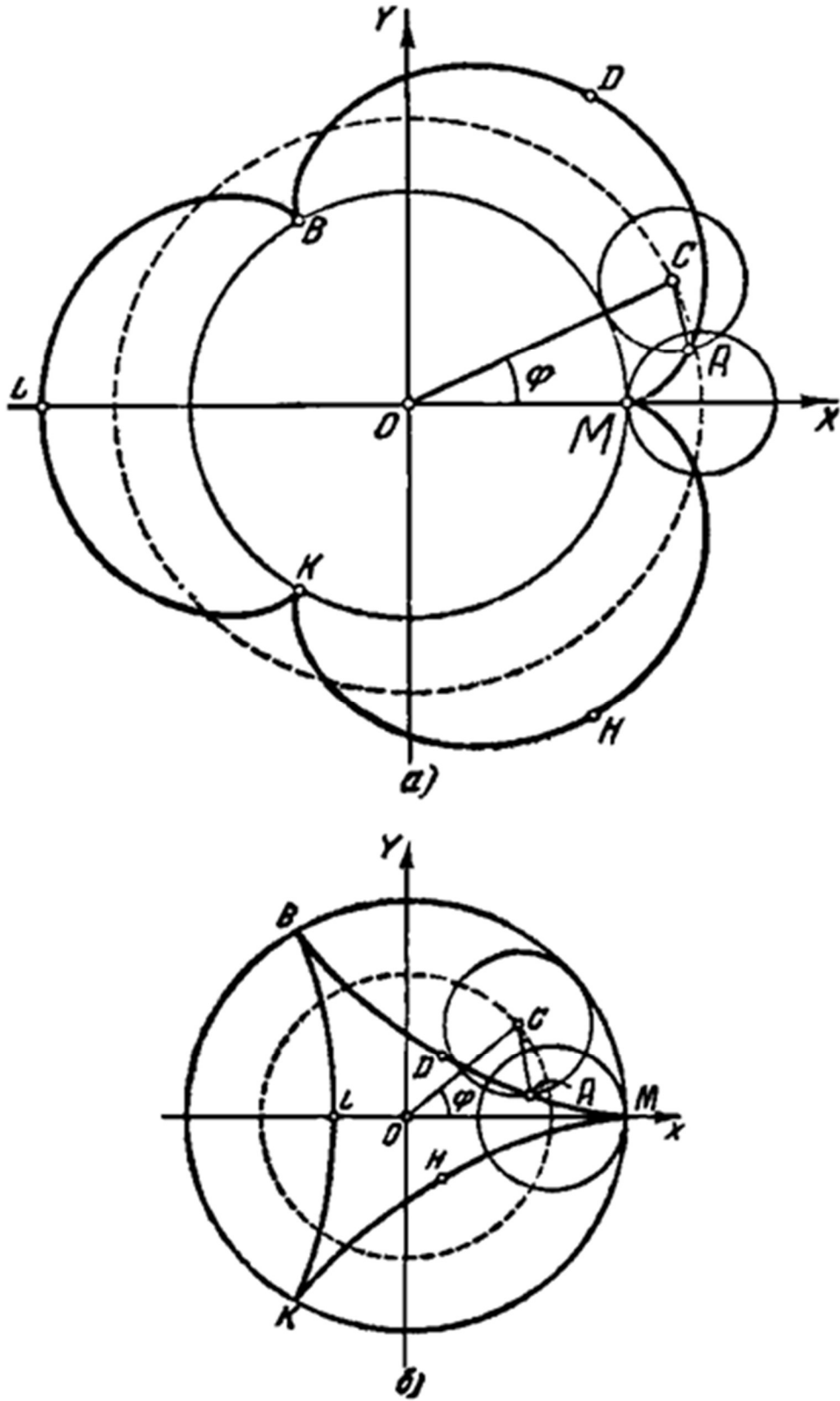


Рисунок 2.2 – Звичайні криви

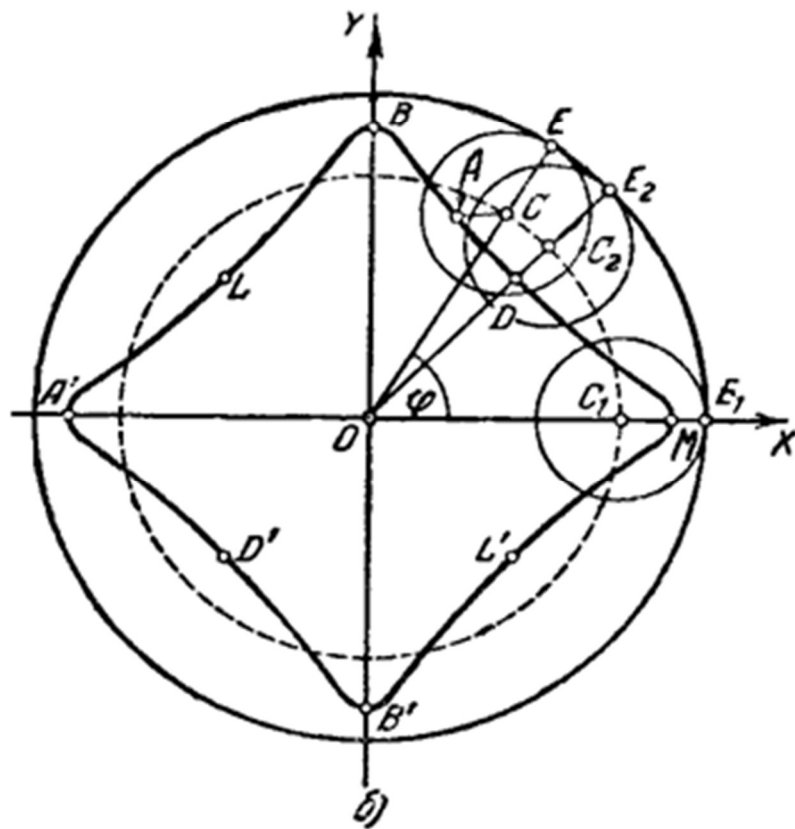
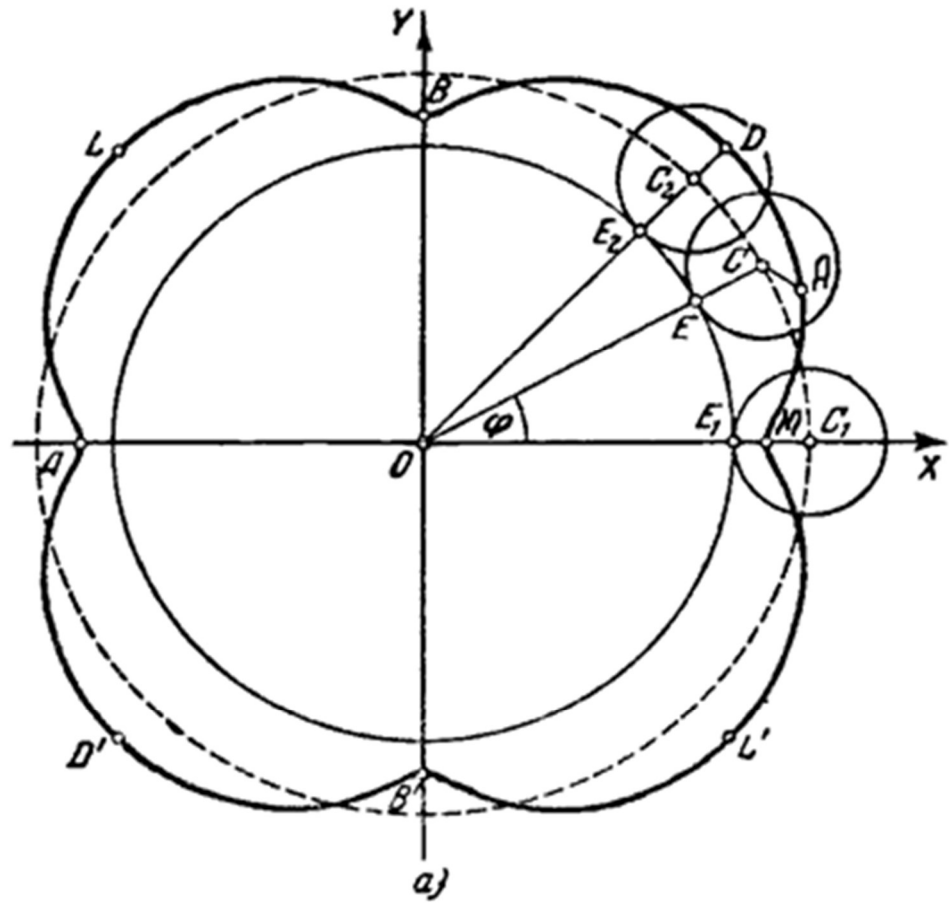


Рисунок 2.3 – Укорочені криви

Застосуємо теорію чудових кривих до кінематики зубчасто-важільного головного виконавчого механізму.

Ведучою ланкою є кривошип I що обертається зі сталою швидкістю ω навколо осі O (рис. 2.4). Ланка 2 нерухома, тобто $\omega_2=0$. Ланка 3 здійснює переносний рух зі швидкістю ω відносно центра O та відносно зі швидкістю ω_{30} відносно центра C , тобто $\omega_3 = \omega + \omega_{30}$.

За принципом зверненого руху маємо:

$$\frac{\omega_3 - \omega}{\omega_2 - \omega} = i_{32}, \quad (2.2)$$

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.

Т. я. $\omega_2=0$, то $\frac{\omega_3 - \omega}{\omega} = i_{32}$, тобто $\omega_3 = \omega(1 - i_{32})$.

Для плоскопаралельного руху ланки 3 знаходимо:

$$\omega_{30} = \omega_3 - \omega = -\omega i_{32} \quad (2.3)$$

Рівняння (2.2) та (2.3) дозволяють визначити абсолютну та відносну кутові швидкості обертання утворюючого кола 3.

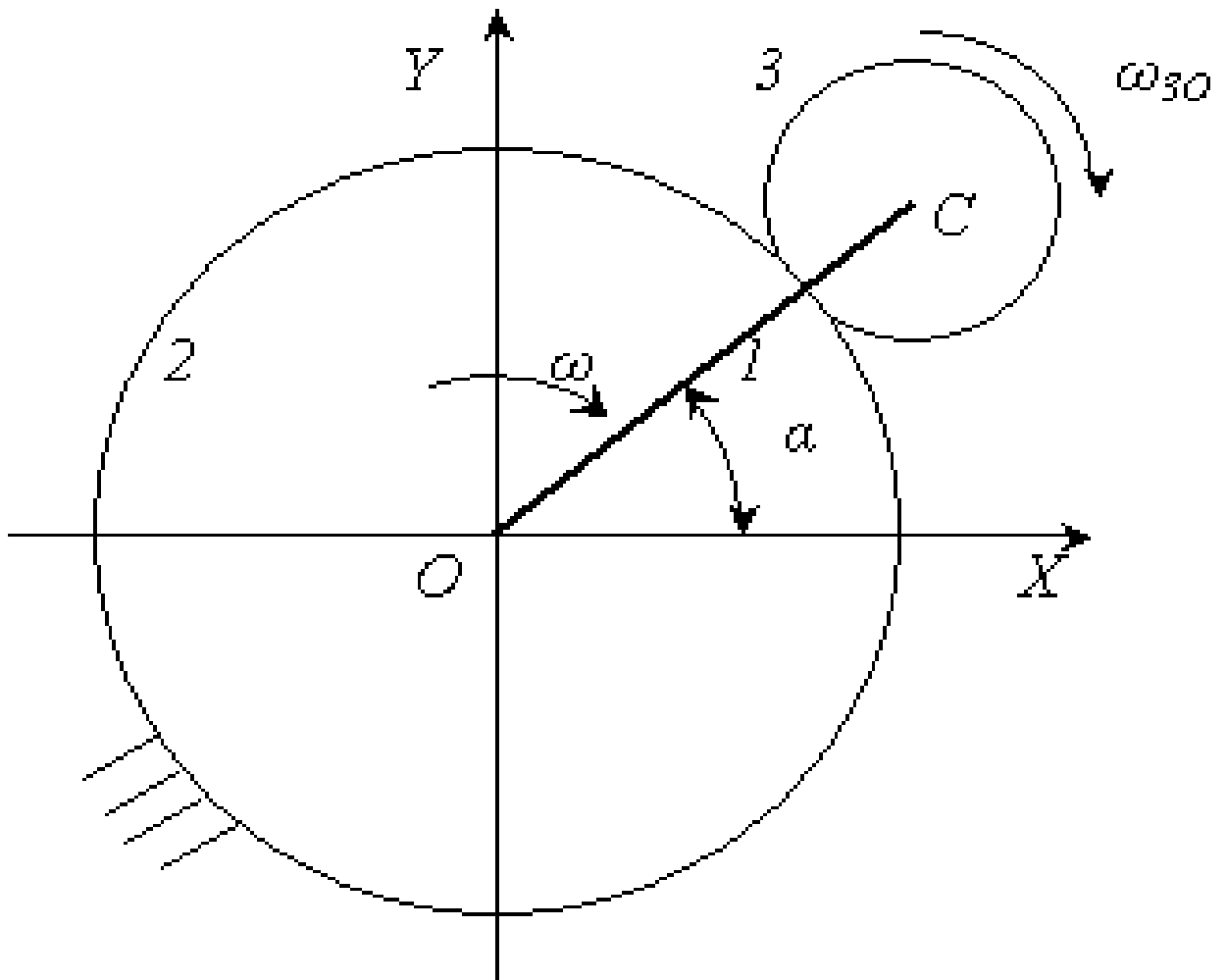


Рисунок 2.4 - До визначення кутових швидкостей ланок механізму

Розрахункова схема кривошипного преса з зубчато-важільним головним виконавчим механізмом показана на рис 2.5.

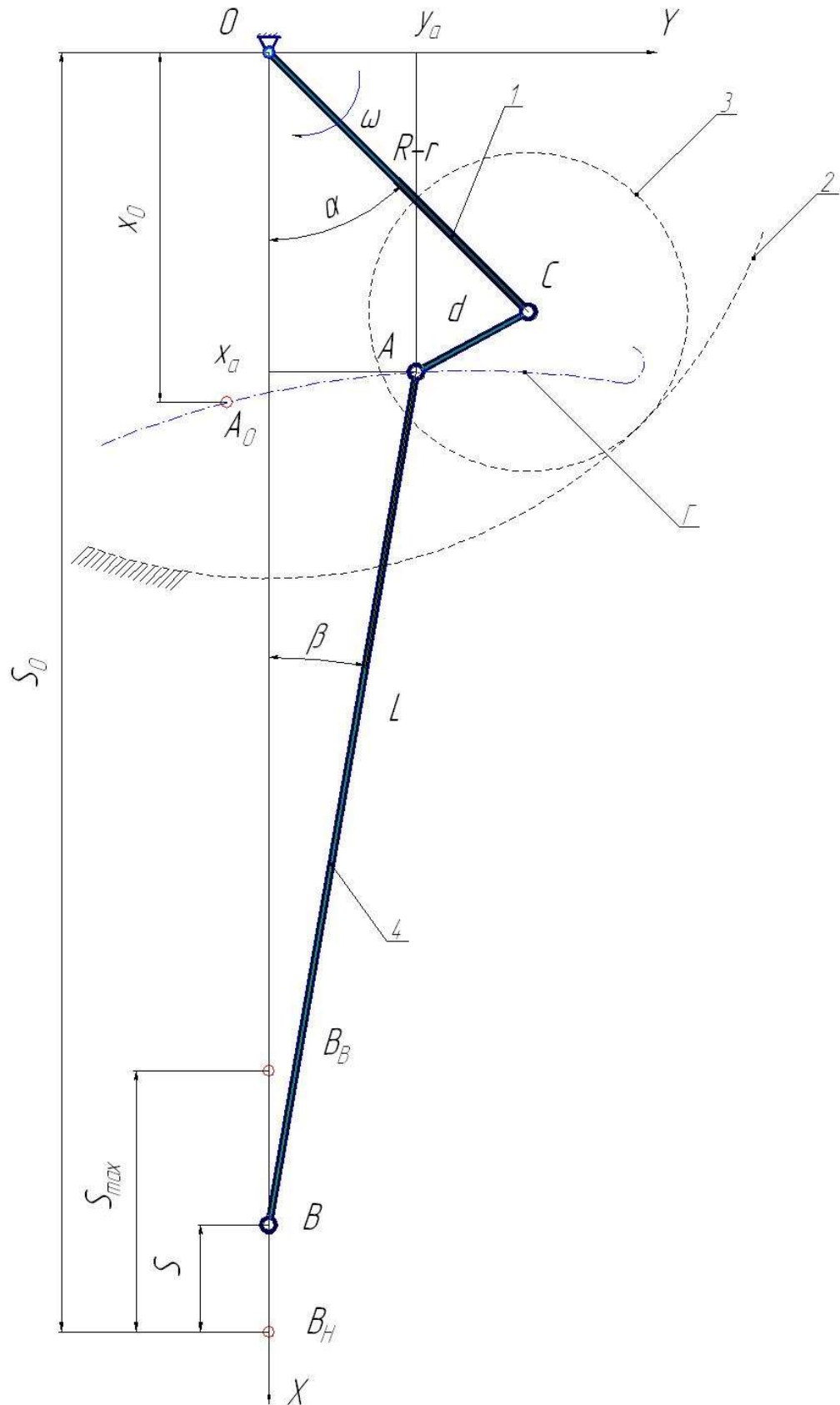


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема ГВМ кривошипного пресу.

