

Міністерство освіти та науки України
Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
факультет металургії
(назва факультету)
кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Удосконалення конструкції планетарного приводу кривошипних пресів

Виконав: магістрант групи МБ-18-1 м

Шмиков Е. О.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2020 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет металургії _____.

Кафедра металургійного обладнання _____.

Рівень вищої освіти магістр _____.
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування _____.
(шифр і назва)

Спеціалізація _____.
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання _____.
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедру Й.К. Огінський

“ _____ ” _____ 2020 року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Шмикова Євгена Олеговича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Удосконалення конструкції планетарного приводу кривошипних пресів
керівник магістерської роботи к.т.н., доцент Васильченко Т.О.
затверджені наказом вищого навчального закладу від “17” вересня 2018 року № 323 – 01.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 16 січня 2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи кривошипного листоштампувального пресу
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз існуючих конструкцій систем включення кривошипних пресів. 2. Теоретичний розрахунок параметрів невстановленого процесу включення і зупинки планетарного приводу. 3. Експериментальні дослідження кривошипних пресів. 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Загальний вид пресу – 1А1; 2. Муфта – 1А1; 3. Гальмо – 1А1; 4. Загальний вид експериментальної установки – 1А1; 5. Силовий блок – 1А1; 6. Результати теоретичних досліджень – 1А1; 7. Результати експериментальних досліджень – 1А1; 8. Схема підключення вимірювальної апаратури – 1А1.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 31.09.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.10.19 – 15.10.19	
3	Виконання теоретичної частини проекту	15.10.19 – 27.11.19	
4	Виконання графічної частини проекту	27.11.19 – 11.12.19	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	11.12.19 – 25.12.19	
6	Перевірка проекту консультантами	25.12.19 – 08.01.20	
7	Попередній захист проекту	09.01.2020	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	15.01.2020	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Шмиков Є.О. Удосконалення конструкції планетарного приводу кривошипного пресу.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник Т.О. Васильченко. Запорізький Національний університет. Факультет металургії, кафедра металургійного обладнання, 2020.

В роботі обґрунтовано 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

Shmukov E.O. Improvement of the design the planetary drive of the crank presses Research of the main actuators of the crank plate forming presses.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in higher education by specialty 133 – Industrial engineering, scientific supervisor T.A. Vasylchenko. Zaporizhzhya National University. Faculty of Metallurgy, Department of Metallurgical Equipment, 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.

АННОТАЦИЯ

Шмиков Е.О. Усовершенствование конструкции планетарного привода кривошипных прессов.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 – Отраслевое машиностроение, научный руководитель Т.А. Васильченко. Запорожский национальный университет. Факультет металлургии, кафедра металлургического оборудования, 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	8
ВСТУП	10
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ ВКЛЮЧЕННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ ТА ШЛЯХИ ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ	13
1.1 Типові системи включення. Переваги та недоліки фрикційних муфт	13
1.2 Основні напрямки вдосконалення систем включення	14
1.3 Використання планетарних механізмів в приводі кривошипних пресів	25
1.4 Обґрунтування і постановка задач роботи	34
2 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ НЕВСТАНОВЛЕНОГО ПРОЦЕСУ ВКЛЮЧЕННЯ І ЗУПИНКИ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ	36
2.1 Динамічний аналіз планетарного приводу	36
2.2 Моделювання зовнішніх силових факторів	44
2.3 Часові характеристики включення та зупинки приводу	46
2.4 Математична модель перехідних процесів при включенні і зупинці планетарного приводу	49
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ КРИВОШІПНИХ ПРЕСІВ	59
3.1 Методика проведення експериментальних досліджень планетарного приводу	59
3.2 Експериментальна установка для дослідження перехідних процесів планетарного приводу	64
3.3 Математична обробка і аналіз експериментальних даних	71

3.4 Модернізація конструкції планетарного привода	86
4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	90
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів	90
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів	92
4.3 Виробнича санітарія	94
ВИСНОВКИ	99
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	100
ПЕРЕЛІК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ	103
ДОДАТКИ	104

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_∂ – 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;

ω_a , ω_h , ω_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;

ω_{go} – кутова швидкість обертання сателіта відносно власної осі (відносна кутова швидкість);

n_g – кількість сателітів;

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

φ – кут поворота основної ланки планетарного редуктора;

α – кут поворота головного вала виконавчого механізма, від його крайнього нижнього положення;

ω – кутова швидкість основної ланки планетарного механізма;

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

s, s_{κ} – 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.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XXI науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів інженерного інституту ЗНУ. Опубліковано тези доповіді.

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

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ ВКЛЮЧЕННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ ТА ШЛЯХИ ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ

1.1 Типові системи включення. Переваги та недоліки фрикційних муфт

Основними силовими вузлами системи включення є муфта і гальмо. Класифікація і конструктивні різновиди муфт і гальм розглянуті в численній технічній та навчальній літературі [1-7].

Жорсткі і електромагнітні муфти не знайшли застосування в силу притаманних їм конструктивних і функціональних недоліків. Найбільшого поширення в приводах кривошипних пресів отримали фрикційні дискові муфти і гальма з пневматичним приводом. Їх перевагою 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. Вони позбавлені властивих жорстким муфтам недоліків: заїдання поворотних елементів, ударні навантаження при роботі, включення і зупинка головного виконавчого механізму 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 шліцьових з'єднань ведених і ведучих дисків [2].

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. У роботах [2, 6-8] виділені наступні недоліки роботи фрикційних муфт:

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

Виходячи з усього вищевикладеного, можна зробити висновок, що відомі конструкції в повній мірі не задовільняють вимоги, які висуваються до системи включення. Для підвищення надійності преса і техніко-економічних параметрів роботи, система включення потребує удосконалення.

1.2 Основні напрямки вдосконалення систем включення

Серед основних напрямів удосконалення системи включення можна виділити наступні:

- використання нових фрикційних матеріалів з кращими експлуатаційними характеристиками;
- застосування багатодискових муфт;
- застосування водяного охолодження;
- перенесення муфти на більш тихохідний вал;
- розробка принципово нової схеми включення.

Значне підвищення довговічності і надійності було досягнуто після широкого використання в якості фрикційного елемента композиції з азбесту,

бориду 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 $t_{тр} = 200..220$ °С. 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 [2,8,9].

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 [2, 9].

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.

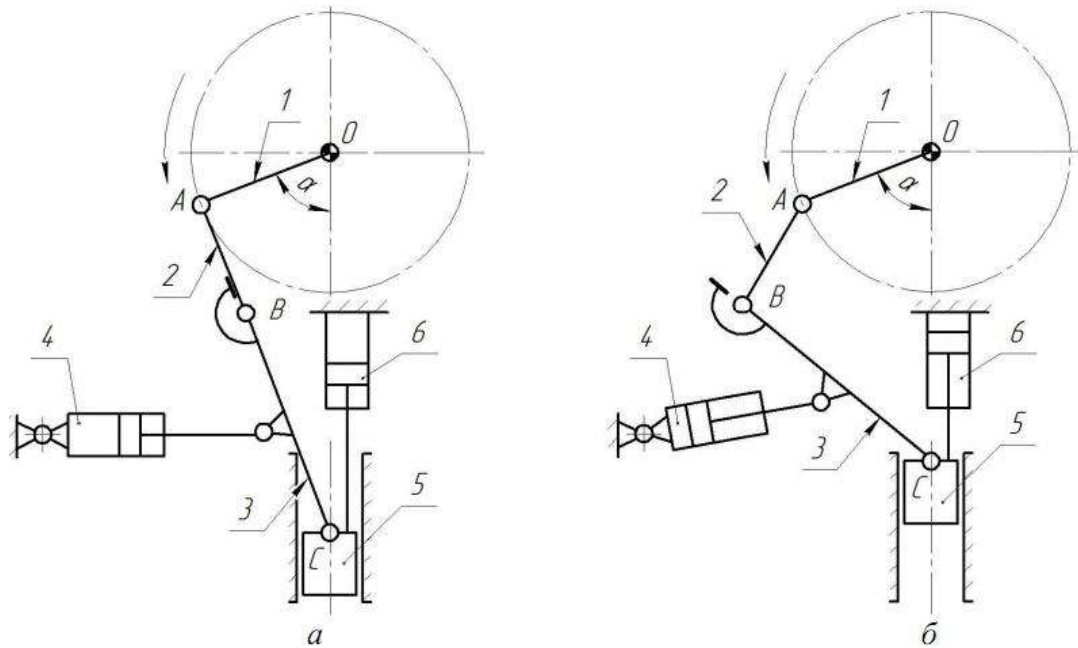
Основні недоліки багатодискових муфт - складність конструкції і труднощі виготовлення тонких сталевих дисків (викривлення під час загартування, намагнічування при обробці). У порівнянні з однодисковими, багатодискові муфти мають меншу швидкість виключення, так як масляні плівки між дисками перешкоджають їх розмикання.

Слід зазначити, що всі названі заходи не вирішують повністю названої проблеми 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.

Ряд дослідників запропонували створення ковальсько-пресових машин з так званими «безмуфтовими» механізмами включення (БМВ). Поява кривошипних пресів з безмуфтовим приводом обумовлена прагненням зменшити інерційне навантаження при включенні робочого ходу преса при одночасній відсутності муфти. Суть конструкції більшості пресів з БМВ полягає в тому, що головний вал виконавчого механізму робить постійне обертання, а розмикання провідної і веденої частин приводу проводиться за допомогою так званого «ламаного» шатуна в різних конструктивних виконаннях.

Зиков в роботі [9] як приклад наводить виконавчий механізм з ламаним шатуном з приводом від пневмоциліндра, упором на одному з ланок і врівноважувачем (рис.1.1).

