

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
 Національний університет «Запорізька політехніка»

*Машинобудівний інститут*  
 (повне найменування інституту, факультету)  
*Обробка металів тиском (ОМТ)*  
 (повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка  
 до дипломного проекту (роботи)

*магістр*  
 (ступінь вищої освіти)

на тему *Вдосконалення системи вимірювання кривошипних пресів*

Виконав: студент(ка) *V* курсу, групи *М-819М*

Спеціальності *131 Інженерна механіка*  
 (код / найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація) *Обладнання та технології класичного формування конструктивні машинобудування*  
*Рибак Т.І.*  
 (прізвище та ініціали)

Керівник *Автушко А.В.*  
 (прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_  
 (прізвище та ініціали)

20*20* р.

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

Інститут, факультет Машинобудівний факультет  
 Кафедра обробки металів тиском  
 Ступінь вищої освіти магістр  
 Спеціальність 131 Інженерна механіка  
 (код і найменування)  
 Освітня програма (спеціалізація) Обладнання та технології машинобудівного  
формування конструкцій машинобудівника  
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Широкослов В.В.

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ року

ЗАВДАННЯ  
 НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Клеба Ірина Юріївна  
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Вдосконалення системи вимірювання  
кривошипних пресів

керівник проєкту (роботи) Явтушенко Л.В. к.т.н., доцент  
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «06» листопада 2020 року № 319

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 14.12.20

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) техніко-економічні показники  
роботи кривошипного листовалювального пресу

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Огляд і аналіз існуючих конструкцій систем вимірювання  
кривошипних пресів. 2. Теоретичний розрахунок параметрів кривошипного  
процесу вимірювання і згинання листовалювального кривошипу. 3. Експериментальні  
даних розміщення кривошипних пресів. 4. Огляд пресів та технологія  
будова в цілому. Замовні висновки та рекомендації: (додаток)

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

1. Замовний бланк пресу - 1А1; 2. Схематика - 1А1; 3. Різьмо - 1А1;  
4. Замовний бланк експериментальної з'ясування - 1А1; 5. Слововий блок -  
1А1. 6. Результативні теоретичних розрахунків - 1А1; 7. Результативні експериментальних  
розрахунків - 1А1; 8. Схема підключення вимірювальної апаратури - 1А1

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-4	Автушенко А. В., к. т. н., доцент		
5	Честеров В. В., к. т. н., доцент		
Керівник групи	Маткожик А. Ю., к. т. н., доцент		

7. Дата видачі завдання « 28 » 09 2020 року.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.20-31.09.20	
2	Зформування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.10.20-29.10.20	
3	Виконання теоретичної частини проекту	30.09.20-10.10.20	
4	Виконання графічної частини проекту	11.10.20-25.11.20	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	26.11.20-10.12.20	
6	Перевірка проекту консультантом	11.12.20-15.12.20	
7	Формування пояснювальної записки згідно з графікою	21.12.2020	
8	Захист проекту у ВЕК		

Студент(ка)

(підпис)

Стеба І.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Автушенко А.В.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

ПЗ 105 с. 37 рис., 6 табл. , 23 джерела.

Глеба І.Ю. Вдосконалення системи включення кривошипних пресів.

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

В роботі обґрунтовані переваги використання приводу, встановлені основні закономірності руху ланок в період вмикання та зупинки, визначені навантаження на них та витрати енергії. Використання приводу забезпечує зниження загальної ваги преса, усувається проміжна передача в багатоступеневому приводі, знижуються витрати роботи на вмикання порівнюючи з фрикційними муфтами.

**Ключові слова:** ПЛАНЕТАРНИЙ ПРИВОД, КРИВОШИПНИЙ ПРЕС, ПЕРЕХІДНИЙ ПРОЦЕС, ЕНЕРГОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ.

**ABSTRACT**

Explanatory note: 105 pp., 37 figures, 6 tables, 23 sources.

Gleba I.Yu. Improving the system of inclusion of crank presses.

Qualification final work for obtaining a master's degree in specialty 131 - Applied Mechanics, supervisor A.V. Yavtushenko. Zaporizhzhya Polytechnic National University. Faculty of Mechanical Engineering, Department of Metal Forming, 2020.

The work substantiates the advantages of using a drive, establishes the basic laws of link movement during the start and stop periods, certain loads on them and energy consumption. The use of the drive reduces the total weight of the press, eliminates the intermediate gear in a multi-stage drive, reduces the cost of the work on the inclusion compared with friction clutches

Keywords: PLANETARY ACTUATOR, CRANKSHAFT PRESS, TRANSITION PROCESSES, ENERGY DYNAMIC PARAMETERS, MATHEMATICAL MODEL, DYNAMIC MODEL.

## РЕФЕРАТ

ПЗ 105 с. 37 рис., 6 табл. , 23 источника.

Глеба И.Ю. Совершенствование системы включения кривошипных прессов.

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

В работе обосновано преимущества использования привода, установлены основные закономерности движения звеньев в период включения и остановки, определены нагрузки на них и расход энергии. Использование привода обеспечивает снижение общего веса пресса, устраняется промежуточная передача в многоступенчатом приводе, снижаются затраты работы на включение по сравнению с фрикционными муфтами

Ключевые слова: ПЛАНЕТАРНЫЙ ПРИВОД, КРИВОШИПНЫЙ ПРЕСС, ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ, ЭНЕРГОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	9
ВСТУП	11
1 ІСНУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМ ВКЛЮЧЕННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	14
1.1 Недоліки роботи фрикційних муфт	15
1.2 Вдосконалення систем включення	16
1.3 Планетарних механізми в приводі кривошипних пресів	27
1.4 Обґрунтування і постановка задач роботи	35
2 МЕТОДИ І НАПРЯМКИ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ	37
2.1 Методи теоретичних досліджень планетарного приводу кривошипних пресів	37
2.2 Методика проведення експериментальних досліджень	39
3 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВКЛЮЧЕННЯ І ЗУПИНКИ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ	41
3.1 Динамічний аналіз планетарного приводу	41
3.2 Моделювання зовнішніх силових факторів	49
3.3 Часові характеристики включення та зупинки приводу	51
3.4 Математична модель перехідних процесів при включенні зупинці планетарного приводу	55
4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	65
4.1 Методика проведення експериментальних досліджень	

планетарного приводу	65
4.2 Експериментальна установка для дослідження перехідних процесів планетарного приводу	70
4.3 Математична обробка і аналіз експериментальних даних	77
<b>5 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА</b>	<b>93</b>
5.1 Аналіз потенційних небезпек	93
5.2 Заходи по забезпеченню безпеки	94
5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії	95
5.4 Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки	98
5.5 Заходи забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях	99
<b>ВИСНОВКИ</b>	<b>102</b>
<b>ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	<b>103</b>

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ГВМ – головний виконавчий механізм;

КПМ - ковальсько-пресова машина;

ГКМ – горизонтально – ковочна машина;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

$M_{ca}$ ,  $M_{cb}$  та  $M_{ch}$  – моменти сил опору обертанню відповідних ланок;

$M_b$ ,  $M_h$  – гальмівні моменти, що забезпечують зупинку ланки *b* або ланки *h*;

$M_o$  – момент електродвигуна;

$M_k$  – критичний момент електродвигуна;

$J_a$  – момент інерції ведучих частин приводу;

$J_b$  – момент інерції ведених частин приводу;

$J_h$  – момент інерції водила та приєднаних деталей відносно власної осі;

$j_v$  – відносний момент інерції ведучих мас при включенні приводу;

$j_s$  – відносний момент інерції ведених мас при зупинці приводу ;

$j$  – узагальнений відносний момент інерції ведених мас;

$J_{hp}$  – момент інерції водила з приєднаним моментом інерції сателітів у відносному русі;

$r_h$  – радіус розташування вісей сателітів відносно вісі водила;

$\omega_a$ ,  $\omega_h$ ,  $\omega_b$  – відповідно, кутова швидкість центральної шестерні, водила та зовнішньої шестерні;

$J_{ao}$ ,  $J_{bo}$ ,  $J_{ho}$  – моменти інерції відповідних ланок без врахування момента інерції сателітів відносно власних осей;

$\omega_{go}$  – кутова швидкість обертання сателіта відносно власної осі (відносна кутова швидкість);

$n_g$  – кількість сателітів;

$J_{go}$  – момент інерції сателітів відносно власної осі обертання ;

$\varphi$  – кут поворота основної ланки планетарного редуктора;

$\alpha$  – кут поворота головного вала виконавчого механізму, від його крайнього нижнього положення;

$\omega$  – кутова швидкість основної ланки планетарного механізму;

$i_{ij}^s$  – передавальне відношення між  $i$ -м та  $j$ -м колесами планетарного редуктора при зупиненій  $s$ -м ланці;

$s, s_k$  – поточне та критичне ковзання електродвигуна;

$T$  – кінетична енергія системи;

$u$  – передавальне відношення ступені;

## 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 вдосконалення технології виробництва, що невід'ємно пов'язано з модернізацією існуючого та створенням нового прогресивного обладнання, що відрізняється максимально розширеними технологічними можливостями, високою надійністю та довговічністю, низькими витратами на експлуатацію.

У більшості випадків працездатність системи включення є основним стримуючим фактором, що перешкоджає підвищенню продуктивності пресів за рахунок підвищення числа ходів або коефіцієнта їх використання. На розгін ведених частин пресу (при включенні) витрачається значна частина енергії, що сягає, а, в багатьох випадках, і перевищує величину номінальної технологічної роботи.

Використання планетарних механізмів у приводах кривошипних пресів дозволяє при незмінному числі ходів пресу підвищити в декілька разів число обертів маховика, що призводить до значного зниження його моменту інерції, і, отже, розмірів та ваги. Так як фрикційні вузли всіх планетарних редукторів працюють в якості гальм, умови їх роботи більш сприятливі перед фрикційними муфтами. Зниження швидкості обертання мас, що зупиняються, їх моментів інерції, поліпшення умов охолодження, плавність включення призведе до збільшення терміну служби фрикційних елементів, міжремонтного циклу всієї ковальсько-пресової машини (КПМ) і, в підсумку, збільшенню її надійності і довговічності. Основна витрата енергії на включення відбувається не перед робочим ходом, а при зупинці ГВМ, що

створює до початку робочого ходу певний запас енергії ведучих мас, розширюючи технологічні можливості КПМ.

Відсутність науково обґрунтованих рекомендацій з проектування та розрахунку приводу, неправильна оцінка ролі елементів планетарного редуктора приводять до того, що має місце перегрів гальм, перевантаження двигуна, збільшений час включення на робочий хід і ін. Тому дослідження, спрямовані на подальше вивчення планетарного приводу і його вдосконалення вкрай актуальні.

**Мета та задачі досліджень.** Метою роботи є вдосконалення конструкцій та підвищення технічного рівня планетарного приводу кривошипних пресів на базі оптимізації його параметрів.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі задачі:

- теоретичний розрахунок невстановленого процесу включення і зупинки планетарного приводу;
- експериментальне дослідження приводу і зіставлення результатів з теоретичними даними;
- розробка рекомендацій щодо раціонального проектування приводу.

**Об'єкт дослідження.** Планетарний привод кривошипних пресів.

**Предмет дослідження.** Кінематичні, енергетичні та динамічні характеристики приводу.

**Методи досліджень.** Теоретичні дослідження здійснювалися з використанням методів математичного моделювання механічних систем на основі положень теоретичної механіки, теорії машин і механізмів та деталей машин.

Експериментальні дослідження виконувалися на дослідній установці, що представляє собою макет планетарного приводу преса з номінальним зусиллям близько 400 кН з використанням стандартних датчиків і відповідної вимірювальної апаратури.

**Структура роботи.** Магістерська робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Загальний обсяг роботи 104 сторінки, 37 рисунків, 5 таблиць, список використаних джерел з 24 позицій та додатків.

## 1 ІСНУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМ ВКЛЮЧЕННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Основним завданням науково-технічного прогресу в області вітчизняного пресостроєння є створення ефективного високотехнологічного обладнання, що відповідає сучасним вимогам. Кривошипні преси займають лідируючі позиції в загальному парку ковальсько-пресових машин. Вони працюють у вкрай важких умовах, при підвищеному числі ходів. Аналіз експлуатації кривошипних пресів, як у вітчизняному, так і в зарубіжному виробництві показує, що надійність обладнання в значній мірі залежить від роботи системи включення. Тому вдосконалення конструкцій, розробка нових конструктивних рішень, розвиток теорії розрахунку, заміна вузлів тертя новими більш досконалішими механізмами включення є актуальним завданням сучасного пресостроєння. Основними силовими вузлами системи включення є муфта і гальмо. Деякі конструкції муфт і гальм не знайшли застосування в практиці конструювання кривошипних пресів в силу притаманних їм конструктивних і функціональних недоліків - жорсткі і електромагнітні муфти включення. Найбільшого поширення в приводах кривошипних пресів отримали дискові муфти і гальма з пневматичним приводом. Перевагою фрикційних муфт є швидке і надійне включення і виключення в будь-який момент ходу преса, можливість виключення їх під навантаженням. Фрикційні муфти малочутливі до ударних навантажень, можуть працювати при великих перепадах в числах оборотів між ведучим і веденим валами преса. Фрикційні муфти здатні передавати значні крутний момент. У порівнянні з жорсткими муфтами вони позбавлені властивих недоліків, таких як заїдання поворотних елементів, ударні навантаження при роботі, включення і зупинка ГІМа тільки при певних його положеннях.

Робота фрикційних муфт лімітована термостійкістю і міцністю застосовуваних в них фрикційних елементів, що працюють в циклічному, ударному режимі і при високій температурі; якістю манжетних і шнурових ущільнювачів; надійністю шліцевих з'єднань ведених і ведучих дисків [1].

Фрикційні муфти конструктивно представляють собою складні технічні системи, мають значні габаритні розміри, вимагають великої витрати енергії на включення, в значній мірі визначають складності виготовлення і експлуатації преса.

### 1.1 Недоліки роботи фрикційних муфт

- наявність енергетичних втрат на тертя і прослизання фрикційних елементів при включенні;
- виділення великої кількості теплоти при прослизанні ведучих і ведених частин відносно один одного;
- складна конструкція і висока металоємність вузлів;
- викришування і відкол фрикційних вставок;
- зминання та заїдання в шліцевих з'єднаннях;
- розрив болтів кріплення кришок підшипників;
- значні витрати стисненого повітря;
- наявність шуму [2].

Виходячи з усього вищевикладеного, можна зробити висновок, що відомі конструкції в повній мірі не задовольняє вимоги, які висуваються до

системи включення. Для підвищення надійності преса і техніко-економічних параметрів роботи, система включення потребує удосконалення.

## 1.2 Вдосконалення систем включення

Серед основних напрямів удосконалення системи включення можна виділити наступні [3]:

- використання нових фрикційних матеріалів, які мають кращі експлуатаційні характеристики;
- застосування багатодискових муфт;
- застосування водяного охолодження;
- перенесення муфти на більш тихохідний вал;
- вдосконалення методик розрахунку силового розрахунку муфт і гальм;
- розробка принципово нової схеми включення.

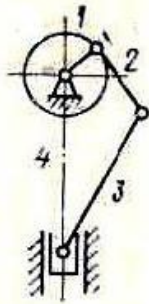
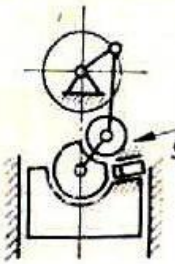
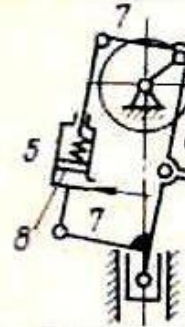

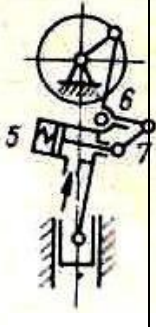
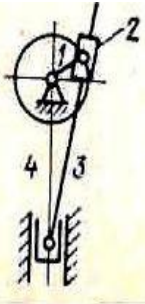
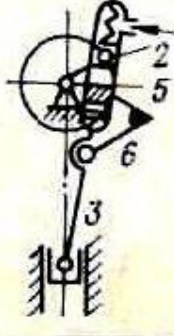
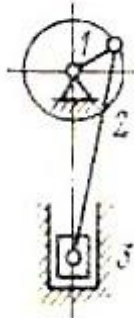
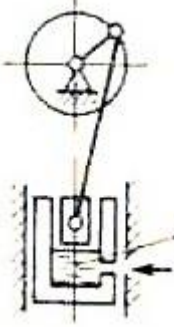

Значне підвищення довговічності і надійності було досягнуто після широкого використання в якості фрикційного елемента композиції з азбесту, борити і фенолформальдегідної смоли - ретінакса, який дозволив збільшити допустиме питомий тиск в 3-4 рази при коефіцієнті тертя 0.35 ... 0.37 і максимальній температурі нагріву поверхні тертя  $t_{tr} = 200...220^{\circ} C$ . Широке впровадження отримали фрикційні муфти зі вставками замість накладок. Такі конструкції, істотно не відрізняючись за принципом роботи і основними технічними параметрами, мають більш сприятливі умови охолодження фрикційних контактних поверхонь і підвищену зручність при регулюванні зносу вставок і їх заміни [4]. В даний час основні напрямки вдосконалення

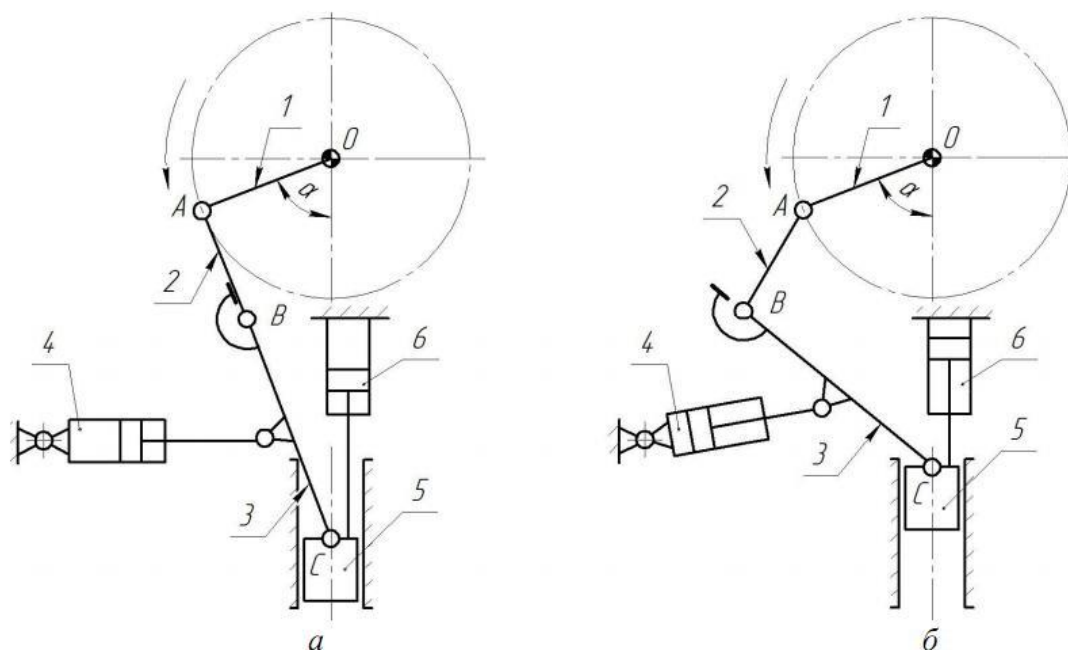
фрикційних дискових муфт спрямовані на створення нових фрикційних матеріалів, що допускають високі питомі тиску, коефіцієнт тертя не менше 0,33, допустиму температуру нагрівання поверхні тертя до 230...250° С і відрізняються низькою інтенсивністю зносу [5].

Розташування муфти на головному валу має ряд переваг. При такому розташуванні муфти зменшується момент інерції ведених частин і при меншій швидкості веденого вала знижується витрата енергії на включення. Крім того, відбувається менше нагрівання поверхонь тертя і, як наслідок, знижується інтенсивність їх зносу. Крім того, при муфтах, встановлених на головному валу, прес легше вивести зі стану заклинювання повзуна в нижній мертвій точці. Габаритні розміри муфт при їх установці на головному валу при інших рівних умовах будуть більше, ніж у муфт, що вмонтовуються на прийомних або проміжних валах. Основні недоліки багатодискових муфт - порівняльна складність конструкції і труднощі виготовлення тонких сталевих дисків (викривлення під час загартування, намагнічування при обробці, на пласко верстаті). У порівнянні з однодисковими, багатодискові муфти мають кілька гіршу швидкість виключення, так як масляні плівки між дисками перешкоджають їх розмикання. Слід зазначити, що всі названі заходи не вирішують повністю названої завдання і створення нового оригінального устаткування можливо тільки при розробці принципово нової схеми включення. Лише частково вирішується завдання зниження складності пристрою і витрати енергії на включення для тих ковальсько-пресових машин (КПМ), у яких муфта встановлена на одному з проміжних валів (ГКР зусиллям понад 4 МН, листоштампувальні і обрізні преси зусиллям понад 1,6 МН і т. ін.).

Кожевніковим В.А. були виділені основні конструктивні схеми пресів (табл.1.1).

Таблиця 1.1 – Конструктивні схеми пресів

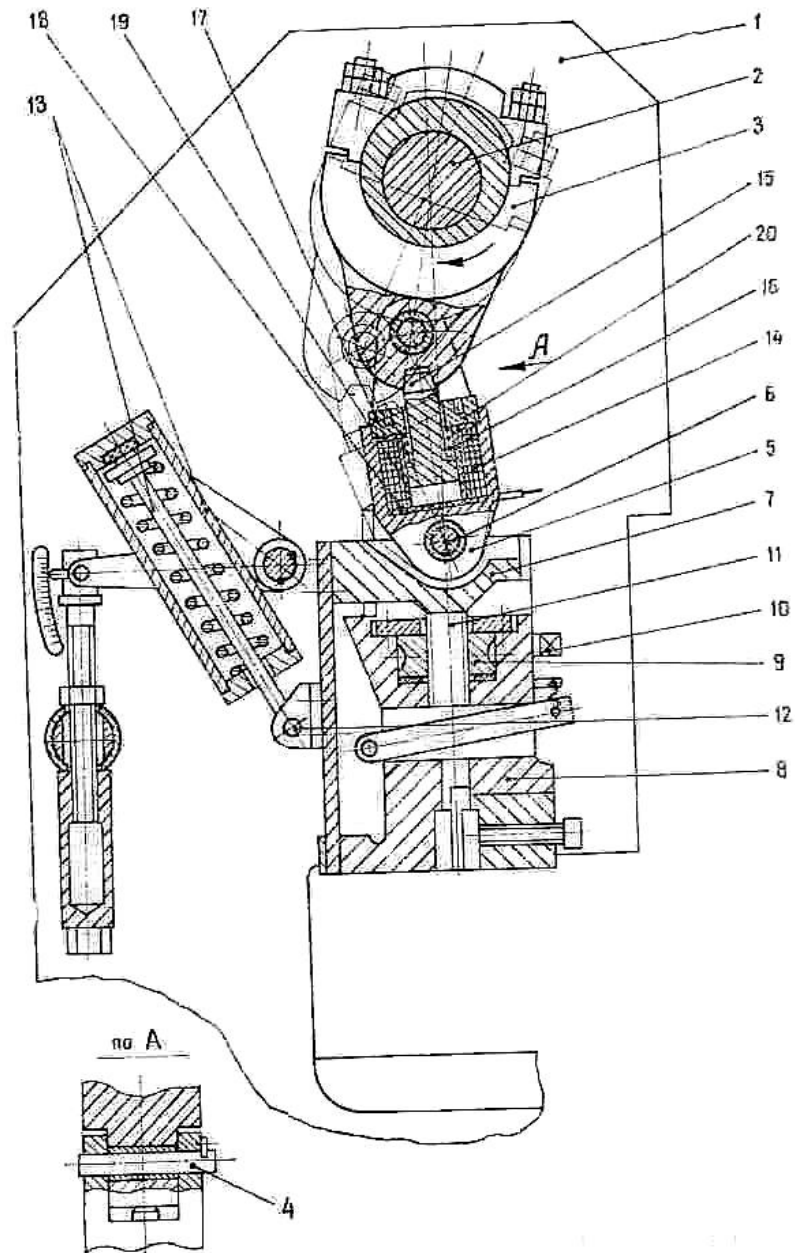
Механізм	Структурна схема	Конструктивна схема			
Кривошипно-коромислові					
Кривошипно-кулісні			-	-	-
Кривошипно-повзунні				-	-



1 – кривошип; 2 – верхня ланка шатуна; 3 – нижня ланка шатуна з упором; 4 – пневмоциліндр; 5 – повзун; 6 – врівноважувач; а – ламаний шатун в випрямленому робочому положенні; б – ламаний шатун в неробочому положенні

Рисунок 1.1 – Виконавчий механізм кривошипного пресу

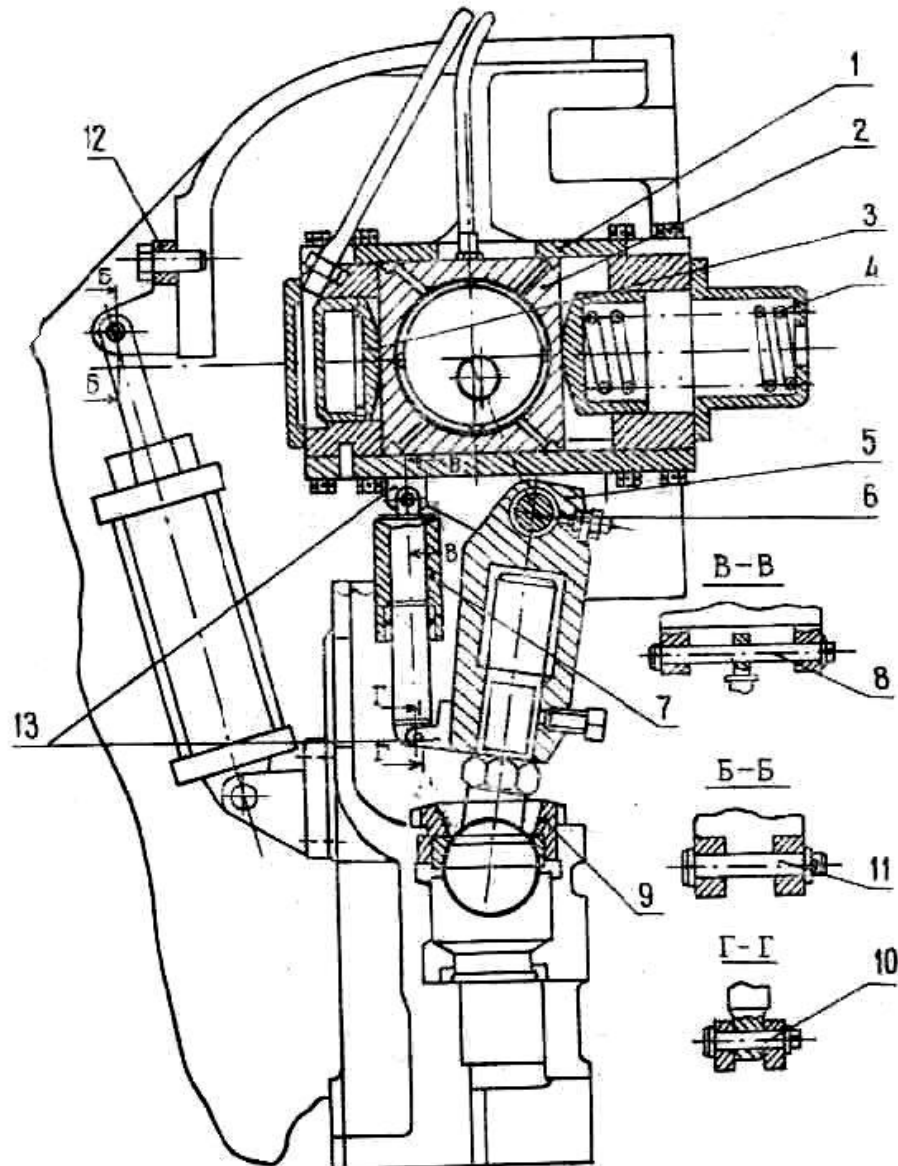
На рис. 1.1 показана схема системи включення з ламаним шатуном – прес з електромагнітним механізмом включення [8]. Силевим органом, який управляє пресом, є електромагніт. Повзун утримується в крайньому верхньому положенні постійно діючим зусиллям врівноважувача. При верхньому положенні вала кривошипа по команді від командоапарата здійснюється включення котушки електромагніту і відбувається переміщення вгору сердечника, який, стискаючи пружину, включає силевий орган преса. При подальшому повороті кривошипа здійснюється поступальне переміщення повзуна і виконання ним робочої операції.