Ланка OC є радіус кола центрів, його величина $R-r$. Ланка CA є відстанню між точками C і A на колесі 2, довжина якого дорівнює d . Ланка AB є шатуном механізму і його довжина дорівнює L . Точки B_B і B_H є крайнім нижнім (праве) та крайнім верхнім (леве) положення повзуна при $\alpha=0^\circ$ і $\alpha=180^\circ$.

Початкове положення кривошипа механізму прийнято також як і в теорії кривошипних пресів, тобто в початковому положенні кут $\alpha = 0^\circ$, а відлік кута проводиться проти руху кривошипа.

Крива, що описує траєкторію шатунної шийки A може займати будь-яке положення щодо центру кривошипа. Її положення визначається величиною установчого кута φ_0 .

З рисунка 2.5 випливає, що переміщення повзуна (точки B) від крайнього нижнього (переднього) положення при повороті кривошипа на кут α становить:

$$S = S_0 - x_a - L \cos \beta, \quad (2.4)$$

де S_0 – відстань між центром O і положенням повзуна у вихідному стані, тобто відстань між точками O і BH

$$S_0 = x_0 + L; \quad (2.5)$$

x_0 – координата точки A по осі X в навчальному положенні;

x_a – поточна координата точки A по осі X ;

β – кут нахилу шатуна відносно осі X .

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

$$\beta = \arcsin\left(\frac{y_a}{L}\right). \quad (2.6)$$

Швидкість повзуна визначається як похідна переміщення за часом:

$$V = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \left(-\frac{dx_a}{d\alpha} - L \frac{d \cos \beta}{d\alpha} \right).$$

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

З узагальненого рівняння кривої (2.1) знаходимо:

$$\frac{dx_a}{d\alpha} = -rk_1 [\sin \alpha + \lambda_1 \sin(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)] = -rk_1 k_{V1},$$

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

Диференціюя (2.6),з находимо:

$$\begin{aligned} \frac{d \cos \beta}{d\alpha} &= -\sin \beta \frac{d\beta}{d\alpha} = -\sin \beta \frac{1}{L \cos \beta} \frac{dy_a}{d\alpha} = \\ &= -rk_1 \frac{\operatorname{tg} \beta}{L} (\cos \alpha + k_2 \lambda_1 \cos(k_1 \alpha + k_2 \varphi_0)) = -rk_1 \frac{\operatorname{tg} \beta}{L} k_{V2}, \end{aligned}$$

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

Таким чином швидкість повзуна буде:

$$V = \omega rk_1 (k_{V1} + k_{V2} \operatorname{tg} \beta). \quad (2.7)$$

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:

$$J = \omega^2 r k_1 \left(k_{J1} + k_{J2} \operatorname{tg}\beta + \frac{r k_1 k_{V2}^2}{L \cos^3\beta} \right). \quad (2.8)$$

Залежності (2.4), (2.7) і (2.8) дозволяють визначити швидкість обертання утворюючої ланки, переміщення, швидкість і прискорення повзуна в залежності від геометричних параметрів механізму. З урахуванням залежностей (2.5) і (2.6) всі вони і є математичною моделлю механізму для аналізу його кінематичних властивостей.

Розрахунок параметрів за формулами (2.4), (2.7) та (2.8) в залежності від кута нахилу шатуна від осі X для дослідної установки, конструкція якої описана у розділі 3, був проведений за допомогою програми MathCAD, лістинги з якої наведені у додатку 1.

Параметри механізму дослідної установки наступні:

- $R = 72$ мм;
- $r = 24$ мм;
- $d = 16,8$ мм;

- $L = 190$ мм;
- $\omega = 6,28$ с⁻¹;
- $\varphi_0 = 180^\circ$.

Для порівняння прораховані аналогічні параметри для кривошипно-повзунного механізму з таким же ходом повзуна (тобто радіусом кривошипа $R-r$) та тими ж значеннями довжини шатуна L та кутової швидкості кривошипа ω . Лістинги з програми розрахунку наведені у додатку 2.

На рисунках 2.6 – 2.8 представлені залежності переміщення , швидкості та прискорення експериментальної установки основними лініями та штрих-пунктирними, для порівняння, аналогічні залежності для кривошипно-повзунного механізму.

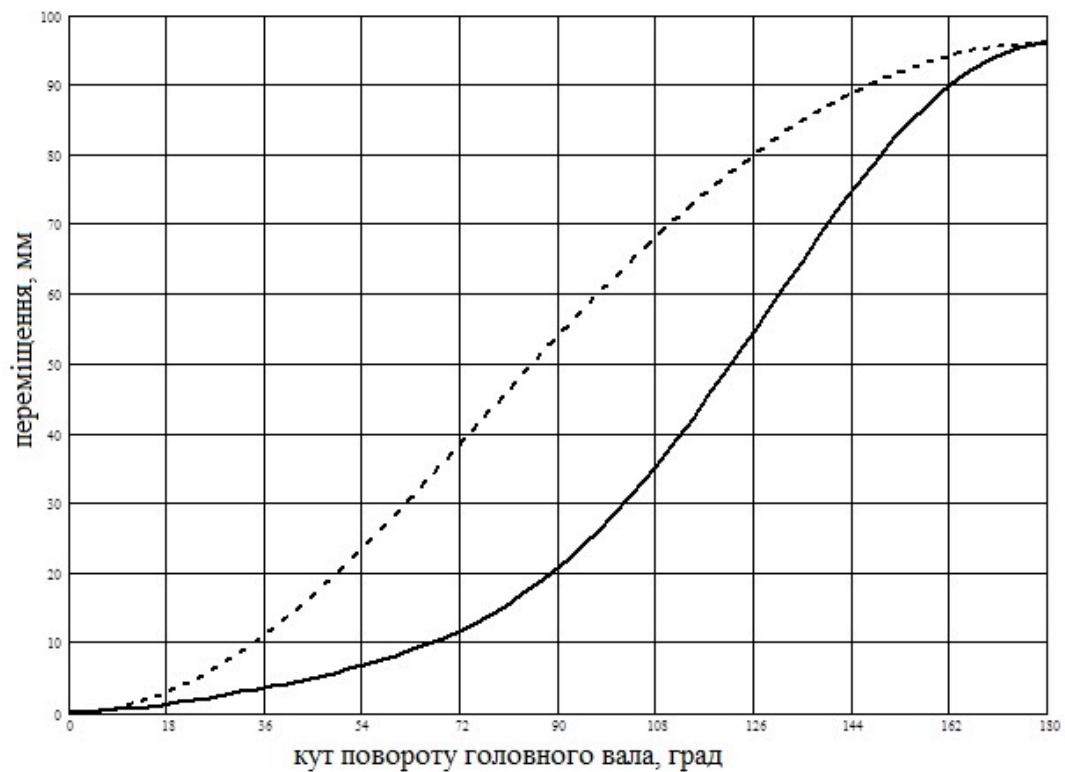


Рисунок 2.6 – Залежність переміщення повзуна від кута повороту кривошипа

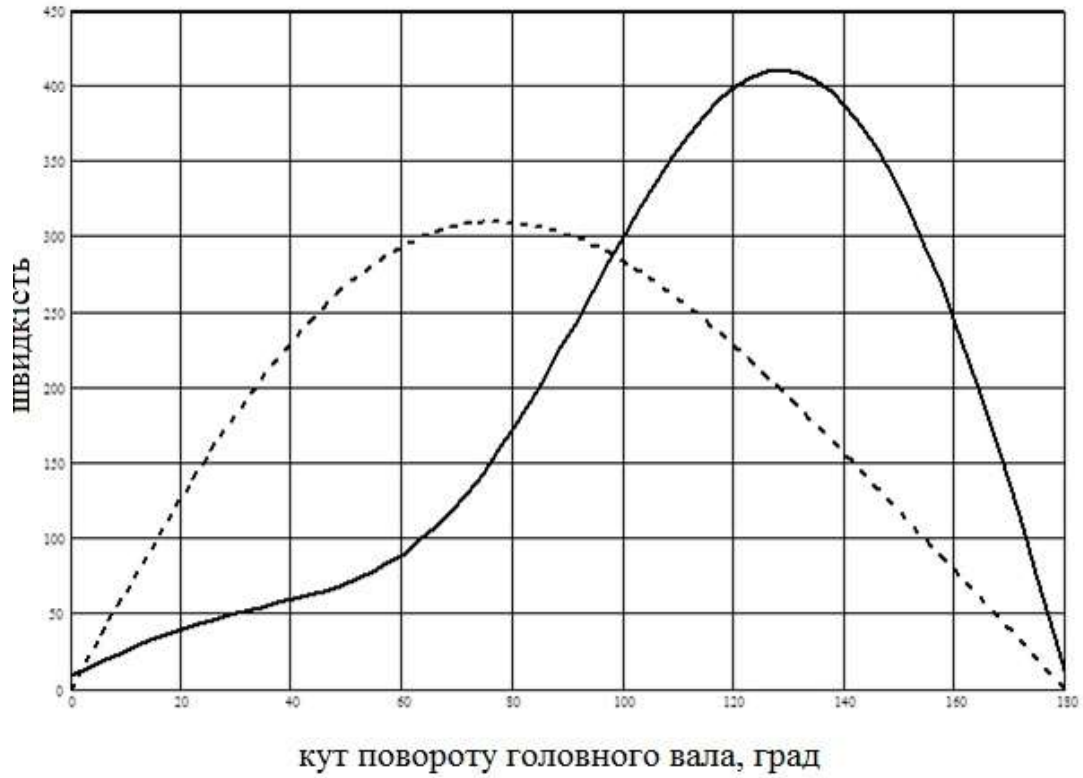


Рисунок 2.7 – Залежність швидкості повзуна від кута повороту кривошипа

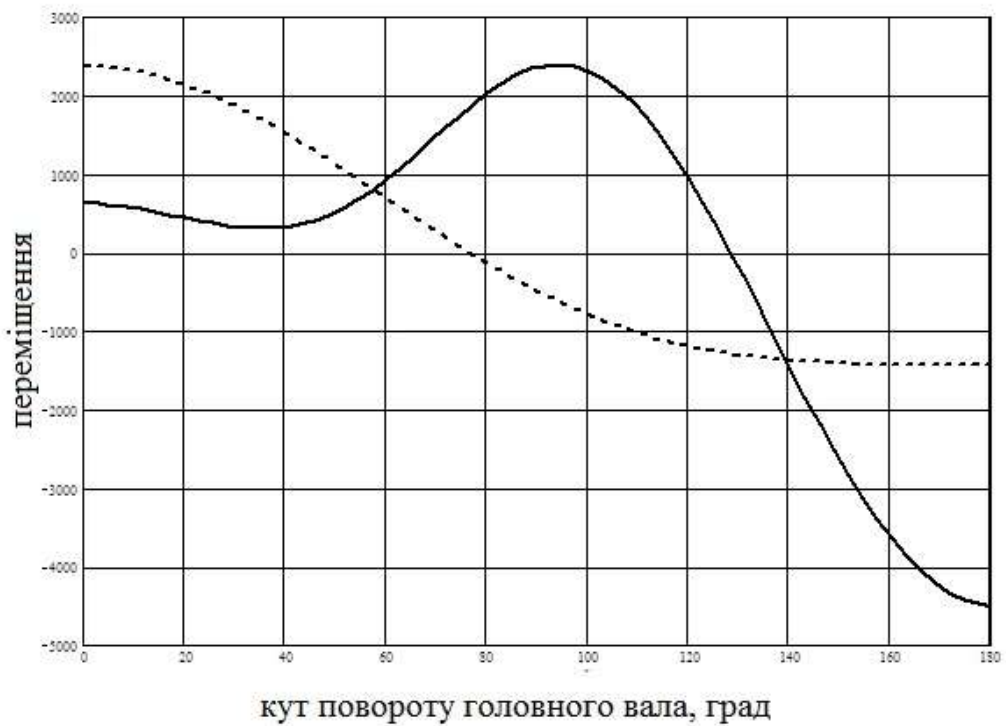


Рисунок 2.8 – Залежність прискорення повзуна від кута повороту кривошипа

З аналізу рисунків випливає, що при оптимальному виборі параметрів зубчастно-важільного механізму забезпечуються кінематичні характеристики, що значно відрізняються від таких для кривошипно-повзунного механізму та значно краще відповідають до технологічних вимог таких операцій штампування, як видавлювання та чистова вирубка.

На ділянці робочого ходу ($0-60^\circ$) величина швидкості повзуна знижується більше ніж у три рази у порівнянні з традиційним кривошипно-повзунним механізмом.

Важливими обставинами є те, що кінематичні характеристики зубчасто-важільного механізму визначаються п'ятьма параметрами у порівнянні з трьома в кривошипно-повзунному, що забезпечує значно більші можливості варіації параметрів при синтезі механізму та можливості отримання більш сприятливих його властивостей.

2.3 Кінетостатика зубчасто-важільного головного виконавчого механізму

2.3.1 Кінетостатика ідеального механізму

Для розрахунку механізму на міцність необхідно визначити сили, що діють на ланки і реакції в кінематичних парах. У загальному випадку ці сили можуть бути визначені Кінетостатическій або динамічним розрахунком. У даній роботі розглядається рух механізму при постійній швидкості вхідного ланки, тобто завдання кінетостатіки.

Рушійною силою або, конкретніше, рушійним моментом в даному механізмі є крутний момент, прикладений до ведучого кривошипа. Силою опору є технологічне зусилля, яке прикладається до повзуна механізму. Технологічне зусилля визначається лінійними розмірами оброблюваної заготовки, фізико-механічними властивостями оброблюваного матеріалу і умовами виконання технологічної операції.

На ланки механізму діють сили і моменти опору обумовлені тертям в кінематичних парах, а також сили інерції через нерівномірний рух деяких ланок. З огляду на, що сили інерції в виконавчих механізмах кривошипних пресів значно менше технологічних навантажень, ними можна знехтувати, і тоді завдання є, по суті, статичний аналіз механізму без урахування сил інерції.

Спочатку розглядається ідеальний механізм, тобто механізм в якому відсутнє тертя, всі ланки виконані ідеально, а шарніри точно виконують свої функції.

Відповідно до загальної методикою силового розрахунку плоского механізму без надлишкових зв'язків він розділяється на складові частини відповідно до класифікації Л.В. Асура. Механізм розчленовують на первинний механізм і структурні групи таким чином, щоб відомі зовнішні сили були включені до ланкам груп, а невідомий зовнішній рушійний момент - до рухомого ланці первинного механізму.