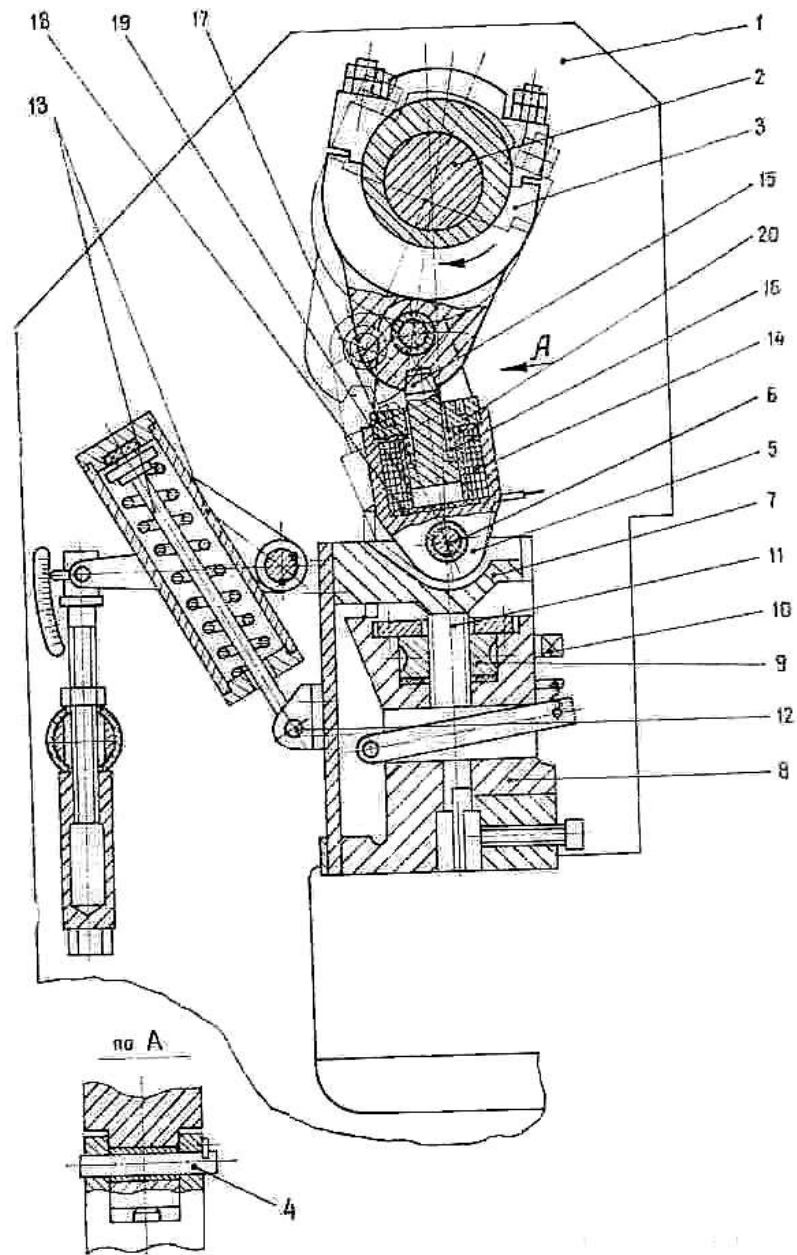
Різні модифікації і конструкції пресів з БМВ згадані в роботах [7-8]. Всі розглянуті варіації безмуфтового механізму включення забезпечують стабільну роботу преса при числі ходів до 150 в хвилину і коефіцієнті використання ходів менше 0,5. Існує можливість запобігання преса від перевантаження по зусиллю на всьому робочому ході повзуна (до 5 мм).



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

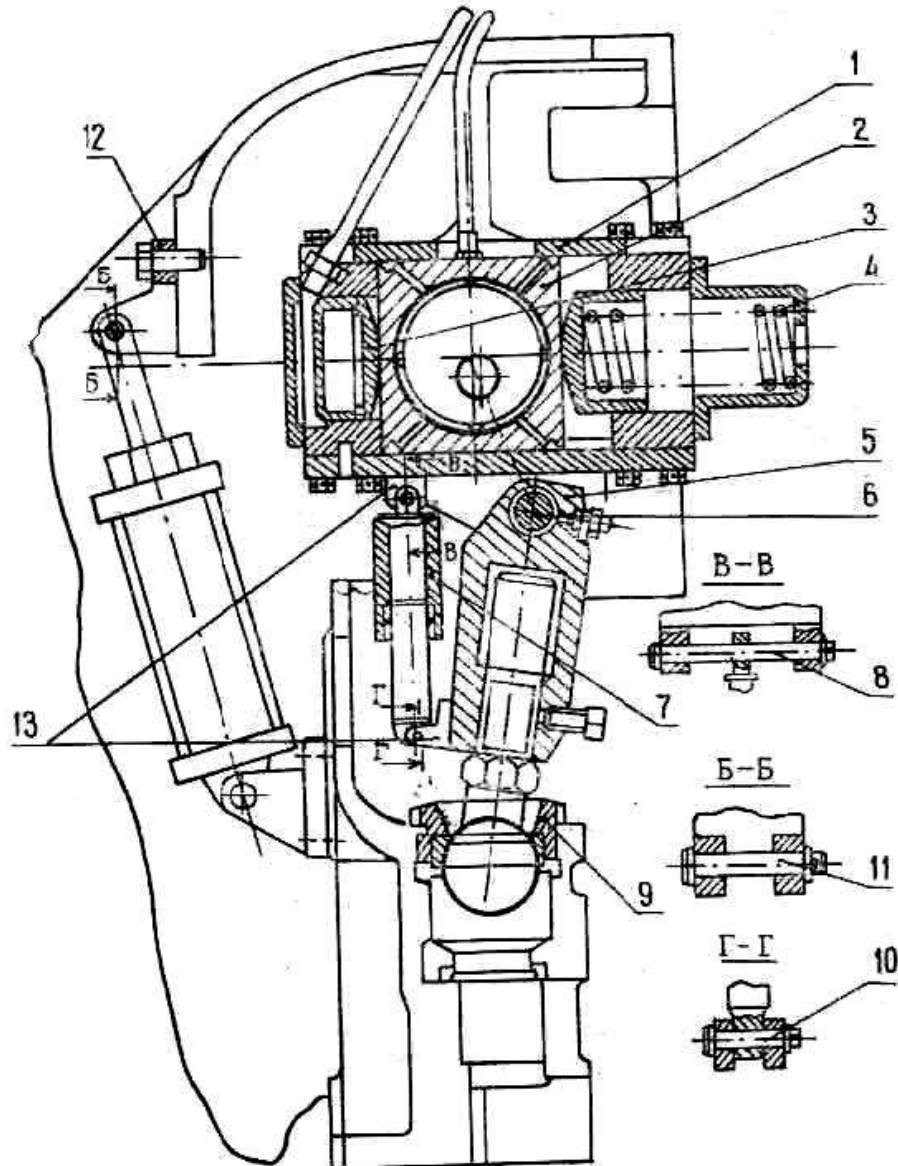
На рис. 1.2 показана схема системи включення з ламаним шатуном – прес з електромагнітним механізмом включення [8]. Силowym органом, який управляє пресом, є електромагніт. Повзун утримується в крайньому верхньому положенні постійно діючим зусиллям врівноважувача. При верхньому положенні вала кривошипа по команді від командоапарата здійснюється включення котушки електромагніту і відбувається переміщення вгору сердечника, який, стискаючи пружину, включає силowy 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 преса 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 з БМВ є прес з важільно-пневматичним механізмом включення (рис.1.4), де збірна рамка замінена пневматичним циліндром.

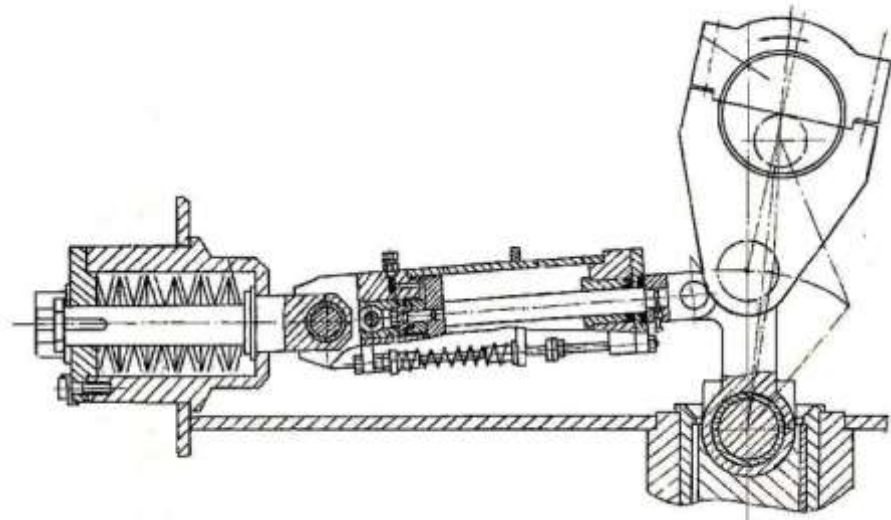
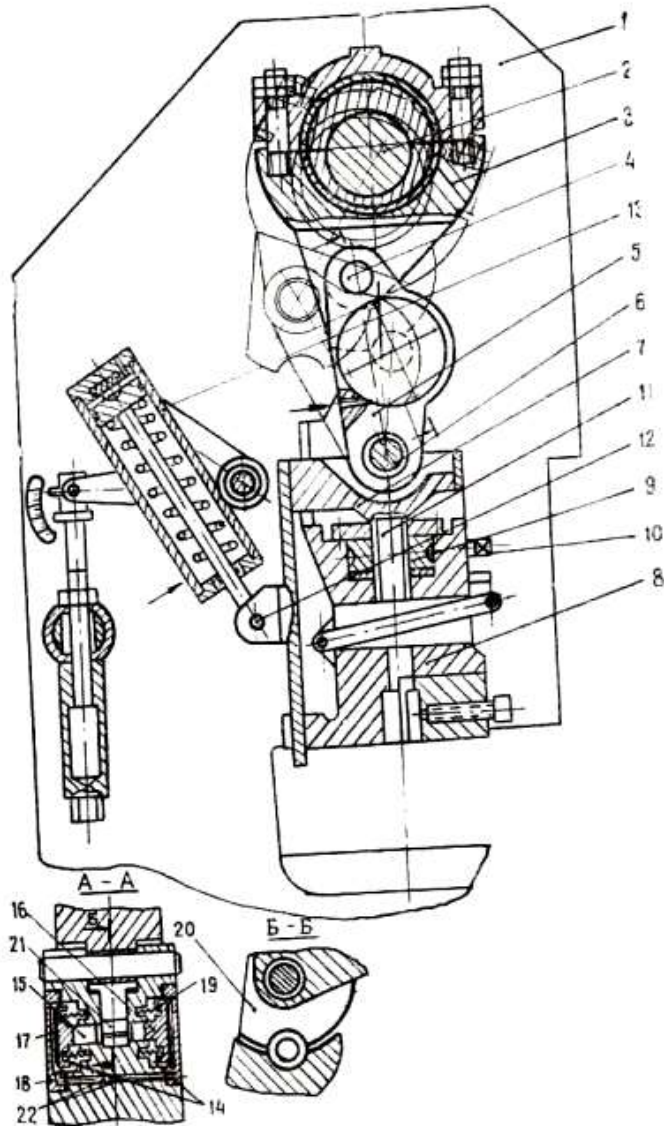