1 – станина; 2 – вал; 3 – верхня ланка шатуна; 4 – вісь; 5 – нижня ланка шатуна; 6 – вісь; 7 – зовнішня частина шатуна; 8 – внутрішня частина повзуна; 9 – черв'ячне колесо; 10 – черв'як; 11 – гвинт; 12 – вісь; 13 – врівноважувач; 14 – котушка; 15 – сердечник; 16 – пружина; 17,18 – ізоляційні кільця; 19 – спрямовуюча втулка; 20 – кришка

Рисунок 1.2 – Схема пресу з електромагнітним механізмом включення

На рис. 1.3 показана схема приводу преса з іншим типом механізму розмикання ведучої і веденої частини виконавчого механізму– з пневмокулісним механізмом включення [7].



1 – кривошипний вал; 2 – призматична повзушка; 3 – рухома рамка ; 4 – верхня ланка шатуна; 5 – циліндр врівноважувача; 6 – циліндр вирівнювача; 7 – пружина; 8 – повзун; 9 – врівноважувач; 10 – вісь ламаного шатуна; 11 – нижня ланка шатуна; 12 – станина; 13 – кронштейн циліндра вирівнювання

Рисунок 1.3 – Механічний прес з пневмокулісним вузлом включення

У даній модифікації кривошип обертається в отворі призматичної подушки, встановленої в пазі границі верхньої ланки шатуна і утримується в крайньому правому положенні пружинами при відсутності подачі стисненого повітря. Вісь ланок шатуна здійснює коливальний рух по дузі кола радіуса нижньої ланки шатуна. При подачі стисненого повітря в робочі порожнини циліндрів поблизу крайнього верхнього положення кривошипа, рамка переміщується вліво, стискаючи пружину, і при досягненні рамкою крайнього лівого положення здійснюється випрямлення і фіксація ланок складеного шатуна. При русі повзуна вгору штокова порожнина пневмоциліндра з'єднується з атмосферою, під дією поворотної пружини рамка переміщується вправо, а повзун фіксується в крайньому верхньому положенні пневмоврівноважувачем.

Ще однією з представлених модифікацій преса є прес з важільно-пневматичним механізмом включення (рис.1.4), де збірна рамка замінена пневматичним циліндром.

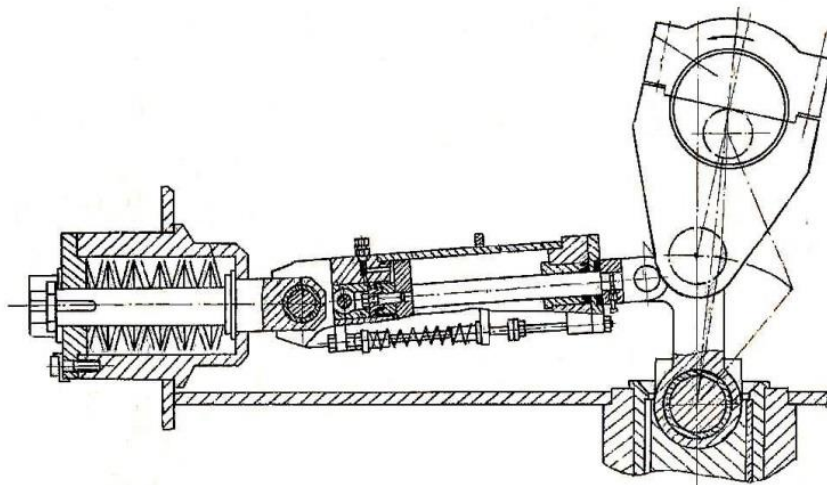
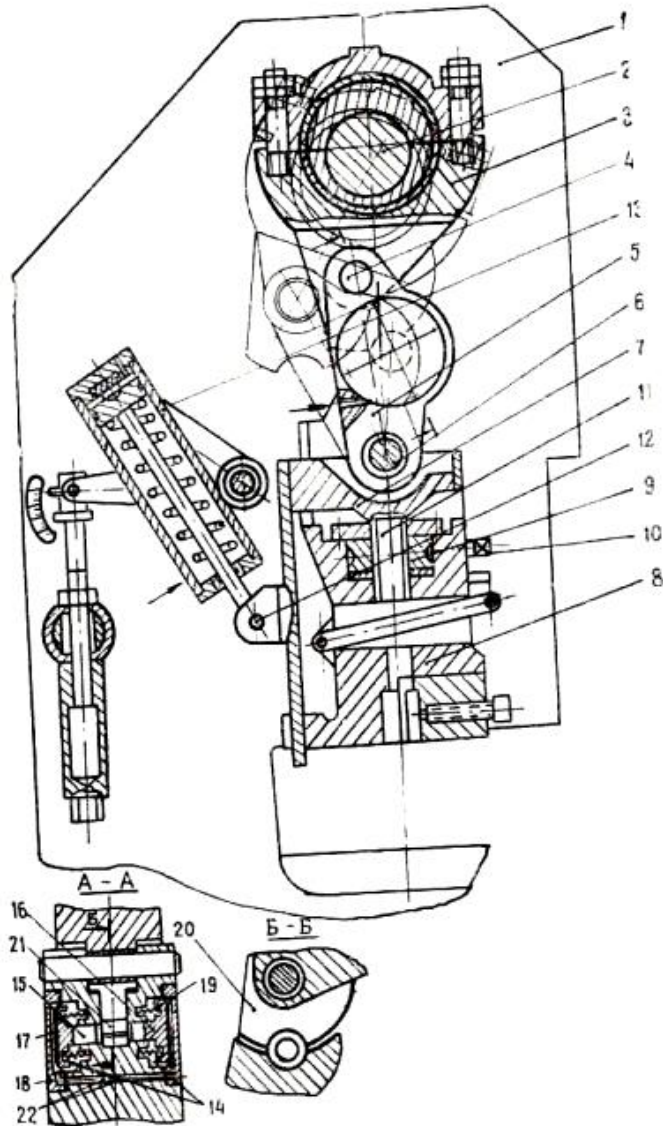


Рисунок 1.4 – Схема конструкції важільно-пневматичного механізму включення

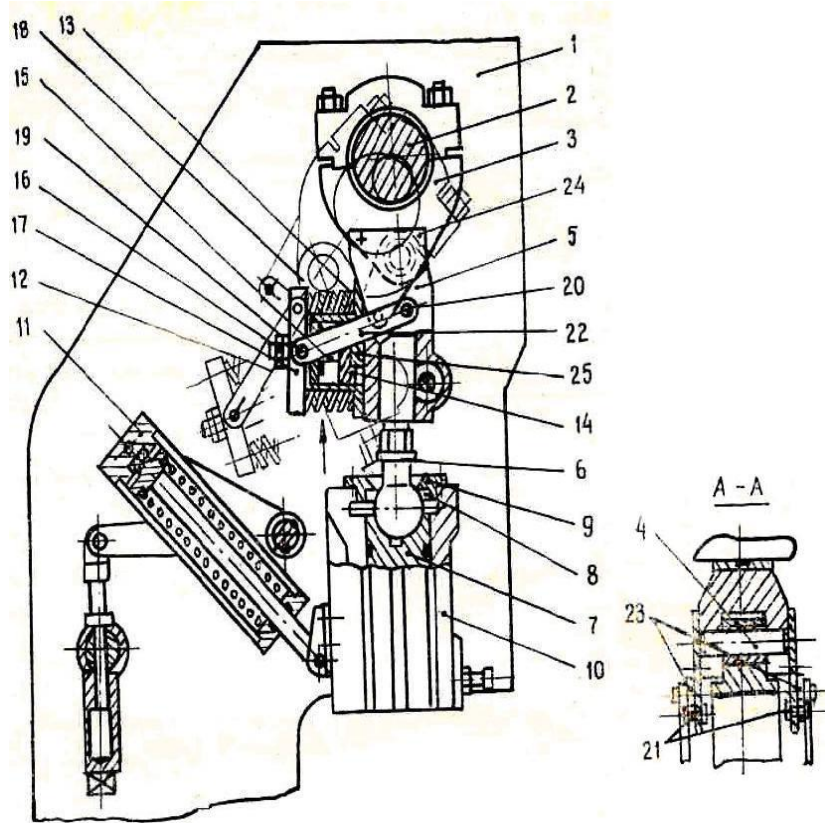


1 - станина; 2 - кривошипний вал; 3 - верхнє коліно шатуна; 4 - вісь; 5 - нижнє коліно шатуна; 6 - вісь; 7 - зовнішня частина повзуна; 8 - внутрішня частина повзуна; 9 - черв'ячні колесо; 10 - черв'як; 11 - гвинт; 12 - вісь; 13 - врівноважувач; 14 - пневмокамера; 15 - шток; 16 - поршень; 17 - діафрагма; 18 - кришка; 19 - поворотна пружина; 20 - секторний виступ; 21 - паз; 22 - пневмоканали

Рисунок 1.5 - Схема конструкції механічного преса з пневмомембранним вузлом включення

На рис.1.5 представлений прес з пневмомембранним вузлом включення, керування яким здійснюється від двох мембранних пневматичних камер,

расташованих на бічних сторонах нижньої ланки, а на рис.1.6 – прес з силовим циліндром включення з аналогічним принципом роботи.



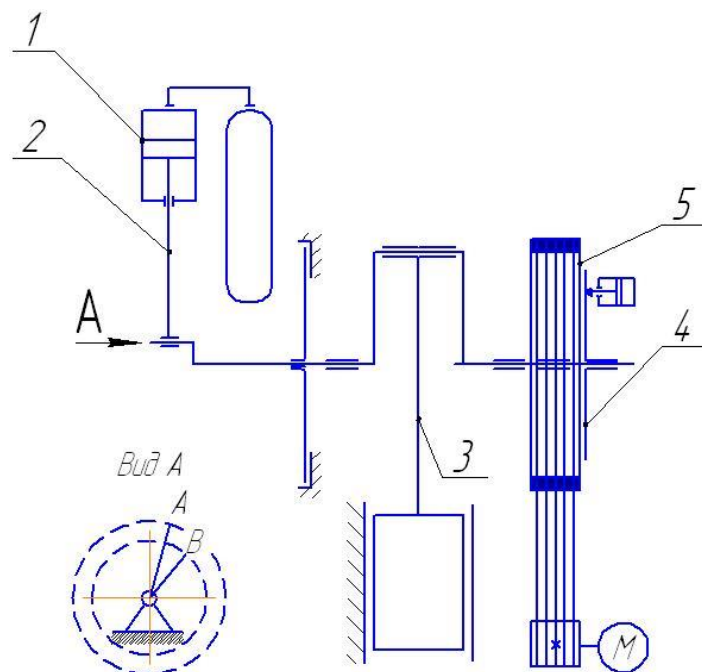
1 - станина; 2 - кривошипний вал; 3 - верхнє коліно шатуна; 4 - вісь; 5 - нижнє коліно шатуна; 6 - гвинт; 7 - під'ятник; 8 - опора; 9 кришка; 10 - повзун; 11 - врівноважувач; 12 - силовий циліндр; 13 - гвинти; 14 - поршень; 15 - шток; 16 - гайки; 17 - траверса; 18 - пружини; 19, 20, 21 - планки; 22, 23 - кронштейни; 25 – шайби

Рисунок 1.6 - Механічний прес з пневмоцилиндром включення

Розглянуті механізми мають певні переваги, і в той же час їм притаманні суттєві недоліки, які обмежують їх практичне використання. Головний недолік полягає в тому, що включення робочого ходу виконавчого механізму преса можливо тільки при певному відносному положенні вала і

повзуна, а саме – повзун і вал знаходяться у верхньому положенні. Після вимикання системи повзун під дією зусилля врівноважувача буде переміщатися в крайнє верхнє положення, або ж для його зупинки необхідні спеціальні гальма. За умовами безпеки праці така система не відповідає нормам безпеки та її застосування вимагає ретельного аналізу та обґрунтування. Ще один важливий недолік – включення відбувається з ударними навантаженнями, коли відбувається повне випрямлення шатуна або іншого запірного механізму.

Системи включення з механізмом розгону ведених частин без їх силового змикання з ведучими дозволяють істотно знизити витрату енергії електродвигуна на включенні при одночасному зниженні амплітуди миттєвої потужності [11]. Принцип їх роботи заснований на перетворення кінетичної енергії мас, що розгоняються, в потенційну енергію стисненого повітря, яка використовується при включенні (рис. 1.7).

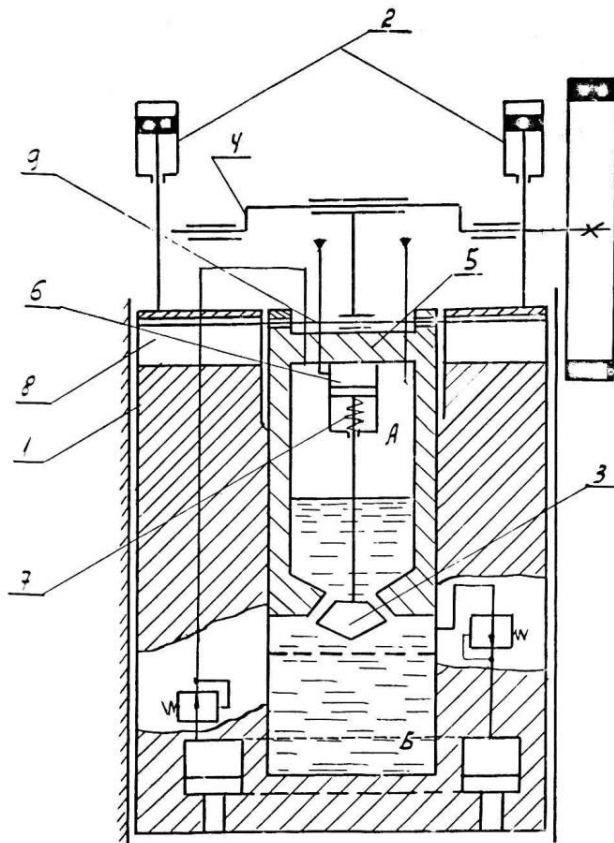


1 - пусковий пристрій; 2 - кривошипно-шатунний механізм; 3 - головний виконавчий механізм; 4 - ведені диски; 5 – маховик

Рисунок 1.7 - Система включення з механізмом розгону ведених частин без силового змикання

Зазначена система може бути використана на відносно тихохідних пресах. Дані про практичну реалізацію даної системи включення в літературі немає. Також відсутні дані по витраті енергії на створення і підтримку тиску в акумуляторі пускового пристрою, дані про величину моменту холостого ходу, який повинен бути значно більше за рахунок постійної дії реактивного крутного моменту.

В роботі [6] розглянуто механізм з гідравлічною системою, що базується на усуненні зайвого ступеня волі кривошипно-шатунного механізму (рис. 1.8).



1 - повзун; 2 - врівноважувачі; 3 - клапан; 4 - колінчастий вал; 5 - внутрішній повзун; 6 - циліндр; 7 - пружина; 8 - провусини; 9 - вісь

Рисунок 1.8 – Система включення з гідравлічним механізмом в повзунові

У кривошипному пресі крім основного повзуна є також внутрішній, переміщення якого регулюється гідромеханізмом. Заявлена система має ряд істотних недоліків: нестабільність параметрів рідини та їх залежність від умов експлуатації, розігрів рідини, її витік і великі гідравлічні втрати і ін.

### 1.3 Планетарні механізми в приводі кривошипних пресів

У приводі кривошипних пресів знаходять застосування системи включення з планетарними редукторами. Перші системи включення з планетарними редукторами були запропоновані фірмою «Clearing» (США) для листоштампувальних пресів, в яких встановлюються відомі муфти включення "Torc-Pac". В подальшому такі системи включення за ліцензією фірми використовували і інші пресостроительные фірми: «Aida» (Японія), «Beantly» (Англія), «Samuel Griffiths» (Англія) і ін.

Конструкція муфти з планетарним механізмом типу "Torc-Pac" показана на рис. 1.9 і рис. 1.10. На зубчастій маточини вала-води́ла 7 розташоване гальмівний пристрій. У початковому стані під дію пружин 16 диск 15 загальмовує гальмівні диски 14 гальма зупинки. За допомогою тяги 13 диски 11 гальма включення розгальмовуються, забезпечуючи вільне обертання зовнішньої шестерні 10. При включенні стисле повітря, надходячи в циліндр 18, переміщує поршень 17 вліво, гальмуючи диски 11 і розгальмовуючи диски 14. Зовнішня шестерня 10 зупиняється, і рух від маховика 1 передається через вал-шестерню 5 сателітам 9 і валу-водив 7.

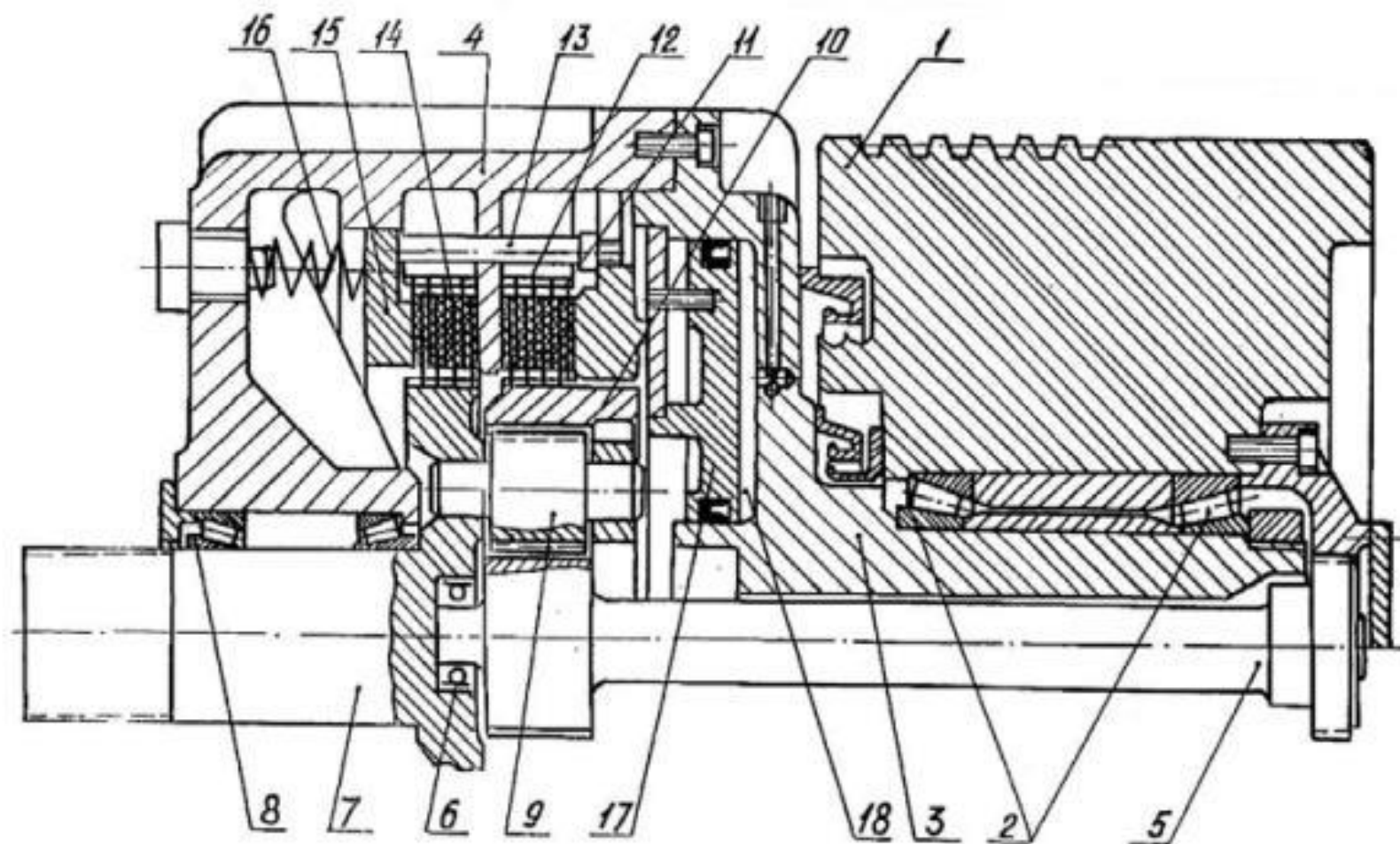


Рисунок 1.9 – Планетарный привод «TORC-PAC»

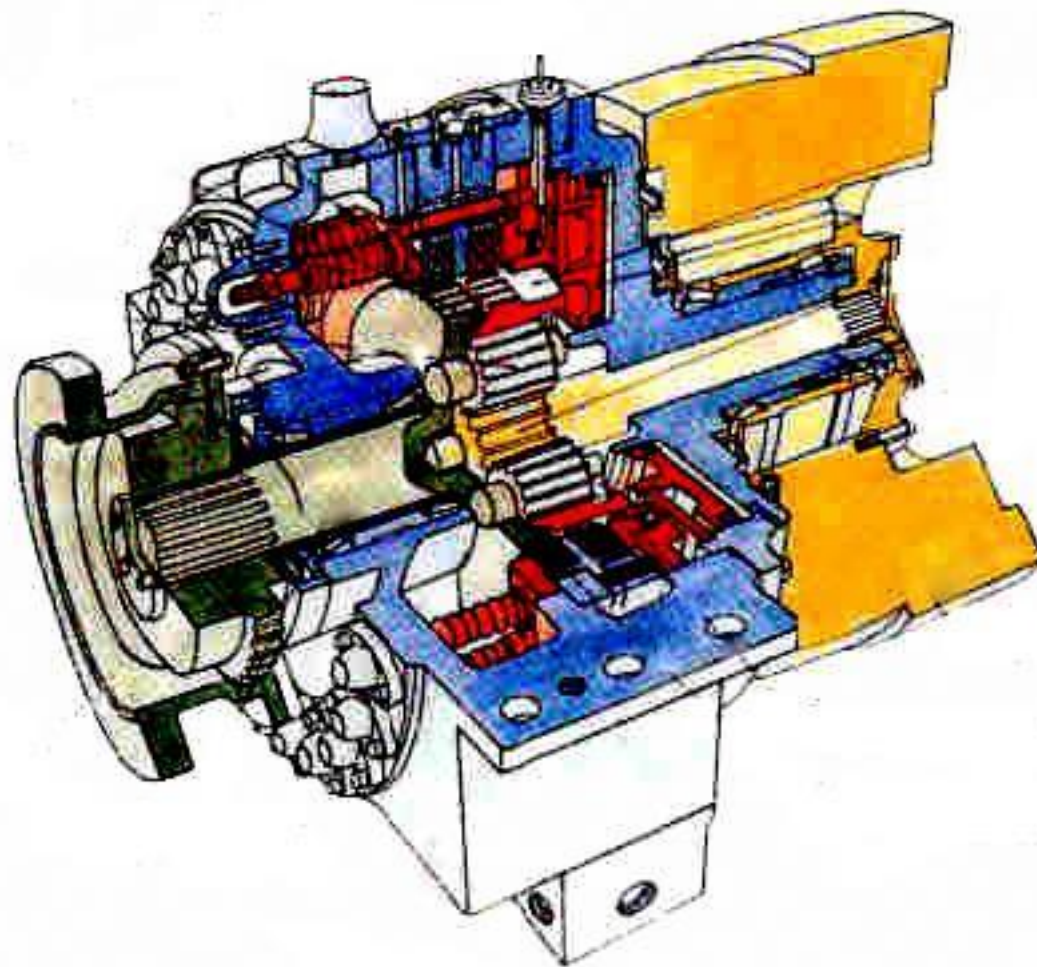


Рисунок 1.10 – Планетарный привод «TORC-PAC»