Схема дії сил на який утворює колесо, поєднане з кривошипом в точці С, і з шатуном - в точці А, при дії технологічного зусилля на повзунів Р, показана на рис. 2.9. На первинний механізм - кривошип зі стійкою, діє крутний момент від сили в шарнірі С і сили реакцій в опорах кривошипа.

З силового трикутника в точці В (з'єднання шатуна з повзуном) слід, що якщо на повзун діє сила технологічного опору Р, то сила, що діє по осі шатуна P_{AB} та сила, що діє на напрямні повзуна P_N , дорівнюватимуть:

$$P_{AB} = \frac{P}{\cos \beta}, \quad P_N = P \operatorname{tg} \beta. \quad (2.9)$$

Кут β є кутом нахилу шатуна до вертикальної вісі механізма, визначається за формулою:

$$\beta = \arcsin \frac{y_a}{L}. \quad (2.10)$$

Невідомі нормальні і окружні реакції R_{ZO} і R_{ZN} в зубчастому зачепленні, і R_{CO} і R_{CN} в опорі С визначаються з умов статичної рівноваги утворює колеса, тобто. рівності нулю проєкцій сил на координатні осі і моментів щодо двох точок.

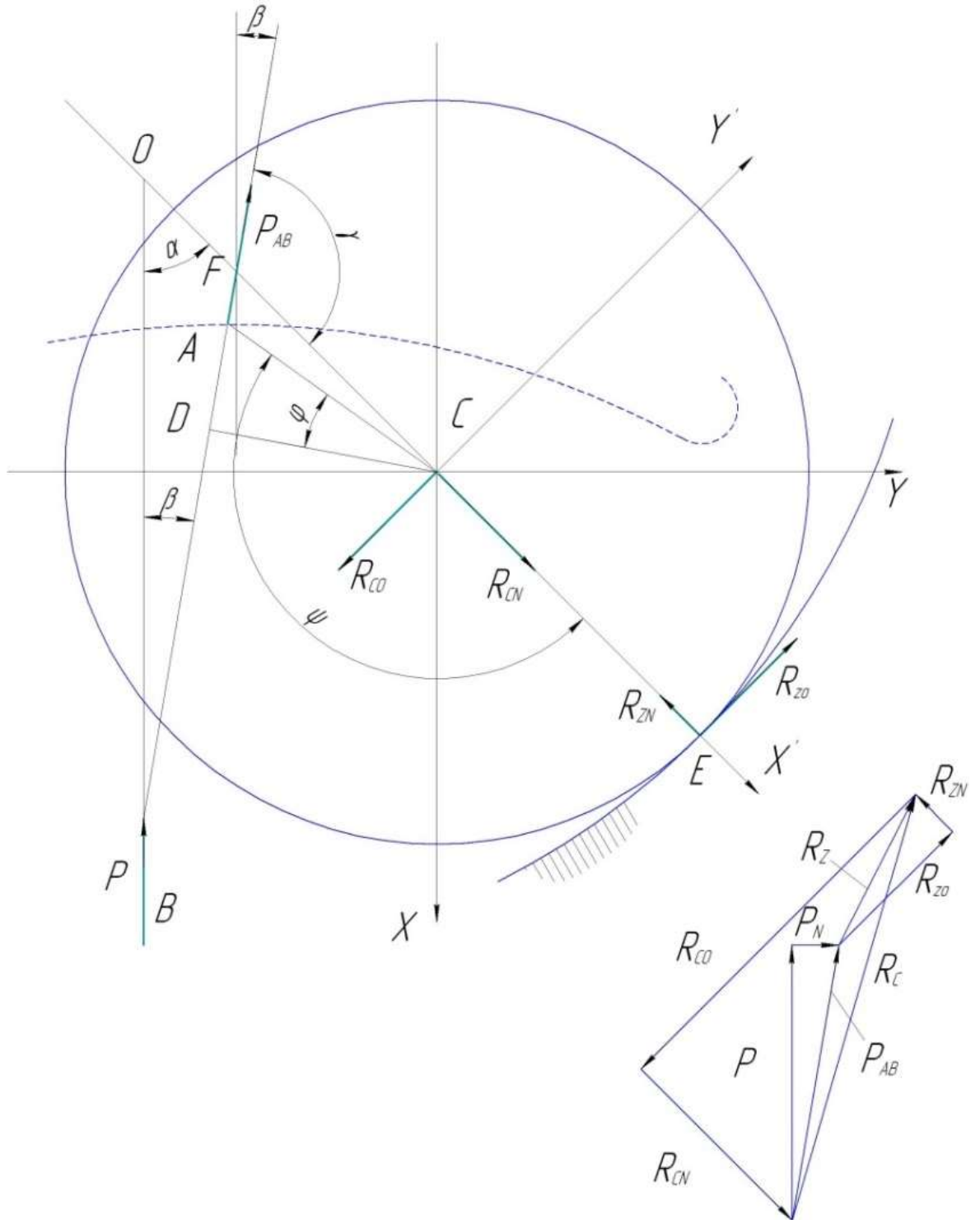


Рисунок 2.9- Схема дії сил на утворююче колесо та шатун

$$\begin{aligned} \sum R_X = 0, & \quad \sum R_Y = 0, \\ \sum M_C = 0, & \quad \sum M_E = 0. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Замість перших двох рівнянь зручніше розглядати проекції сил на лінію, збігається з лінією кривошипа і на лінію, перпендикулярну до нього, тобто на координатні осі X' і Y' .

З другого рівняння систем (2.11) :

$$P_{AB} CD = R_{ZO} r .$$

Плече сили P_{AB} знаходиться з трикутника ACD :

$$CD = AC \cos \varphi = d \cos \varphi .$$

Кут φ визначається з рівності:

$$\psi' = 90 + \alpha + \beta + \varphi = \psi - \varphi_0 = i\alpha - \varphi_0 ,$$

тобто $\varphi = (i-1)\alpha - \beta - \varphi_0 - 90$.

Тоді знаходимо:

$$R_{ZO} = P_{AB} \lambda_1 \sin(\alpha(i-1) - \beta - \varphi_0) \quad (2.12)$$

Нормальна сила в зубчастому зачепленні:

$$R_{ZN} = |R_{ZO}| \operatorname{tg} \alpha_3 , \quad (2.13)$$

де α_3 – кут зачеплення, для некоригованих передач $\alpha_3 = 20^\circ$.

Внаслідок односторонньої контакту зубів коліс в точці E , важливо відзначити, що нормальна сила R_{ZN} завжди спрямована до центру колеса, тому у формулі (2.13) прийнято модуль реакції R_{ZO} .

Проекції сил на координатні вісі X' і Y' будуть:

$$\begin{aligned} R_{CN} - R_{ZN} + P_{AB} \cos \gamma &= 0, \\ R_{ZO} - R_{CO} + P_{AB} \sin \gamma &= 0. \end{aligned}$$

Кут γ визначається з аналізу кутів в т. F . так як $\alpha + \beta + \gamma + 90 = 180$, то $\gamma = 180 - \alpha - \beta$.

Таким чином знаходимо:

$$\begin{aligned} R_{CN} &= P_{AB} \sin(\alpha + \beta) - R_{ZN} = P_{AB} \cos(\alpha + \beta) - R_{ZN}, \\ R_{CO} &= P_{AB} \cos(\alpha + \beta) + R_{ZO} = P_{AB} \sin(\alpha + \beta) + R_{ZO}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Реакція в опорі C визначається як векторна сума нормальних та дотичних сил R_{CN} і R_{CO} :

$$R_C = \sqrt{R_{CN}^2 + R_{CO}^2}. \quad (2.15)$$

Реакція в опорі A дорівнює силі P_{AB} .

Реакції в опорах кривошипа O залежать від конструктивного виконання вала. У загальному випадку сумарна реакція буде дорівнює векторній сумі горизонтальних R_{OX} і вертикальних R_{OY} реакцій, які визначаються як проекції сил R_{CO} і R_{CN} на осі координат, тобто

$$R_O = \sqrt{R_{OX}^2 + R_{OY}^2}, \quad (2.16)$$

де

$$\begin{aligned} R_{OX} &= R_{CN} \cos \alpha + R_{CO} \sin \alpha, \\ R_{OY} &= R_{CN} \sin \alpha - R_{CO} \cos \alpha. \end{aligned}$$

Крутні моменти на утворювальному колесі M_{32} і спрямовуючому колесі M_{33} , які необхідні для розрахунку зубчастого зачеплення на міцність, визначаються величиною колової сили в зубчастому зачепленні і відповідними радіусами:

$$M_{32} = R_{ZO} R, \quad (2.17)$$

$$M_{33} = R_{ZO} r. \quad (2.18)$$

Крутний момент на кривошипі дорівнюватиме:

$$M_{кр} = R_{CO} (R - r), \quad (2.19)$$

З врахування другого рівняння (2.14) вираз (2.19) можна представити у вигляді:

$$M_{кр} = P_{AB} (R - r) [\sin(\alpha + \beta) + \lambda_1 \sin(\alpha(i - 1) - \beta - \varphi_0)] = P m_k^u, \quad (2.20)$$

де m_k^u – приведенне ідеальне плече крутного моменту

$$m_k^u = \frac{(R - r)}{\cos \beta} [\sin(\alpha + \beta) + \lambda_1 \sin(\alpha(i - 1) - \beta - \varphi_0)]. \quad (2.21)$$

Як відомо, вираз для ідеального наведеного плеча може бути отримано також з умови рівності миттєвих потужностей $N_{пол}$ на провідній і відомій ланці:

$$N_{пол} = M_{кр} \omega = PV,$$

тобто:

$$M_{кр} = P \frac{V}{\omega} = P m_k^u,$$

де V – лінійна швидкість повзуна

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

$$k_{V1} = \sin \alpha + \lambda_1 \sin((i-1)\alpha - \varphi_0),$$

$$k_{V2} = \cos \alpha - \lambda_1 \cos((i-1)\alpha - \varphi_0).$$

Підставивши значення коефіцієнтів k_1 і k_2 отримаємо:

$$\begin{aligned} m_k^u &= r k_1 (k_{V1} + k_{V2} \operatorname{tg} \beta) = \\ &= r k_1 \left[(\sin \alpha + \lambda_1 \sin(k_1 \alpha - \varphi_0)) + \frac{\sin \beta}{\cos \beta} (\cos \alpha - \lambda_1 \cos(k_1 \alpha - \varphi_0)) \right] = \\ &= r k_1 [\sin(\alpha + \beta) + \lambda_1 \sin(k_1 \alpha - \beta - \varphi_0)], \end{aligned} \tag{2.22}.$$

2.3.2 Кінетостатика механізму з врахуванням тертя

Тертя в шарнірах і опорах механізму призводить до зміни величини і напрямку дії сил і реакцій. У поступальних парах (напрямні повзуна) виникає сила тертя, яка, будучи спрямована проти руху повзуна, призводить до збільшення сили, що діє уздовж шатуна. У обертальних парах момент від сил тертя зміщує точки прикладання реакції по дотичній до так званим "колам тертя" [10,12]. Радіус кола тертя ρ_i дорівнює добутку коефіцієнта тертя μ в опорі на радіус опори r_i , тобто $\rho_i = \mu r_i$. Схема дії сил при наявності тертя показана на рис. 2.10.

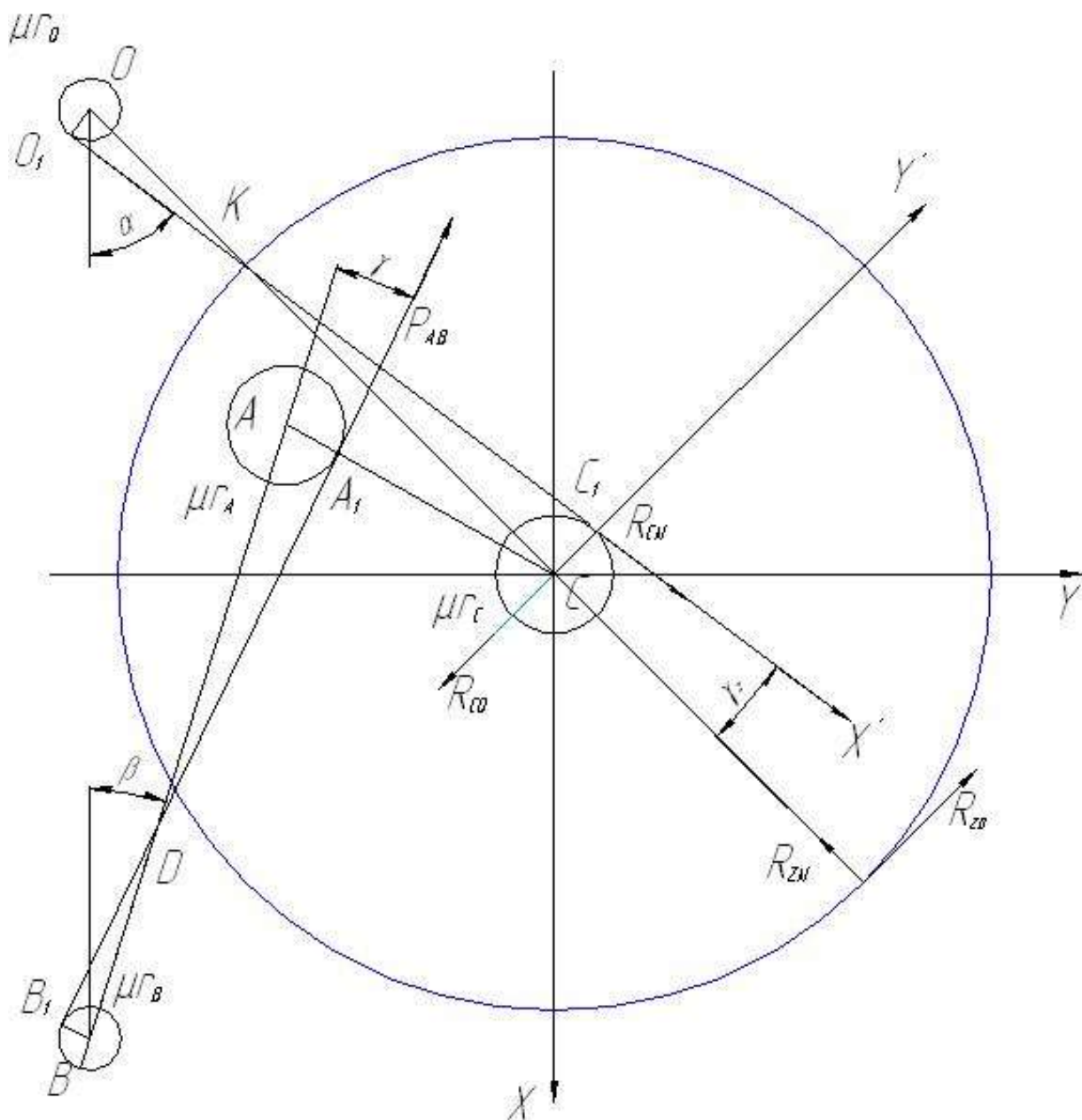


Рисунок 2.10 - Схема дії сил при наявності тертя

Сила, що діє на шатун, дорівнює [35]:

$$P_{AB} = P \frac{\cos \varphi}{\cos(\varphi + \beta + \gamma_1)}, \quad (2.23)$$

де γ_1 – кут нахилу рівнодіючої P_{AB} відносно осі шатуна;

$\varphi = \arctg \mu$ – кут тертя в спрямовуючих повзуна.

З трикутника AA_1D і DBB_1 випливає

$$\sin \gamma_1 = \mu \frac{r_A + r_B}{L}, \quad (2.24)$$

де μ – коефіцієнт тертя в шарнірах;

r_A, r_B – радіуси шарнірів A і B ;

L – довжина шатуна.