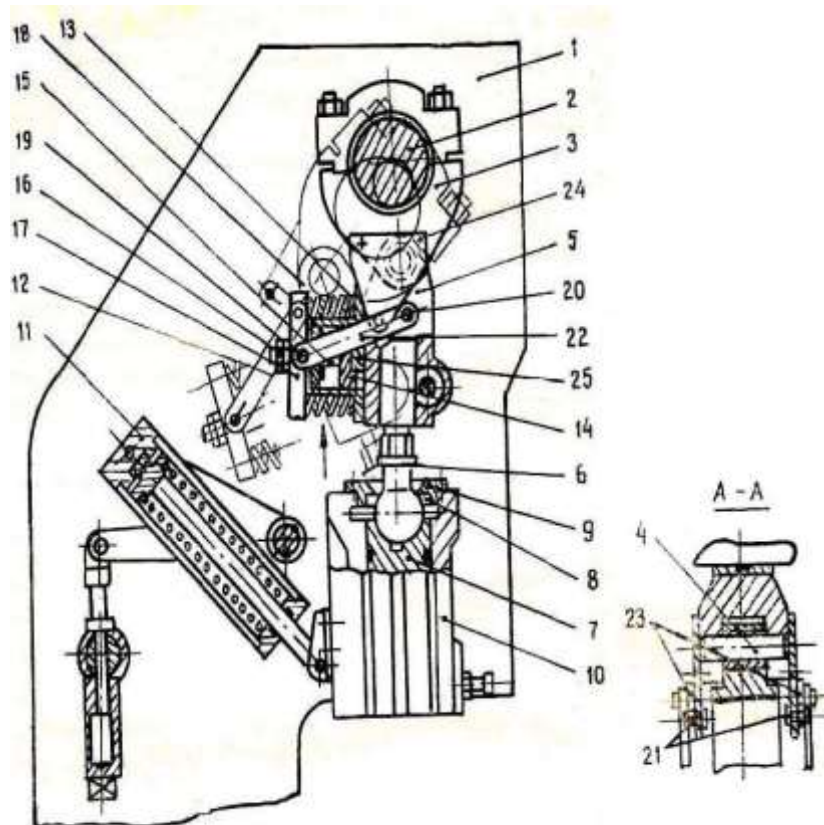
Рисунок 1.4 – Схема конструкції важільно-пневматичного механізму включення

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 - 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



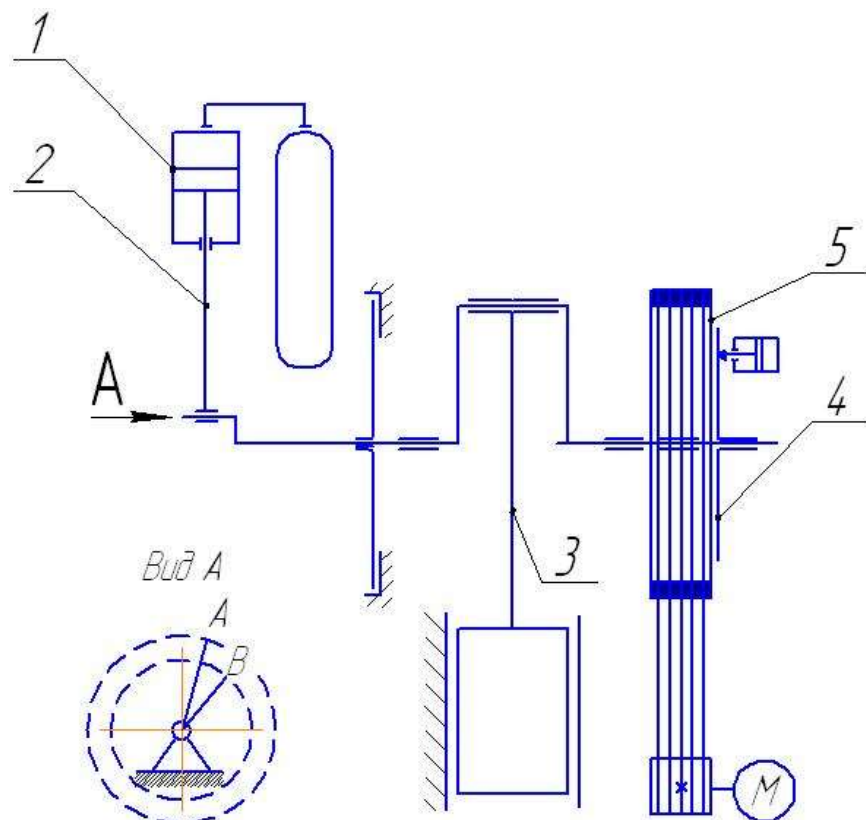
1 - станина; 2 - кривошипний вал; 3 - верхнє коліно шатуна; 4 - вісь; 5 - нижнє коліно шатуна; 6 - гвинт; 7 - під'ятник; 8 - опора; 9 кришка; 10 - повзун; 11 - врівноважувач; 12 - силовий циліндр; 13 - гвинти; 14 - поршень; 15 - шток; 16 - гайки; 17 - траверса; 18 - пружини; 19, 20, 21 - планкі; 22,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

Рисунок 1.6 - Механічний прес з пневмоциліндром 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 розганяються, в потенційну енергію стисненого повітря, яка використовується при включенні (рис. 1.7).

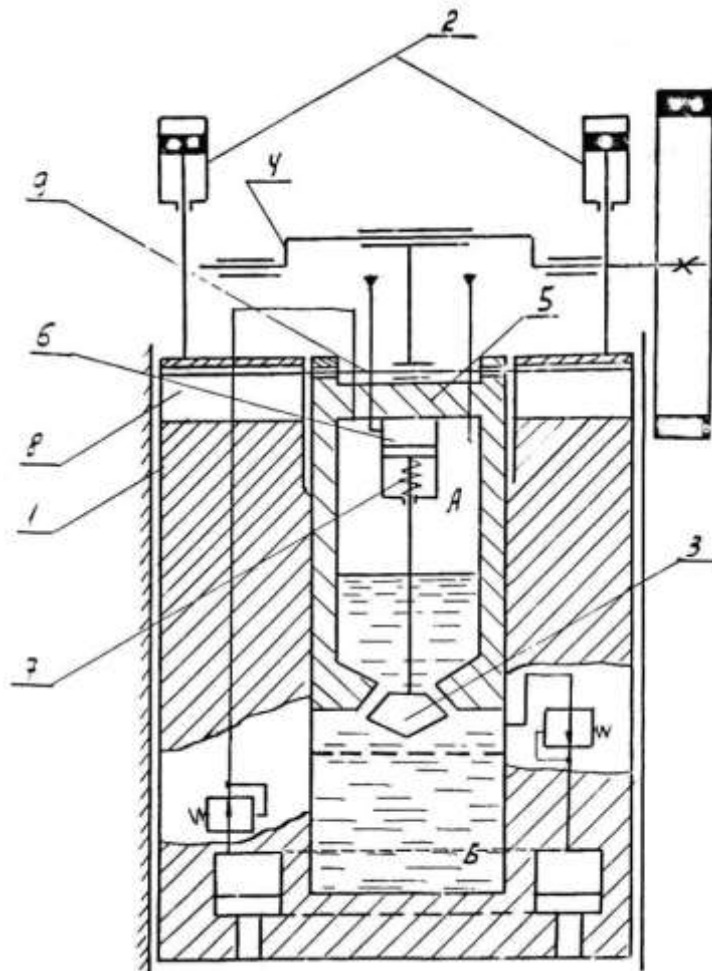


1 - пусковий пристрій; 2 - кривошипно-шатунний механізм; 3 - головний виконавчий механізм; 4 - ведені диски; 5 - маховик

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 [12] 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 Використання планетарних механізмів 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 пресоустроїтельні 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 разгальмовуються, 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.