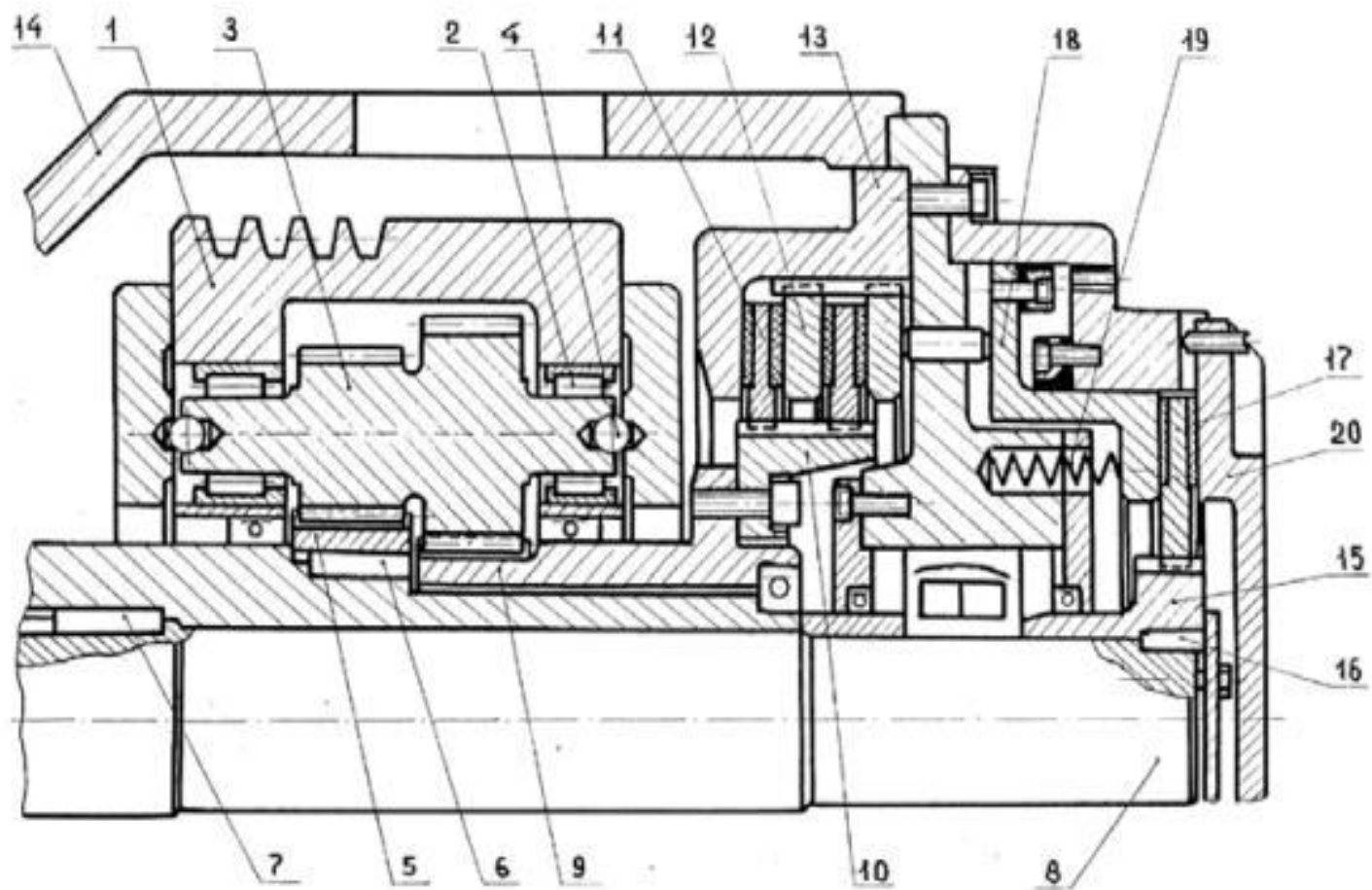


Рисунок 1.11 – Схема привода с планетарным редуктором фирмы «Aida»

На пресах фірми "Aida" застосовується дещо інша схема приводу (рис. 1.11). Провідною ланкою є водило - 1, вмонтоване в маховику. Двохвенечний сателіт - 2 входить в зачеплення з двома центральними колесами - 3 і 4, укріпленими на колінчастому валу - 5 і валу - 6 гальма включення - 7. У початковому стані гальмо включення - 7 вимкнене, а гальмо зупинки - 8 включене. Вал - 5 нерухомий, сателіти - 2, перекочуючись по колесу - 3, надають руху вал - 6. Для включення преса в порожнину - 9 гальм подається стиснене повітря і гальма перемикаються. Вал - 6 зупиняється, а вал - 5 починає обертатися за рахунок руху сателітів, перекочуються по нерухомому колесу - 4.

В авторському свідоцтві Савінова Е.А. [7] запропонована система включення преса, яка містить диференційний зубчастий редуктор, вхідний вал якого пов'язаний з маховиком і через клинопасову передачу з двигуном, а вихідний вал редуктора, з'єднаний з виконавчим механізмом приводу, і зовнішня кільцева шестерня пов'язані з індивідуальним керуванням гальмівним пристроєм (рис. 1.12). Недолік зазначеної конструкції - наявність трьох гальмівних пристроїв, що значно ускладнює конструкцію.

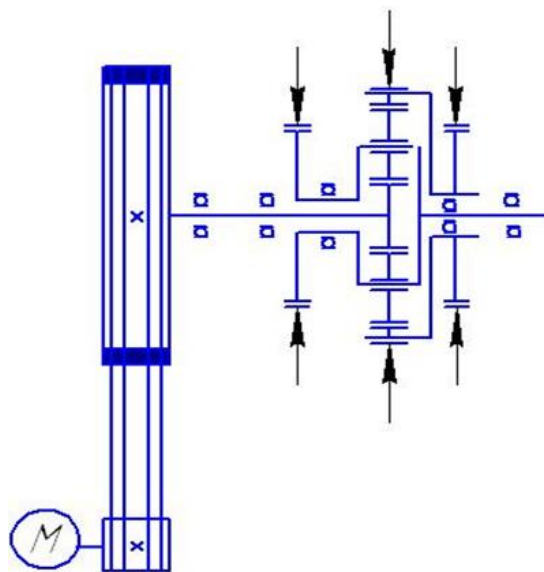


Рисунок 1.12 – Принциповая схема системи включення з диференційним редуктором

Прес, заявлений в [8] містить на одному валу з маховиком приводу диференційний редуктор, один з валів якого з'єднаний з шатуном кривошипного механізму, а інший - з валом приводного гидронасоса (рис. 1.13).

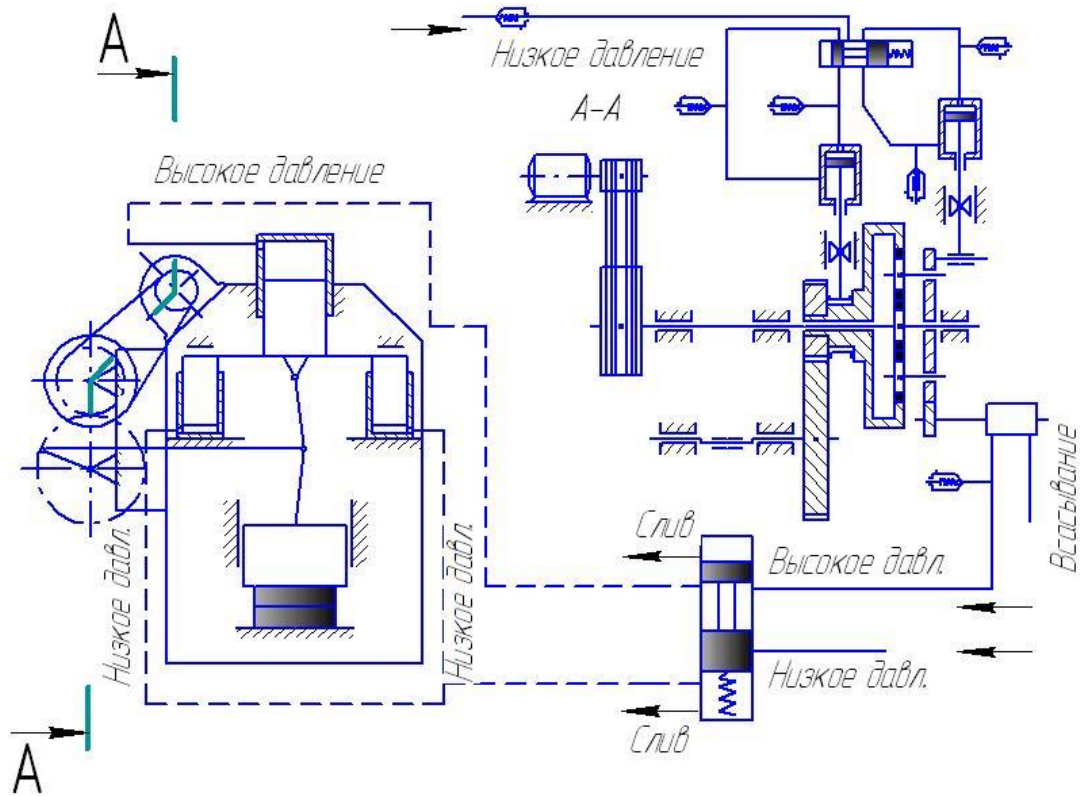


Рисунок 1.13 – Прес з планетарним редуктором

Конструкція, заявлена в [9] крім планетарного механізму містить ще додатковий вал, що значно знижує ефективність (рис. 1.14). Також дана система має завищені витрати на включення приводу з огляду на те, що барабан стрічкового гальма одночасно є додатковим маховиком конструкції і збільшує момент інерції зовнішньої шестерні. В [10] з метою зменшення інерційності розганяються мас гальмівні пристрої розташовані по периферії зовнішньої кільцевої шестерні.

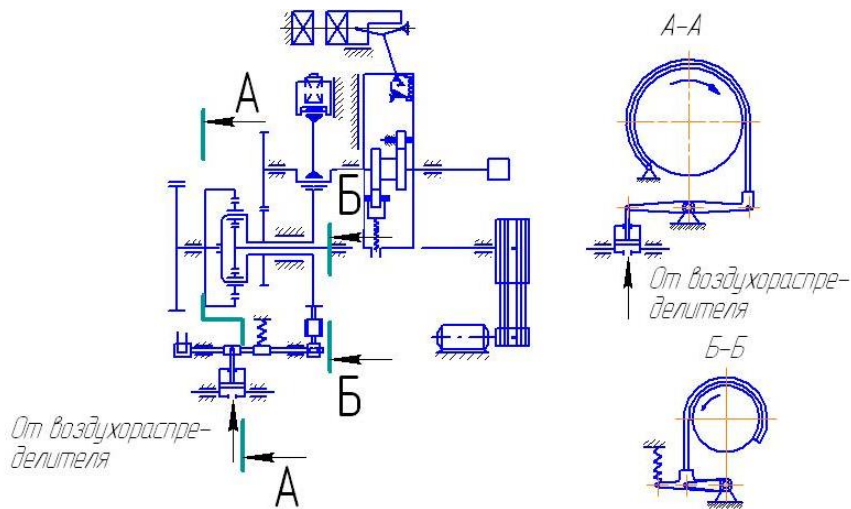


Рисунок 1.14 – Принципова кінематична схема системи включення кривошипного пресу

Недоліком модернізованого і діючого кривошипного пресу з планетарним приводом зусиллям 1МН, представленого на рис.1.15, є використання стрічкового гальма, яке має великі габарити, нерівномірний тиск стрічки на шків, ненадійні за рахунок імовірності обриву стрічки.

Гальмо включення в планетарному приводі розраховується за найбільшою крутним моментом, який визначається процесом технологічного навантаження. В такому випадку включення головного виконавчого механізму (ГВМ) здійснюється під дією в ньому моменту сил тертя набагато більшого, ніж необхідно за умовами стійкого ненаголошеного включення. Це призводить до збільшення динамічних навантажень на ланки приводу, збільшення роботи включення, зниження кута розгону, посиленому зносу фрикційних елементів.

Планетарні механізми володіють двома ступенями свободи, тому включення і зупинка такої системи включення виробляється шляхом усунення одного ступеня свободи за рахунок загальмовування одного з відповідних ланок.

На рис. 1.16 представлена типова кінематична схема преса з планетарним редуктором і двоступінчастим приводом.

Двигун 1 через клинопасову передачу обертає маховик 3 і жорстко пов'язану з ним центральну шестерню 4, яка входить у зачеплення з сателітами 5. Сателіти 5 вільно обертаються навколо власних осей в водиле 6. Водило жорстко укріплене на колінчастому валу I. Сателіти також входять в зачеплення з зовнішньою шестірнею 7. Для усунення зайвого ступеня волі є два гальма: включення 10 і 11 зупинки. У вихідному положенні гальма зупинки вимкнене, колінчастий вал і водило нерухомі і рух від маховика передається зовнішньої шестірні. Гальмо включення при цьому працює. Для здійснення робочого ходу гальма перемикаються, шестірня 7 зупиняється, а водило і колінчастий вал здійснюють рух. Після подвійного ходу повзуна гальма 10 включається і зупиняє колінчастий вал. Гальма 11 вимикається і шестерня 7 розганяється до встановленої швидкості холостого обертання.

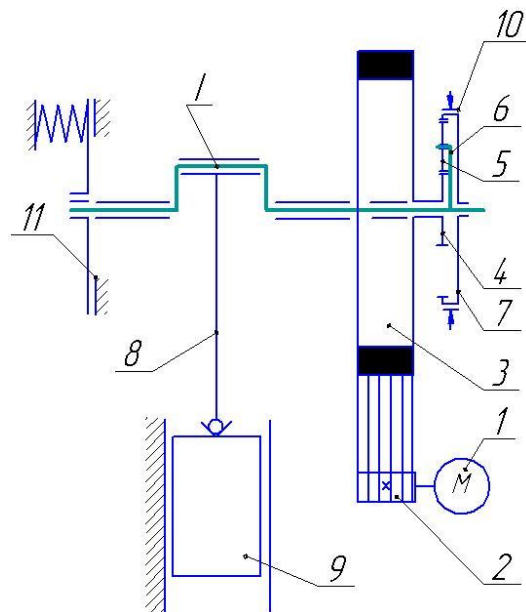


Рисунок 1.16 – Кінематична схема пресу з планетарною системою включення

Для середніх і великих кривошипних пресів, число ходів повзуна яких не перевищує 20-40 ходів в хвилину, використовується триступеневий привід, в якому додається проміжна зубчаста передача. З метою зменшення розмірів і маси планетарного редуктора він встановлюється на швидкохідному валу, тому при включенні і зупинці відбувається розгін і зупинка всіх деталей і вузлів проміжної зубчастої передачі.

#### 1.4 Обґрунтування і постановка задач роботи

Проведений аналіз роботи систем включення КПМ з різними планетарними приводами показав ряд їх переваг перед звичайними системами включення з фрикційною муфтою, важільно-пневматичними механізмами і системами включення з гідравлічними пристроями [17, 18]. В даний час при серійному і великосерійному масштабах виробництва вартість виготовлення планетарного приводу, приблизно, відповідає вартості виготовлення приводу звичайної фрикційною муфтою включення. Використання планетарного редуктора дозволяє при незмінному числі ходів преса підвищити в кілька разів число обертів маховика, що призводить до значного зниження його моменту інерції і, отже, розмірів і ваги. Для КПМ з проміжними валами (листоштампувальні та обрізні преси зусиллям понад 1,60 МН, горизонтально-кувальні машини та ін) застосування планетарного приводу призводить до їх виключення, тобто рух від двигуна передається на маховик, який є провідною ланкою редуктора, встановленого безпосередньо на головному валу. У результаті витрата енергії на холосте обертання механізмів і на включення ГВМа для великих КПМ може бути зменшено в кілька разів (до 5...7 разів). При цьому забезпечується більш плавне включення, без ударів, динамічних збуджень і т. д. Всі планетарні приводи

забезпечують включення і зупинку ГВМа при будь-якому його положенні. Важливою особливістю планетарного приводу, є те, що основний витрата енергії на включення відбувається не перед робочим ходом, а після нього. Така особливість створює до початку робочого ходу певний запас енергії провідних мас, що розширює технологічні можливості КПП. Так як фрикційні вузли всіх планетарних редукторів працюють в якості гальм, умови їх роботи більш сприятливі перед фрикційними муфтами. Зниження швидкості обертання останавливаних мас, їх моментів інерції, поліпшення умов охолодження, плавність включення призведе до збільшення терміну служби фрикційних елементів, міжремонтного циклу всій КМП і, в підсумку, збільшення її надійності і довговічності.

Однак достатньо повної інформації у технічній літературі про системи включення з планетарним приводом, їх конструктивні особливості, рекомендації по використанню та економічному обґрунтуванню доцільності застосування майже немає, що стримує процес модернізації кривошипних пресів шляхом оснащення їх принципово новими, надійними системами включення.

З урахуванням усього вищевикладеного, робота, спрямована дослідження систем включення з планетарним приводом, є актуальною.

Метою роботи є удосконалення планетарного приводу кривошипних пресів.

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

- теоретичний розрахунок невстановленого процесу включення і зупинки планетарного приводу;
- експериментальне дослідження приводу і зіставлення результатів з теоретичними даними;
- розробка рекомендацій щодо раціонального проектування приводу.

## **2 МЕТОДИ І НАПРЯМКИ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ**

### 2.1 Методи теоретичних досліджень планетарного приводу кривошипних пресів

Дослідження планетарного приводу кривошипних пресів проводилося теоретико-експериментальним методом. Як уже згадувалося раніше, в літературних джерелах практично повністю відсутні дані щодо синтезу та розрахунку пресів з планетарним приводом. Якщо в літературі і зустрічаються розрахунки планетарних редукторів, то розрахунок ведеться для усталеного режиму роботи, а перехідні моменти, коли відбувається включення муфти і вимикання гальма не розглядаються взагалі.

Включення і розгін ведених частин планетарного приводу кривошипних пресів і подальша їх зупинка характеризується складними перехідними динамічними процесами. Виходячи з призначення планетарного приводу кривошипного преса встановлено, що його працездатність і ефективність визначаються насамперед тривалістю процесів включення і зупинки і витратою енергії на включення і зупинку. Тривалість процесу включення визначається тривалістю прямого холостого ходу повзуна і не може перевищувати 90-120°, тому до початку робочого ходу система включення повинна повністю включитися для забезпечення передачі технологічного навантаження. Тривалість процесу зупинки головного валу преса визначається вимогами безпеки праці. Кут повороту головного валу при зупинці фт не повинен перевищувати 15°. Зазначені обставини визначають величину необхідних моментів, що крутять тертя в вузлах системи включення і інтенсивності їх зміни. Витрата енергії на включення

визначається, перш за все, величиною моментів інерції розганяються частин і кутовими швидкостями обертання.

Виходячи з цього, для теоретичного аналізу роботи планетарного приводу необхідно:

- на основі літературних джерел і аналізу роботи приводу преса визначити передумови і допущення для теоретичного аналізу роботи планетарного приводу;

- розробити розрахункову динамічну модель приводу для періодів включення і зупинки з урахуванням особливостей конструкції приводу і закономірностей його функціонування;

- розробити математичну модель планетарного приводу з урахуванням особливостей динамічної моделі та зовнішніх силових факторів;

- визначити достовірність прийнятих припущень і оцінити адекватність математичної моделі.

Для практичного використання результатів досліджень необхідно розробити інженерну методику розрахунку параметрів планетарного приводу. Після встановлення адекватності математичної моделі виконано аналітичне рішення рівнянь руху елементів планетарного приводу з метою отримання простих аналітичних залежностей для визначення основних параметрів приводу. На основі аналізу результатів теоретичних розрахунків і експериментальних досліджень прийнято низку додаткових припущень, які дозволили виконати аналітичне інтегрування рівнянь руху і отримання кінцевих аналітичних залежностей.

Завдання оптимізація параметрів планетарного приводу як складної технічної системи зажадала:

- розробки критеріїв оптимальності параметрів приводу виходячи з його функціонального призначення;

- визначення постійних і змінних параметрів системи, зміна яких призводить до задоволення критеріїв оптимальності;

- вибір методу рішення оптимізаційної задачі.

Рішення задачі оптимізації по сумарній масі приводу виконано відомими методами, застосовуваними для зубчастих рядних і планетарних передач з урахуванням особливостей конструкції приводу кривошипних пресів. Для вирішення завдання оптимізації параметрів приводу по величині витрати енергії на включення і зупинку на основі положень теоретичної механіки отримана аналітична залежність для розрахунку роботи включення, на основі якої встановлено критерій оптимальності по роботі включення.

Отримані критерії оптимальності допускають аналітичного обчислення їх похідних, тому рішення оптимізаційних завдань виконано звичайними методами пошуку екстремуму функції кількох змінних з використанням математичного пакета MathCAD.

При дослідженні планетарного приводу був обраний системний підхід. Процеси включення і зупинки розглядаються самостійно, проте початкові умови для аналізу одного процесу визначаються кінцевими умовами іншого процесу.

З огляду на переважне застосування в кривошипних пресах планетарних механізмів типу А, все дослідження виконані для цього типу механізму. Однак зазначено, що основні результати можуть бути використані для інших типів механізмів.

## 2.2 Методика проведення експериментальних досліджень

Проведення експериментальних досліджень є необхідним етапом, що служить для підтвердження теоретичних викладок і розрахунків, правильності прийнятих припущень і передумов.

Для виконання експериментальних досліджень необхідно:

- розробити і виготовити експериментальну установку, яка була фізичну модель планетарного приводу реального преса;

- визначити параметри, вимір і реєстрація яких дозволять оцінити адекватність теоретичної математичної моделі;
- вибрати відповідні методи вимірювання та реєстрації параметрів приводу;
- розробити план проведення експериментальних досліджень, діапазон зміни параметрів, кількість і послідовність вимірювань;
- виконати статистичну обробку експериментальних даних з метою виключення випадкових похибок і оцінки точності вимірювань;
- виконати перевірку математичної моделі на адекватність.

Експериментальна установка виготовлена розробленими кресленнями у вигляді макету планетарного приводу преса номінальним зусиллям близько 400 кН. Опис конструкції і технічна характеристика установки наведені в розділі 3.

Основними параметрами, які визначають технічні характеристики приводу, є: кутові швидкості основних ланок планетарного механізму; крутний момент на фрикційній контакт; витрата енергії на включення і зупинку і абсолютний час.

Виходячи з особливостей конструкції дослідної установки, відбувалося вимір кутів повороту ведучого маховика і водила, конструктивно пов'язаного з головним валом преса. Вимірювання кутів повороту зовнішньої шестерні планетарного редуктора в силу технічних причин було неможливо.

Величина крутного моменту на фрикційній контакті побічно оцінювалася за величиною тиску стисненого повітря в пневматичному циліндрі і по зусиллю затяжки гальмівних пружин.

Витрата енергії на включення і зупинку оцінювався за величиною миттєвої потужності, що розвивається електродвигуном протягом процесів включення і зупинки. Вимірювався струм в одній з обмоток двигуна і після перерахунку миттєвої потужності, вироблялося чисельне інтегрування з метою визначення роботи за час включення або зупинки.

## 3 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВКЛЮЧЕННЯ І ЗУПИНКИ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ

### 3.1 Динамічний аналіз планетарного приводу

Основним завданням динамічного аналізу планетарного приводу кривошипних пресів є визначення основних кінематичних характеристик приводу при перехідних режимах роботи в період включення і зупинки. Необхідно встановити закономірності зміни кутових швидкостей планетарного механізму, тривалість процесів.

Динамічна модель планетарного приводу кривошипного преса в період включення або зупинки представляється у вигляді трьохмасової моделі з зосередженими інерційними елементами (рис. 2.1). Сателіти вважаються безінерційні, а їх момент інерції у відносному русі приєднаний до моментів інерції основних ланок.

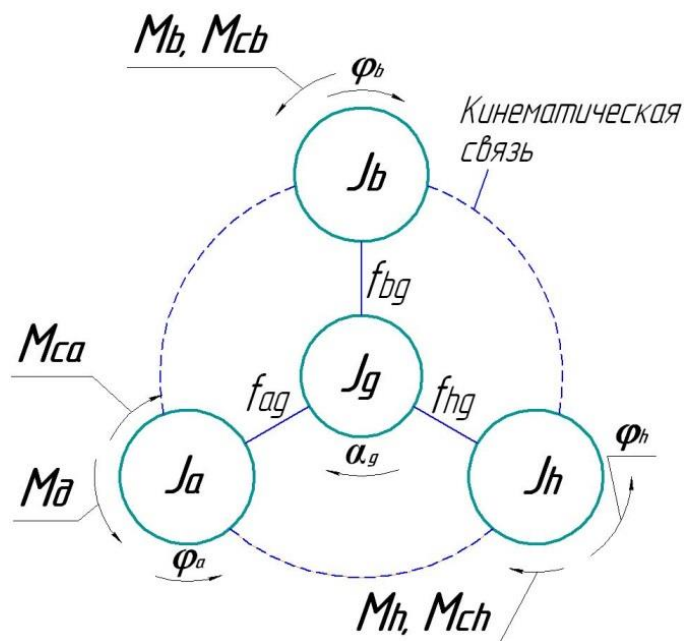


Рисунок 3.1 – Динамічна модель приводу

Момент інерції  $J_a$  є моментом інерції ведучих частин приводу, що включають ротор двигуна, провідний шків пасової передачі, маховик і центральну шестерню редуктора. Момент інерції  $J_b$  є моментом інерції зовнішньої шестерні редуктора і обертових деталей гальма зупинки. Момент інерції  $J_h$  є моментом інерції ведених частин приводу і включає момент інерції водила, сателітів в переносному русі, головного валу преса з наведеними масами шатуна і повзуна. При використанні проміжної зубчастої передачі в великих пресах до складу маси  $J_h$  включаються моменти інерції зубчастих коліс і проміжного вала.