Нормальна сила тиску на спрямовуючі дорівнюватиме:

$$P_N = P \frac{\sin(\beta + \gamma_1)}{\cos(\varphi + \beta + \gamma_1)}. \quad (2.25)$$

Кут нахилу γ_2 рівнодіючої вздовж лінії кривошипу визначається з трикутників OO_1K і KCC_1

$$\sin \gamma_2 = \mu \frac{r_C + r_O}{(R - r)}. \quad (2.26)$$

Розглядаючи умови рівноваги механізму з урахуванням сил тертя, за аналогією з системою (2.11) нескладно визначити сили, що діють на ланки механізму при наявності сил тертя.

Реакції в зубчастому зачепленні:

$$R_{ZO} = P_{AB} \lambda_1 \sin(\alpha(i-1) - \beta - \gamma_1 - \varphi_0), \quad (2.27)$$

$$R_{ZN} = |R_{ZO}| \operatorname{tg} \alpha_3. \quad (2.28)$$

Реакції в шарнірі C

$$\begin{aligned}
 R_{CO} &= \frac{P_{AB}}{\cos \gamma_2} [\sin(\alpha + \beta + \gamma_1) + \lambda_1 \sin(\alpha(i-1) - \beta - \gamma_1 - \varphi_0)], \\
 R_{CN} &= \frac{P_{AB}}{\cos \gamma_2} [\cos(\alpha + \beta + \gamma_1) + \lambda_1 \sin(\alpha(i-1) - \beta - \gamma_1 - \varphi_0) \operatorname{tg} \alpha_3].
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

Крутний момент $M_{кр}$ на кривошипі визначається з рівності миттєвих потужностей на валу і на повзуні.

$$M_{кр} \omega = N_{пол} + N_{тр},$$

Корисна потужність визначається, так само як і для ідеального механізму. Потужність сил тертя $N_{тр}$ є сумою потужностей на подолання тертя в обертальних і поступальних кінематичних парах:

$$N_{тр} = \sum M_{тр} \omega + \sum Q_i \mu V_i = \sum R_i \mu r_i \omega_i + \sum Q_i \mu V_i, \tag{2.30}$$

де $M_{тр}$ – момент тертя в довільному шарнірі;

ω_i – відносна кутова швидкість ланки;

Q_i – реакція в парі, що рухається поступово;

V_i – швидкість поступального руху.

Для даного механізму маємо:

$$N_{тр} = P m_k^{\mu} \omega = R_O \mu r_O \omega + P_{AB} \mu r_A \omega_A + P \mu r_B \omega_B + R_C \mu r_C \omega_C + P_N \mu V. \tag{2.31}$$

де r_O – радіус кореневих опор кривошипа;

$\omega_A, \omega_B, \omega_C$ – відповідно, абсолютна кутова швидкість поєднувальних ланок в шарнірах A, B і C ;

Швидкість повзуна V визначається за формулою (2.7) Реакції R_O, R_C і P_N визначаються по формулам (2.15), (2.16) і (2.25). Сила P_{AB} визначається за формулою (2.23).

Кутові швидкості в шарнірах A , C і B визначаються за формулами:

$$\begin{aligned}\omega_A &= \omega + \omega_B, \\ \omega_C &= \omega i, \\ \omega_B &= \omega \lambda \cos(\alpha + \beta).\end{aligned}$$

де $\lambda = y_a/L$ – коефіцієнт шатуна;

y_a – координата точки A по осі Y' ;

ω_a – кутова швидкість поворота шатуна відносно точки з'єднання його з повзуном;

ω – кутова швидкість кривошипа.

Аналізуючи отримані залежності для полорження кривошипа в області робочого ходу можна ввезти ряд припущень:

- в період робочого ходу кути α і β наближаються до нуля, тоді $\cos(\alpha + \beta) \rightarrow 1$, тому можна прийняти $\omega_B = \omega \lambda$;
- за тією ж причиною всі реакції в шарнірах можна прийняти сталими і відповідними навантаженню механізму в крайньому положенні ;
- кутова швидкість в шарнірі A в силу першого припущення не залежить від кута повороту кривошипа, тому $\omega_A = \omega + \omega \lambda$.

Після перетворень отримаємо:

$$m_k^{\mu} = \mu[r_A(1 + \lambda) + \lambda r_B + r_O + r_C i]. \quad (2.32)$$

З формули (2.32) випливає, що в порівнянні з кривошипно-повзуни механізм значення наведеного плеча тертя збільшується внаслідок наявності додаткової складової - тертя в шарнірі C . Величина коефіцієнта тертя не є постійною і залежить від питомої зусилля в кожному шарнірі і відносної швидкості ковзання.

На рисунках 2.11 – 2.14 приведені результати кінетостатичного розрахунку дослідної установки. Завантаження на повзуні імітувалося

лінійним навантаженням з заданим коефіцієнтом жорсткості. Для порівняння на рисунках 2.13 та 2.14 приведені залежності плеча $m_{ккп}$ та крутного моменту $M_{ккп}$ для звичайного кривошипно-повзунного механізму з однаковим ходом повзуна та ідентичними умовами навантаження.

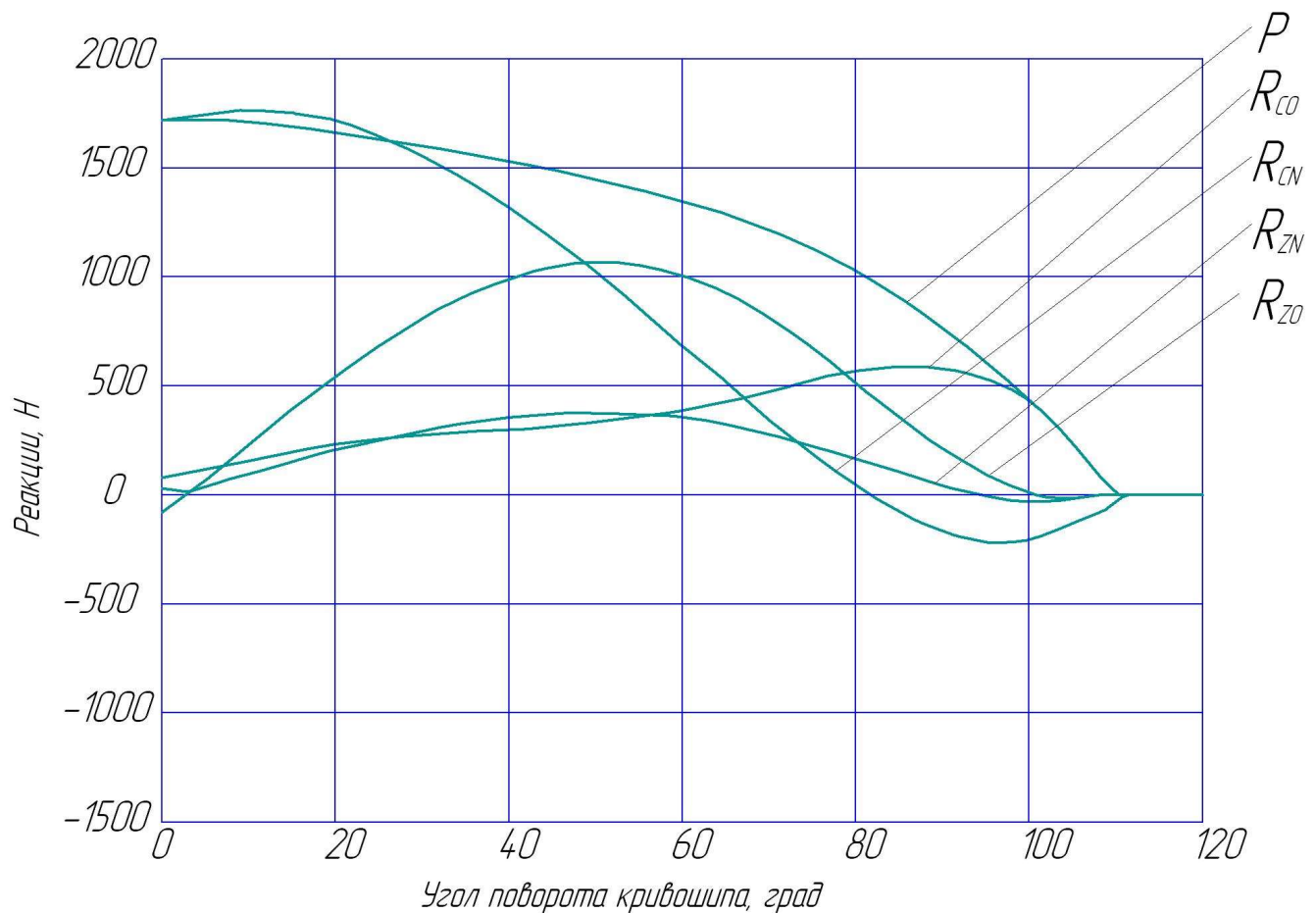


Рис. 2.11 - Графік залежності сил в зубчастому зачепленні та шарнірі С

З рис. 2.13 та рис. 2.14 випливають переваги зубчасто-важельного ГВМа в порівнянні з кривошипно-повзунним механізмом з точки зору статyki. Величина приведенного плеча крутного моменту на ділянці робочого ходу (до 60-70°) значно менше приведенного плеча в кривошипно-повзунном механізмі. Це підтверджує взаємозв'язок величини крутного моменту на ведучій ланці з першою передавальною функцією механізму. Зменшення рухомого крутного моменту за однакової сили технологічного опору на повзуні призводить до

зниження витрат енергії за один технологічний цикл, тобто зменшенню встановочної потужності електродвигуна та момента інерції маховика.