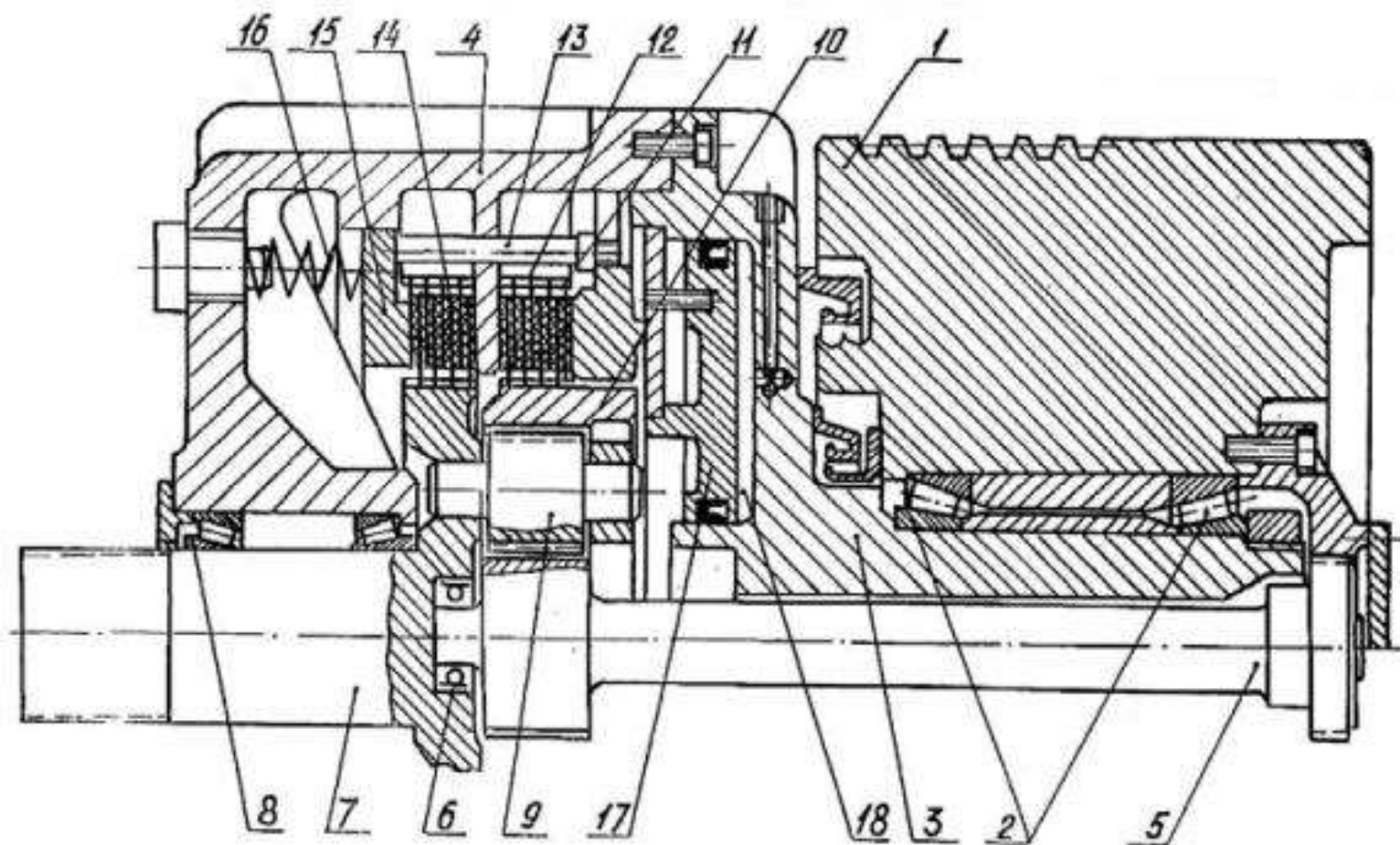


Рисунок 1.9 – Планетарный привод «TORC-PAC»

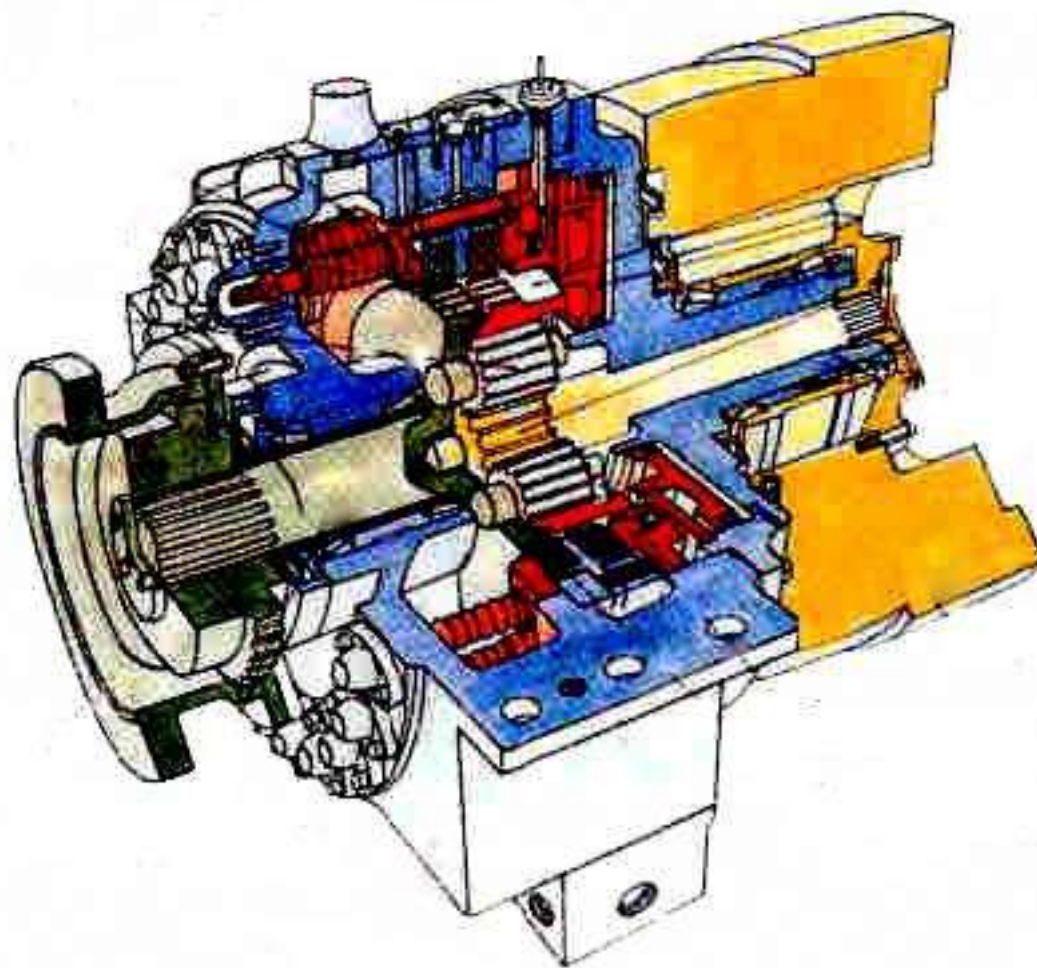


Рисунок 1.10 – Планетарный привод «TORC-PAC»

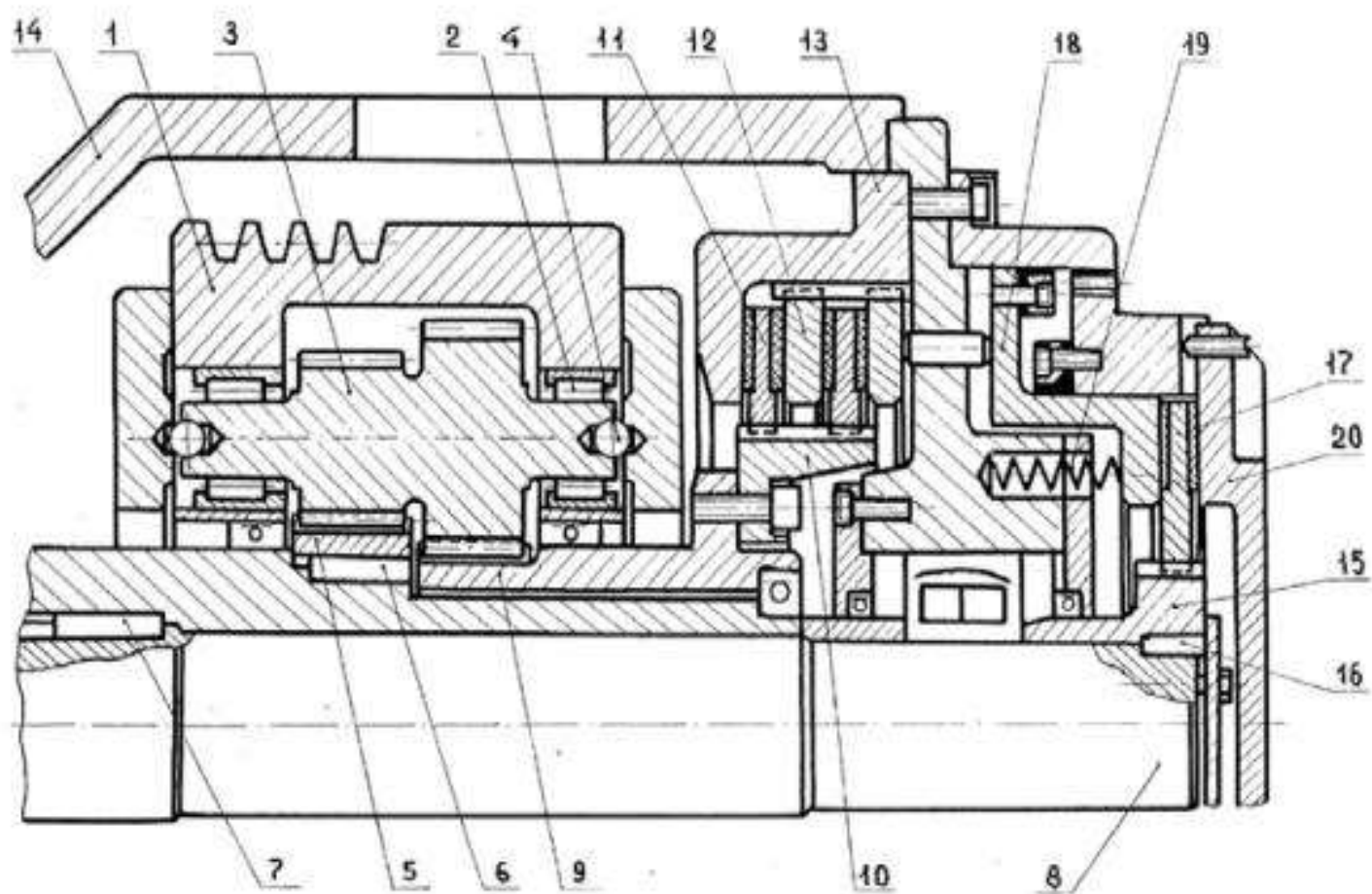


Рисунок 1.11 – Схема привода с планетарным редуктором фирмы «Aida»

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, перекочується по нерухомому колесу - 4.