Основні ланки редуктора навантажені зовнішніми крутними моментами. Моменти  $M_{ca}$ ,  $M_{cb}$  і  $M_{ch}$  є моментами сил опору обертанню відповідних ланок. Моментом опору обертанню сателітів щодо власних осей можна знехтувати. Рушійним моментом системи є момент електродвигуна  $M_d$ . Моменти  $M_b$ ,  $M_h$  є гальмівними моментами, які забезпечують зупинку ланки  $b$  або ланки  $h$ . Рух сателітів відбувається за рахунок внутрішньої реакції між зубчастими колесами, яка є внутрішнім силовим фактором і в рівняннях руху основних ланок не присутній.

У період включення або зупинки привід являє собою диференційний механізм і має два ступені волі. Положення основних ланок визначається незалежної кутовий координатою  $\varphi_a$  і двома залежними координатами  $\varphi_b$  і  $\varphi_h$ , причому всі узагальнені координати пов'язані кинематическим умовою зв'язку [11]

$$\varphi_a = \varphi_b i_{ab}^h + \varphi_h i_{ah}^b, \quad (3.1)$$

де  $i_{ab}^h, i_{ah}^b$  – передавальні відношення між двома ланками при зупиненій третій ланці. Верхній індекс позначає зупинену ланку.

Умовою зв'язку між сателітами і основними ланками редуктора  $f_{ag}$ ,  $f_{bg}$  і  $f_{hg}$  є функції положення сателітів відносно відповідних ланок. Сателіти редуктора в будь-який період роботи здійснюють складенопаралельний рух. Спільно з водилом сателіти здійснюють переносний рух зі швидкістю, що дорівнює швидкості обертання водила  $\omega_h$ . Момент інерції сателітів в переносному русі  $J_{gp}$  додається до моменту інерції водила  $J_{ho}$ .

$$J_{hp} = J_{ho} + J_{gp} = J_{ho} + n_g m_g r_h^2, \quad (3.2)$$

де  $J_{ho}$  – власний момент інерції водила і приєднаних частин приводу і виконавчого механізму щодо власної осі;

$J_{hp}$  – момент інерції водила з приєднаним моментом інерції сателітів в переносному русі;

$r_h$  – радіус розташування осей сателітів щодо осі водила.

При врівноважених масах кінетична енергія планетарного механізму як системи з чотирьох ланок буде дорівнювати:

$$T = 0,5(J_{ao}\omega_a^2 + J_{ho}\omega_h^2 + J_{bo}\omega_b^2 + n_g J_{go}\omega_{go}^2),$$

де  $\omega_a$ ,  $\omega_h$ ,  $\omega_b$  – відповідно, кутова швидкість центральної шестерні, водила і зовнішньої шестерні;

$J_{ao}$ ,  $J_{bo}$ ,  $J_{ho}$  – моменти інерції відповідних ланок без урахування моменту інерції сателітів щодо власних осей;

$\omega_{go}$  – кутова швидкість обертання сателіта відносно власної осі;

$n_g$  – кількість сателітів;

$J_{go}$  – момент інерції сателітів відносно власної осі обертання.

Кінетична енергія сателітів у відносному русі

$$T_{go} = 0,5n_g J_{go} (\dot{\phi}_a^2 + \dot{\phi}_h^2 - 2\dot{\phi}_a \dot{\phi}_h) (i_{ga}^h)^2 \quad (3.3)$$

У канонічному вигляді рівняння кінетичної енергії відносного руху сателітів з моментами інерції, приведеними до основних ланок, запишеться у вигляді:

$$T_{go} = 0,5n_g J_{go} (\varepsilon_a \omega_a^2 + \varepsilon_b \omega_b^2 + \varepsilon_h \omega_h^2). \quad (3.4)$$

Коефіцієнти  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  і  $\varepsilon_h$  – коефіцієнти приведення моментів інерції сателітів відповідно до ланок  $a$ ,  $b$  і  $h$ . Вони показують частку моментів інерції сателітів, яку необхідно додати до кожної з основних ланок механізму.

З рівняння (2.1) випливає:

$$\dot{\phi}_b = \dot{\phi}_a i_{ba}^h + \dot{\phi}_h i_{bh}^a.$$

Підставляючи значення  $\dot{\phi}_b$  в рівняння (2.4), отримаємо

$$T_{go} = 0,5n_g J_{go} \left[ \varepsilon_a \dot{\phi}_a^2 + \varepsilon_h \dot{\phi}_h^2 + \varepsilon_b \left[ \dot{\phi}_a^2 (i_{ba}^h)^2 + \dot{\phi}_h^2 (i_{bh}^a)^2 + 2\dot{\phi}_a \dot{\phi}_h i_{ba}^h i_{bh}^a \right] \right] \quad (3.5)$$

Прирівнюючи значення кінетичної енергії за формулами (3.3) і (3.5) і зіставляючи коефіцієнти при кутових швидкостях, знаходимо

$$\begin{aligned} (i_{ga}^h)^2 &= \varepsilon_a + \varepsilon_b (i_{ba}^h)^2, \\ (i_{ga}^h)^2 &= \varepsilon_h + \varepsilon_b (i_{bh}^a)^2, \\ (i_{ga}^h)^2 &= -\varepsilon_b i_{ba}^h i_{bh}^a. \end{aligned}$$

Звідси випливає:

$$\begin{aligned}\varepsilon_b &= -\frac{\left(i_{ga}^h\right)^2}{i_{ba}^h i_{bh}^a}, \\ \varepsilon_a &= \left(i_{ga}^h\right)^2 - \varepsilon_b \left(i_{ba}^h\right)^2, \\ \varepsilon_h &= \left(i_{ga}^h\right)^2 - \varepsilon_b \left(i_{bh}^a\right)^2.\end{aligned}$$

Визначаємо

$$i_{ba}^h = \frac{1}{i_{ab}^h}, \quad i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h = \frac{i_{ab}^h - 1}{i_{ba}^h}.$$

Після перетворення отримаємо

$$\begin{aligned}\varepsilon_b &= \frac{4\left(i_{ab}^h\right)^2}{\left(1+i_{ab}^h\right)^2\left(1-i_{ab}^h\right)}, \\ \varepsilon_h &= \frac{4i_{ab}^h}{\left(1+i_{ab}^h\right)^2}, \\ \varepsilon_a &= -\frac{4i_{ab}^h}{\left(1+i_{ab}^h\right)^2\left(1-i_{ab}^h\right)}.\end{aligned}\tag{3.6}$$

Отже, кінетична енергія системи з наведеними моментами інерції дорівнює

$$T = 0,5\left(J_a\omega_a^2 + J_b\omega_b^2 + J_h\omega_h^2\right)$$

Тут позначено

$J_a = J_{ao} + \varepsilon_a n_g J_g$  – приведений момент інерції центрального колеса.

$J_b = J_{bo} + \varepsilon_b n_g J_g$  – приведений момент інерції зовнішнього колеса.

$J_h = J_{hp} + \varepsilon_h n_g J_g$  – приведений момент інерції водила.

При зупиненій одній з ланок редуктора одна зі складових рівняння (3.1) буде дорівнювати нулю. В такому випадку моменти інерції сателітів можуть бути приведені або до двох рухомих ланок з відповідними коефіцієнтами приведення, або тільки до одного з них. У першому випадку коефіцієнти приведення визначаються за формулами (3.6).

При приведенні тільки до однієї з ланок коефіцієнти приведення показують у скільки разів необхідно змінити моменти інерції сателітів, приведених до даної ланки.

При зупиненому водію відносна кутова швидкість буде дорівнює:

$$\dot{\varphi}_{go} = \dot{\varphi}_a i_{ga}^h = \dot{\varphi}_b i_{gb}^h.$$

З рівнянь (2.3) та (2.5) при  $\dot{\varphi}_h = 0$ , отримаємо

$$\left(\dot{\varphi}_a i_{ga}^h\right)^2 = \left(\dot{\varphi}_b i_{gb}^h\right)^2 = \varepsilon_a^h \dot{\varphi}_a^2 + \varepsilon_b^h \dot{\varphi}_b^2.$$

Вважаючи, що  $\varepsilon_b^h = 0$ , отримаємо

$$\varepsilon_a^h = \frac{4}{\left(1 + i_{ab}^h\right)^2} \quad (3.7)$$

Якщо ланкою приведення обрати зовнішнє колесо  $b$ , отримаємо коефіцієнт приведення:

$$\varepsilon_b^h = \frac{4 \left(i_{ab}^h\right)^2}{\left(1 + i_{ab}^h\right)^2}. \quad (3.8)$$

Аналогічно можна визначити коефіцієнти приведення при зупиненому зовнішньому колесі (для холостого або робочого ходу повзуна) та центральному колесі:

$$\varepsilon_a^b = \frac{4(i_{ab}^h)^2}{(1 - (i_{ab}^h)^2)^2}. \quad (3.9)$$

Якщо ланкою приведення прийнято водило, коефіцієнт приведення буде (при  $\varepsilon_a^b = 0$ )

$$\varepsilon_h^b = \frac{4(i_{ab}^h)^2}{(1 + i_{ab}^h)^2}. \quad (3.10)$$

За умовами приведення мас коефіцієнти приведення є квадратами передавальних відносин між наведеними ланкою в відносному русі і ланкою приведення, тобто

$$\begin{aligned} \varepsilon_a^h &= (i_{ga}^h)^2, & \varepsilon_b^h &= (i_{gb}^h)^2, \\ \varepsilon_a^b &= (i_{ga}^b)^2, & \varepsilon_h^b &= (i_{gh}^b)^2. \end{aligned}$$

Коефіцієнти приведення залишаються майже незмінними при значенні передавального відносини  $i_{ab}^h \leq -4$  (рис. 2.2).

При наближені величини  $i_{ab}^h \rightarrow -1$  значення коефіцієнтів різко збільшуються і прагнуть до нескінченності, що обумовлено таким же збільшенням відносної швидкості сателітів. Однак необхідно мати на увазі, що величина моментів інерції сателітів щодо власної осі в порівнянні з

іншими ланками приводу на кілька порядків менше і особливо зменшується при наближенні  $|i_{ab}^h|$  до одиниці.

Для практичних значень передавальних відносин і моментів інерції основних ланок планетарного приводу пресів момент інерції центрального колеса з урахуванням моменту інерції сателітів в переносному русі збільшується на 2-3%, момент інерції зовнішньої шестерні на 4-7%, а момент інерції водила зменшується на 6 - 8%.

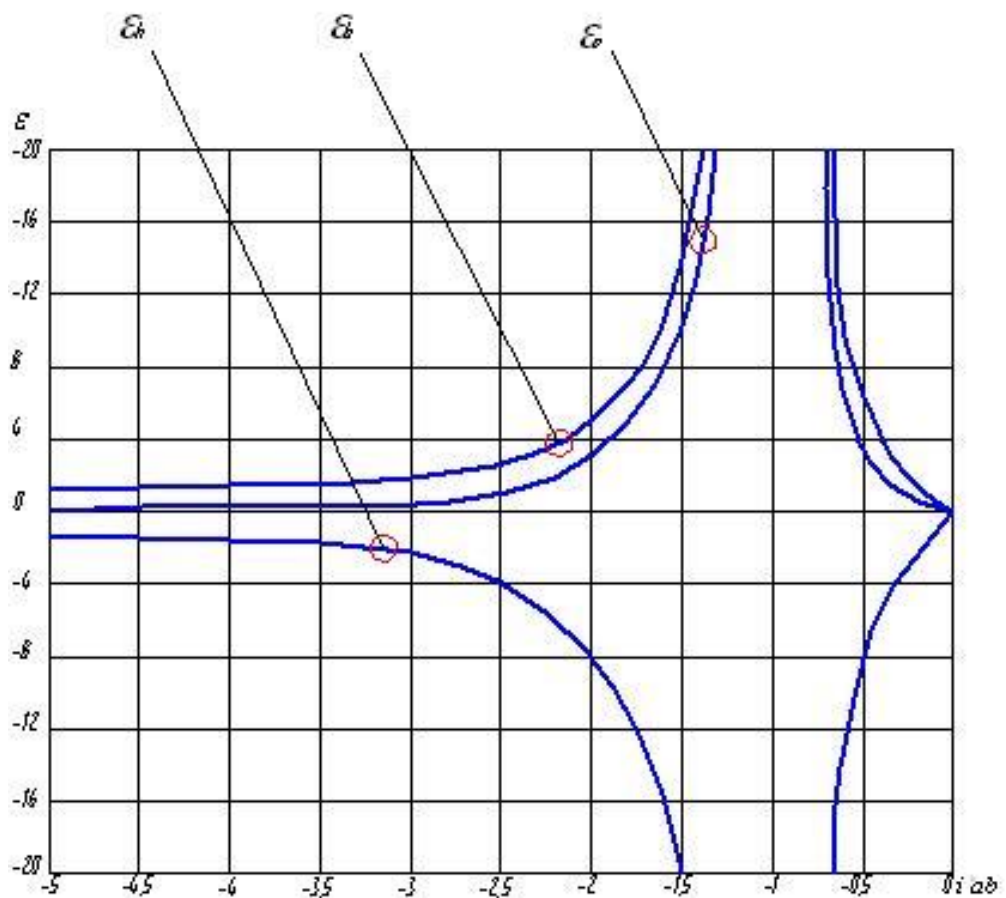


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнтів приведення момента інерції сателітів від передаточного відношення  $i_{ab}^h$

Наведений момент інерції водила зменшується в порівнянні з власним моментом інерції (коефіцієнт приведення  $\varepsilon_h$  завжди менше нуля при  $i_{ab}^h < 0$ ).

### 3.2 Моделювання зовнішніх силових факторів

В першому наближенні моменти сил опору обертанню відповідних ланок  $M_{ca}$ ,  $M_{cb}$  та  $M_{ch}$  прийняті сталими. Величина моментів опору визначається за відомими залежностями [20].

Рушійний момент електродвигуна  $M_o$  може бути апроксимований параболічною залежністю [12]

$$M_o = \frac{2M_k}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}, \quad (3.11)$$

де  $M_k$  – критичний момент електродвигуна;

$s$ ,  $s_k$  – поточне та критичне ковзання електродвигуна.

В період холостого обертання приводу при незначному навантаженні ( $s_k \gg s$ ) рушійний момент може бути апроксимований лінійною залежністю :

$$M_o = \frac{KM_k s}{s_k}. \quad (3.12)$$

Величина коефіцієнта  $K$  для роботи на стійкій механічній характеристиці приймається рівною 1,39.

В роботі [2] вказується, що з огляду на можливе падіння напруги максимальний крутний момент двигуна повинен бути зменшений до  $0,85M_k$ , і тоді для стійкої частини механічної характеристики двигуна коефіцієнт 1,39 у формулі (2.12) необхідно збільшити до величини 1,73. Більш того, на початковій ділянці механічної характеристики, коли навантаження значно менше номінальної, рекомендується приймати  $K=2$ .

Моменти  $M_b$ ,  $M_h$  є гальмівними моментами, які забезпечують зупинку ланки *вабоh*. Зміна поточного значення моменту тертя  $M_t$  на фрикційному контакті можливо апроксимувати степеневою (2.13) або експотенціальною залежностями (2.14, 2.15):

$$M_t = Bt^z, \quad (3.13)$$

де  $B = \frac{M_{tc}}{t_c^z}$  – сталий коефіцієнт;

$M_{tc}$  – момент сил тертя, що розвивається наприкінці процесу зупинки;

$t_c$  – час вирівнювання відносних кутових швидкостей провідною і відомою частини приводу;

$z$  – показник степеневої функції зміни моменту тертя.

Експоненційна апроксимація крутного моменту :

– при включенні фрикційного вузла

$$M_t = M_p (1 - e^{-\alpha t}), \quad (3.14)$$

– при виключенні фрикційного вузла

$$M_t = M_p e^{-\beta t}. \quad (3.15)$$

де  $M_p$  - розрахунковий момент в вузлі, тобто найбільший момент при повному включенні;

$\alpha, \beta$  – відповідно, коефіцієнт інтенсивності включення або відключення фрикційного дискового вузла.

При розрахунку моментів тертя гальмівних пристроїв обов'язково необхідно враховувати конструктивні особливості вузлів тертя. При

роздільному приводі кожного гальма необхідно передбачати час реалізації відключення одного вузла перед включенням іншого, що необхідно для запобігання одночасної роботи двох гальмівних пристроїв. Величина часу перетворення звичайно визначається виходячи з конструктивних особливостей вузлів тертя, швидкохідності преса, його номінальних розмірів. При загальному приводі гальмівних пристроїв включення одного гальма призводить спочатку до відключення другого гальма, тому час перетворення не передбачається. Але між моментами включення і відключення гальм існує період відсутності обох гальмівних моментів, тривалість якого визначається пружними характеристиками деталей гальм і часом руху натискного диска.

### 3.3 Часові характеристики включення та зупинки приводу

Роботу приводу кривошипного преса з планетарним приводом доцільно представити у вигляді чотирьох періодів, що характеризуються різними закономірностями зміни зовнішніх навантажень і різним характером руху основних ланок планетарного механізму (рис. 2.3).

1-й період – зупинене водило  $h$ , ланки  $a$  та  $b$  здійснюють холосте обертання. Даний період роботи представляє собою паузу між двома черговими включеннями приводу. Теоретична швидкість ведучої шестерні становить  $\omega_{ao}$ . Якщо тривалість першого періоду достатньо велика, кутова швидкість ведучих мас відновлюється до початкової кутової швидкості маховика  $\omega_{ao}$ .

2-й період - включається гальмо включення, відключається гальмо зупинки і починається процес включення приводу. В результаті гальмування відбувається зупинка зовнішньої шестерні  $b$  і розгін водила  $h$ . Момент включення одного гальма і відключення іншого завжди відрізняються на величину часу випередження при включенні  $t_{pv}$ . Кутова швидкість ведучої шестерні знижується від початкової  $\omega_{ao}$  до величини  $\omega_{avo}$ . Гальмування

зовнішньої шестерні та одночасний розгін водила починаються через інтервал часу  $t_{bv}$ , який визначається відношенням рушійного та гальмівного моментів, які діють на шестерню. Другий період закінчується в момент повної зупинки зовнішньої шестерні.

3-й період – прямий холостий, робочий хід і зворотний холостий хід ГВМа при включеному планетарному механізмі. Період починається в момент зупинки зовнішньої шестерні і триває до моменту початку перемикання гальм. Кутова швидкість ведучої шестерні, яка до кінця попереднього періоду зменшилася до значення  $\omega_{avm}$  через витрати енергії на включення, до початку робочого ходу може повністю не відновитися. У період робочого навантаження кутова швидкість ланки  $a$  знижується до мінімального значення  $\omega_{arm}$  і при холостому зворотному ході частково відновлюється до величини  $\omega_{aso}$ .

4-й період - включається гальмо зупинки і починається гальмування водила  $h$  і одночасний розгін зовнішньої шестерні  $b$ . Між моментами перемикання гальм також є час передування  $t_{no}$ . Початок руху водила визначається величиною рушійних сил і сил гальмування з боку гальма зупинки. Четвертий період закінчується в момент зупинки водила. Кутова швидкість ланки  $a$  до кінця періоду становить  $\omega_{asm}$ .

З аналізу характеру зміни кутових швидкостей ланок слід, що початок руху ведених мас визначається співвідношенням рушійних і гальмівних крутних моментів.

Кутова швидкість ведучої шестерні досягає мінімуму до кінця будь-якого періоду і відновлюється частково або повністю тільки під час тривалих пауз між черговими ходами.

В початковий момент роботи привода, коли починається процес включення при сталих значеннях моментів сил опору  $M_{ca}$  та  $M_{cb}$ , швидкість ланок  $a$  та  $b$  будуть сталими. Якщо тривалість паузи між двома ходами ГВМа достатня для відновлення кутової швидкості ведучої ланки після

попереднього ходу, то швидкість є швидкістю холостого обертання ведучого ланки  $a$ .

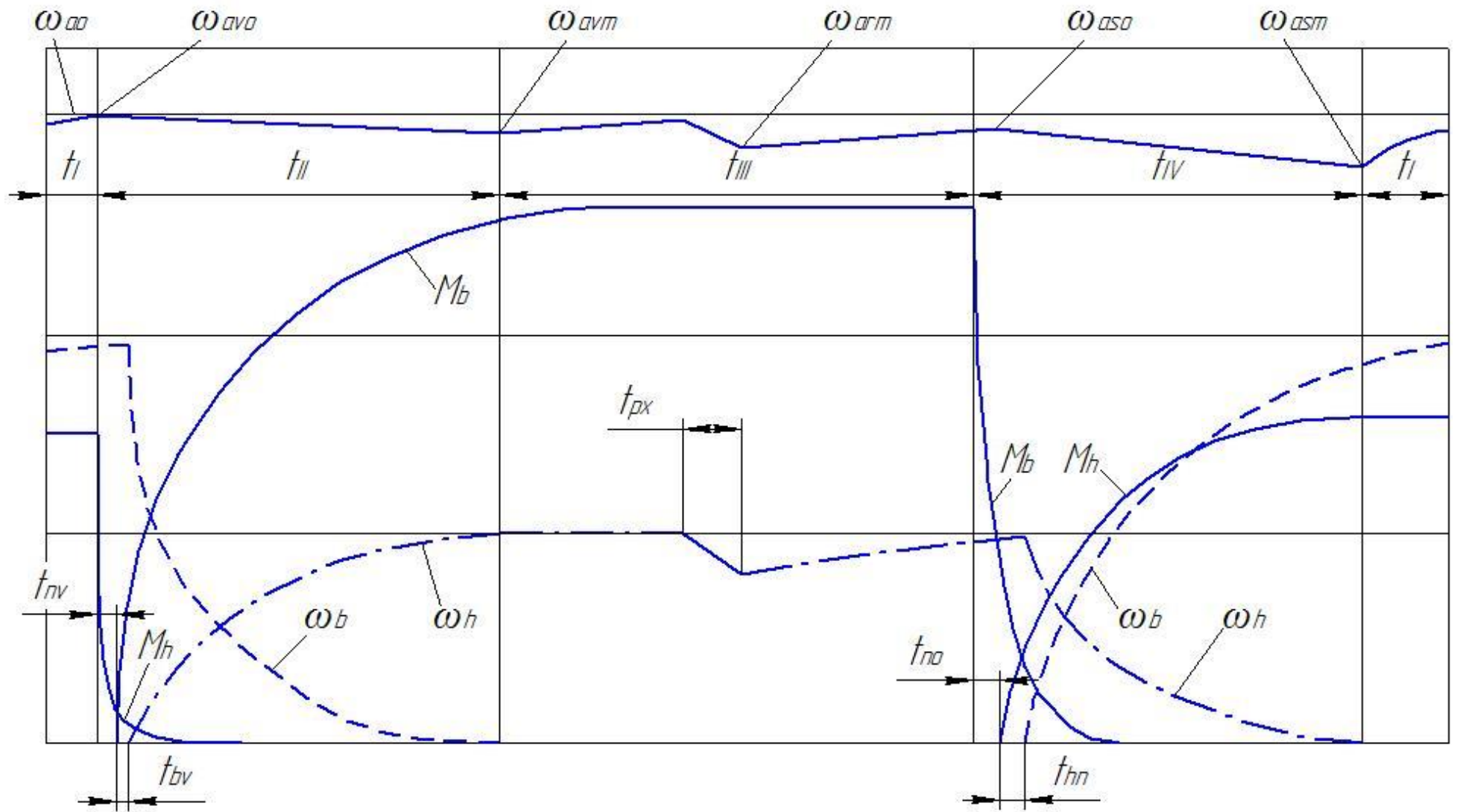


Рисунок 3.3 – Періоди руху планетарного приводу

Приймаючи лінійну апроксимацію моменту електродвигуна (2.12), з рівняння  $M_\delta = M_{ca} + M_{cb}i_{ba}^h$  визначимо

$$\omega_{ao} = \omega_{ac} \left[ 1 - \frac{S_k}{KM_k} (M_{ca} + M_{cb}i_{ba}^h) \right] \quad (3.16)$$

Швидкість  $\omega_{ac}$  є синхронною швидкістю ведучої ланки  $a$ .

Якщо процес включення починається до моменту повного відновлення кутової швидкості ведучої ланки, початковою швидкістю  $\omega_{ao}$  є швидкість ланки  $a$  в момент закінчення четвертого періоду руху привода.

### 3.4 Математична модель перехідних процесів при включенні зупинці планетарного привода

Умови статичної рівноваги основних ланок редуктора (рис. 2.4) на основі методу кінестатики рівняння руху системи записуються у вигляді :

$$\begin{aligned} J_a \varphi_a'' &= M_\delta - M_{ca} - R_{ag} r_a; \\ J_b \varphi_b'' &= -M_{tb} - M_{cb} + R_{bg} r_b; \\ J_h \varphi_h'' &= -M_{th} - M_{ch} + R_{hg} r_h, \end{aligned} \quad (3.17)$$

де  $r_h$  – радіус вісі розташування сателітів на водилі  $r_h = \frac{r_a + r_b}{2}$ .

$R_{ag}, R_{bg}, R_{hg}$  – реакції в зубчастих зачепленнях, що діють на колеса  $aib$ , та реакція, що діє на водило  $hz$  боку сателітів.