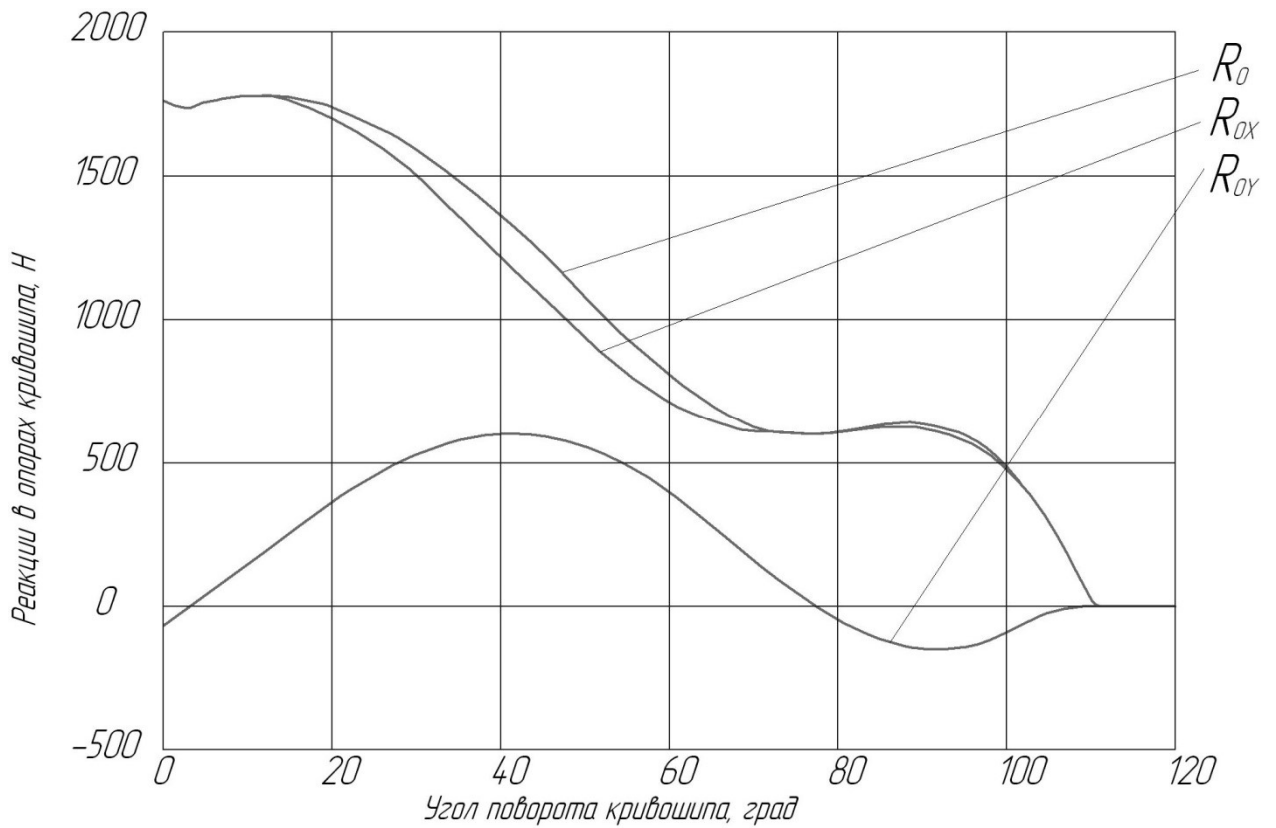


Рисунок 2.12. Графік залежності реакцій в опорах кривошипа

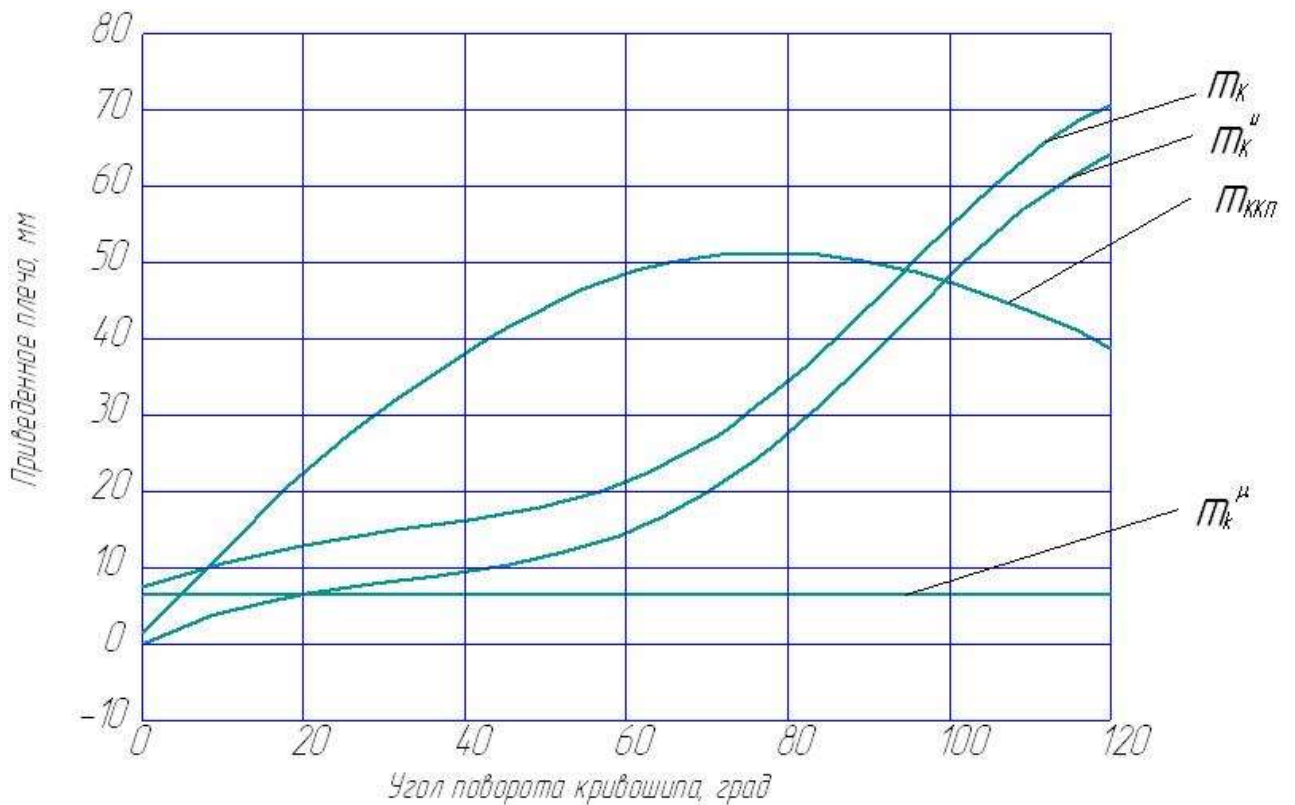


Рисунок 2.13 - Графік приведенного плеча крутного моменту

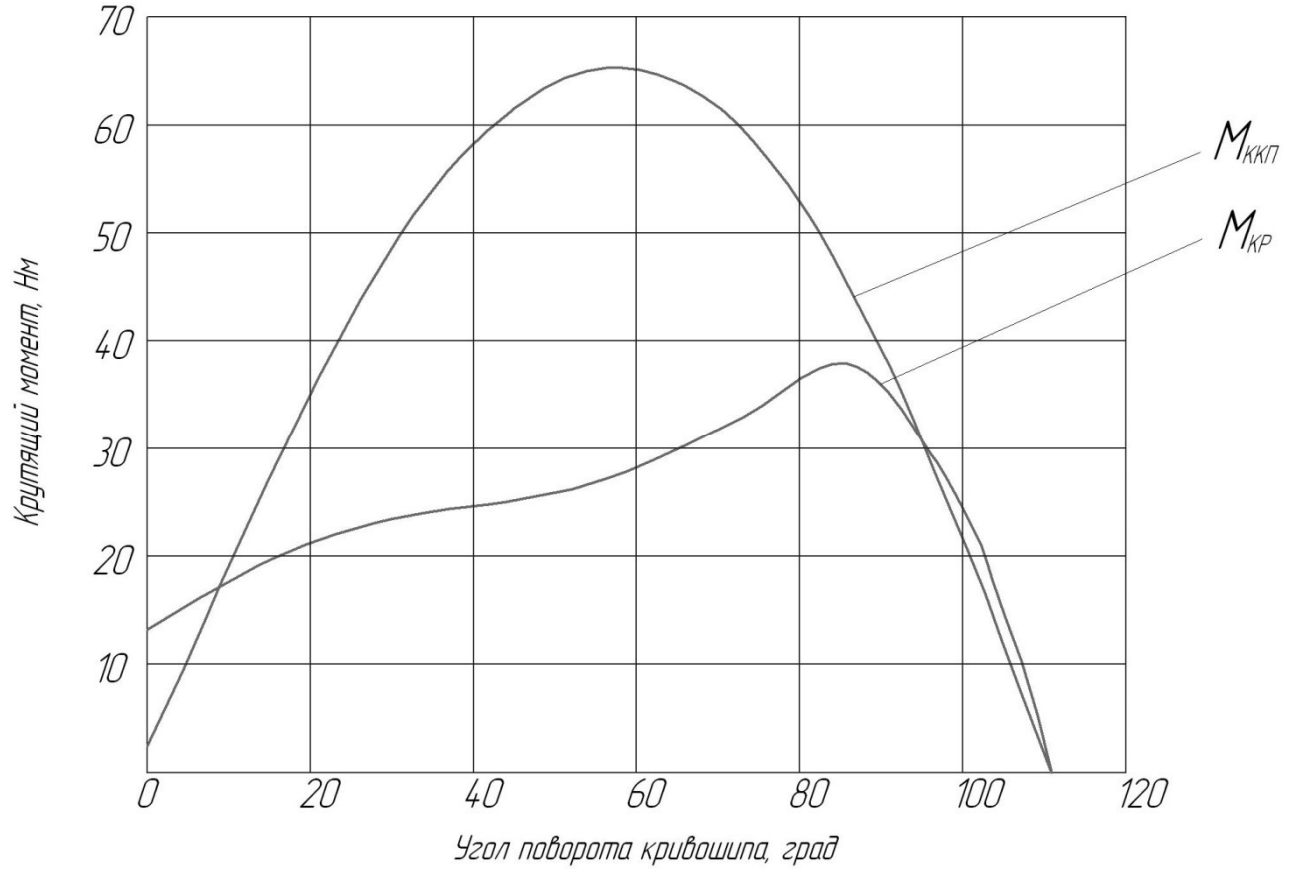


Рисунок 2.14 - График зависимости крутного момента

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНОГО ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

3.1 Експериментальна установка та методика її дослідження

Експериментальні дослідження зубчасто-важільного виконавчого механізму проведені з метою перевірки передумов і 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.

Схема експериментальної установки представлена на рис. 3.1.

Привід установки здійснюється від електродвигуна потужністю 0,5 кВт (на рисунку не показаний) через клинопасову передачу на маховик 2, жорстко встановлений на кривошипному валу 4. Ексцентрик 6 вільно обертається в цапфі кривошипа 5, жорстко з'єднаний з котра утворює шестерню 7 і утворює обертальну пару з шатуном 9.

Зміна параметрів механізму здійснювалося шляхом перевстановлення утворює колеса 7 щодо нерухомого направляючого колеса 8 (зміна установчого кута φ_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;
- передаточне 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.

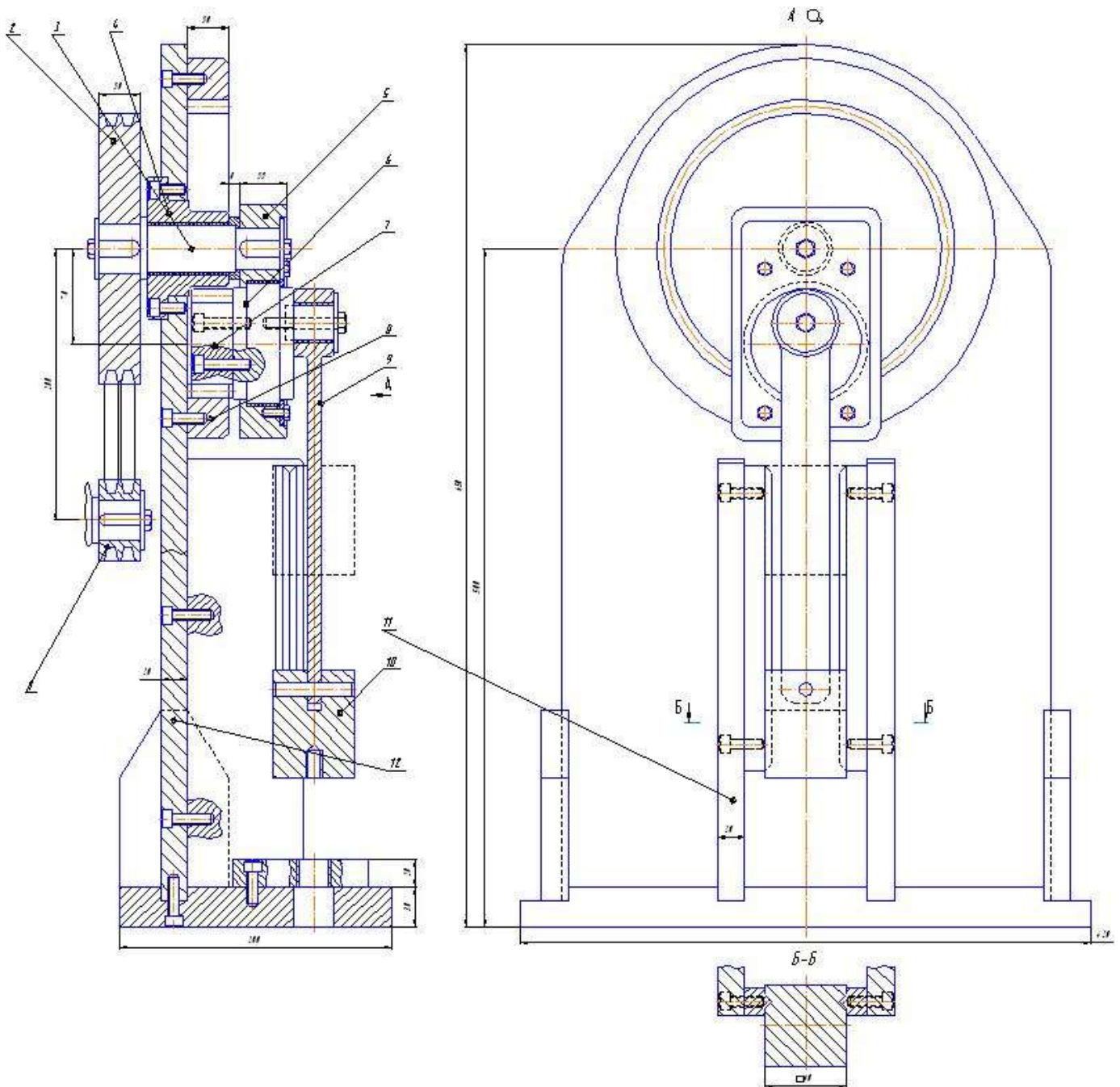


Рисунок 3.1 – Експериментальна установка

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

Дослідження кінематичних характеристик механізму полягала у встановленні залежності переміщення повзуна від кута повороту кривошипного валу. Ясно, що при збігу результатів експериментальних і теоретичних досліджень переміщення повзуна, швидкість і прискорення повзуна будуть збігатися з такою ж вірогідністю і погрішністю.

Схема вимірювань при проведенні досліджень показана на рис. 3.2.

Кут повороту кривошипного валу візуально відраховується по мітках, нанесеним на маховику з інтервалом 1° . 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.

Технологічне навантаження на повзуніві імітувалось лінійною навантажувальною характеристикою за допомогою спіральної циліндричної пружини. Таке уявне навантаження цілком допустимо, так як деякі технологічні операції штампування дійсно представляються у вигляді лінійної або близькою до неї залежності [24]. Лінійне навантаження на повзуніві 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.

Схема вимірювання крутного моменту показана на рис. 3.2

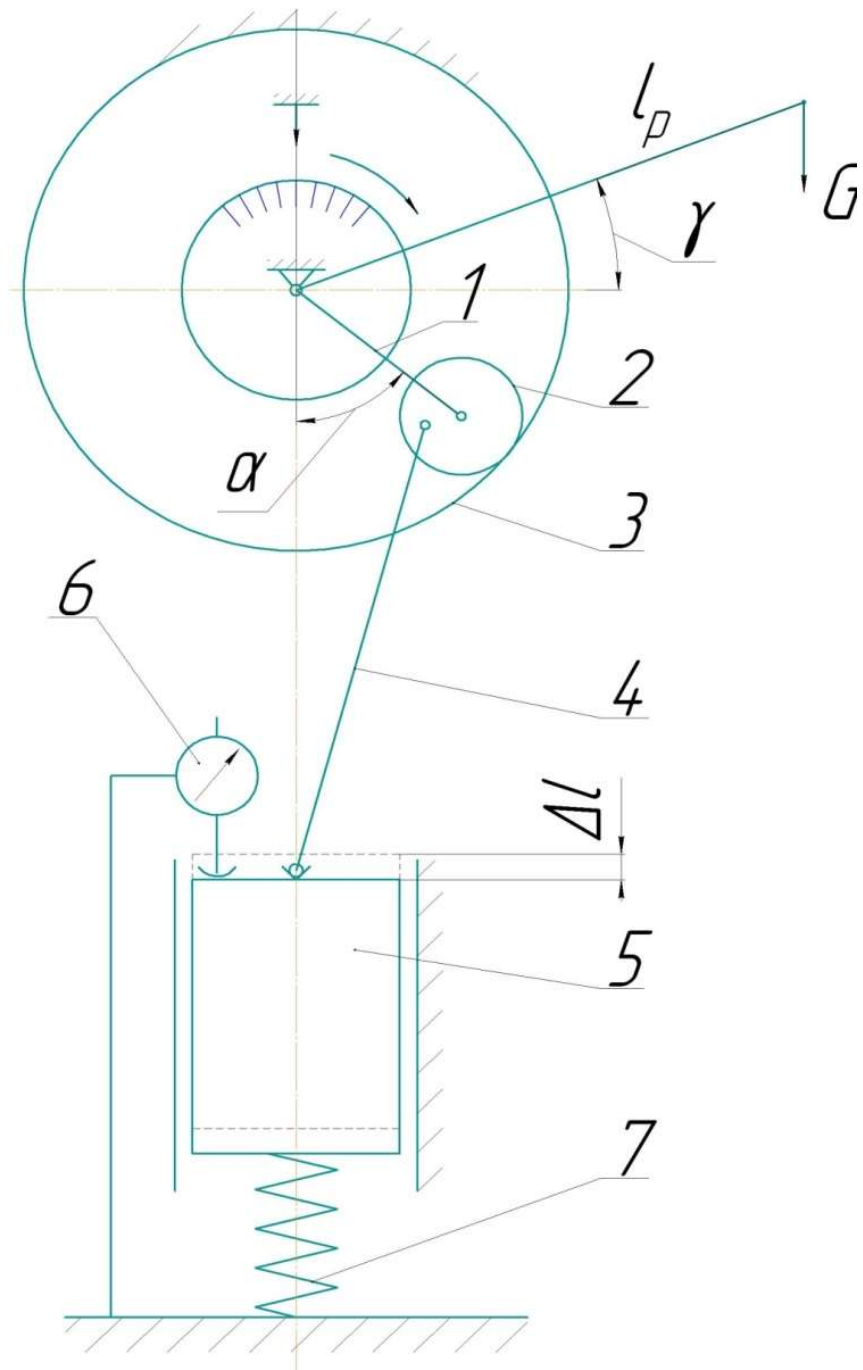


Рисунок 3.2 – Схема експериментальних досліджень

Крутний момент створювався і вимірювався в умовах статичного навантаження, що внесло, природно, свої зміни в порівнянні з динамічним характером навантаження. Навантаження кривошипного вала крутний момент проводилося за допомогою важеля (довжиною 367 мм) і каліброваних вантажів вагою по 1 кг. Для контролю загальної ваги використовувався калібрований динамометр максимальним зусиллям до 500 Н.

3.2 Результати дослідження кінематичних властивостей і кінетостатичного режиму роботи механізму

Для зіставлення результатів експериментальних досліджень всі теоретичні розрахунки виконані для експериментальної моделі преса.

Результати експериментальних досліджень кінематичних характеристик показані на рис. 3.3.

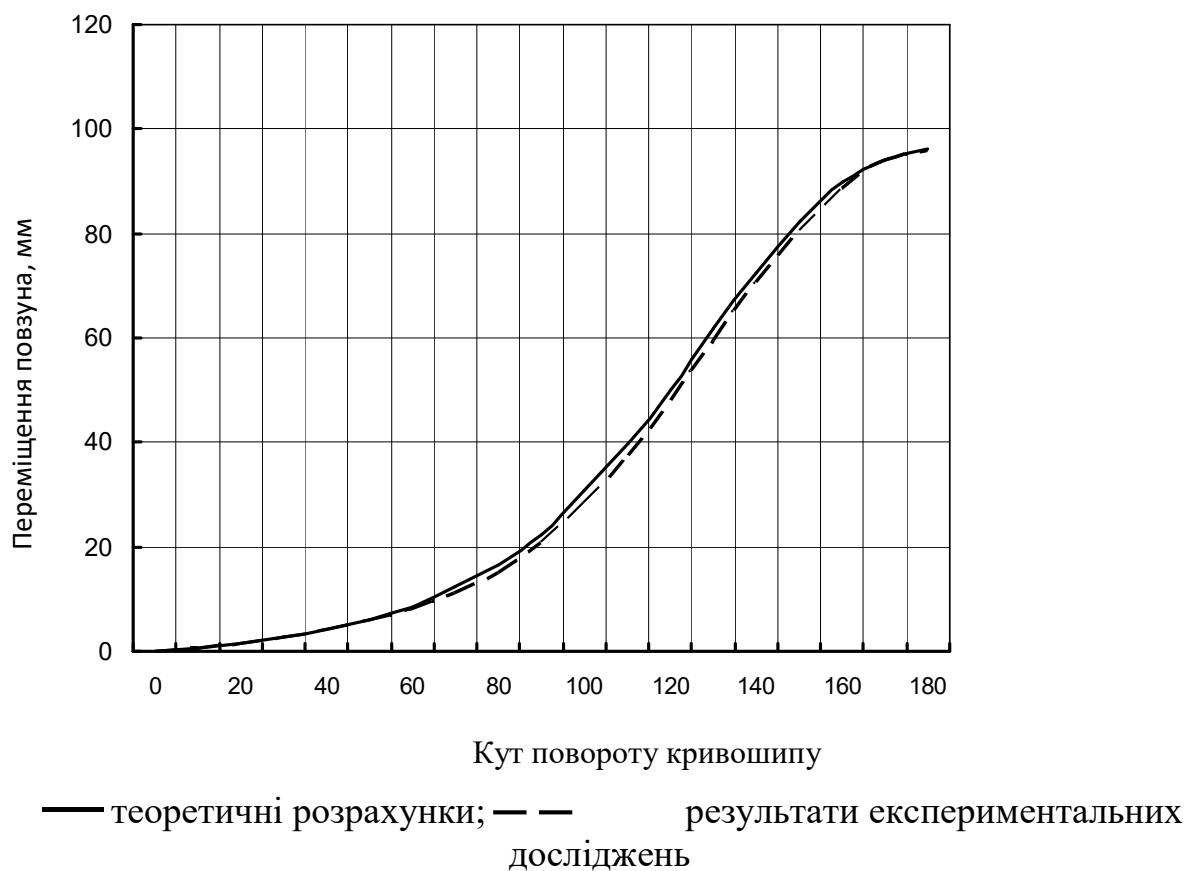


Рисунок 3.3 - Результати експериментальних досліджень кінематичних характеристик механізму

З рисунка 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 похибці 3,93%, що приблизно відповідає точності вимірювальних інструментів.