В авторському свідоцтві Савінова Е.А. [13] 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.

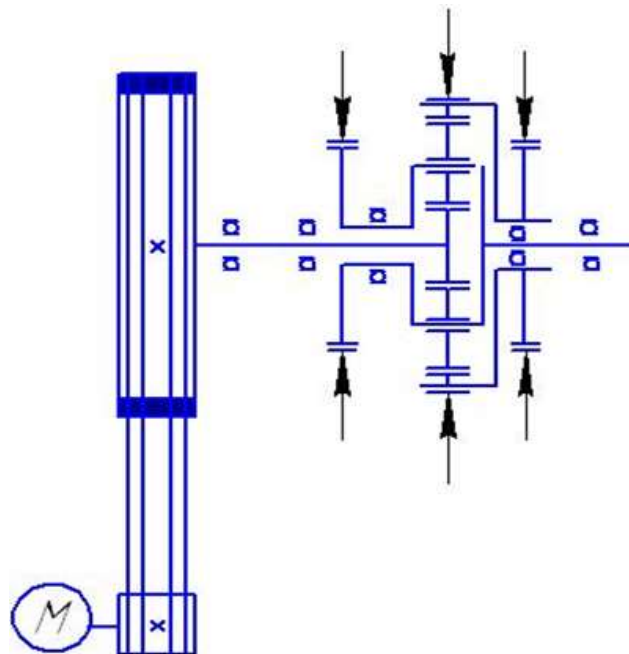


Рисунок 1.12 – Принципова схема системи включення з диференційним редуктором

Прес, заявлений в [14] 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).

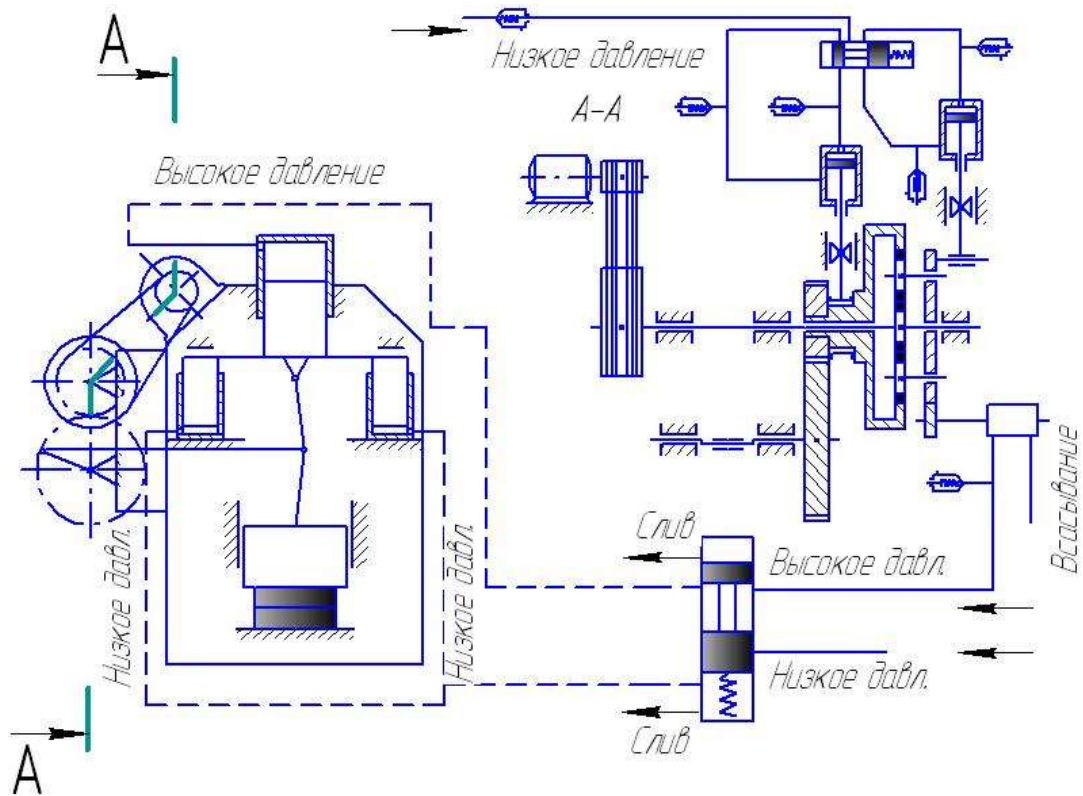


Рисунок 1.13 – Прес з планетарним редуктором

Конструкція, заявлена в [15] 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 [15] з метою зменшення інерційності розганяються мас гальмівні пристрої розташовані по периферії зовнішньої кільцевої шестерні.

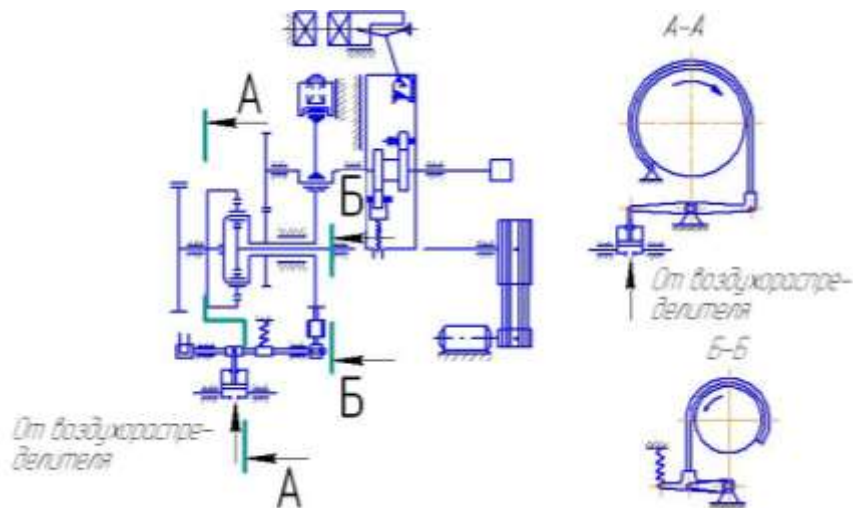


Рисунок 1.14 – Принципова кінематична схема системи включення кривошипного пресу

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.

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.

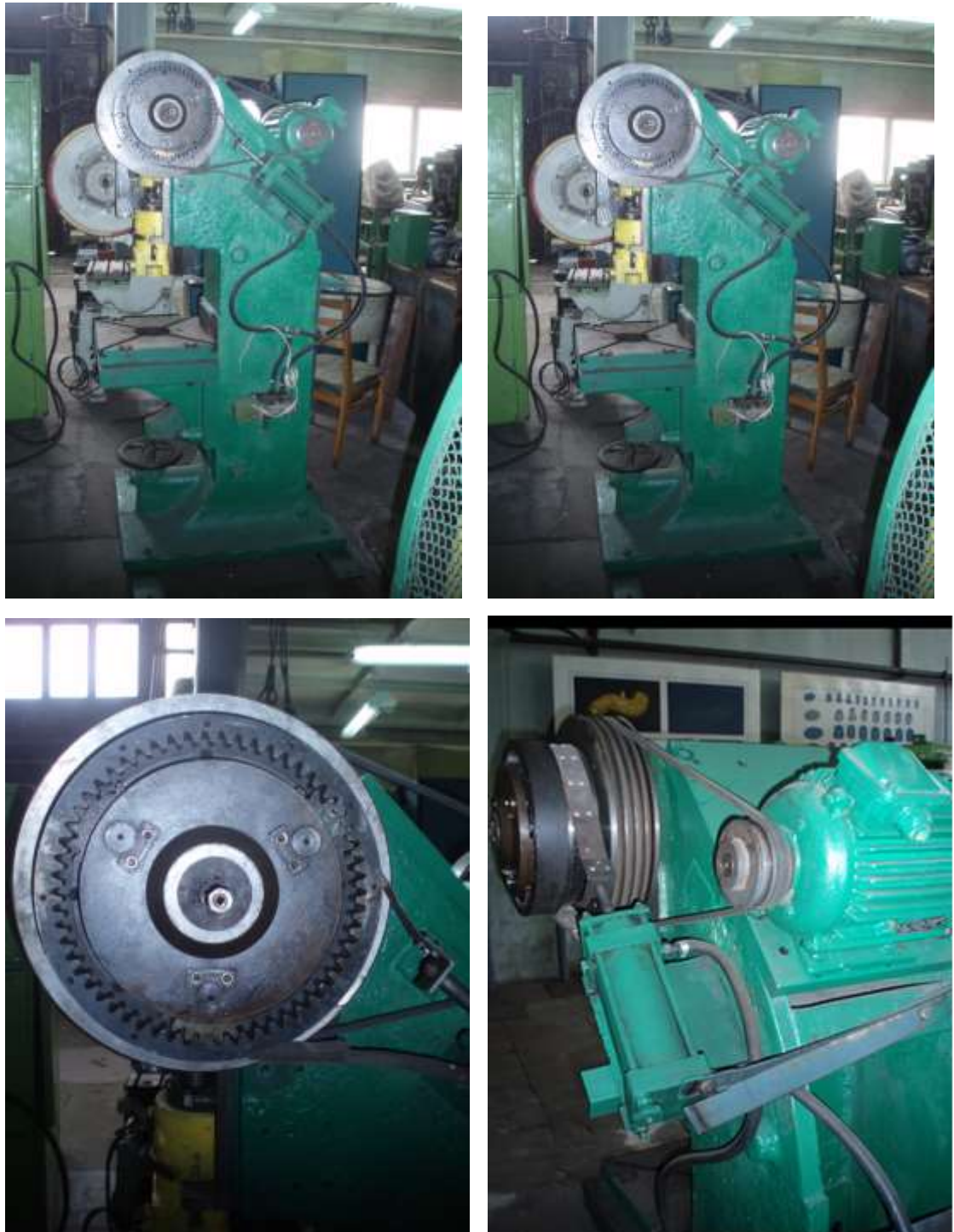


Рисунок 1.15 – Кривошипний прес зусиллям 1 МН з планетарним приводом

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.