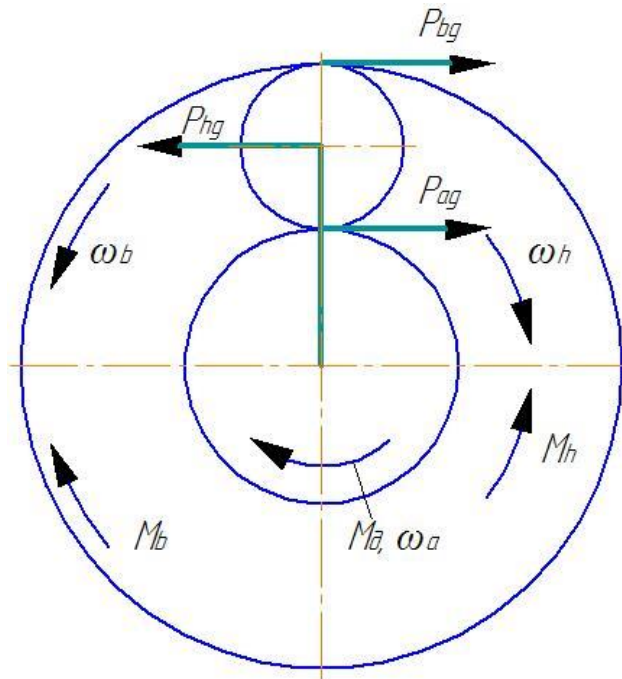


Рисунок 3.4 – Схема дії сил на основні ланки редуктора при включенні та зупинці

Із умови статичної рівноваги випливає, що  $R_{ag} = R_{bg} = 0,5 R_{hg}$ .

Виключаючи реакції  $R_{ag}, R_{bg}, R_{hg}$  та додавля рівняння (3.1) система (3.17) зводиться до канонічного виду:

$$\begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a(M_\delta - M_{ca}) + a_b(M_{cb} + M_{tb}) + a_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_b'' &= b_a(M_\delta - M_{ca}) + b_b(M_{cb} + M_{tb}) + b_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_h'' &= h_a(M_\delta - M_{ca}) + h_b(M_{cb} + M_{tb}) + h_h(M_{ch} + M_{th}). \end{aligned} \quad (3.18)$$

Коефіцієнти при зовнішніх моментах визначаються по формулах:

$$\begin{aligned} a_a &= \frac{j_n + j_o}{J_a j}, & a_b &= -\frac{j_n}{J_a j p}, & a_h &= -\frac{j_o}{J_a j(1+p)}, \\ b_a &= -a_b = \frac{j_n}{J_a j p}, & b_b &= -\frac{1 + j_n}{J_a j p^2}, & b_h &= \frac{1}{J_a j p(1+p)}, \\ h_a &= -a_h = \frac{j_o}{J_a j(1+p)}, & h_b &= b_h = \frac{1}{J_a j p(1+p)}, & h_h &= -\frac{1 + j_o}{J_a j(1+p)^2}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

де  $p = -i_{ab}^h$  – кінематичний параметр планетарного механізму  $A$ ;

$j_s$  – відносний момент інерції зовнішньої шестерні при нерухомому водилі  $h$

$$j_s = \frac{J_b}{J_a p^2}; \quad (3.20)$$

$j_v$  – відносний момент інерції водила при нерухомій зовнішній шестерні  $b$

$$j_s = \frac{J_b}{J_a p^2}; \quad (3.21)$$

$j$  – загальний відносний момент інерції мас, що розганяються.

$$j = j_v + j_s + j_v j_s. \quad (3.22)$$

Початковими умовами системи рівнянь (3.18) є кінцеві умови попереднього періоду.

При  $t = 0$   $\varphi'_h = 0$ ,  $\varphi'_a = \varphi'_{an0}$ ,  $\varphi'_b = \varphi'_{bn0} = \varphi'_{an0} i_{ba}^h$ .

Процес включення закінчується в період зупинки колеса  $b$ , тобто момент, коли  $\omega_b = 0$ . Швидкість ведучої ланки  $a$  водила  $h$  в цей момент є початковими швидкостями для розрахунку наступного періоду, тобто для періоду прямого холостого ходу.

При зупинці привода відбувається гальмування водила  $h$ , відповідно, розгінпроміжного колеса  $b$ . Зміна гальмівного моменту  $M_b$  визначається за формулою (3.15), а момента  $M_h$  – за формулою (3.14). Рух системи описується тією ж системою диференціальних рівнянь (3.18), але за інших початкових умов. В загальному випадку зупинка привода може

починатися в будь-якому положенні головного вала. Якщо зупинка проводиться в крайньому верхньому положенні повзуна, то початковими умовами є кінематичні характеристики, що відповідають закінченню холостого ходу повзуна вгору. Якщо зупинка проводиться в проміжному положенні ГВМа, то початковими умовами є характеристики, що відповідають цьому моменту.

Очевидно, що при зупинці ГВМа в крайньому верхньому положенні відбувається найбільша витрата енергії на розгін проміжного колеса і, відповідно тривалість процесу зупинки найбільша, тому розрахунок приводу необхідно проводити з цього періоду. В такому випадку початкові умови системи рівнянь запишуться у вигляді  $t = 0$   $\varphi'_b = 0$ ,  $\varphi'_a = \varphi'_{ao0}$ ,  $\varphi'_h = \varphi'_{hm} = \varphi'_{ao0} i_{ha}^b$ . Кутовою швидкістю  $\varphi'_{ao0}$  є швидкість ведучої ланки *а* наприкінці періоду зворотнього холостого ходу ГВМа. Передавальне відношення  $i_{ha}^b$  є відношення між ведучим колесом *а* і водилом *h* при зупиненому колесі *б*. З рівняння (2.1):

$$i_{ha}^b = \frac{1}{1 - i_{ab}^h}.$$

Розрахунок процесу зупинки триває до моменту повної зупинки водила, тобто до моменту, коли  $\omega_h = 0$ .

Математичні моделі приводу в першому і третьому періодах роботи приводу при зупиненому одному з ланок планетарного механізму є окремими випадками загальної моделі.

Так, в першому періоді руху, коли зупинено водило, кінетична енергія системи буде дорівнює

$$T^h = \frac{1}{2} (J_a \varphi_a'^2 + J_b \varphi_b'^2) = \frac{J_a \varphi_a'^2}{2} (1 + j_s).$$

Використовуючи рівняння Лагранжа II-го порядку рівняння руху ведучої ланки запишеться у вигляді:

$$\varphi_a'' = a_a^h (M_\delta - M_{ca}) + a_b^h (M_{cb} + M_b). \quad (3.23)$$

Враховуючи що водило нерухоме, швидкість руху веденого колеса  $b$ , буде дорівнювати  $\varphi_b' = i_{ba}^h \varphi_a'$ . Якщо використовувати рівняння зв'язку, рівняння руху двох рухомих ланок  $a$  та  $b$  можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a^h (M_\delta - M_{ca}) + a_b^h (M_{cb} + M_b); \\ \varphi_b'' &= b_a^h (M_\delta - M_{ca}) + b_b^h (M_{cb} + M_b). \end{aligned} \quad (3.24)$$

Коефіцієнти при членах рівняння (3.24) дорівнюють

$$\begin{aligned} a_a^h &= \frac{1}{J_a(1+j_s)}; & a_b^h &= -\frac{1}{J_a(1+j_s)p}; \\ b_a^h &= \frac{1}{J_a(1+j_s)p}; & b_b^h &= -\frac{1}{J_a(1+j_s)p^2}. \end{aligned}$$

Початкові умови рівняння (3.24) будуть

$$t = 0 \quad \varphi_h' = 0, \quad \varphi_a' = \varphi_{a00}', \quad \varphi_b' = \varphi_{b00}' = \varphi_{a00}' i_{ba}^h.$$

Кутова швидкість  $\varphi_{a00}'$  це поточна швидкість ведучої ланки після зупинення водила. Процес розрахунку триває або до повного відновлення швидкості ведучої ланки до величини  $\varphi_{a00}'$ , або до початку наступного циклу роботи.

В третьому періоді руху, коли зупинене зовнішнє колесо  $b$ , кінетична енергія системи складає

$$T^b = \frac{1}{2} (J_a \varphi_a'^2 + J_h \varphi_h'^2) = \frac{J_a \varphi_a'^2}{2} (1 + j_v).$$

Рівняння руху ведучої ланки буде

$$\varphi_a'' = a_a^b (M_\delta - M_{ca}) + a_h^b (M_{ch} + M_h). \quad (3.25)$$

Якщо використовувати рівняння (3.1) система рівнянь руху ланок  $a$  і  $h$  буде

$$\begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a^b (M_\delta - M_{ca}) + a_h^b (M_{ch} + M_h); \\ \varphi_h'' &= h_a^b (M_\delta - M_{ca}) + h_h^b (M_{ch} + M_h). \end{aligned} \quad (3.26)$$

Коефіцієнти при членах рівняння дорівнюють:

$$\begin{aligned} a_a^b &= \frac{1}{J_a (1 + j_v)}; & a_h^b &= -\frac{1}{J_a (1 + j_v) (1 + p)}; \\ h_a^b &= \frac{1}{J_a (1 + j_v) (1 + p)}; & h_h^b &= -\frac{1}{J_a (1 + j_v) (1 + p)^2}. \end{aligned}$$

Початкові умови рівняння (3.26) – це умови закінчення попереднього періоду.

$$t = 0 \quad \varphi_b' = 0, \quad \varphi_a' = \varphi_{ann}', \quad \varphi_h' = \varphi_{hnn}' = \varphi_{ann}' i_{ha}^b.$$

Таким чином, сукупність системи диференціальних рівнянь (3.18) або рівнянь (3.23) і (3.25) руху основних ланок, спільно з початковими

умовами та умовами закінчення розрахунків періодів руху, а також аналітичні залежності для розрахунку рушійного моменту електродвигуна (3.11) - (3.12) і гальмівних моментів (3.14) - (3.15) є узагальненою математичною моделлю планетарного приводу кривошипного преса [14]. З огляду на математичної складності виразів в правій частині рівнянь їх аналітичне рішення неможливо, тому використаний відомий метод чисельного рішення рівнянь Рунге-Кутта з постійним кроком інтегрування. Чисельне рішення виконано за допомогою математичної системи MathCAD.

Рішення математичної моделі виконувалося за кілька етапів. Спочатку розраховувався процес включення приводу.

На першому етапі визначається час початку руху водила після виключення гальма зупинки. Гальмівний момент  $M_h$  змінюється згідно із законом, який визначається формулою (3.15), а гальмівний момент  $M_{b\text{гальма}}$  включення - за формулою (3.14). Рух водила почнеться в той момент  $t_{hv}$ , коли рушійні сили, що діють на водило, стануть більше сил опору обертанню, тобто коли права частина третього рівняння системи (3.18) стане позитивною. Для цього необхідно вирішити рівняння, яке представляє собою праву частину третього рівняння системи (3.18)

$$h_a(M_{\ddot{a}} - M_{ca}) + h_b(M_b - M_{cb}) + h_h(M_h - M_{ch}) = 0.$$

На другому етапі, тобто до початку руху водила, коли одночасно діють обидва гальма, рух системи описується системою рівнянь (3.24).

На третьому етапі після початку руху водила стан приводу визначається системою рівнянь (3.18), в якій початковими умовами є параметри руху ланок в момент початку руху водила, тобто після другого етапу. Кінець розрахунків визначається моментом  $t_{bv}$ , коли швидкість зовнішньої шестерні стає рівною нулю. Загальний час включення  $t_v$

становить суму часів кожного етапу і часу передування включення гальма включення  $t_{pv}$

$$t_v = t_{pv} + t_{hv} + t_{bv} \quad (3.26)$$

Аналогічним чином проводиться розрахунок параметрів зупинки приводу. Розрахунок параметрів приводу до моменту початку руху шестерні і далі до моменту повної зупинки водила проводиться шляхом вирішення систем рівнянь відповідно (3.26) і (3.28).

У додатках наведені листинги програм для зазначених розрахунків.

На рис. 3.5 показані результати розрахунку процесу включення, а на рис. 3.6 - процесу зупинки планетарного приводу експериментальної установки.

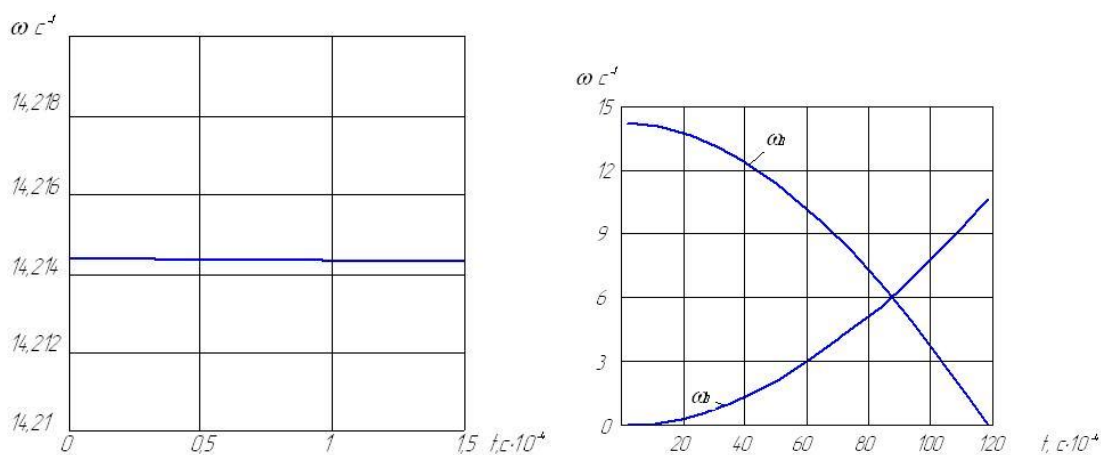


Рисунок 3.5 – Розрахунок II-го та III-го етапу при включенні приводу експериментальної установки

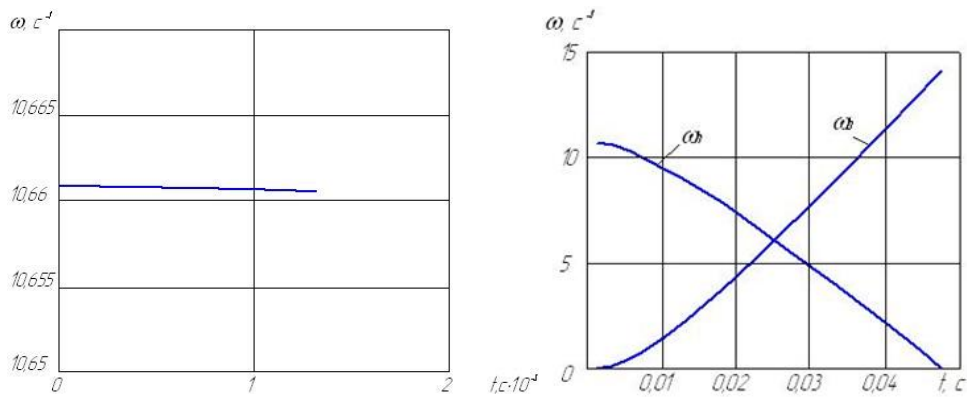


Рисунок 3.6 – Розрахунок II-го та III-го етапу при зупинці привода експериментальної установки

В результаті розрахунків встановлено наступне. Через короткочасності процесів включення і зупинки вплив параметрів двигуна на кінематичні характеристики руху ланок практично малий. Враховуючи, що потужність двигуна визначається енергетичними витратами протягом усього технологічного циклу, а вони набагато перевищують витрати при включенні і зупинці, потужність, що розвивається двигуном в ці періоди на порядок менше максимальної потужності при технологічному навантаженні. Ковзання двигуна не перевищує 0,2-0,3 номінального ковзання, тому величина рушійного моменту невелика і його вплив на динаміку процесів незначний. З цієї ж причини дуже неістотно знижується кутова швидкість ведучої шестерні, тобто маховика (менше 1%).

При жорсткому блокуванні фрикційних вузлів, як це має місце в експериментальній установці, в момент початку включення одного з гальм автоматично спочатку вимикається другим гальмом, тому часу очікування немає. За рахунок часу руху натискного диска від одного фрикційного диска до іншого момент тертя вимикаємо гальма зникає повністю.

Теоретичні розрахунки показують, що час періоду до моменту початку руху ланки, що розгоняється на порядок менше тривалості всього

процесу включення або зупинки. З одного боку це обумовлено невеликими моментами сил опору в порівнянні з моментами тертя гальм, а з іншого - необхідно враховувати, що максимальний гальмівний момент гальма включення визначається не динамічними параметрами процесу включення, а величиною гальмівного моменту, необхідного для забезпечення нерухомості зовнішньої шестерні редуктора в період технологічного навантаження, коли діє максимальний крутний момент на головному валу преса.

## **4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ КРИВОШПІШИХ ПРЕСІВ**

4.1 Методика проведення експериментальних досліджень планетарного привода

Проведення експериментальних досліджень є необхідним етапом, що служить для підтвердження теоретичних викладок і розрахунків, правильності прийнятих припущень і передумов.

Для виконання експериментальних досліджень необхідно:

- визначити параметри, вимірювання і реєстрація яких дозволять оцінити адекватність теоретичної і математичної моделей;
- вибрати відповідні методи вимірювання та реєстрації параметрів приводу;
- розробити план проведення експериментальних досліджень, діапазон зміни параметрів, кількість і послідовність вимірювань;
- виконати статистичну обробку експериментальних даних з метою виключення випадкових похибок і оцінки точності вимірювань;
- виконати перевірку математичної моделі на адекватність.

Основними параметрами, які визначають технічні характеристики приводу, є: кутові швидкості основних ланок планетарного механізму; крутний момент на фрикційній контакт; витрата енергії на включення і зупинку і абсолютний час.

Виходячи з особливостей конструкції дослідної установки, відбувалося вимірювання кутів повороту ведучого маховика і водила, конструктивно пов'язаного з головним валом преса. Вимірювання кутів повороту зовнішньої шестерні планетарного редуктора в силу технічних причин неможливо.

Величина крутного моменту на фрикційному контакті побічно оцінювалася за величиною тиску стисненого повітря в пневматичному циліндрі і по зусиллю затяжки гальмівних пружин.

Витрата енергії на включення і зупинку оцінювалася за величиною миттєвої потужності, що розвивається електродвигуном протягом процесів включення і зупинки. Вимірювався струм в одній з обмоток двигуна і після перерахунку миттєвої потужності, відбувалось чисельне інтегрування з метою визначення роботи за час включення або зупинки.

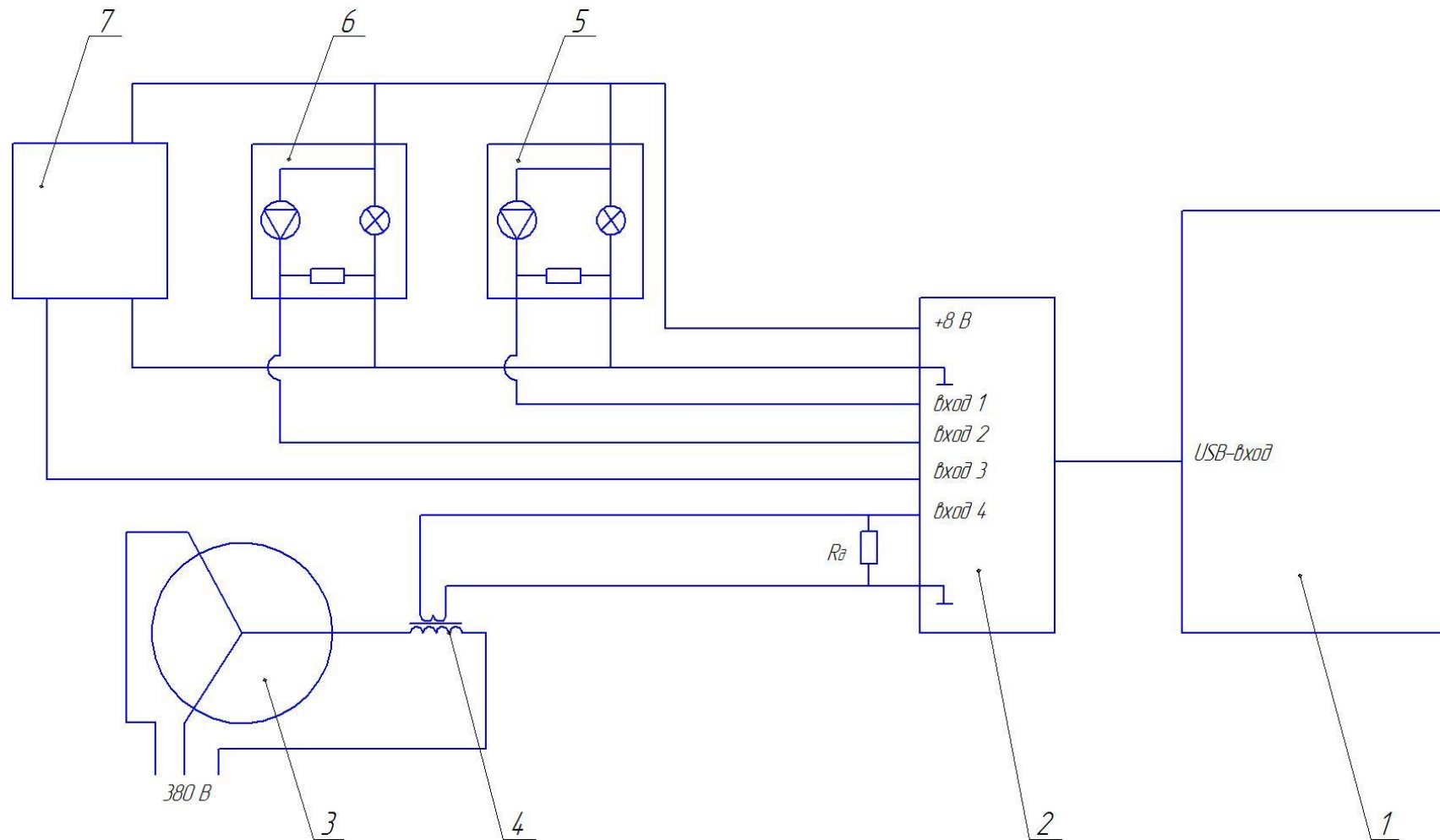
У процесі експериментальних досліджень проводилися вимірювання і реєстрація 5 параметрів:

- кути повороту ведучого маховика;
- кути повороту водила;
- тиск повітря в пневматичному циліндрі гальмівного вузла;
- сила струму в ланцюзі живлення електродвигуна;
- відносний час.

Виміри проводилися відомими методами вимірювання механічних величин з використання стандартних і оригінальних датчиків. Реєстрація параметрів проводилася за допомогою аналого-цифрового перетворювача Е-154 в оперативній пам'яті і на жорсткому носії комп'ютера.

Живлення вимірювальних приладів здійснювалося від АЦП (+8 В), який, в свою чергу, отримував живлення від комп'ютера через USB-порт. Реєстрація параметрів в комп'ютері проводилася за допомогою доданого програмного забезпечення LGraph2. Обробка результатів вимірювань проводилася математичною системою MatLab-14.

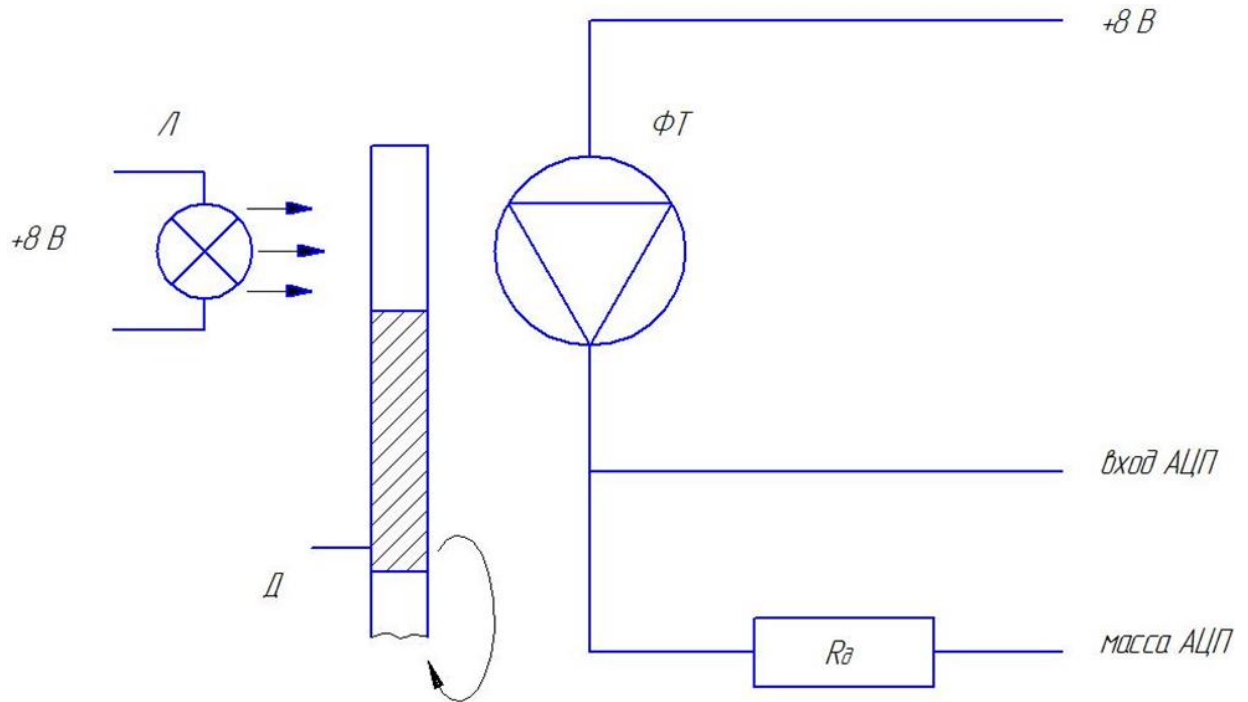
Схема підключення вимірювальних приладів і записуючого устаткування показана на рис. 4.1.