Результати експериментального дослідження силового режиму представлені на рис. 3.4.

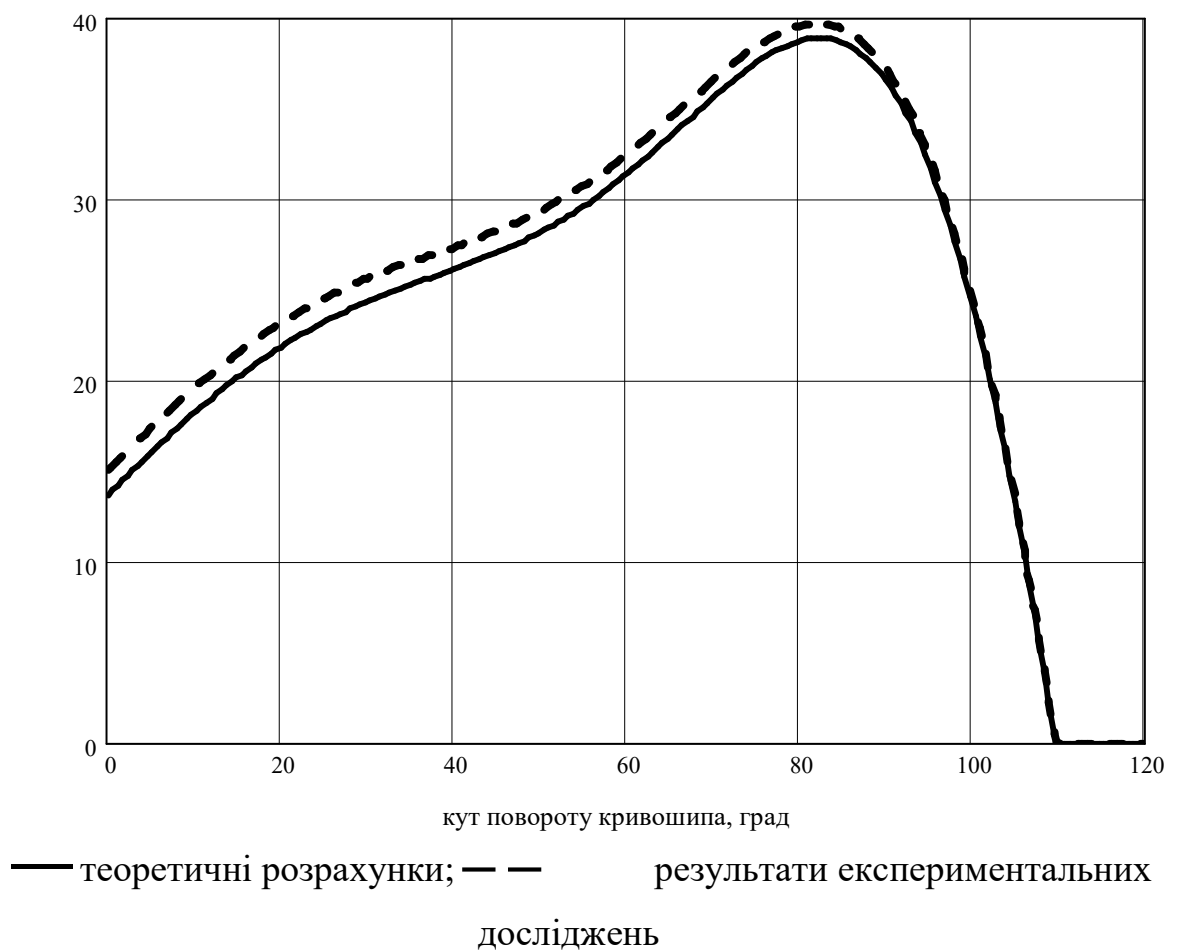


Рисунок 3.4 - Результати експериментальних досліджень силових умов роботи механізму

Аналіз рис. 3.4 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 повзуні 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). Так як коефіцієнт тертя в певній мірі залежить від питомої тиску на поверхні контакту і швидкості ковзання, в районі крайнього нижнього положення його значення зростає і, відповідно збільшується крутний момент. У теоретичних розрахунках коефіцієнт тертя прийнятий постійним, що і призводить до збільшення похибки.

3.3 Кількісна і якісна оцінка експериментальних даних

З огляду на досить високий 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 [24].

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

Довірчий інтервал випадкової похибки

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

$$\varepsilon = tS(A), \quad (3.1)$$

де t – критерий Стюдента;

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

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

M_i – i -е значення вимірюваного максимального моменту;

M_{cp} – середнє арифметичне значення з серії вимірювань;

n – число вимірів (16).

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

Розрахунки виконані за допомогою прикладного пакету MathCAD (див. додаток А).

Перевірка приналежності результатів експериментів до нормального розподілу

$$d_1 < d \leq d_2, \quad (3.2)$$

де d_1, d_2 – відповідно нижній і верхній квантилі розподілу;

d – збірний критерій;

$$d = \frac{\sum_1^n |M_i - M_{cp}|}{nS^*}, \quad (3.3)$$

S^* – суміщена оцінка середнього квадратичного відхилення;

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

При $n=16$ і $P=0,95$ $S^*=1,489$, $d=0,881$, квантилі розподілу по ГОСТ 8.207-76 дорівнюють $d_1=0,7236$, $d_2=0,8884$, тобто $d_1 = 0.7236 < d = 0.881 \leq d_2 = 0.8884$, відповідно, результати спостережень належать нормальному розподілу.

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність (повторюваність) проводилася за критерієм Кохрена [24]

$$K_{кр} \leq K_{кт}, \quad (3.4)$$

де $K_{кр}$ – розрахунковий критерій Кохрена

$$K = \frac{\max D_i}{\sum_{i=1}^m D_i}, \quad (3.5)$$

$\max D_i$ – 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 вимірів i -ї серії вимірів визначається за формулою:

$$D_i = \frac{\sum^n (M_i - M_{\text{cp}})^2}{n - 1}. \quad (3.6)$$

Результати експериментальних досліджень і їх обробка за допомогою прикладного пакету Excel наведені в табл. 5.1.

Дисперсія	3,1207	2,2962	2,7100
Сума	8,1268		
Ккр=	0,3840		

Кількісні результати експериментальних досліджень статички механізму наведені в таблиці 3.1 і 3.2.

В таблиці 3.1 позначено:

M_s – експериментальне значення максимального крутного моменту на кривошипі;

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

У таблиці 3.2 наведені результати зіставлення теоретичних і експериментальних даних зміни крутного моменту на кривошипі при його повороті в межах кута робочого ходу.

У таблиці 3.2 позначено:

M_s – експериментальне значення крутного моменту на кривошипі;

M_T – теоретичне значення крутного моменту на кривошипі;

α – кут повороту кривошипа;

M_{cp} – середнє значення експериментального моменту.

Таблиця 3.1 – Перевірка на відтворюваність результатів

№ пп	Серія дослідів					
	А		В		С	
	Ме, Нм	(Mcp-Mi)^2	Ме, Нм	(Mcp-Mi)^2	Ме, Нм	(Mcp-Mi)^2
1	2	3	4	5	6	7
1	43,75	1,755625	40,95	1,18265625	44,6	5,405625
2	42,1	0,105625	43,3	1,59390625	41,7	0,330625
3	39,5	8,555625	42,8	0,58140625	43,6	1,755625
4	44,25	3,330625	44,5	6,06390625	41,3	0,950625
5	39,65	7,700625	42,4	0,13140625	42,4	0,015625
6	42,9	0,225625	42,4	0,13140625	40,75	2,325625
7	43,65	1,500625	41,1	0,87890625	41,8	0,225625
8	41,2	1,500625	41,25	0,62015625	45,3	9,150625
9	42,4	0,000625	40,9	1,29390625	39,6	7,155625
10	40,6	3,330625	41,3	0,54390625	40,25	4,100625
11	44,5	4,305625	41,1	0,87890625	42,9	0,390625

Оцінка адекватності експериментальних даних і теоретичних розрахунків

Оцінка адекватності експериментальних даних і теоретичних розрахунків проводилася за коефіцієнтом Фішера. Для оцінки адекватності обрана розрахункова і теоретична залежність крутного моменту на кривошипі при повороті його в межах кута робочого ходу.

Умовою адекватності є виконання нерівності [24]

$$K_{фз} \leq K_{фт}, \quad (3.7)$$

де $K_{фз}$ – дослідний критерій Фішера;

$$K_{фз} = D_a / D_{cp} \quad (3.8)$$

D_a – дисперсія адекватності

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

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

d – число незалежних змінних теоретичного рівняння;

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

$$D_{\text{ср}} = \frac{\sum^m \sum^n (M_T - M_{\text{э}})^2}{mn};$$

M_T – теоретичне значення крутного моменту;

$M_{\text{э}}$ – 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. 3.2.

Дисперсія адекватності - 1,813.

Середня дисперсія – 2,046.

Критерій Фішера – 0,88617.

Похибка за дисперсією адекватності – 7,7235%.

При кількості вимірів $n=12$ в кожній з $m=3$ серій при довірчій імовірності $P=0,95$ теоретичний коефіцієнт Фішера $K_{\text{фт}}=2,4$ [24]. Для проведених 3-х серій дослідів отримаємо $D_a=1,813$, $D_{\text{ср}}=2,046$, $K_{\text{фэ}}=0,8862$. Так як $K_{\text{фэ}} < K_{\text{фт}}$, теоретичні результати адекватні експериментальним даним.

Таблиця 3.2 – Оцінка адекватності експерименту і теорії за критерієм Фішера

№ дослідю	Кут α	Мт, Нм	Мс, Нм					Мср	$(M_{cp}-M_{T})^2$	Дисперсія
			Серії							
			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
Загалом									19,943	24,551

3.4 Модернізований варіант кривошипного пресу

З метою перевірки результатів на діючому виробництві запропонована модернізація головного виконавчого механізму на базі універсального листоштампувального однокривошипного пресу простої дії зусиллям 0,5 МН.

Загальний вид пресу після модернізації показано на рис. 3.5,*а* та 3.5,*б*. Модернізований кривошипний вал *16* встановлен у підшипниках ковзання *10* в розх станини *1*. На кривошипі вала вільно встановлен ексцентрик *19*, жорстко з'єднаний з шестернею *17*, яка входить у внутрішнє зачеплення з зубчастим колесом *14*. Зміщення вісі зовнішнього діаметра ексцентрику відносно вісі кривошипа являє собою ексцентриситет підвіски шатуна *2*. Зовнішнє зубчасте колесо *14* встановлено в корпусі *13*, який через дві плити *18* жорстко встановлений на станині преса. Зміна встановочного кута малого зубчастого колеса відбувається шляхом його перевстановлення відносно зовнішнього колеса *14*. Перевстановлення на один зуб малого колеса відповідає зміні встановочного кута на величину кута

$$\Delta\varphi_0 = 360/z_2,$$

де z_2 – число зубців шестерні.

Хід повзуна після модернізації складає 174 мм при збереженому числі ходів повзуна в хвилину – 90. Габаритні розміри пресу та його маса після модернізації суттєво не змінилися.

Вважається, що використання модернізованого пресу для холодного видавлювання деталей з кольорових металів та сплавів для електрообладнання автівок в результаті зниження витрат на брак виробів, зниження кількості технологічних переходів, підвищення якості виробів забезпечить значний економічний ефект.