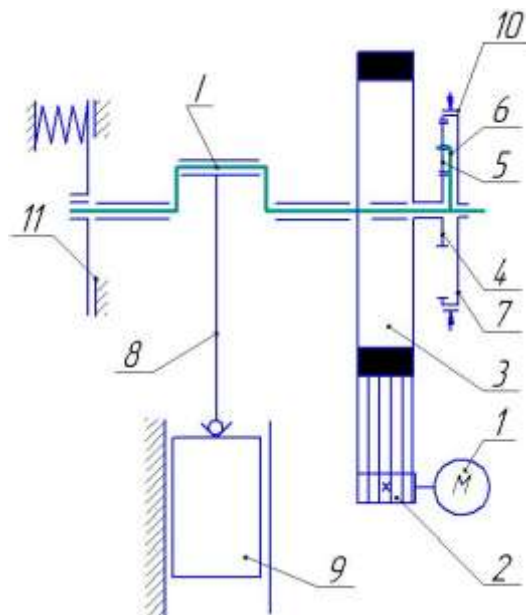


Рисунок 1.16 – Кінематична схема пресу з планетарною системою включення

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 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ НЕВСТАНОВЛЕНОГО ПРОЦЕСУ ВКЛЮЧЕННЯ І ЗУПИНКИ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ

2.1 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.

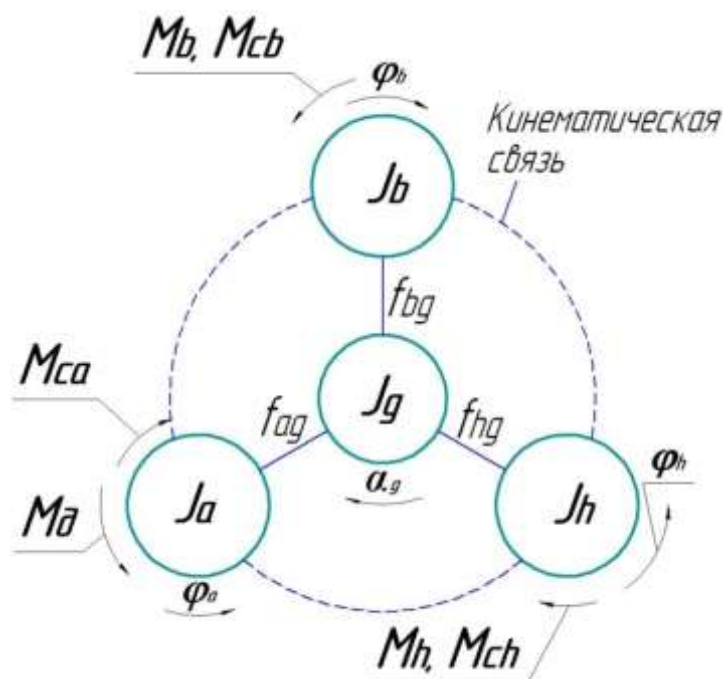


Рисунок 2.1 – Динамічна модель привода

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 φ_a і двома залежними координатами φ_b і φ_h , причому всі узагальнені координати пов'язані кинематическим умовою зв'язку [19]

$$\varphi_a = \varphi_b i_{ab}^h + \varphi_h i_{ah}^b, \quad (2.1)$$

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 ω_h . Момент інерції сателітів в переносному русі J_{gp} додається до моменту інерції водила J_{ho} .

$$J_{hp} = J_{ho} + J_{gp} = J_{ho} + n_g m_g r_h^2, \quad (2.2)$$

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 ω_a , ω_h , ω_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;

ω_{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

$$T_{go} = 0,5n_g J_{go} (\dot{\varphi}_a^2 + \dot{\varphi}_h^2 - 2\dot{\varphi}_a \dot{\varphi}_h) (i_{ga}^h)^2 \quad (2.3)$$

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

$$T_{go} = 0,5n_g J_{go} (\varepsilon_a \omega_a^2 + \varepsilon_b \omega_b^2 + \varepsilon_h \omega_h^2). \quad (2.4)$$

Коефіцієнти ε_a , ε_b і ε_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:

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

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

$$T_{go} = 0,5n_g J_{go} \left[\varepsilon_a \dot{\varphi}_a^2 + \varepsilon_h \dot{\varphi}_h^2 + \varepsilon_b \left[\dot{\varphi}_a^2 (i_{ba}^h)^2 + \dot{\varphi}_h^2 (i_{bh}^a)^2 + 2\dot{\varphi}_a \dot{\varphi}_h i_{ba}^h i_{bh}^a \right] \right] \quad (2.5)$$

Прирівнюючи значення кінетичної енергії за формулами (2.3) і (2.5) 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 :

$$\begin{aligned}\varepsilon_b &= \frac{4\left(i_{ab}^h\right)^2}{\left(1+i_{ab}^h\right)^2\left(1-i_{ab}^h\right)}, \\ \varepsilon_h &= \frac{4i_{ab}^h}{\left(1+i_{ab}^h\right)^2}, \\ \varepsilon_a &= -\frac{4i_{ab}^h}{\left(1+i_{ab}^h\right)^2\left(1-i_{ab}^h\right)}.\end{aligned}\tag{2.6}$$

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 (2.1) 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 (2.6).

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

$$\varepsilon_a^h = \frac{4}{\left(1 + i_{ab}^h\right)^2} \quad (2.7)$$

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

$$\varepsilon_b^h = \frac{4\left(i_{ab}^h\right)^2}{\left(1 + i_{ab}^h\right)^2}. \quad (2.8)$$

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

$$\varepsilon_a^b = \frac{4(i_{ab}^h)^2}{(1 - (i_{ab}^h)^2)^2}. \quad (2.9)$$

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

$$\varepsilon_h^b = \frac{4(i_{ab}^h)^2}{(1 + i_{ab}^h)^2}. \quad (2.10)$$

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%.

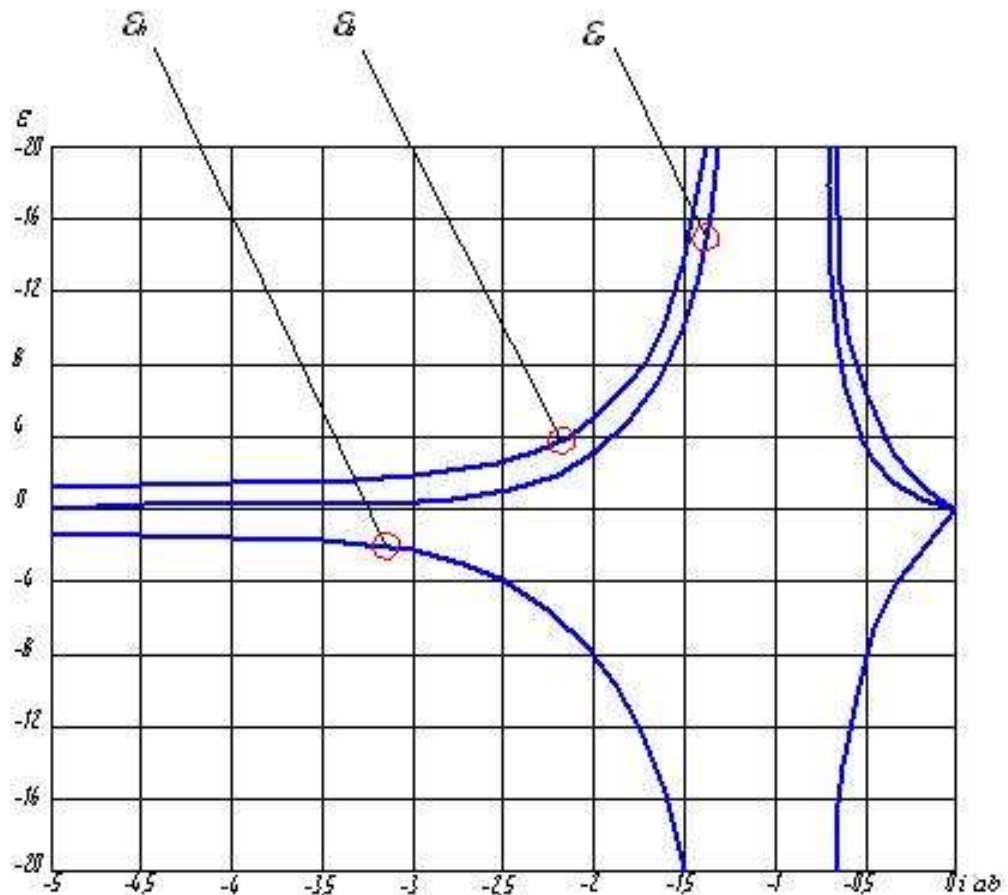


Рисунок 2.2 – Залежність коефіцієнтів приведення момента інерції сателітів від передаточного відношення i_{ab}^h

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

2.2 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_∂ може бути апроксимований параболічною залежністю [21]

$$M_\partial = \frac{2M_k}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}, \quad (2.11)$$

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 залежність :

$$M_\partial = \frac{KM_k s}{s_k}. \quad (2.12)$$

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 b або h . Зміна поточного значення моменту тертя M_t на фрикційному

контакті можливо апроксимувати степеневою (2.13) або експотенціальною залежностями (2.14, 2.15):

$$M_t = Bt^z, \quad (2.13)$$

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

$$M_t = M_p (1 - e^{-\alpha t}), \quad (2.14)$$

– при виключенні фрикційного вузла

$$M_t = M_p e^{-\beta t}. \quad (2.15)$$

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

α, β – 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.