1 – комп'ютер; 2 – аналого-цифровий перетворювач Е-154; 3 – електродвигун; 4 – трансформатор струму УТТ-5; 5 – датчик кутів повороту ведучого маховика; 6 – датчик кутів поворота ведомого маховика; 7 – датчик струму МД-6Т

Рисунок 4.1 – Схема підключення вимірювальної та реєструючої апаратури

Вимірювання кутів повороту ведучого та ведомого маховиків проводилось за допомогою фотоелектричних датчиків, схему яких представлена на рис. 4.2.



$\Phi T$  – фототранзистор;  $Л$  – лампа освітлення;  $Д$  – диск з прорізами;  $R_d$  – додавальний опір

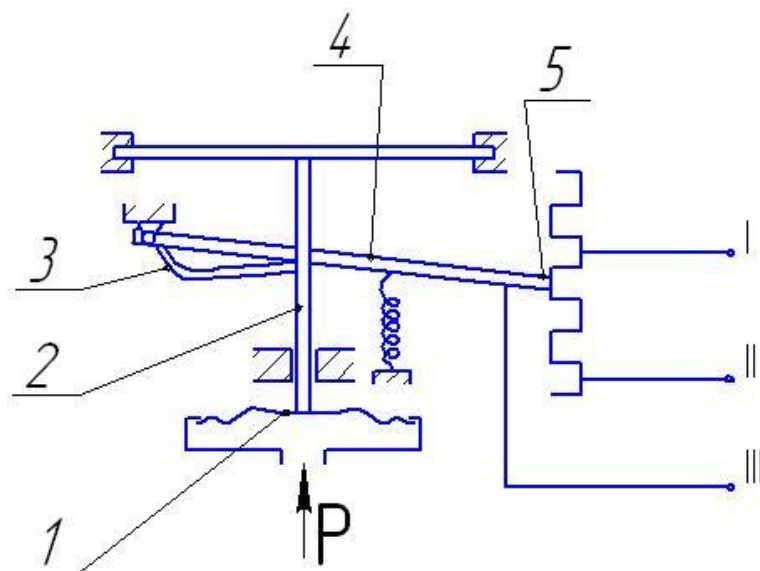
Рисунок 4.2 – Схема вимірювання кутів повороту

Живлення датчика відбувається від АЦП (+8 В). Диски мають рівномірно розташовані прорізи. Кількість прорізів на диску для вимірювання кутів повороту ведучого маховика шириною 2 ммдорівнює 72, що відповідає кроку вимірювання  $5^\circ$ . Диск для вимірювання кутів повороту ведомого маховика (води́ла) має 180 прорізів шириною 1 мм, що відповідає шагу вимірювання  $2^\circ$ . Безперервне вимірювання кутів повороту показало, що визначити момент початку гальмування любого маховика при встановленій точності вимірювань неможливе.

Для фіксації початку гальмування використовували властивість порога чутливості фототранзистору. Використовувані фототранзистори мають смугу чутливості, величина якої залежить від величини додаткового опору. Змінюючи величину опору  $R_n$ , встановлений поріг чутливості для датчика кутів повороту веденого маховика меншим  $0,95\omega_{max}$ , де - максимальна кутова швидкість маховика (10,47 рад /с). Таким чином, при меншій швидкості обертання поворот маховика фіксується датчиком, при досягненні більшої швидкості датчик видає постійний сигнал, який свідчить про закінчення процесу розгону.

При визначенні кутів повороту ведучого маховика встановлено, що зміни швидкості обертання маховика практично не відбувається (в межах точності вимірювань), тому в подальшому для кращої наочності фіксація кутів повороту цього маховика на осцилограмах не проводилася.

Тиск стисненого повітря в циліндрі гальмівного вузла вимірювалося за допомогою потенціометричного датчика типу МД-6Т, принципова схема якого з схема підключення показані на рис. 4.3.



1 – мембрана; 2 – шток; 3 – важіль; 4 – щіткотримач; 5 – потенціометр

Рисунок – 4.3 – Схема вимірювання тиску повітря

Датчики типу МД призначені для вимірювання надлишкового тиску рідин з тиском до 60 МПа (датчики МД-6Т - до 0,6 МПа). Похибка вимірів не перевищує  $\pm 1,5\%$ , нелінійність тарировочної характеристики не більше 2,5%.

Вимірювання споживаної потужності електродвигуна проводилося шляхом вимірювання миттєвого струму в одній з обмоток електродвигуна. Сила струму вимірювалася за допомогою аналого-цифрового перетворювача, вхід якого підключався до виходу трансформатора струму типу УТТ-05 за схемою, показаної на рис. 3.1. Вважаючи, що фази навантажені рівномірно і з огляду на, що  $\cos\varphi$  є функцією струму, споживана потужність визначається за формулою

$$N = IU_f \cos\varphi, \quad (4.1)$$

де  $U_f$  – фазна напруга 220 В.

#### 4.2 Експериментальна установка для дослідження перехідних процесів планетарного приводу

Експериментальна установка являє собою модель планетарного приводу кривошипного преса зусиллям 400 кН.

Загальний вигляд установки наведено на рис. 4.4.

Зовнішній вигляд установки з встановленими датчиками показаний на рис. 4.5.

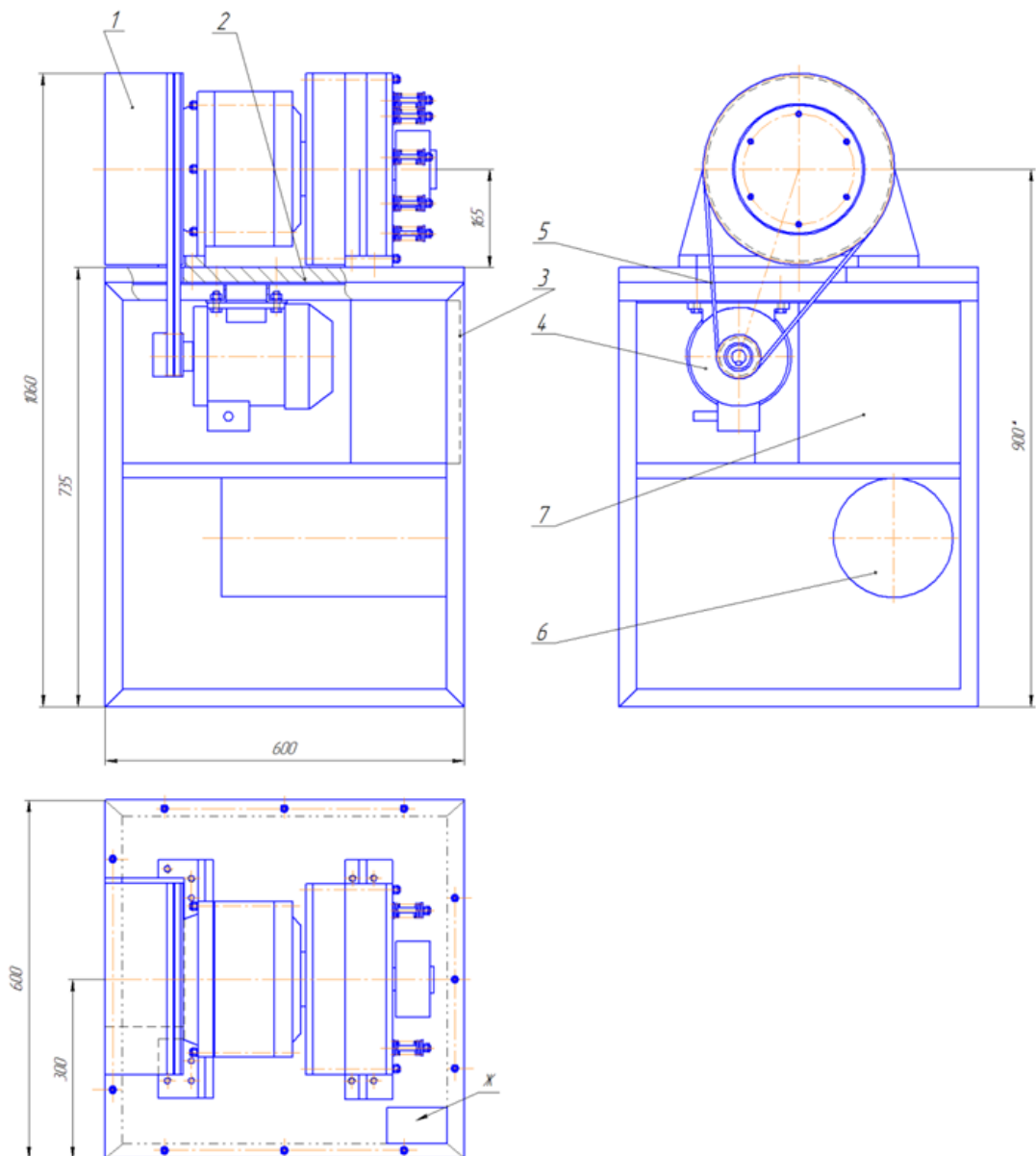


Рисунок 4.4 – Зовнішній вид експериментальної установки

Конструктивно установка виконана у вигляді окремого блоку 1, встановленого на плиті 2, яка, в свою чергу, скріплена на рамі 3, що служить підставою. Привід здійснюється від електродвигуна 4 через клинопасову передачу 5. Фрикційний вузол включення функціонує за рахунок стисненого повітря, що подається через ресивер 6 в систему пневматичного управління, розташовану в шафі 7.



Рисунок 4.5 – Зовнішній вид експериментальної установки

В системі управління подачею стисненого повітря встановлено фільтр-осушувач, пневматичний редуктор із запобіжним клапаном, пневматичний дросель і електропневматичний клапан управління.

Система електрокерування передбачає пряме про зворотне обертання електродвигуна і ручне управління клапаном фрикційного вузла.

Основной блок установки представляє собою ведучу частину установки, планетарний редуктор та фрикційний вузол включення. Схема основного силового блоку установки представлена на рис. 3.5. На вихідному

валу силового блоку встановлений додатковий маховик 14, який імітує ведені частини ГВМ преса.

Маховик 1 встановлений на самовстановлюються кулькових дворядних підшипниках у корпусі 2. Через проміжну зубчасту муфту він з'єднаний з ведучим валом 4, що входить у зачеплення з трьома сателітами 5, встановлених на осях 6. сателіти 5 входять у внутрішнє зачеплення з зовнішньої шестірнею 7, встановленої в корпусі також на самовстановлюються підшипниках. Осі сателітів нерухомо встановлені в водиле 8, яка одним кінцем встановлено в корпусі редуктора, а другим кінцем встановлено в корпусі пневматичного циліндра 12. Вал зовнішньої шестерні і водило через шліцьові з'єднання пов'язані з дисками гальмування шестерні 9 і диском гальмування водила 10. гальмування цих дисків здійснюється за рахунок сил тертя на поверхні контакту дисків з проміжним натискним диском 11, який переміщується за рахунок стисненого повітря в пневматичному циліндрі 12 або поворотних пружин 13. Подача стиснутого повітря в циліндр проводиться через отвір Б, а вимірювання тиску повітря проводиться через канал А.

Гальмівний диск 10 водила служить для зупинки приводу преса після здійснення робочого ходу. Величина гальмівного моменту визначається кінетичною енергією останавливаних мас і величиною необхідного кута гальмування. У теж час гальмівний диск 9 зовнішньої шестерні служить для зупинки шестерні при включенні приводу для здійснення робочого ходу і для її утримання при здійсненні технологічного навантаження.

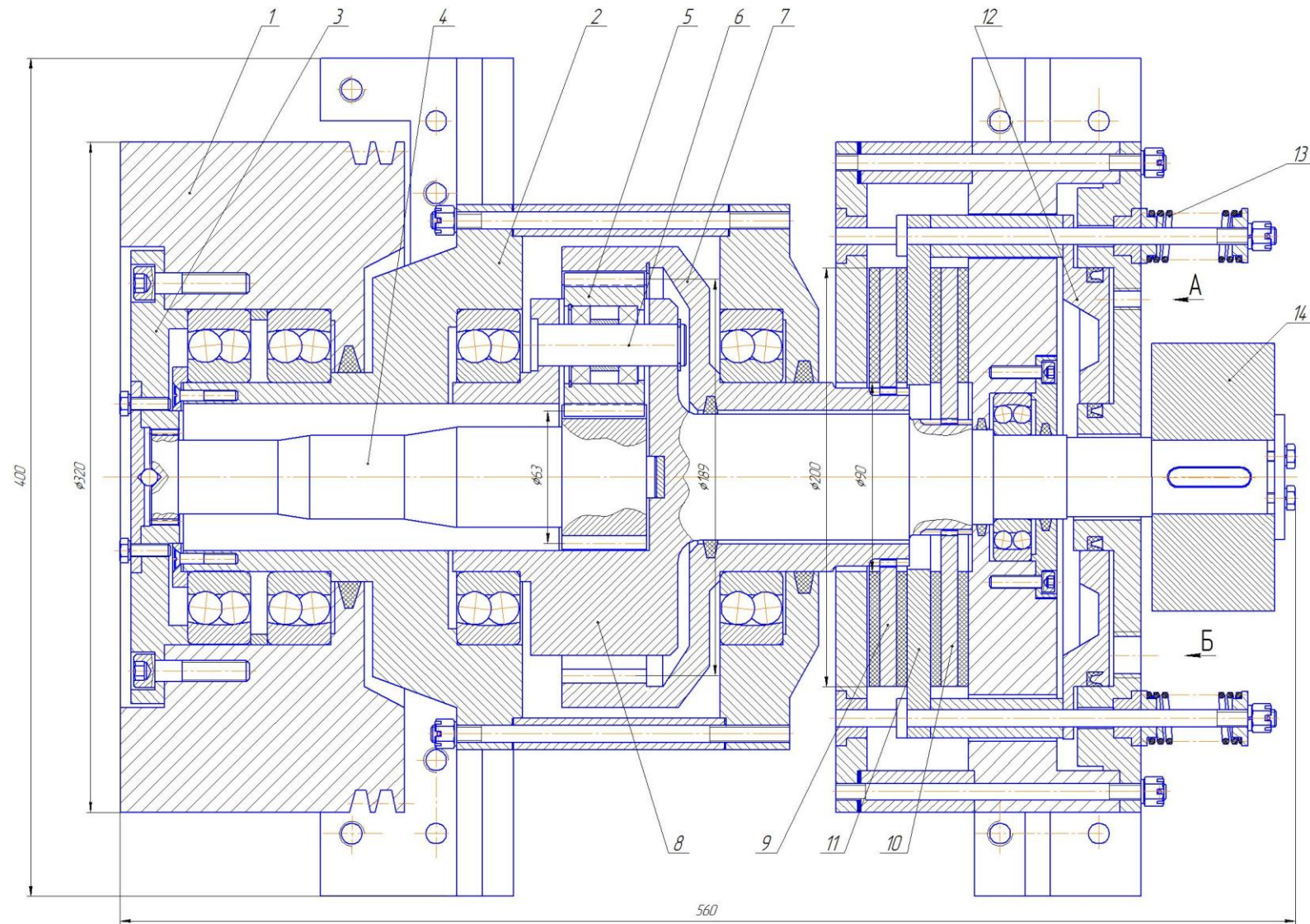


Рисунок 4.6 – Схема силового блока установки

При раціональному виборі параметрів приводу, величина крутного моменту при технологічному навантаженні значно перевищує величину гальмівного моменту, необхідного для зупинки шестерні. Тому максимальне значення гальмівного моменту при включенні повинна бути значно більше гальмівного моменту при зупинці приводу. Для цього в установці передбачено включення гальма водила за допомогою пружин гальмівних 13, а включення гальма зовнішньої шестерні за рахунок тиску стисненого повітря. В результаті при однакових розмірах гальмівних дисків осьове зусилля на диск шестерні з боку пневматичного циліндра значно більше сумарного зусилля зворотних пружин.

Установка спроектована як фізична моделлю приводу кривошипного преса, тому її параметри визначені, як параметри кривошипного преса номінальним зусиллям приблизно 400 кН. З огляду на, що процес технологічного навантаження не є завданням досліджень, потужність двигуна визначена без урахування витрат на робочий хід, а величина витрат на холосте переміщення враховує тільки втрати енергії в приводі преса. У таблиці 4.1 приведена технічна характеристика експериментальної установки.

У процесі експериментальних досліджень проводилося зміна деяких експлуатаційних характеристик приводу установки з метою перевірки їх впливу на динаміку перехідних процесів.

Була зроблена варіація тиску стисненого повітря в пневматичному циліндрі гальмівного вузла, змінювався витрата повітря в пневматичній системі управління циліндром, змінювалася величина найбільшого гальмівного моменту. Зміна тиску стисненого повітря від 0,2 до 0,4 МПа проводилася за допомогою пневматичного редуктора на вхідній магістралі стиснутого повітря. Зміна тиску стисненого повітря приводила до пропорційної зміни максимального гальмівного моменту гальма включення. Зміна витрати стисненого повітря від 25 до 3 л / хв відбувалася пневматичним дроселем в магістралі живлення пневматичного циліндра. Зміна

максимального гальмівного моменту гальма зупинки відбувалась шляхом зміни зусилля затяжки гальмівних пружин. При номінальному зусиллі затягування однієї пружини у включеному стані гальма 110 Н і жорсткості пружини 5,5 Н/мм зміна затягування на  $\pm 5$  мм призводить до зміни гальмівного моменту на  $\pm 25\%$ .

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика експериментальної установки

Параметр	Розмірність	Величина
Діаметр маховика	мм	320
Нормальний модуль зачеплення колес редуктора	мм	3
Число зубців ведучої шестерни	–	21
Число зубців сателітов	–	21
Число зубців зовнішньої шестерни	–	63
Ширина венца ведучої шестерни	мм	40
Частота обертання маховика	об/хв	400
Частота обертання водила	об/хв	100
Частота обертання зовнішньої шестерни	об/хв	133
Передавальне відношення редуктора	–	4
Діаметр гальмівних дисків зовнішній	мм	200
Хід поршня пневматичного циліндра	мм	до 2
Расчетный тормозной момент тормоза шестерни	Н*м	640
Розрахунковий гальмівний момент гальма водила	Н*м	65
Робочий тиск стислого повітря	МПа	0,2–0,5
Електродвигун	–	RAM90S4
Потужність електродвигуна	кВт	1,1
Габарити в плані	мм	600x600
Висота установки	мм	1060
Вага установки	кг	470

### 4.3 Математична обробка і аналіз експериментальних даних

Оцінка достовірності експериментальних досліджень проводиться відповідно до вимог ГОСТ 8.207-76 «Прямі вимірювання з багаторазовими спостереженнями. Методи обробки результатів спостережень», а також за прийнятими методам оцінки експериментальних даних [22].

В якості кількісного показника результатів експериментальних даних прийняті значення кутів повороту водила, час включення і зупинки приводу, потужність, що розвивається двигуном.

Відповідно до вимог ГОСТ 8.207-76 при статистичній обробці результатів вимірювань виконано наступне:

- З результатами вимірювань виключені відомі систематичні похибки;
- Обчислено середнє арифметичне виправлених результатів, прийняте як результат вимірювань;
- Перевірена гіпотеза про нормальний розподіл результатів спостережень;
- Визначено довірчій інтервал випадкової похибки результатів вимірювань;

Отримані експериментальні дослідження перевірені на відтворюваність за критерієм Кохрена.

Порівнянність теоретичних розрахунків і експериментальних даних перевірена за критерієм Фішера.

Довірчи границі визначені за формулою

$$\varepsilon = tS(A), \quad (4.2)$$

де  $t$  – критерій Стьюдента;

$S(A)$  – оцінка середнього квадратичного відхилення результатів вимірювань:

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

$M_i$  –  $i$ -е значення вимірюваної величини;

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

$n$  – число вимірювань ( $n = 16$ ).

Тоді істинне значення вимірюваної величини дорівнює:

$$M_i = M_{cp} \pm \varepsilon$$

Перевірка належності результатів експериментів до нормального розподілу проводиться по критерію [22]

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

де  $d_1, d_2$  – відповідно нижній та верхній квантелі розподілу;

$d$  – складений критерій

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

$S^*$  – суміщена оцінка середнього квадратичного відхилення

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

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність проводиться за критерієм Кохрена [22]

$$K_{кр} \leq K_{кр} \quad (4.5)$$

де  $K_{кр}$  – розрахунковий критерій Кохрена

$$K = \frac{\max D_i}{\sum_{i=1}^m D_i} \quad (4.6)$$

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

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

$K_{кр}$  – теоретичний критерій Кохрена.

Дисперсія  $n$  вимірювань  $i$ -ї серії вимірювань визначається за формулою:

$$D_i = \frac{\sum_{i=1}^n (M_i - M_{cp})^2}{n-1} \quad (4.7)$$

Оцінка адекватності експериментальних даних і теоретичних розрахунків проводилася за коефіцієнтом Фішера. Для оцінки адекватності обрана розрахункова і теоретична залежність часу зупинки приводу в залежності від величини крутного моменту гальма зупинки.

Умовою адекватності є виконання нерівності [15]:

$$K_{фз} \leq K_{фг} \quad (4.8)$$

де  $K_{фз}$  – дослідний критерій Фишера

$$K_{фз} = D_a / D_{cp}, \quad (4.8)$$

$D_a$  – дисперсія адекватності:

$$D_a = \frac{\sum_1^n (t_{hs} - t_{hs\text{ср}})^2}{n - d},$$

$t_{hs\text{ср}}$  – середнєекспериментальнезначення часу зупинки з  $m$  серій досліджень;

$d$  – число незалежних змінних теоретичного рівняння;

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

$$D_{\text{ср}} = \frac{\sum_1^m \sum_1^n (t_{hsm} - t_{hs})^2}{mn};$$

$t_{hsm}$  – теоретичне значення часу зупинки привода;

$t_{hs}$  – експериментальнезначення часу зупинки привода;

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

Після виключення випадкових вимірювань виконана математична обробка отриманих результатів. Зміна кутової швидкості ведучого маховика в будь-який момент не перевищує 1-1,5%, тому експериментальними методами виміряти таке відхилення неможливо. Процес включення приводу з огляду на те, що розрахунковий гальмівний момент гальма включення визначається за умовами технологічного навантаження, відбувається за час менше 0,02 с. Кут повороту водила при розгоні не перевищує 2-5°. Настільки малі значення кількісних показників процесу включення ускладнюють їх якісне вимірювання і призводять до великих погрешностей. Тому основними кількісними показниками динаміки перехідних процесів прийняті час гальмування  $t_s$  і кут гальмування  $\varphi_{ht}$  при зупинці водила.

У додатках наведено лістинги програм по математичній обробці експериментів. За базовий варіант прийняті наступні умови: гальмівний момент гальма зупинки 60 Нм, тиск стисненого повітря 0,4 МПа, витрата повітря 60 л/с.

При довірчій вибірковості  $P = 0,95$  коефіцієнт Стюдента дорівнює 2,145, оцінка середньоквадратичного відхилення результатів вимірювань часу  $t_s$  гальмування  $S(A) = 0,3876 \cdot 10^{-4}$ , тоді довірчі границі випадкової похибки дорівнюють  $\varepsilon_t = \pm 0,8314 \cdot 10^{-5}$ . Оцінка середньоквадратичного відхилення результатів вимірювань кутів гальмування  $\varphi_{ht} S(A) = 0,31$ , відповідно, довірчі границі випадкової похибки дорівнюють  $\varepsilon_{ht} = \pm 0,664$ .

Перевірка належності результатів експерименту до нормального закону розподілу за величиною верхнього та нижнього квантилей показала позитивний результат. При зміні часу гальмування отримано, що при  $n = 16$ , довірній імовірності  $P = 0,95$ , суміщена оцінка середнього квадратичного відхилення  $S^*$  дорівнює  $1,501 \cdot 10^{-3}$ , а складений критерій  $d = 0,75981$ . При зміні кута гальмування вродила отримано, що при  $n = 16$ , довірчій імовірності  $P = 0,95$ , суміщена оцінка середнього квадратичного відхилення  $S^*$  дорівнює  $1,199 \cdot 10^{-3}$ , а складений критерій  $d = 0,86012$ . Згідно з ГОСТ 8.207-76 граничні квантилі розподілу відповідно дорівнюють  $d_1 = 0,7236$  та  $d_2 = 0,8884$ . Та як отримані квантилі розподілу результатів вимірів лежать в діапазоні допустимих квантилей розподілу, результати спостережень належать до нормального розподілу.

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність (повторюваність) за критерієм Кохрена при вимірюванні часу гальмування приведена в таблиці 3.2. Сума дисперсій дорівнює  $\sum D_i = 1,778 \cdot 10^{-5}$ , тоді критерій Кохрена для максимальної дисперсії  $\max D_i = 9,44 \cdot 10^{-6}$  дорівнює 0,53093.