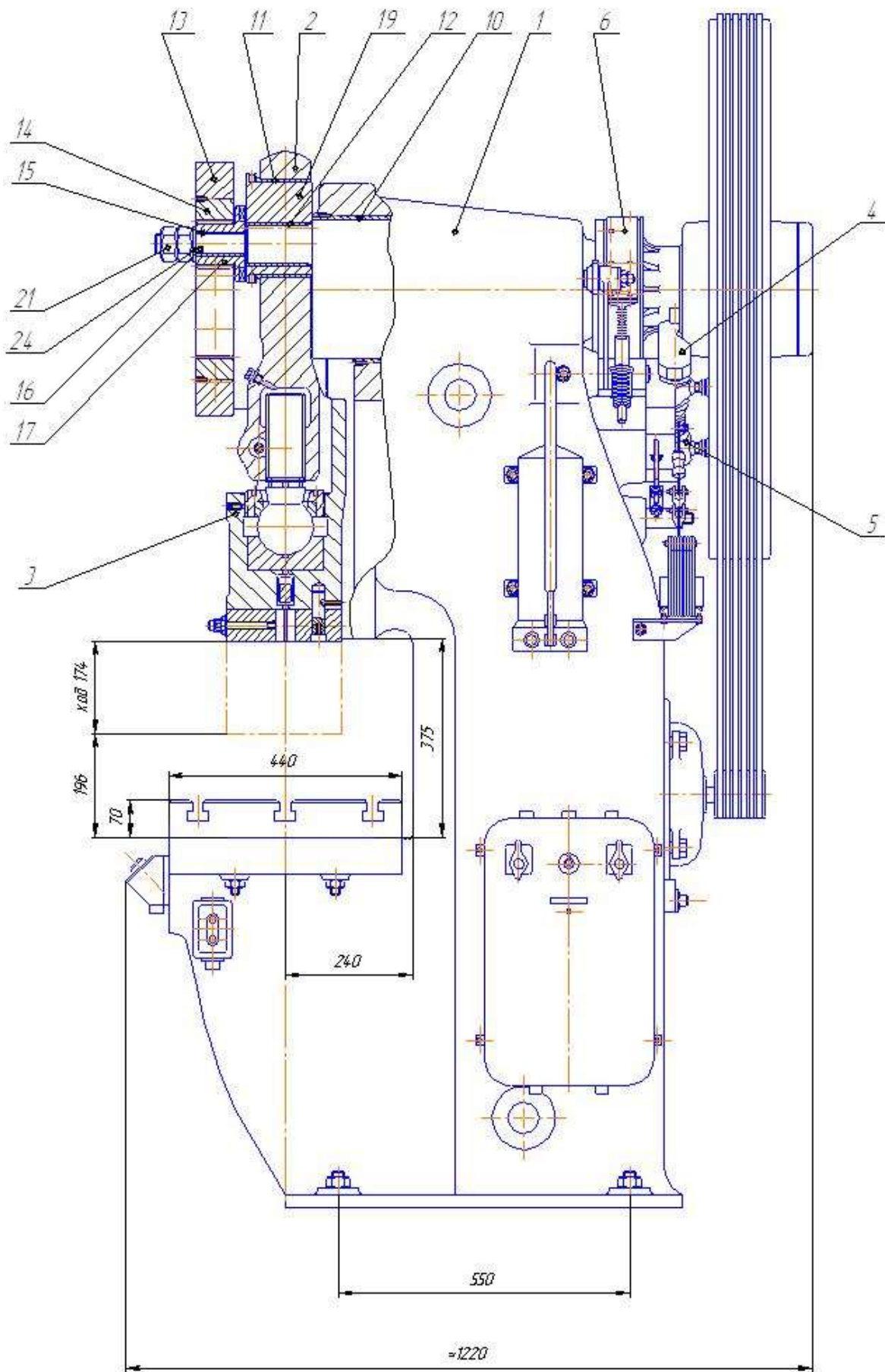


Рисунок 3.5, а – Загальний вид модернізованого пресу

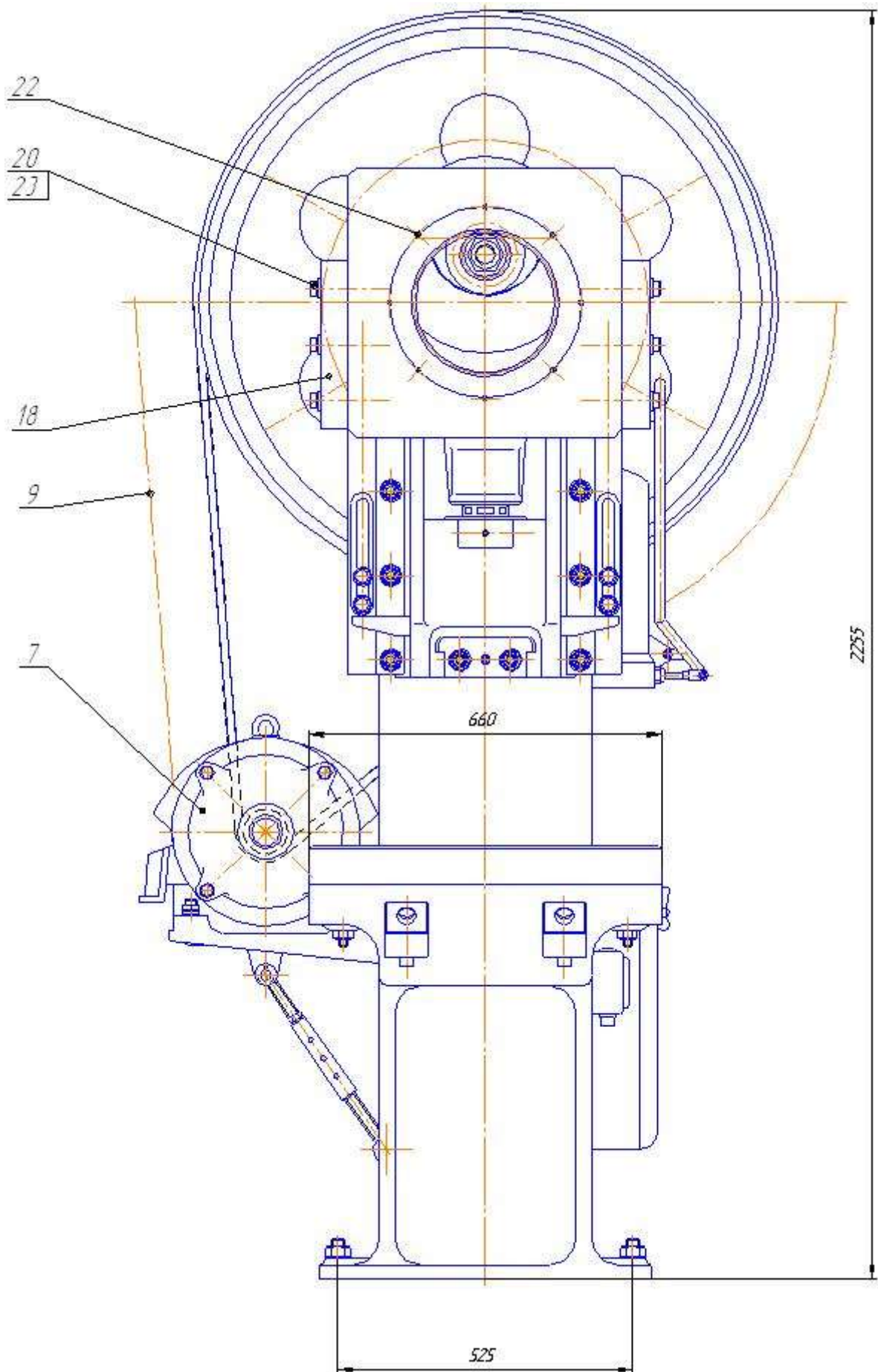


Рисунок 3.5, б – Загальний вид модернізованого пресу

4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Основними небезпечними і шкідливими факторами ковальсько-пресових цехів можна назвати підвищений рівень шуму і вібрації, пилю і задимленість повітря, а також наявність робіт, пов'язаних із систематичними фізичними напруженнями.

Нагрівальні печі, розпечений метал і жирова змазка гарячих штампів є джерелами забруднення повітря в цеху димом, кіптявою та шкідливими газами, такими як оксид вуглецю і сірчистий газ.

Шкідлива дія шуму і вібрації на організм людини перевищують допустимі норми внаслідок неправильної установки обладнання, нерівноваженість механізмів, зношеність чи несправності машин.

Виробничі процеси в пресових цехах відносяться до II групи, тобто протікають при несприятливих метеорологічних умовах, пов'язані з виділенням пилю і напруженою фізичною роботою.

Категорія робіт – важкі роботи, пов'язані з систематичним фізичним напруженням, а також з постійним пересуванням і перенесенням значних вантажів масою понад 10 кг

В технологічних процесах цехів основними потенційними загрозами є поразка електричним струмом і різні рухомі механізми, ПТМ, переміщувані вантажі, незахищені рухомі частини виробничого обладнання, що відлітають частки деформованого матеріалу та інструменту.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів та карта умов праці для робочого місця штампувальника представлені в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого тродового процесу штампувальника

№	Фактори виробничого середовища та трудового процесу	Норма	Фактич. знач-я	III клас: шкідливі та небезпечні умови			Тривалість дії фактора за зміну, %
				I	II	III	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ 2 клас безпеки Сірчана кислота	1	0,05	-	-	-	80
	3 клас безпеки Оксид вуглецю	20,0	4,0	-	-	-	80
2	Пил, переважно фіброген. дії, мг/м ³	2	2,78	1,39	-	-	92
3	Вібрація (загальна), дБ	92	94		4		92
4	Шум, дБА	80	105			25	92
5	Мікроклімат в приміщенні: -температура повітря, °С						
	- в холодний період	13/19	17/20				
	- в теплий період	15/26	30				80
	-швидкість руху повітря, м/с	0,2-0,5	0,2				
	-відносна вологість, %	40-60	40				
-інфрачерв. випромінювання, Вт/м ²	140	900		760		80	
6	Категорія важкості праці	важка, IV помірна					
7	Загальна оцінка умов праці	Важкі умови праці					

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Зниження рівнів шумів до допустимих меж і запобігання на робочих місцях вібрацій, що перевищують встановлені норми, рекомендується провести по ГОСТ 12.1.012-90 "Вібрація. Загальне освітлення" і ГОСТ 12.1.003-83 "Шум. Загальні вимоги безпеки". Це забезпечується впровадженням автоматизації і механізації, що виключають необхідність знаходження робітника в небезпечній зоні; зміною конструктивних параметрів пресів; заміною жорстких зв'язків на пружні; розташування нижніх частин фундаменту обладнання нижче фундаменту стін, що зменшує вплив на них коливань.

Для індивідуального захисту від вібрацій можна рекомендувати взуття з амортизуючої підошвою, для зниження впливу шуму застосовувати різні пробки, навушники, шоломи.

Для очищення повітря від твердих і рідких домішок застосовують циклони, пиловловлювачі (вихрові, жалюзійні, камерні).

Злив відпрацьованих паливно-мастильних матеріалів, які підлягають повторному використанню у виробництві після відстою та очищення виробляти в спеціальні відстійники.

При роботі в пресовому цеху необхідно дотримуватися таких правил техніки безпеки:

- налагодження штампів на пресах, ремонтні роботи необхідно виконувати при вимкненому електродвигуні і зупиненому маховику. Огляд і ремонт преса можна робити тільки при нижньому положенні повзуна;

- несправність преса або неправильне ведення технологічного процесу штампування, особливо при неправильній налагодженні та кріпленні інструменту, неправильному нагріванні заготовок або невідповідність їх

нормального розміру і масі, можуть викликати перевантаження преса і поломку;

- штампувальники повинні працювати в спеціальному одязі і взутті, надягаючи на голову каску і захисні окуляри на очі, щоб уникнути травм від відскочила при штампуванні окалини, залипання заготовок в штампі і ін.

- кліщі для держателя заготовок повинні відповідати їх формі і повинні мати довжину, при якій руки штампувальника не зазнають температури нагрітої заготовки і не перебувають в зоні опускання штампа;

- перед початком роботи необхідно перевірити справність механізмів управління, трубопроводів високого тиску і їх кріплення, наявність і справність контрольних приладів, наявність і справність огороження механізмів управління, засобів механізації. Перевірити наявність змащення в місцях інтенсивного тертя;

- влаштування та утримання електричної системи преса повинні відповідати чинним правилам технічної експлуатації електроустановок промислових підприємств. Живлення кнопок управління повинно здійснюватися від мережі з напругою не вище 36 В. штампувальник забороняється відкривати електророзподільні шафи, встановлені у преса, кришки пускових приладів та ін .;

- для надійної експлуатації преса необхідно виконувати певні правила своєчасного огляду та ремонту. Регулярний зовнішній огляд не рідше 1 разу за зміну, перевірка подачі мастила до змащувати точкам, перевірка роботи муфти і гальма, підтяжка кріпильних деталей дозволяють збільшити тривалість роботи преса без зупинки його на передчасний ремонт.

4.3 Виробнича санітарія

Мікроклімат

Метеорологічні умови (або мікроклімат) на виробництві визначаються наступними параметрами: температура повітря, відносна вологість, швидкість

руху повітря, тиск. Необхідність обліку основних параметрів мікроклімату може бути пояснено на основі розгляду теплового балансу між організмом людини і навколишнім середовищем. Величина тепловиділення організмом людини залежить від ступеня навантаження в певних умовах і може коливатися від 80 Дж / с (стан спокою) до 500 Дж / с (важка робота). Для протікання нормальних фізіологічних процесів в організмі людини необхідно, щоб що виділяється організмом теплота відводилася в навколишнє середовище.

Одним з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення, тобто в просторі до 2 метрів над рівнем підлоги. Сприятливий склад повітря: N₂ - 78%, O₂ - 20,9%, CO₂ - 0, 03%, інші гази - 0,01%. Необхідний склад повітря може бути забезпечений за рахунок виконання наступних заходів:

1) механізація і автоматизація виробничих процесів, включаючи дистанційне керування. Ці заходи захищають від шкідливих речовин, теплового випромінювання. Підвищують продуктивність праці;

2) застосування технологічних процесів і обладнання, що виключають утворення шкідливих речовин. Велике значення має герметизація устаткування, в якому знаходяться шкідливі речовини;

3) влаштування вентиляції та опалення;

4) застосування індивідуальних засобів захисту.

Для ефективної роботи системи вентиляції, необхідно виконувати наступні санітарно-гігієнічні вимоги.

- Кількість припливного повітря має майже відповідати кількості повітря, що видаляється. Різниця між ними повинна бути мінімальна.

- Припливні і витяжні системи в приміщенні повинні бути правильно розміщені, тобто свіже повітря повинен подаватися в ту частину приміщення, де кількість шкідливих речовин мінімально, а віддалятися з тих ділянок, де виділення шкідливих речовин максимально.

- Система вентиляції не повинна викликати перегрів або переохолодження робітників.

- Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях.
- Вона повинна бути електро- і вибухобезпечною.

У цеху передбачено природний повітрообмін, створюваний общеобменной безканалъною вентиляцією, що відбувається під дією гравітаційного і вітрового тиску. При цьому зовнішнє повітря (приплив) надходить в приміщення через нижні аераційні отвори в зовнішніх стінах. Видалення повітря (витяжку) здійснюють через аераційні отвори, розташовані під стелею приміщення в зовнішніх стінах або в стелі (аераційний ліхтар).

Освітлення виробничих приміщень

Якщо цех працює в дві - три зміни необхідно забезпечити освітлення повністю в перебігу робочого часу забезпечені природним освітленням. Потрібно штучне освітлення.

Загальне освітлення реалізується шляхом рівномірного розміщення світильників в приміщенні або локалізовано

Штучне освітлення забезпечує в цеху в будь-яку робочу зміну що дозволяє виконувати технологічні операції і налагодження обладнання без виробничих дефектів і травматизму. (СНиП II - 4.79). Штучне освітлення виконується системою загального або місцевого освітлення.

Світильники місцевого освітлення мають відбивачі, зроблені з матеріалу, що не, із захисним кутом не менше 300. Між будинками, які освітлюються через віконні прорізи в стінах, витримані санітарні розриви, що забезпечують необхідну освітленість і аерацію робочих приміщень.

Характеристика зорової роботи - високої точності. Найменший розмір об'єкта розрізнення - від 0,3 до 0,5. Розряд зорової роботи - III; підрозряд зорової роботи - в; контраст об'єкта з фоном - середній; характеристика фону - середня. Освітленість (комбіноване освітлення) - 200 лк. Загальна освітленість - 200 лк. В системі загального освітлення використовуються

газорозрядні лампи високого тиску типу ДРЛ і ДРІ в системі загального освітлення від потужності використовуються на висоті:

- 6-12 м (лампи потужністю від 50 до 125 Вт);
- 9 м і вище (лампи потужністю від 250 Вт).

Електробезпека

Електробезпека - один з найважливіших факторів, який впливає на безпеку і якість виробництва в цілому. Цех відноситься до класу приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом до приміщень "з підвищеною небезпекою" відповідно до "Правил улаштування електроустановок ПУЕ-87".

Тому в цеху особливу увагу необхідно приділяти техніці електробезпеки. На робочих місцях штампувальників рекомендується передбачати виготовлення покриття підлоги з струмоізолюючих матеріалів і забезпечувати робітників спеціалізованої одягом.

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека забезпечується за допомогою проведення організаційних заходів, спрямованих на запобігання пожежам, забезпечення безпеки людей, зниження можливих матеріальних втрат і зменшення негативних екологічних наслідків у разі їх виникнення. Створення умов для швидкого виклику пожежних підрозділів та успішного гасіння пожеж. Пожежна безпека регламентується вимогами стандарту СТП 549.12.314-87.

Категорія по вибухо - і пожежебезпечності цеху - Г, комора ПММ - Б / У - Іа, комора АГЧ, механіка, архіви - В / П - Іа.

Організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки:

- місця куріння, застосування відкритого вогню, побутових нагрівальних приладів;

- порядок проведення пожежонебезпечних робіт (у тому числі зварювальних);
- місця для зберігання і допустима кількість заготовок, напівфабрикатів і готової продукції, які можуть одночасно знаходитися на виробничих ділянках;
- порядок прибирання горючих відходів, зберігання спец одягу і дрантя;
- відключення електрообладнання в випадки пожежі;
- організація експлуатації обслуговування наявних технічних засобів, протипожежного захисту (протипожежного водопроводу, установок пожежної сигналізації, вогнегасників);
- проведення планово-попереджувальних ремонтів і оглядів електроустановок, технологічного та іншого інженерного обладнання. Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки технологічних процесів:
 - виробнича будівля цеху - одноповерхова і відповідає вимогам ОНТП - 01 - 82;
 - технологічне обладнання при нормальних режимах роботи – пожежобезпечно, а на випадок небезпечних невідправностей передбачаються захисні заходи, що обмежують масштаб та наслідки пожежі;
 - обробку тиском титанових і алюмінієвих сплавів проводять на окремих ділянках з дотриманням вимог пожежної безпеки та оснащених первинними засобами пожежогасіння;
 - підлогу біля нагрівальних печей і ковальсько штампувального обладнання викладений рифленими металевими плитами;
 - для змащення штампів при виконанні гарячого штампування застосовуються не горючі і важко горіти,;
 - не дозволятиметься одночасно нагрівати заготовки з алюмінієвих і титанових сплавів в печах з заготовками з чорних металів; якщо в печах продуктивність нагрівання заготовок і чорних металів то вони очищаються від окалини і шлаків перед завантаженням заготовок з титанових і алюмінієвих сплавів;

- заготовки перед завантаженням в піч очищаються від тирси, пилу, масла;
- регулярно проводиться очистка внутрішнього обсягу печей від окалини і шлаку;
- нагрівальні печі мають прилади контролю та регулювання температури;
- не допускається виконання виробничих операцій на обладнанні, установках верстатах, з невідповідностями, які можуть призвести до займання та пожеж, а також при відключених контрольно вимірювальних приладах.

ВИСНОВКИ

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. Основні результати експериментальних досліджень кінематичних характеристик і силового режиму роботи зубчато-важільного механізму підтвердили правомочність теоретичних передумов і математичних залежностей.

4. При довірчій ймовірності 0,95 довірчий інтервал випадкової похибки вимірювання максимального крутного моменту відповідає $\varepsilon = \pm 0,812$.

5. Результати спостережень належать нормальному закону розподілу, так як $D_1 = 0,7236 < d = 0,881 < d_2 = 0,8884$.

6. Експериментальні результати вважаються відтворюваними, так як $K_{кр} = 0,3840 < K_{кт} = 0,55$.

7. Кінематичні і силові характеристики фізичної моделі механізму адекватні з теоретичними розрахунками, що підтверджується критерієм Фішера $K_{фе} = 0,8862 < K_{фт} = 2,4$.

7. Похибка експериментальних і теоретичних даних по дисперсії адекватності становить $\pm 7,7\%$.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Явтушенко О. В., Глебенко А. В., Васильченко Т. О. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове проектування. Навчальний посібник. Запоріжж: вид-во ЗНТУ, 2012. – 436 с.
2. Гожій С.П. Ковальсько-штампувальне обладнання. Молоти [Електронний ресурс]: навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра, які навчаються за спеціальністю 131 "Прикладна механіка", освітніми програмами: «Механіка пластичності матеріалів» та «Технологія виробництва літальних апаратів» / С. П. Гожій, С. Ф. Сабол, А. В. Кліско; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. - 110 с.
3. Плєснецов Ю. О. Ковальсько-штампувальне обладнання. Механічні преси / Ю. О. Плєснецов, В. О. Маковей. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 236 с.
4. Швець С. В. Моделювання мехатронної ковальсько-пресової системи: навчальний посібник / С. В. Швець, У. С. Швець, В. М. Борисюк. Суми: Сумський державний університет, 2022. – 177 с.
5. Yavtushenko A., Yavtushenko G., Protsenko V., Bondarenko Y., Vasilchenko T. Dynamics of Mechanical Press Drive. Proceedings of the International Conference on Modern Electrical and Energy Systems, MEES 2019. C.14-17.
3. М.Л. Роганов. К питанню о впливі швидкості робочого інструменту на стійкість штампу при розділових операціях на кривошипних пресах// Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском у металургії і машинобудуванні: Тем. зб. наук. пр. – Краматорськ, ДДМА, – 2003. – С. 550-552.
4. Vasilchenko T., Yavtushenko G., Bondarenko J., Yuriy B. Calculation of planetary drive of mechanical press. 2015 Metallurgical and Mining Industry. Volume 7, Issue 12, Pages 178 – 182. 2015.

5. Серета Б.П., Явтушенко О.В., Васильченко Т.О., Глебенко А.В. Системи включення кривошипних пресів . Патент на корисну модель № 68023 В30В 15/14, Бюл.№5, 2012. 3 с.

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

7. 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.

8 Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Нав-чальний посібник. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2008. – 301 с.

9. Явтушенко О.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.О. Кінематичні характеристики виконавчих механізмів кривошипних пресів // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки металів тиском в машинобудуванні. Зб. наук. статей – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – С. 128-133.

10. 1.Явтушенко О.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.О. Кінематичний аналіз зубчасто-важельного виконавчого механізму спеціалізованих кривошипних пресів // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Ч.1. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – №6 (100). – С.35-44.

11. Sereda B., Yavtoushenko A., Vasilchenko T., Kalantaeva O. Approximate calculation of the basic parameters of energodynamic processes starting and stopping planetary drive / B. Sereda, A. Yavtoushenko, T. Vasilchenko, O. Kalantaeva // Вісник Національного технічного університету України «ХПІ», темат. вип. «Новые решения в современных технологиях». – 2010 (вип. 43). – С. 22–27.

12. Wassilief V. Travaux et Outillage à la Presse / V. Wassilief. – Paris, Dunod, 1967. – 123 p.
13. Живов Л.І., Овчинніков О.Г. Ковальсько-штампувальне обладнання. Преси. - Київ: Вища школа, - 1981. - 376 с.
14. Живов Л.І., Овчинников О.Г. Ковальсько-штампувальне обладнання. Молоти. Гвинтові преси. – К.: Вища школа, - 1985. – 279
15. Кривошипний прес. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель згідно з заявкою № U200123456 від 19.05.2008 р. // Явтушенко О.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.О.
16. Швець С. В. Штампи та прес-форми, конструювання та технологія виготовлення / С. В. Швець, Л. М. Седінкін. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – 117 с
17. Mechatronic systems design and solid materials. Methods and Practices / Satya Bir Singh, Prabhat Ranjan, Alexander V. Vakhrushev, A. K. Naghi. – CRC Press, 2021. – 241 p.
18. Високошвидкісні методи обробки металів тиском: підручник / В.А. Тітов, Ю.С. Шамарін, А.І. Долматов, В.К. Борисевич, В.О. Маковей, В.М. Алексеєнко – Київ: КВІЦ, 2010. – 304 с.
19. Калюжний В.Л., Калюжний О.В. Інтенсифікація листового штампування. Формоутворюючі процеси / В.Л. Калюжний, О.В. Калюжний – К.: «Політехніка» НТУУ «КПІ», 2016. – 297с.
20. Стеблюк В.І., Холявік В.О. Об'єктно орієнтоване програмування: навч. посібник / В.І. Стеблюк, О.В. Холявік. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. – 192с.
21. Закревський В.О., Механіка: навч. посібник / В.О. Закревський, М.Б. Штерн. – К.: НАУ, 2014. – 320с.
22. Інтенсифікація Формоутворюючих процесів холодного листового штампування: Монографія / О.В. Калюжний, В.Л. Калюжний – Київ: «Сік Груп Україна», 2015. – 292с.
23. Тітов В.А. Технологічна механіка забезпечення міцності та якості деталей пластичним деформуванням: монографія / В.А. Тітов, Н.К.

Злочевська, О.Я. Качан, А.В. Тітов, Е.В. Кондратюк. – К.: КВІЦ, 2016. – 176с.: іл.

24. Основи експериментальних методів дослідження процесів обробки металів тиском : навчальний посібник / В. В. Кухар, О. С. Аніщенко, А. Г. Присяжний. – Маріуполь : ПДТУ, 2019. – 234 с

25. Купчик М.П. та інші. Основи охорони праці. – К.: Основа, 2000. - 416с.

26. Геврик Е.О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.:Ельга, Ніка-центр. 2003. – 280с.

27. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник.-Львів.: Афіша, 2003. – 320с.

28. Гадзюк М.П., Желібо Е.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підручник для студентів вищих навчальних закладів. Зав. ред. Гадзюк М.П. – К.: Каравелла, 2003. – 408с.

29. Магістерська робота : методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи для здобувачів ступеня вищої освіти магістра спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" освітньо-професійної програми "Металургійне обладнання" / уклад.: Т. О. Васильченко [та ін.]. Запоріжжя : ЗНУ, 2022. 67 с.

ПЕРЕЛІК КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ

№ з/п	Найменування	Формат
1	Експериментальна установка	
2	Кінематичні розрахунки ГВМа	A1
3	Результати статичного аналізу ГВМ	A1
4	Прес кривошипний зусиллям 0,5 МН. Проект модернізації.	A1
5	Вал кривошипний	A2
7	Шестерня	A3

ДОДАТКИ

Кінематика зубчасто-важільного механізму

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ЗУБЧАСТО-ВАЖЕЛЬНИЙ 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

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

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

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

Кинетостатика зубчасто-важільного механізму

$$\begin{aligned}
 r &\equiv 24 & R &\equiv 72 & i &\equiv \frac{R}{r} * & k1 &:= i - 1 * & k2 &:= -1 & d &\equiv 16.8 \\
 L &:= 190 & \lambda1 &:= \frac{d}{r} * & \lambda &:= \frac{R-r}{L} * \\
 ra &:= 9 & rb &:= 4 & rc &:= 32 & r0 &:= 24 & \gamma1 &:= \operatorname{asin}\left[\mu \cdot \frac{(ra+rb)}{L}\right] * & \gamma2 &:= \operatorname{asin}\left(\mu \cdot \frac{rc+r0}{R-r}\right) * \\
 \mu &\equiv 0.06 & \psi0 &\equiv 180 & \psi &:= \psi0 \cdot \frac{\pi}{180} * & \phi &:= \tan(\mu) \\
 \alpha &:= 0, 0.01.. 1.01 \cdot \pi & \text{AlfaG}(\alpha) &:= \left[(\alpha) \frac{180}{\pi} \right] \\
 xa(\alpha) &:= r \cdot (k1 \cdot \cos(\alpha) + \lambda1 \cdot \cos(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi)) * & ya(\alpha) &:= r \cdot (k1 \cdot \sin(\alpha) + k2 \cdot \lambda1 \cdot \sin(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \psi)) * \\
 \beta(\alpha) &:= \operatorname{asin}\left(\frac{ya(\alpha)}{L}\right) & X0 &:= xa(0) * & S(\alpha) &:= (X0 + L - xa(\alpha)) - L \cdot \cos(\beta(\alpha))
 \end{aligned}$$

ПАРАМЕТРИ ПРУЖИНИ

$$Snr := 37.4 \quad C := 45.85$$

ЗУСИЛЛЯ НА ПОЛЗУНЕ ТА ШТУНІ

$$Pd1(\alpha) := (Snr - S(\alpha)) \cdot C \quad Pd(\alpha) := \operatorname{if}(S(\alpha) \leq Snr, Pd1(\alpha), 0)$$

$$Pab(\alpha) := \frac{Pd(\alpha) \cdot \cos(\phi)}{\cos(\beta(\alpha) + \gamma1 + \phi)}$$

РЕАКЦІЇ В ЗУБЧАСТОМ ЗАЧЕПЛЕННІ

$$Rz\alpha(\alpha) := -Pab(\alpha) \cdot \lambda1 \cdot \sin[(k1 \cdot \alpha + k2 \cdot \beta(\alpha)) - \psi - \gamma1] \quad Rzn(\alpha) := |Rz\alpha(\alpha)| \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

РЕАКЦІЇ В ШАРНІРІ С

$$Rco(\alpha) := \frac{Pab(\alpha) \cdot (\sin(\alpha + \beta(\alpha) + \gamma1)) - Rz\alpha(\alpha)}{\cos(\gamma2)} \quad Rcn(\alpha) := \frac{Pab(\alpha) \cdot \cos(\alpha + \beta(\alpha) + \gamma1) + Rzn(\alpha)}{\cos(\gamma2)}$$

$$Rc(\alpha) := \left(Rco(\alpha)^2 + Rcn(\alpha)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

РЕАКЦИИ В ОПОРАХ КРИВОШИПНОГО ВАЛА

$$R_{oX}(\alpha) := R_{cн}(\alpha) \cdot \cos(\alpha) + R_{cо}(\alpha) \cdot \sin(\alpha) \quad R_{oY}(\alpha) := (R_{cн}(\alpha) \cdot \sin(\alpha) - R_{cо}(\alpha) \cdot \cos(\alpha))$$

$$R_o(\alpha) := \left(R_{oX}(\alpha)^2 + R_{oY}(\alpha)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

ПРИВЕДЕНЕ ПЛЕЧЕ КРУТНОГО МОМЕНТУ

$$mk_i(\alpha) := r \cdot \frac{k_1}{\cos(\beta(\alpha))} \cdot (\sin(\alpha + \beta(\alpha)) + \lambda_1 \cdot \sin(k_1 \cdot \alpha + k_2 \cdot \beta(\alpha) + k_2 \cdot \psi))$$

$$mk_{\mu}(\mu) := \mu \cdot [r_0 + i \cdot r_c + \lambda \cdot r_b + (1 + \lambda) \cdot r_a] \quad * \quad mk(\alpha) := mk_i(\alpha) + mk_{\mu}$$

КРУТНИЙ МОМЕНТ НА КРИВОШИПНОМУ ВАЛУ

$$M_{k\mu}(\alpha) := Pd(\alpha) \cdot mk_{\mu} \quad M_{ki}(\alpha) := Pd(\alpha)(mk_i(\alpha)) \quad M_{k(\alpha, \mu)} := Pd(\alpha) \cdot \frac{(mk_i(\alpha) + mk_{\mu}(\mu))}{1000}$$

КРУТНИЙ МОМЕНТ КРИВОШИПНО-ПОВЗУНОГО МЕХАНІЗМУ

$$m_{\mu} := \mu \cdot (1.12 \cdot r_a + 0.12 \cdot r_b + r_0) \quad *$$

$$mk_{kp}(\alpha) := (R - r) \cdot (\sin(\alpha) + 0.12 \sin(2 \cdot \alpha)) + \mu \cdot (1.12 \cdot r_a + 0.12 \cdot r_b + r_0) \quad *$$

$$M_{kcp}(\alpha) := Pd(\alpha) \cdot \frac{mk_{kp}(\alpha)}{1000}$$

Розрахунок похибки вимірів за критерієм Стюдента

$$M := \begin{pmatrix} 40.43 \\ 43.30 \\ 42.34 \\ 44.50 \\ 42.4 \\ 40.56 \\ 41.10 \\ 41.23 \\ 42.40 \\ 40.32 \\ 41.10 \\ 43.60 \\ 40.90 \\ 39.40 \\ 43.80 \\ 39.70 \end{pmatrix} \quad i := 0..15 \quad \text{Середнє арифметичне відхилення}$$

$$SAM := \frac{\sum M_i}{16} \quad SAM = 41.693$$

Оцінка середньо квадратичного відхилення

$$dM_i := [SAM - (M_i)]^2$$

	0
0	1.594
1	2.584
2	0.419
3	7.882
4	0.501
5	1.283
6	0.351
dM = 7	0.214
8	0.501
9	1.884
10	0.351
11	3.639
12	0.628
13	5.256
14	4.442
15	3.97

$$S_{koM} := \sqrt{\frac{\sum_i dM_i}{15 \cdot 16}}$$

$$S_{koM} = 0.385$$

$$D = 0.88$$

Коефіцієнт Стюдента

$$P := 0.95$$

$$t_p := 2.13$$

$$S_{co} := \sqrt{\frac{\sum_i dM_i}{16}}$$

$$DGM := t_p \cdot S_{koM}$$

Довірчий інтервал

$$D := \frac{\sum_i |S_{AM} - (M_i)|}{16 \cdot S_{co}}$$

Зміщена оцінка

Перевірка нормального розподілу

$$\varepsilon_M := \frac{DGM}{S_{AM}} \cdot 100$$

$$DGM = 0.819 \quad \varepsilon_M = 1.965$$

Відносна похибка

$$S_{co} = 1.489$$