2.3 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 ω_{ao} . Якщо тривалість першого періоду достатньо велика, кутова швидкість ведучих мас відновлюється до початкової кутової швидкості маховика ω_{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 ω_{ao} до величини ω_{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 перемикавання гальм. Кутова швидкість ведучої шестерні, яка до кінця попереднього періоду зменшилася до значення ω_{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 ω_{arm} і при холостому зворотному ході частково відновлюється до величини ω_{aso} .

4-й період - включається гальмо зупинки і починається гальмування водила h і одночасний розгін зовнішньої шестерні b . Між моментами перемикавання 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 ω_{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 .

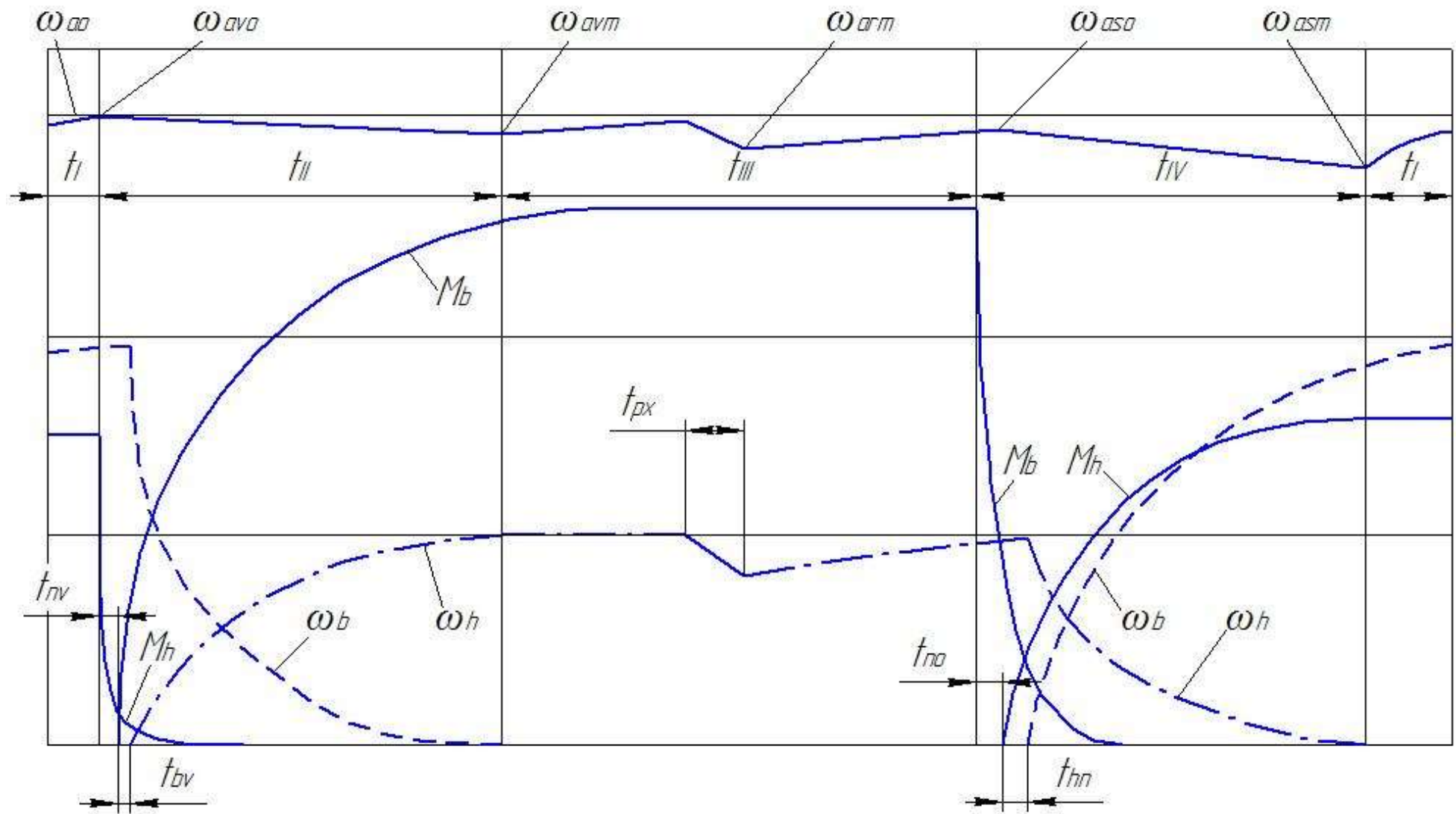


Рисунок 2.3 – Періоди руху планетарного приводу

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

$$\omega_{ao} = \omega_{ac} \left[1 - \frac{S_k}{KM_k} (M_{ca} + M_{cb}i_{ba}^h) \right] \quad (2.16)$$

Швидкість ω_{ac} є синхронною швидкістю ведучої ланки a .

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

2.4 Математична модель перехідних процесів при включенні і зупинці планетарного привода

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

$$\begin{aligned} J_a \varphi_a'' &= M_\delta - M_{ca} - R_{ag} r_a; \\ J_b \varphi_b'' &= -M_{tb} - M_{cb} + R_{bg} r_b; \\ J_h \varphi_h'' &= -M_{th} - M_{ch} + R_{hg} r_h, \end{aligned} \quad (2.17)$$

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 a і b , та реакція, що діє на водило h з боку сателітів.

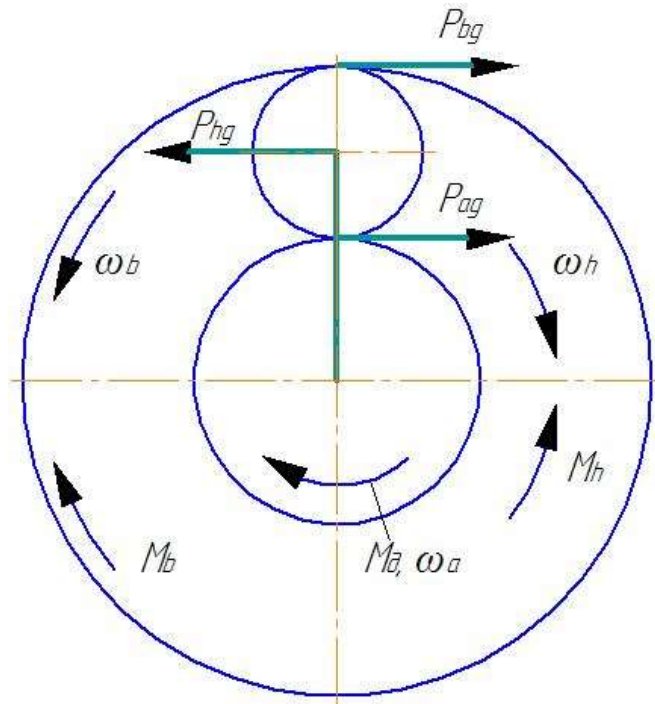


Рисунок 2.4 – Схема дії сил на основні ланки редуктора при включенні та зупинці

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 (2.1) система (2.17) зводиться до канонічного виду:

$$\begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a(M_\delta - M_{ca}) + a_b(M_{cb} + M_{tb}) + a_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_b'' &= b_a(M_\delta - M_{ca}) + b_b(M_{cb} + M_{tb}) + b_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_h'' &= h_a(M_\delta - M_{ca}) + h_b(M_{cb} + M_{tb}) + h_h(M_{ch} + M_{th}). \end{aligned} \quad (2.18)$$

Коефіцієнти при зовнішніх моментах визначаються по формулах:

$$\begin{aligned}
a_a &= \frac{j_n + j_o}{J_a j}, & a_b &= -\frac{j_n}{J_a j p}, & a_h &= -\frac{j_o}{J_a j(1+p)}, \\
b_a &= -a_b = \frac{j_n}{J_a j p}, & b_b &= -\frac{1+j_n}{J_a j p^2}, & b_h &= \frac{1}{J_a j p(1+p)}, \\
h_a &= -a_h = \frac{j_o}{J_a j(1+p)}, & h_b &= b_h = \frac{1}{J_a j p(1+p)}, & h_h &= -\frac{1+j_o}{J_a j(1+p)^2}.
\end{aligned} \tag{2.19}$$

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

j_s – відносний момент інерції зовнішньої шестерні при нерухомому водилі h

$$j_s = \frac{J_b}{J_a p^2}; \tag{2.20}$$

j_v – відносний момент інерції водила при нерухомій зовнішній шестерні b

$$j_s = \frac{J_b}{J_a p^2}; \tag{2.21}$$

j – загальний відносний момент інерції мас, що розганяються.

$$j = j_v + j_s + j_v j_s. \tag{2.22}$$

Початковими умовами системи рівнянь (2.18) є кінцеві умови попереднього періоду.