Таблиця 4.2 – Перевірка на відтворюваність за часом гальмування

води́ла

№ пп	Серія дослідів					
	А		В		С	
	ts, с	$(t_{ccp}-t_{ci})^2$	ts, с	$(t_{ccp}-t_{ci})^2$	ts, с	$(t_{ccp}-t_{ci})^2$
1	0,048	5,611E-06	0,049	5,119E-06	0,046	3,906E-09
2	0,046	2,197E-07	0,045	3,019E-06	0,048	4,676E-06
3	0,047	1,873E-06	0,048	5,814E-07	0,049	9,379E-06
4	0,047	1,873E-06	0,046	7,014E-07	0,045	8,789E-07
5	0,046	4,472E-07	0,047	2,139E-07	0,042	1,323E-05
6	0,045	2,822E-07	0,047	6,891E-08	0,046	2,641E-08
7	0,044	3,730E-06	0,046	1,294E-06	0,049	6,566E-06
8	0,049	1,068E-05	0,049	2,764E-06	0,047	7,439E-07
9	0,045	1,097E-07	0,047	2,139E-07	0,043	6,956E-06
10	0,038	5,375E-05	0,046	2,889E-07	0,043	6,956E-06
11	0,042	1,247E-05	0,046	5,439E-07	0,047	1,351E-06
12	0,050	1,420E-05	0,049	2,441E-06	0,049	6,566E-06
13	0,041	2,053E-05	0,047	6,891E-08	0,048	4,676E-06
14	0,045	3,985E-07	0,047	2,641E-08	0,041	2,438E-05
15	0,048	6,598E-06	0,043	1,712E-05	0,045	1,294E-06
16	0,049	8,813E-06	0,048	1,594E-06	0,047	1,351E-06
Середнє	0,0457	1,4159E-04	0,0469	3,6058E-05	0,0460	8,9037E-05
Дисперсія	9,440E-06		2,404E-06		5,936E-06	

Перевірка результатів експериментів на відтворюваність (повторюваність) за критерієм Кохрена при вимірюванні кута гальмування води́ла приведена в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Перевірка на відтворюваність за кутом гальмування

води́ла

№ пп	Серія дослідів					
	А		В		С	
	$\alpha h$ , град	$(\alpha h_{cp} - \alpha h_i)^2$ , град	$\alpha h$ , град	$(\alpha h_{cp} - \alpha h_i)^2$ , град	$\alpha h$ , град	$(\alpha h_{cp} - \alpha h_i)^2$ , град
1	14	194,722	13	167,782	15	223,621
2	14	194,722	12	142,876	12	142,897
3	12	142,905	15	223,594	13	167,805
4	13	167,813	13	167,782	12	142,897
5	14	194,722	14	194,688	15	223,621
6	13	167,813	16	254,500	11	119,989
7	13	167,813	14	194,688	12	142,897
8	14	194,722	14	194,688	15	223,621
9	13	167,813	15	223,594	12	142,897
10	12	142,905	12	142,876	14	194,713
11	11	119,996	12	142,876	13	167,805
12	14	194,722	14	194,688	14	194,713
13	15	223,630	13	167,782	13	167,805
14	12	142,905	15	223,594	15	223,621
15	13	167,813	13	167,782	13	167,805
16	14	194,722	15	223,594	14	194,713
Середнє	13,1875	2779,735	13,750	3027,383	13,3125	2841,422
Дисперсія	1,853E+02		2,018E+02		1,894E+02	

Сума дисперсій дорівнює  $\sum D_i = 5,766 * 102$ , тоді критерій Кохрена для максимальної дисперсії  $\max D_i = 2,018 * 102$  дорівнює  $K_{кр} = 0,35005$ .

При числі вимірювань в кожній серії  $n = 16$ , трьох серіях вимірювань  $m = 3$  і довірчої ймовірності  $P = 0,95$  теоретичний коефіцієнт Кохрена  $K_{кр} = 0,55$  [22]. Для проведених серій досліджень отримано що критерії

Кохрена менше теоретичного значення  $K_{кт}$ , отже експерименти вважаються відтворюваними.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень і їх обробка за допомогою прикладного пакету Excel наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Оцінка адекватності теоретичних досліджень

№ дослідя	Мнт, Нм	tht, с	thsэ, с			thcp	$(thcp-thr)^2$	Дисперсія
			Серія					
			A	B	C			
1	45,00	0,0610	0,0615	0,0602	0,0587	0,0601	7,23E-07	2,05E-06
2	45,00	0,0610	0,0615	0,0613	0,0627	0,0618	7,11E-07	1,09E-06
3	45,00	0,0610	0,0612	0,0624	0,0621	0,0619	8,28E-07	1,09E-06
4	45,00	0,0610	0,0615	0,0591	0,0614	0,0607	1,07E-07	1,35E-06
5	60,00	0,0456	0,0461	0,0472	0,0463	0,0465	7,98E-07	1,03E-06
6	60,00	0,0456	0,0434	0,0458	0,0448	0,0447	9,47E-07	1,92E-06
7	60,00	0,0456	0,0464	0,0486	0,0456	0,0469	1,50E-06	3,11E-06
8	60,00	0,0456	0,0441	0,0474	0,0482	0,0466	8,59E-07	4,01E-06
9	80,00	0,0365	0,0371	0,0367	0,0368	0,0369	1,68E-07	1,93E-07
10	80,00	0,0365	0,0355	0,0362	0,0363	0,0360	2,21E-07	3,48E-07
11	80,00	0,0365	0,0382	0,0358	0,0362	0,0367	7,29E-08	1,16E-06
12	80,00	0,0365	0,0363	0,0373	0,0354	0,0364	1,21E-08	6,40E-07
Разом							6,95E-06	1,80E-05

При числі вимірювань  $n = 12$  в кожній з  $m = 3$  серій при довірчій ймовірності  $P = 0,95$  теоретичний коефіцієнт Фішера  $K_{фm} = 2,4$  [22]. Для проведених 3-х серій досліджень отримано  $D_a = 6,3194 * 10^{-7}$ ,  $D_{cp} = 1,4987 * 10^{-7}$ ,  $K_{фе} = 0,42166$ . Так як  $K_{фе} < K_{фm}$ , теоретичні результати адекватні експериментальним даним.

Таким чином, результати обробки показують достовірність експериментальних даних.

На наступних рисунках наведено типові осцилограми, отримані під час експериментів. На рис. 4.7 наведена осцилограма процесу розгону маховика при включенні електричного двигуна. При включенні миттєва потужність, що розвивається двигуном, зростає практично до номінальної потужності 1,2 кВт (коефіцієнт калібрування потужності 0,5) і в подальшому знижується до величини потужності холостого обертання маховика і зовнішньої шестерні з приєднаними деталями – 0,35-0,4 кВт. З осцилограми випливає, що розгін маховика відбувається приблизно за 0,98–1 с., що цілком припустимо для асинхронного двигуна. На наступних малюнках видно, що під час перехідних процесів потужність двигуна практично залишається постійною, що підтверджує припущення про незначний вплив двигуна в період включення або зупинки приводу.

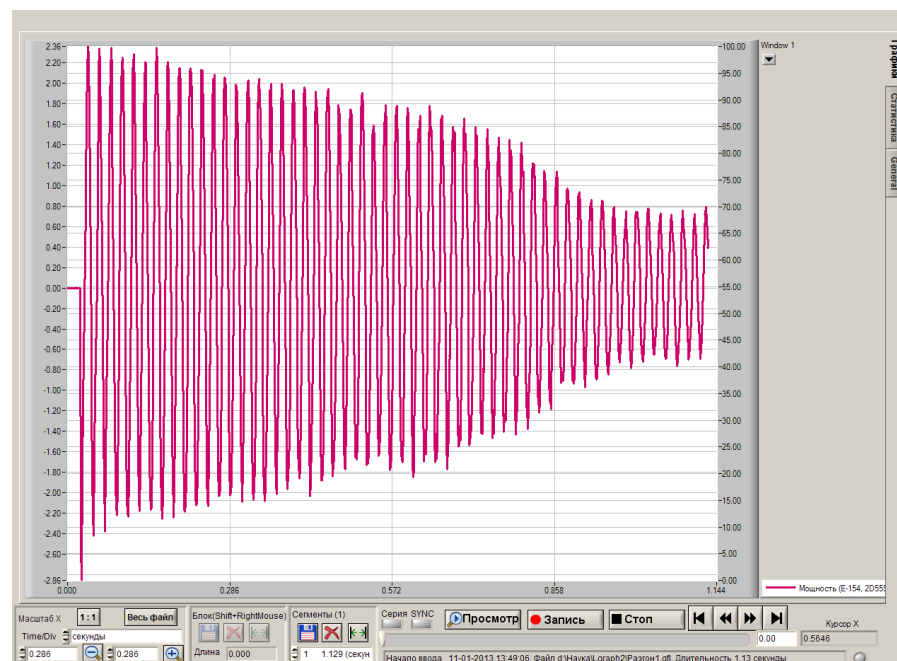


Рисунок 4.7 – Зміна потужності двигуна при розгоні маховика

На рис. 4.8 і 4.9 показані осцилограми холостого обертання маховика при включеному гальмі зупинки (рис. 4.7) і включеному гальмі включення (рис.4.8). З представленої гістограми миттєвої потужності видно (рис. 4.7), що потужність при холостому обертанні маховика і включеному гальмі зупинки (зупинено водило), тобто потужність, що витрачається на подолання сил опору  $M_{ca}$  і  $M_{cb}$  змінюється від -0,34 кВт до + 0,325 кВт. При холостому обертанні маховика і включеному гальмі включення (нерухома шестерня  $b$ ) миттєва потужність на подолання сил опору  $M_{ca}$  і  $M_{ch}$  становить від -0,375 кВт до +0,355 кВт.

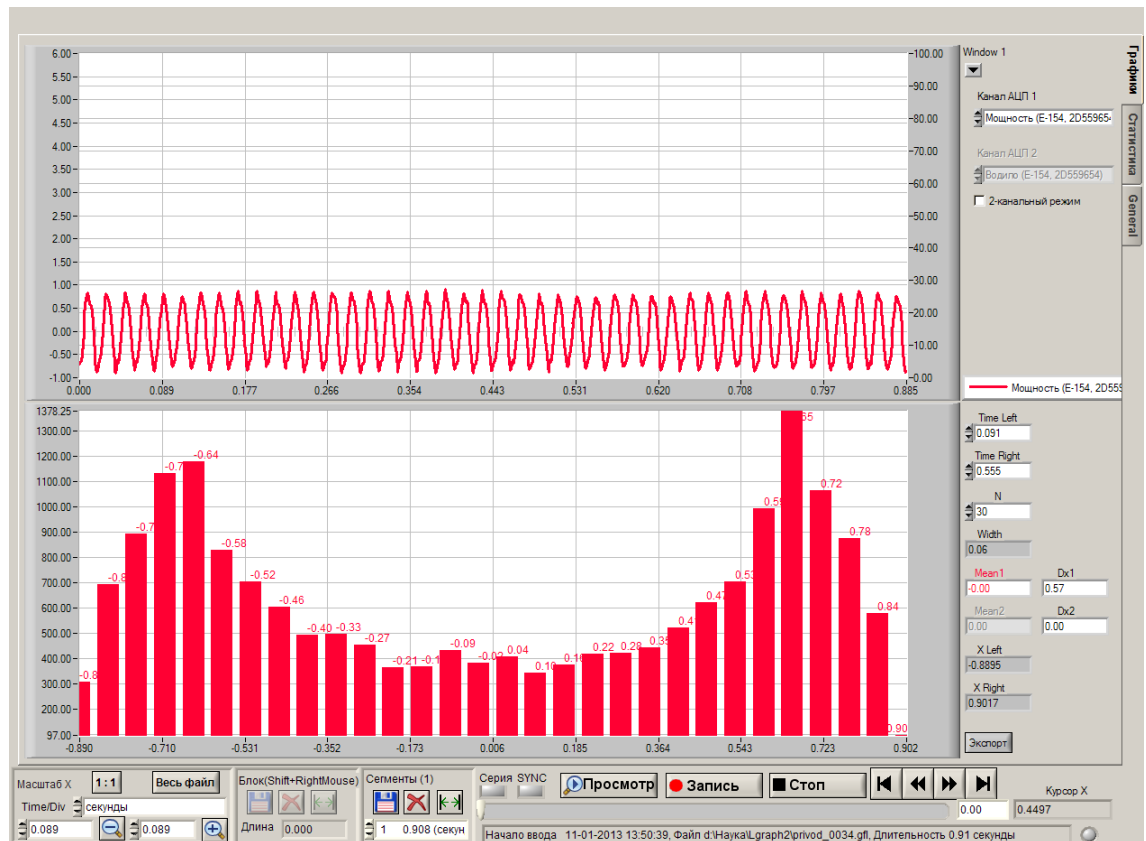


Рисунок 4.8 – Зміна потужності при холостому обертанні маховика при відключеному гальмі зупинки

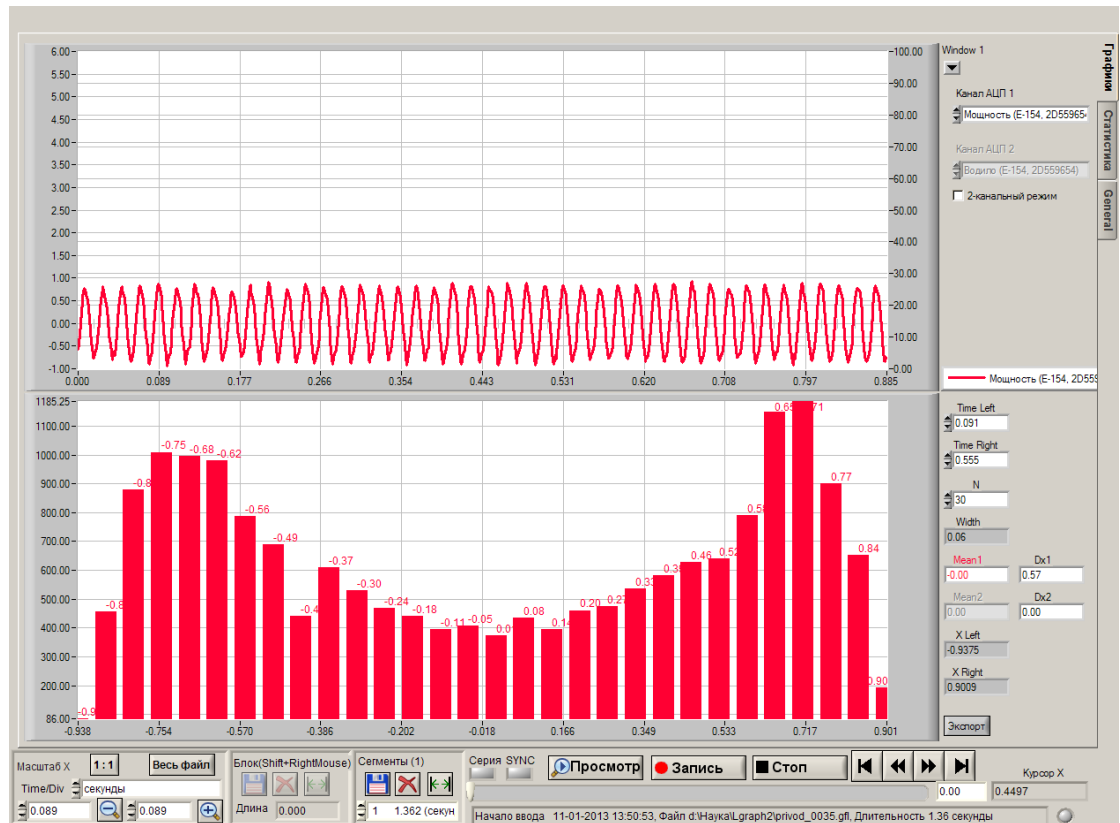


Рисунок 4.9 – Зміна потужності при холостому обертанні маховика при включеному гальмі включення

Час включення приводу набагато менше часу зупинки з огляду на те, що гальмівний момент гальма включення визначається не умовами процесу включення приводу, а умовами утримання зовнішньої шестерні при технологічному навантаженні відміну від гальмування в приводі зі звичайною фрикційною муфтою і гальмом в даному випадку відбувається гальмування обертається маси, яка кінематичної зв'язком пов'язана з іншою масою, швидкість якої збільшується.

Експериментальні дослідження показали, що інтенсивність перехідних процесів при включенні і виключенні приводу в значній мірі залежить від інтенсивності включення і виключення гальм. При включенні приводу рух водила починається через деякий проміжок часу, який визначається часом наповнення порожнини циліндра, часом руху натискного поршня і часом

наростання тиску на фрикційній поверхні. При повністю відкритому дроселі ці проміжки часу приблизно відповідаю розрахунковим значенням, отриманим для фрикційних муфт включення невеликих пресів [17-23]. На рис. 4.10 приведена осцилограма процесу включення приводу при максимальній витраті повітря.

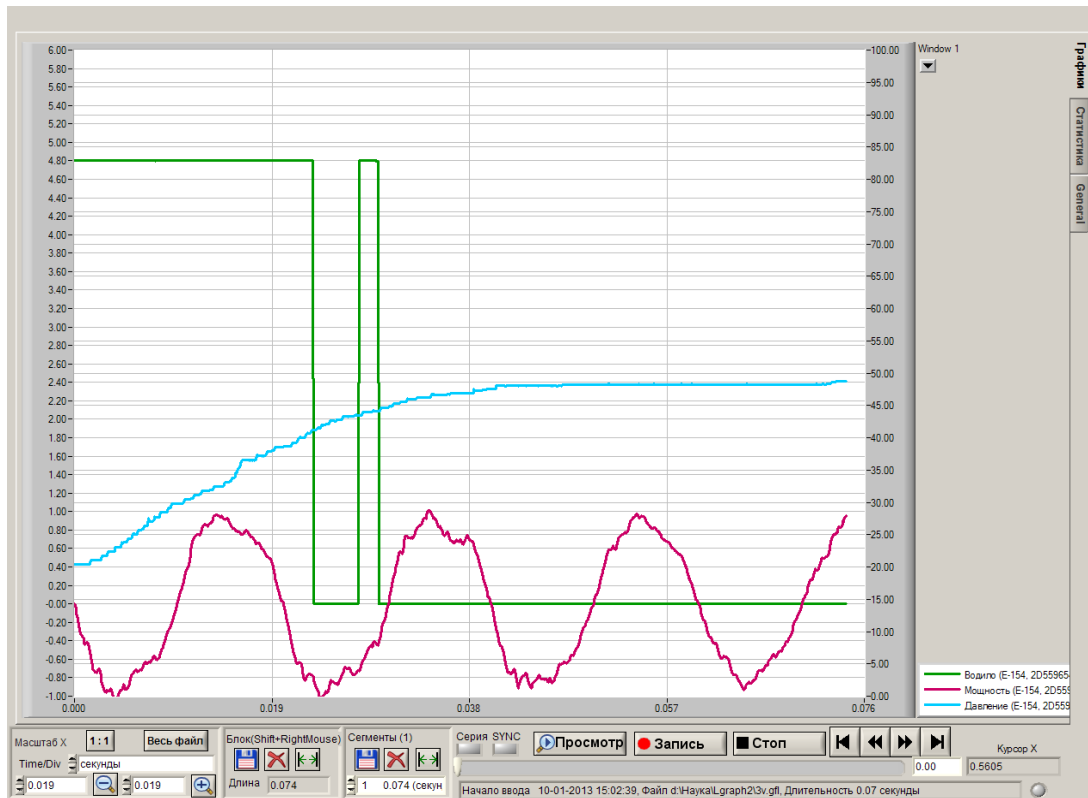


Рисунок 4.10 – Осцилограма процесу включення приводу при максимальній витраті повітря

При закритому дроселі вхідного трубопроводу (мінімальні витрати повітря) різко збільшуються всі періоди руху поршня і наростання тиску. В результаті час до початку руху водила збільшується приблизно в 2,5 ... 3 рази, інтенсивність включення різко знижується.

На рис. 4.11 показана осцилограма процесу включення приводу при мінімальній витраті повітря.

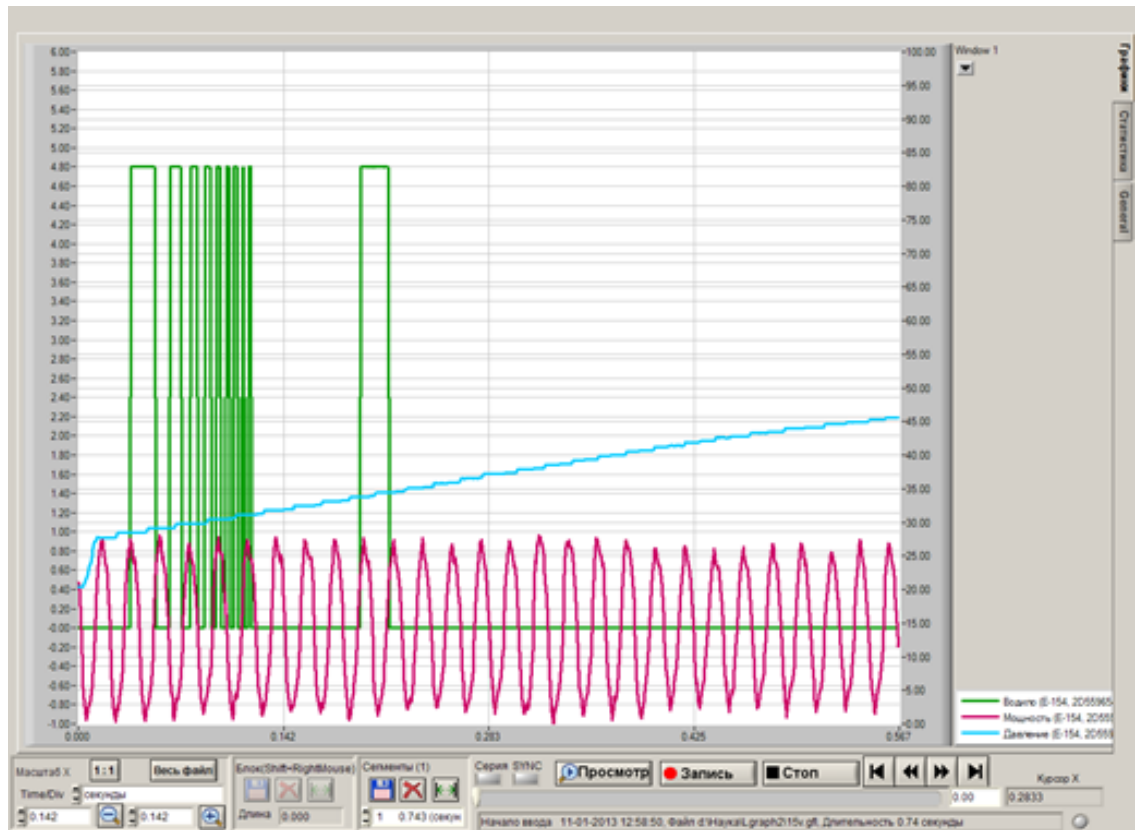


Рисунок 4.11 – Осцилограма процесу включення приводу при мінімальній витраті повітря

Аналіз процесів наростання тиску повітря і інтенсивності розгону водила показують, що величина коефіцієнта інтенсивності включення гальма повинна дорівнювати не більше 0,2 ... 0,3 при включенні гальма і не більше 0,1 ... 0,15 при його виключенні. Для гальм з жорстким блокуванням, як це виконано в фрикційної вузлі експериментальної установки, при включенні приводу величина гальмівного моменту гальма зупинки повинна дорівнювати нулю.

На рис. 4.12 приведені осцилограми зміни тиску повітря в порожнині гальмівного вузла при максимальному і мінімальному витраті стисненого повітря. Виділяється момент часу, коли тиск повітря досягає значення приблизно 0,1 МПа (відповідає 1,4 ... 1,6 поділів вертикальної осі на осцилограмі), що відповідає початку контакту фрикційних поверхонь натискного диска і диска гальма включення. Після цього тиск повітря

продовжує зростати до максимального значення (0.4 МПа). Рис. 4.11, б підтверджує правомочність апроксимації зміни гальмівного моменту показовою залежністю. З рисунка слід, що тиск повітря досягає максимального значення при  $t = 1$  с. У той же час з формули (2.15) випливає, що гальмівний момент досягає максимального значення при  $t=1c.$ , Незалежно від величини показника  $z$ . При інших значеннях коефіцієнта час досягнення максимального гальмівного моменту зменшується пропорційно величині  $t_z$  (рис. 4.11, а).

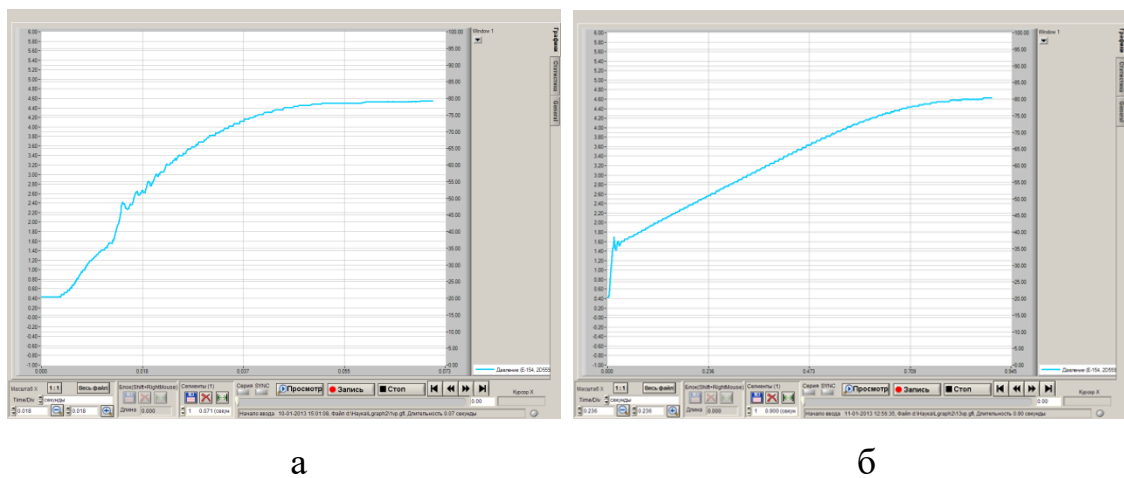
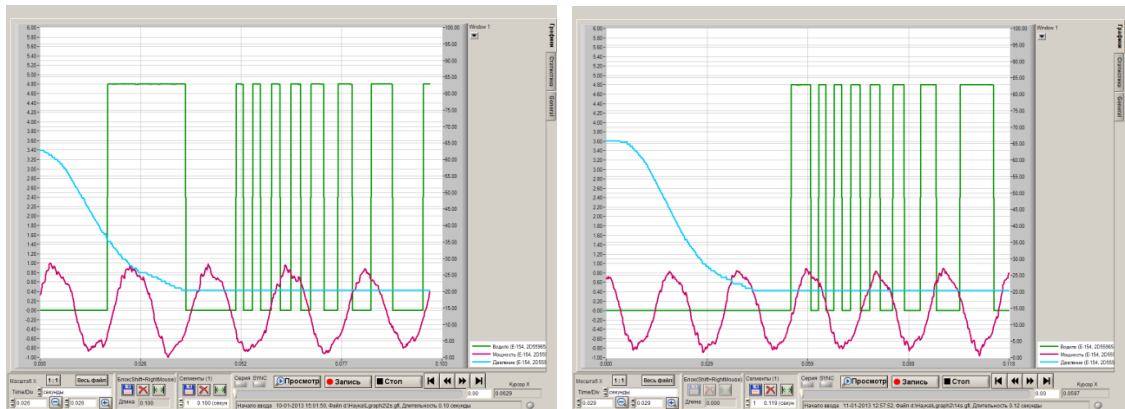


Рисунок 4.12 – Осцилограма зміни тиску повітря при максимальній(а) та мінімальній (б)витраті повітря

При зупинці приводу, коли відбувається включення гальма зупинки за рахунок гальмівних пружин, величина витрати повітря практично не впливає на тривалість процесу гальмування (рис. 4.12). При зменшеній витраті збільшується час випорожнення порожнини пневматичного циліндра і момент початку зупинки водила настає пізніше. Тривалість процесу зупинки після початку загальмовування водила практично не змінюється.

Дослідження впливу величини максимального гальмового моменту гальма зупинки проводилося шляхом зміни зусилля затяжки гальмівних пружин. На рис. 4.13 наведена осцилограма процесу зупинки при

розрахунковій початковій затягуванні пружин на 20 мм, що відповідає розрахунковому максимальному моменту 60 Нм.



а

б

Рисунок 4.13 – Осцилограма процесу виключення приводу при максимальній (а) та мінімальній витраті повітря

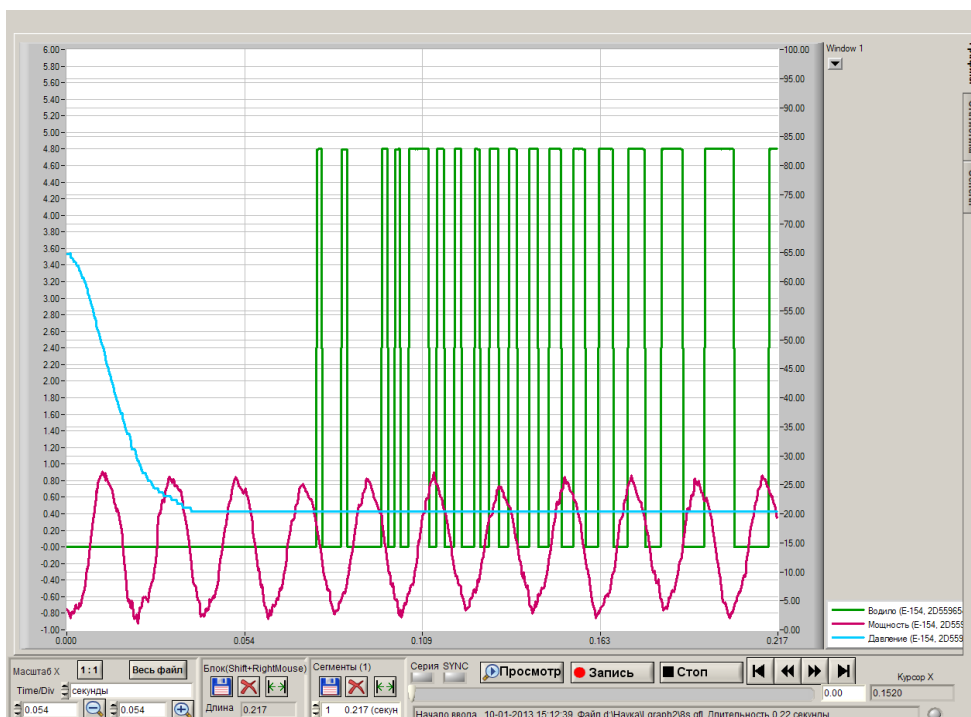


Рисунок 4.14 – Осцилограма процесу зупинки приводу при гальмівному моменті  $M_{hr} = 48$  Нм

На рис. 4.14 і 4.15 відповідно приведені осцилограми процесу включення при затягуванні пружин на 16 мм і 10 мм, що відповідає максимальному гальмівного моменту відповідно 48 Нм і 30 Нм

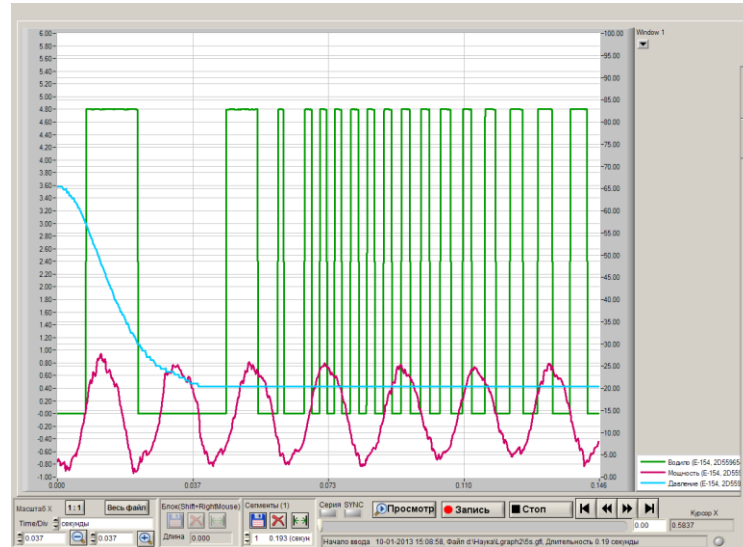


Рисунок 4.15 – Осцилограма процесу зупинки приводу при гальмівному моменті  $M_{hr} = 30$  Нм

З рис. 4.14 випливає, що кут і час гальмування збільшилися приблизно в 2 рази, а з рис. 4.15 випливає, що гальмівний момент недостатній для надійного гальмування і утримання водила. Якщо процес зупинки водила розглядати як зупинку ланки, не пов'язаного з іншими ланками приводу на вуглі гальмування  $15^\circ$ , максимальний гальмівний момент  $M_{hr}$  дорівнює приблизно 17 Нм .

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У розділі надані основні заходи з охорони праці при вдосконаленні системи включення кривошипних пресів.

### 5.1 Аналіз потенційних небезпек

- Використання процесного підходу у відповідності до ISO 45001:2018 «Системи менеджменту охорони здоров'я і забезпечення безпеки праці» стосовно поліпшення безпеки при експлуатації кривошипно-штампувального пресу моделі КД-2130.
- Небезпеки, пов'язані з використанням ПК та іншої офісної техніки при виконанні робіт, що супроводжуються напругою зору і уваги можуть привести до інтелектуальної, емоційної і тривалої статичної навантаженні; а також підвищення рівня електромагнітного, рентгенівського, ультрафіолетового та інфрачервоного випромінювання.
- Незадовільні параметри повітряного середовища в робочій зоні, в наслідок не ефективної роботи систем опалення та повітрообміну може привести до зниження працездатності і загальних захворювань.
- Незадовільність освітлення приміщень дослідних лабораторій, як правило, пов'язане з виходом з ладу або надмірної забрудненості освітлювальних приладів, що може привести до погіршення зору, і як наслідок, зниження здатності розрізняти об'єкти.
- Можливість загорянь, причиною яких є порушення правил пожежної безпеки, витік горючих газів, коротке замикання можуть спричинити пожежу.

- Небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях при недотриманні інженерно-технічних заходів, спрямованих на підвищення стійкості виробничих об'єктів до впливу ударної хвилі.

## 5.2 Заходи по забезпеченню безпеки

При використанні процесного підходу у питаннях забезпечення безпеки, згідно вимог ISO 45001:2018 «Системи менеджменту охорони здоров'я і забезпечення безпеки праці. Вимоги і настанова по їх застосуванню» система управління охороною праці є невід'ємною складовою будь-яких систем виробничих процесів, що обумовлює необхідність її менеджменту. З позицій процесного підходу до забезпечення безпеки кожен виробничий процес необхідно представити як послідовність процедур та дій при досягненні потрібного результату. Важливим є вичленення найбільш небезпечних сегментів виробничого процесу та на цій підставі надати технічне рішення, яке дозволило б зменшити ступінь ризику.

Впровадження процесного підходу в загальному вигляді надано в таблиці 5.1

Таблиця 5.1- Етапи впровадження процесного підходу при підвищенні безпеки технологічних процесів.

<b>I етап</b>	<b>II етап</b>	<b>III етап</b>	<b>IV етап</b>
З'ясовується ланцюг технологічних процесів виробництва або досліджень з використанням дослідницького технологічного обладнання	Процеси ранжируються по значності та по ступеню небезпеки і моделюються «як є» (див. <u>модель AS-IS</u> )	Проводиться аналіз і виявлення найбільш небезпечних складових процесів	На підставі отриманих результатів будуються моделі «як надо» ( <u>TO-BE</u> )

Кривошипний прес – машина з кривошипно-шатунним механізмом, яка призначена для штампування деталей переважно з холоднокатаного листа. Обертний момент зі шківів електродвигуна передається за рахунок

клинопасової передачі на маховик, який після вмикання муфти приводить кривошипно-шатунний механізм в дію.

Прес може працювати в режимах «поодинокі ходи», коли муфта виключається після кожного повного ходу або в автоматичному режимі «безперервні ходи», коли муфта включена постійно.

Безпека процесу роботи преса може бути розглянута в наступній схемі (рис.5.2)

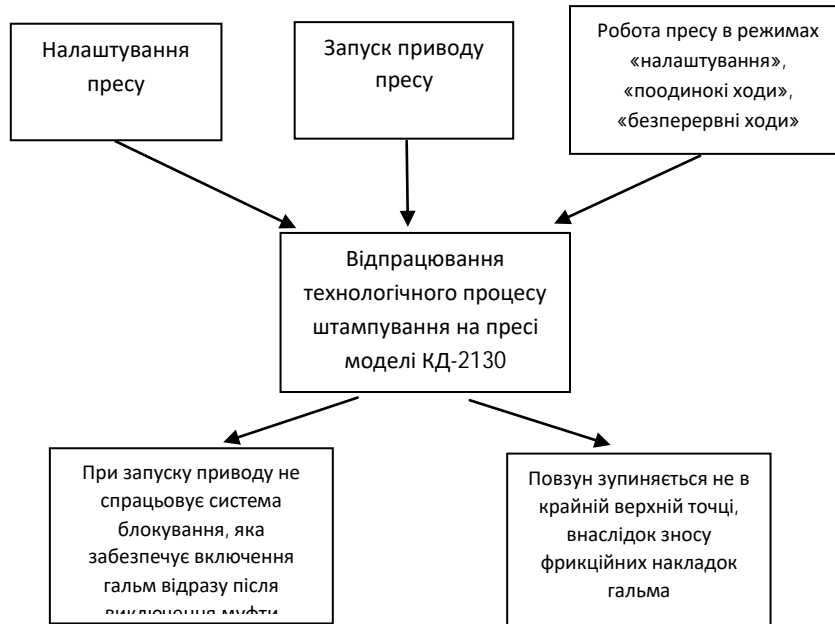


Рисунок 5.2 - Схема відпрацювання технологічного процесу штампування на пресі моделі КД 2130

Таким чином, найбільш небезпечними ланками в кінематичній схемі є працездатність гальма та системи блокування при відхиленнях в роботі пресу.

Для забезпечення умов безпеки приймається технічне рішення, найбільш ефективним з яких є заміна застарілого та небезпечного обладнання на сучасне та досконале, наприклад штампувальний прес розробки компанії «AIDA» з серво приводом.

Переваги обраного технічного рішення викладаються в розділі 2.2. «Заходи із забезпечення техніки безпеки».

При використанні функціонального підходу заходи розробляються на основі аналізу потенційних небезпек. Обираються найбільш ефективні заходи, що спрямовані на виключення або мінімізацію негативного впливу визначених потенційно небезпечних та шкідливих факторів виробничого процесу фізичного, хімічного, психофізіологічного характеру.

Будь які заходи розробляються тільки на підставі вимог нормативних актів з охорони праці, посилення на які є обов'язковим.

Розробка та викладення попереджувальних заходів повинна виконуватись у такій послідовності, як був виконаний аналіз потенційних небезпек. Попереджувальні заходи захисту поділяються на організаційні, технічні, психофізіологічні, санітарно-гігієнічні та лікувально-профілактичні.

При роботі над підрозділом слід висвітлювати заходи будь якого виду, але обов'язковими є заходи організаційного та технічного спрямування.

При розробці попереджувальних заходів у магістерських дипломних роботах рекомендовано приділити увагу:

- забезпеченню ергономічних вимог стосовно робочих місць дослідників в приміщеннях лабораторій та дослідницьких дільниць;
- попередженню негативного впливу шкідливих речовин, які генеруються в процесі виготовлення дослідницьких зразків при різних видах формозмінювання та випробуваннях їх механічних, технологічних та експлуатаційних властивостей;

### 5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії

Для забезпечення належних метеорологічних умов (або мікроклімату), згідно з ДСН 3.3.6-042-99 "Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень" визначають наступні параметри: температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря і тиск, що і показано в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 – Метеорологічні умови в робочому приміщенні

Період року	Температура °С	Відносна вологість %	Швидкість руху, м/с
Холодний	18-22	40-60	0,1-0,3
Теплий	20-23	40-60	0,1-0,4

Для підтримки необхідної температури повітря і компенсації втрат в холодну пору року, передбачаються пристрої систем опалення, суміщеного з припливною вентиляцією. У теплий період року в робочому просторі

необхідно виконувати природну вентиляцію поєднану з штучної механічної загально обмінної вентиляцією. Для ефективної роботи системи вентиляції, згідно ГОСТ 12.4.021-75. ССБТ "Системи вентиляційні. Загальні вимоги" та СНиП 2.04.05-91 "Отопление, вентиляция и кондиционирование", необхідно виконувати наступні санітарно-гігієнічні вимоги:

- система вентиляції не повинна викликати перегрів або переохолодження робочих;
- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях;
- система вентиляції повинна бути електро- і вибухобезпечної.

Для зниження шкідливого впливу шуму рекомендується:

- використання ЗІЗ ("беруші") згідно з "Засоби індивідуального захисту органів слуху. Загальні технічні вимоги та методи випробувань"- ГОСТ 12.4.051-87. ССБТ. Нормування виробничого шуму здійснюється згідно з "Шум. Общие требования безопасности" - ГОСТ 12.1.003-83. ССБТ. Виробнича вібрація при тривалій дії на організм людини може привести до вібраційної хвороби. Нормування виробничої вібрації проводять згідно ГОСТ 12.1.012-90 "Вибрационная безопасность. Общие требования". Для зменшення впливу вібрації на організм людини, все обладнання встановлюють на спеціальні вібропоглинаючі фундаменти. Згідно ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ "Вибрационная безопасность. Общие требования", методи віброзахисту з організаційних ознаками діляться на колективні та індивідуальні.

Колективні методи віброзахисту передбачають такі заходи:

- зменшення вібрації в джерелах її виникнення - всі рухомі деталі верстатів і агрегатів ретельно врівноважені, а для зменшення динамічних сил, які створюють вібрації, деталі змащуються;
- зменшення параметрів вібрації на шляхах її поширення від джерела збудження;
- організаційно-технічні - планово-попереджувальний ремонт і контроль за вібраційними параметрами;

- гігієнічні та лікувально-профілактичні.

До засобів індивідуального віброзахисту відносяться рукавиці які гасять вібрацію і спеціальне взуття - ГОСТ 12.1.012-90.

На науково-дослідній ділянці застосовують комбіноване освітлення (загальне об'єднане з місцевим). Розряд зорової роботи - II, подразряд зорових робіт В. Вибір системи освітлення залежить від зорових робіт і визначається за державними будівельними нормами України [ДБН В.2.5-28-2006 "Природне і штучне освітлення "]. Визначення рівня нормованої освітленості (Ен). За кількісну характеристику освітленості в приміщенні береться найменша освітленість, яка залежить від: розряду зорових робіт (Пв), фону (середній), контрасту об'єкта з фоном (середній), системи освітлення (комбіноване).  $E_n = 200$  лк. Як джерело світла на науково-дослідну ділянку використовують люмінесцентні лампи денного освітлення ЛД 80. Тип світильників – ЛСП, розповсюдження світла переважно пряме (косінусне). IP - 64 (ступінь захисту світильників за міжнародними стандартами), 6 - пиленепроникність, 4-захист від бризок. Коефіцієнт світильника  $L/h = 1,3$ . Частка світлового потоку світильника, яка спрямована в нижню півсферу - 60-80% (для приміщень, в яких стіни та стеля мають високий коефіцієнт відбиття).

#### 5.4 Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки

Згідно з НАПББ 03.002 - 2007 "Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежній та пожежній небезпеки" дана ділянка відноситься до категорії Д, до виробництва, в якому в обігу знаходяться вогнетривкі матеріали в холодному стані. Система запобігання пожеж включає, перш за все, два основних напрямки: запобігання формуванню горючого середовища і виникнення в цьому середовищі (або внесення в неї) джерела запалювання. Необхідно стежити,

щоб поблизу пожежонебезпечних місць не було і іскор, а в разі виявлення негайно вжити заходів до їх усунення. Причинами пожежі на ділянці може бути коротке замикання в електричній системі. Тому, згідно з НАПБ.03.001-2004 "Типові норми належності вогнегасників" встановлюємо пожежний щит, до складу якого входить: лом, багор, лопата, два конусних відра, вогнегасники, кошма (протипожежне полотно), ящик з піском і совкової лопати. Вогнегасник ВВК-2 відноситься до углеродокислотним, які використовуються для гасіння електроустановок під напругою, а також різних речовин. Вогнегасник ВП-2А - порошковий і служить для гасіння дерева, пластмаси і лужних металів. Пісок використовують в місцях розлиття хімічних речовин.

#### 5.5 Заходи забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях

З метою забезпечення стійкості роботи об'єктів і галузей народного господарства розроблені Норми ІТМГО. Норми проектування інженерно-технічних заходів цивільної оборони сприяють вирішенню всіх основних завдань цивільної оборони, спрямованих:

- на забезпечення захисту населення, робітників і службовців;
- на зниження можливих руйнувань і втрат у надзвичайних умовах;
- підвищення стійкості роботи об'єктів і галузей народного господарства в надзвичайних умовах;
- на створення умов, що сприяють успішному проведенню рятувальних робіт в осередках ураження.

Ці норми поширюються на всі галузі народного господарства, на всі великі міста і важливі об'єкти, розташовані в містах і за їх межами, а також сусідню до них територію, на якій можливе руйнування промислових споруд і поразки людей. Основні заходи у вирішенні завдань підвищення стійкості роботи промислових об'єктів:

- підвищення міцності і стійкості найважливіших елементів об'єктів і вдосконалення технологічного процесу;
- підвищення стійкості матеріально-технічного постачання;
- підвищення стійкості управління об'єктом;
- розробка заходів щодо зменшення ймовірності виникнення вторинних факторів ураження і збитків від них;- підготовка до відновлення виробництва після поразки об'єкта.

Оцінка стійкості основних елементів інженерно-технічного комплексу, від яких залежить робота об'єкта, полягає у визначенні виду можливого руйнування кожного з основних елементів інженерно-технічного комплексу та у виявленні нестійких елементів. При оцінці ефективності захисту робітників і службовців в разі сильного вибуху визначають можливу кількість уражених і вид травм людей на території господарського об'єкта. Оцінка стійкості систем управління і постачання (електроенергією, газом, водою, сировиною, комплектуючими виробами тощо) полягає у визначенні ступеня їх порушення в разі вибуху. Крім того, оцінюють ступінь підготовленості господарського об'єкта до відновних робіт. Висновок про стійкість господарського об'єкта в цілому складають після аналізу отриманих результатів. Якщо все основні елементи інженерно-технічного комплексу та систем господарського об'єкта виявляться стійкими і по прогнозам не буде великої кількості уражених робітників і службовців, то робота господарського об'єкту вважається стійкою в разі вибуху. Якщо хоча б один основний елемент інженерно-технічного комплексу або система господарського об'єкта виявляться за прогнозом нестійкими, робота об'єкта в цілому визнається нестійкою. Аналогічний висновок робиться, якщо в разі вибуху можливі загибель або великі втрати робочих і службовців.

Таким чином рекомендовані основні заходи з охорони праці:

- проведення інструктажу з охорони праці та техніки безпеки, використання виробничого устаткування, перевірка знань і атестація персоналу;

- оснащення працівників спец одягом та засобами індивідуального захисту;
- застосування захисних огорожень;
- проведення навчань правилам електробезпеки, перевірка знань і атестація персоналу на використання захисного заземлення. Станини пресів, корпуси електродвигунів та інші металеві частини повинні бути заземлені та занулення;
- внаслідок використовуваних технологій виготовлення, безперервності виробництва і його специфіки необхідно встановлювати певну кількість перерв;
- для захисту працівників від підвищеного шуму рекомендується забезпечувати робочих беруші;
- для захисту працівників від вібрації, рекомендується застосування спеціальних фундаментів, які гасять вібрацію, а так само спеціального взуття;
- для того, щоб уникнути виникнення пожеж необхідно стежити за справністю електросистем, проводити щоденне прибирання робочих місць від мастильних і обтиральних матеріалів, не дозволяти куріння в робочому приміщенні;
- проведення інструктажів, а також практичних занять з цивільної оборони.

## ВИСНОВКИ

1. У результаті аналізу сучасних конструкцій систем включення кривошипних пресів та умов їх експлуатації встановлено, що одним з можливих напрямків подальшого підвищення технічного рівня кривошипних пресів в цілому і систем включення зокрема, є використання планетарних механізмів в приводі пресів в якості передавального механізму і механізму для періодичного включення і зупинки ведених ланок.

2. У результаті рішення математичної моделі встановлено основні закономірності руху ланок у період включення і зупинки, визначені навантаження на ланки і витрата енергії.

3. Виконано експериментальну перевірку теоретичних розрахунків.

4. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що використання планетарного приводу кривошипних пресів забезпечує ряд переваг і позитивних властивостей. Використання приводу забезпечує зниження загальної ваги преса більш ніж на 5...12%, усувається одна з проміжних передач в багатоступінчастому приводі преса, знижується витрата роботи на включення приводу в порівнянні з традиційними фрикційними муфтами не менше ніж в 3...5 разів.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Банкетов А.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / А.Н. Банкетов, Е.Н. – М.: Машиностроение, 1966. – 380с.
2. Власов В.И. Системы включения кривошипных прессов / В.И. Власов. – М.: Машиностроение, 1969. – 272с.
3. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников. – 2-е изд.– Киев: Вища школа, 1981. – 376с.
- 4.Игнатов А.А.Муфты, тормоза и механизмы управления кривошипных прессов /А.А. Игнатов, В.И. Власов. – М.:Машгиз, 1963. – 447с.
5. Фрикционные дисковые муфты и тормоза кривошипных прессов / В.В. Лебедев, В.А. Кожевников, А.И. Козарезов, Ю.Т. Гурьев. – М.: НИИМАШ, 1970. –92с.
7. Кожевников В.А. Безмуфтовые механизмы включения кузнечно-прессовых машин (теория, расчет и конструкция) / В.А Кожевников – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1982. – 100с.
8. Кожевников В.А. Кузнечно-прессовые машины с безмуфтовым приводом / В.А. Кожевников, В.Я. Чинарев – Воронеж: ВГУ, 1980. – 136с.
9. Кожевников В.А. Модернизация кривошипных прессов/ В.А. Кожевников, Р.В. Лазарев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 176с.
10. Живов Л.И. О работе ленточных тормозов ГКМ / Л.И. Живов, А.В. Явтушенко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 1. – С.11.
- 11.Родов Г.М. О новом способе осуществления одиночного хода кузнечно-прессовой машины с механическим приводом / Г.М. Родов // Кузнечно- штамповочное производство. – 1974. – № 12.
12. А.с. 555024 СССР. МПК<sup>5</sup> В30v 1/26. Механический пресс / И.З.Мансуров, В.Л. Кожевников, А.А. Кожевников (СССР). - № 2188380/27; заявл. 10.11.75; опубл. 25.04.1977, Бюл. № 15.

13. А.с. 572384 СССР. МПК<sup>5</sup> В30d 15/14. Устройство включения кривошипных кузнечно-прессовых машин / М.И. Баранаев, Е.А. Савинов, О.И. Ньюнко (СССР). - № 2141420/25-27; заявл. 05.06.75; опубл. 15.09.1977, Бюл. № 34.

14. Панченко В.И. Учет инерции сателлитов при исследовании динамики систем с планетарными механизмами / В.И. Панченко // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1957. – №12. – С.24 –27.

15. А.с. 475289 СССР. МКИ В30d 15/14. Система включения кузнечно-прессовых машин / Е.А. Савинов (СССР). – № 1970804/25-27; заявл. 14.11.73; опубл. 30.07.1975, Бюл. №24.

16. А.с. 360140 СССР. МКИ В30d 15/14. Устройство для включения пресса / Е.А. Савинов, М.И. Баранаев (СССР). - № 1312601/25-27; заявл. 20.03.69; опубл. 28.11.1972, Бюл. № 36.

17. Савинов Е.А. Горизонтально-ковочная машина с безмуфтовым приводом усилием 250тс модели В 1134 / Е.А. Савинов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – №4. – С.35 – 37.

18. Явтушенко А.В. Оптимизация параметров планетарного привода кузнечно-прессовых машин / А.В. Явтушенко, М.А. Гераська // Совершенствование кузнечных машин ударного действия. – Ворошиловград, 1985. – С.104 – 105.

19. Планетарные передачи: Справочник / Под ред. Кудрявцева В.Н., Кирдяшева Ю.Н. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536с.

20. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Т 3 / Под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1969. – 471с.

21. Глаголев Г.И. Электрооборудование кузнечно-прессовых цехов / Г.И. Глаголев. – М.: Металлургиздат, 1962. – 311с.

22. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румшинский. – М.: Наука, 1971. – 191с.

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