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

Процес включення закінчується в період зупинки колеса b , тобто момент, коли $\omega_b = 0$. Швидкість ведучої ланки a і 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, розгін проміжного колеса b . Зміна гальмівного моменту M_b визначається за формулою (2.15), а моменту M_h – за формулою (2.14). Рух системи описується тією ж системою диференціальних рівнянь (2.18), 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 i , відповідно тривалість процесу зупинки найбільша, тому розрахунок привода необхідно проводити з цього періоду. В такому випадку початкові умови системи рівнянь запишуться у вигляді $t = 0$ $\varphi'_b = 0$, $\varphi'_a = \varphi'_{a00}$, $\varphi'_h = \varphi'_{hnn} = \varphi'_{a00} i_{ha}^b$. Кутною швидкістю φ'_{a00} є швидкість ведучої ланки a наприкінці періоду зворотнього холостого ходу ГВМа. Передавальне відношення i_{ha}^b є відношення між ведучим колесом a і водилом h при зупиненому колесі b . 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 привода в першому і третьому періодах роботи привода 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:

$$\varphi_a'' = a_a^h (M_\delta - M_{ca}) + a_b^h (M_{cb} + M_b). \quad (2.23)$$

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 h можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a^h (M_\delta - M_{ca}) + a_b^h (M_{cb} + M_b); \\ \varphi_b'' &= b_a^h (M_\delta - M_{ca}) + b_b^h (M_{cb} + M_b). \end{aligned} \quad (2.24)$$

Коефіцієнти при членах рівняння (2.24) 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 (2.24) будуть

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

Кутова швидкість φ'_{ao} це поточна швидкість ведучої ланки після зупинення водила. Процес розрахунку триває або до повного відновлення швидкості ведучої ланки до величини φ'_{an0} , 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

$$\varphi_a'' = a_a^b (M_\delta - M_{ca}) + a_h^b (M_{ch} + M_h). \quad (2.25)$$

Якщо використовувати рівняння (2.1) система рівнянь руху ланок a і h буде

$$\begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a^b (M_\delta - M_{ca}) + a_h^b (M_{ch} + M_h); \\ \varphi_h'' &= h_a^b (M_\delta - M_{ca}) + h_h^b (M_{ch} + M_h). \end{aligned} \quad (2.26)$$

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 (2.26) – 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 (2.18) або рівнянь (2.23) і (2.25) руху основних ланок, спільно з початковими умовами та умовами закінчення розрахунків періодів руху, а також аналітичні залежності для розрахунку рушійного моменту електродвигуна (2.11) - (2.12) і гальмівних моментів (2.14) - (2.15) є узагальненою математичною моделлю планетарного приводу кривошипного преса. 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 (2.15), а гальмівний момент M_b гальма включення - за формулою (2.14). 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 (2.18) стане позитивною. Для цього необхідно вирішити рівняння, яке представляє собою праву частину третього рівняння системи (2.18)

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

На другому етапі, тобто до початку руху водила, коли одночасно діють обидва гальма, рух системи описується системою рівнянь (2.24).

На третьому етапі після початку руху водила стан приводу визначається системою рівнянь (2.18), 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}

$$t_v = t_{pv} + t_{hv} + t_{bv} \quad (2.26)$$

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 (2.26) і (2.28).

У додатках наведені листинги програм для зазначених розрахунків.

На рис. 2.5 показані результати розрахунку процесу включення, а на рис. 2.6 - процесу зупинки планетарного приводу експериментальної установки.

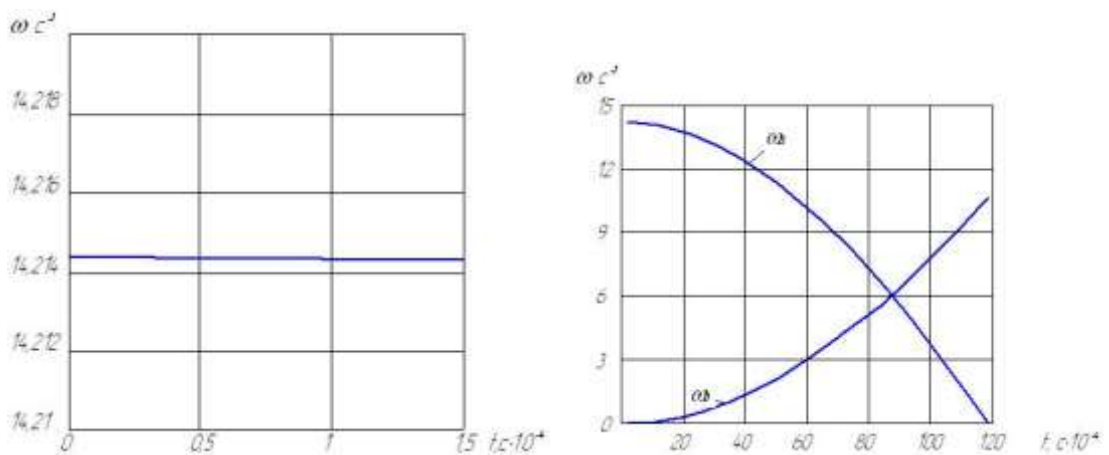


Рисунок 2.5 – Розрахунок II-го та III-го етапу при включенні приводу експериментальної установки

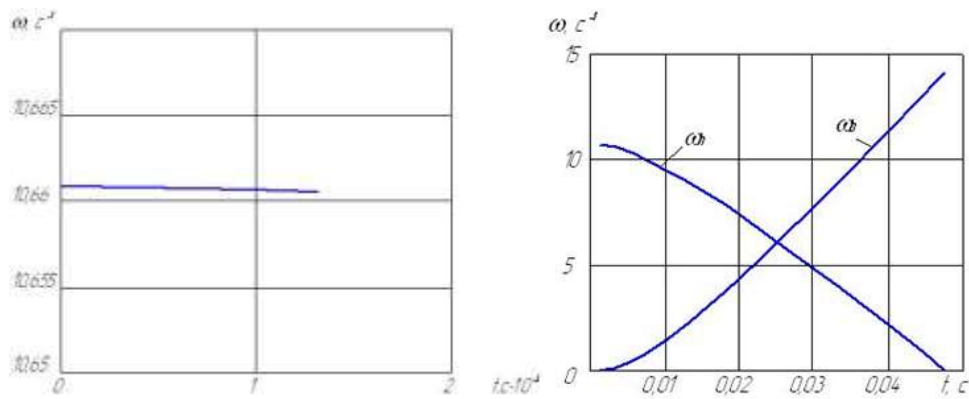


Рисунок 2.6 – Розрахунок II-го та III-го етапу при зупинці привода експериментальної установки

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.

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ КРИВОШПШИХ ПРЕСІВ

3.1 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 привода;
- 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 привода, 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.

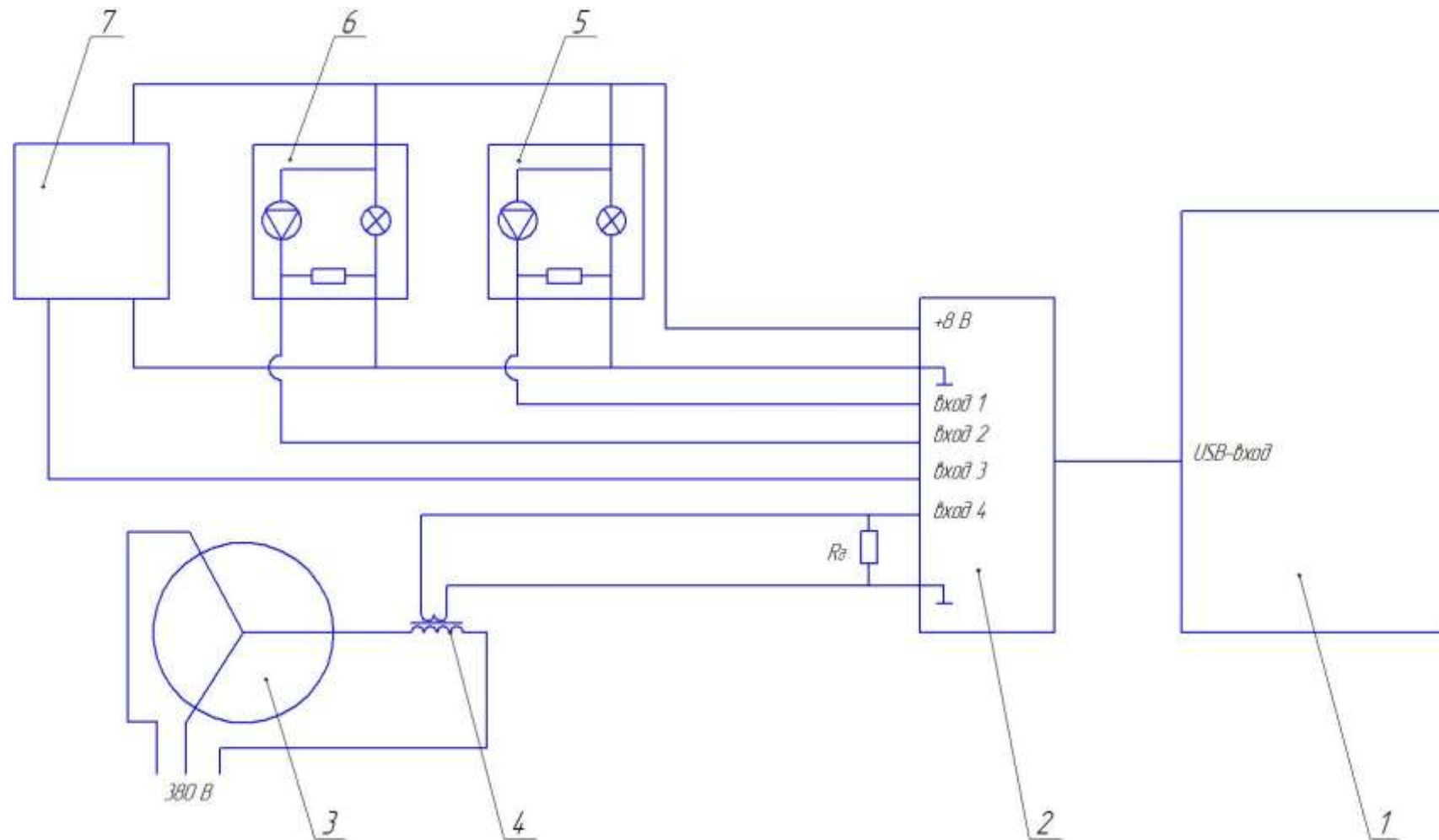
У процесі експериментальних досліджень проводилися вимірювання і реєстрація 5 параметрів:

- 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.

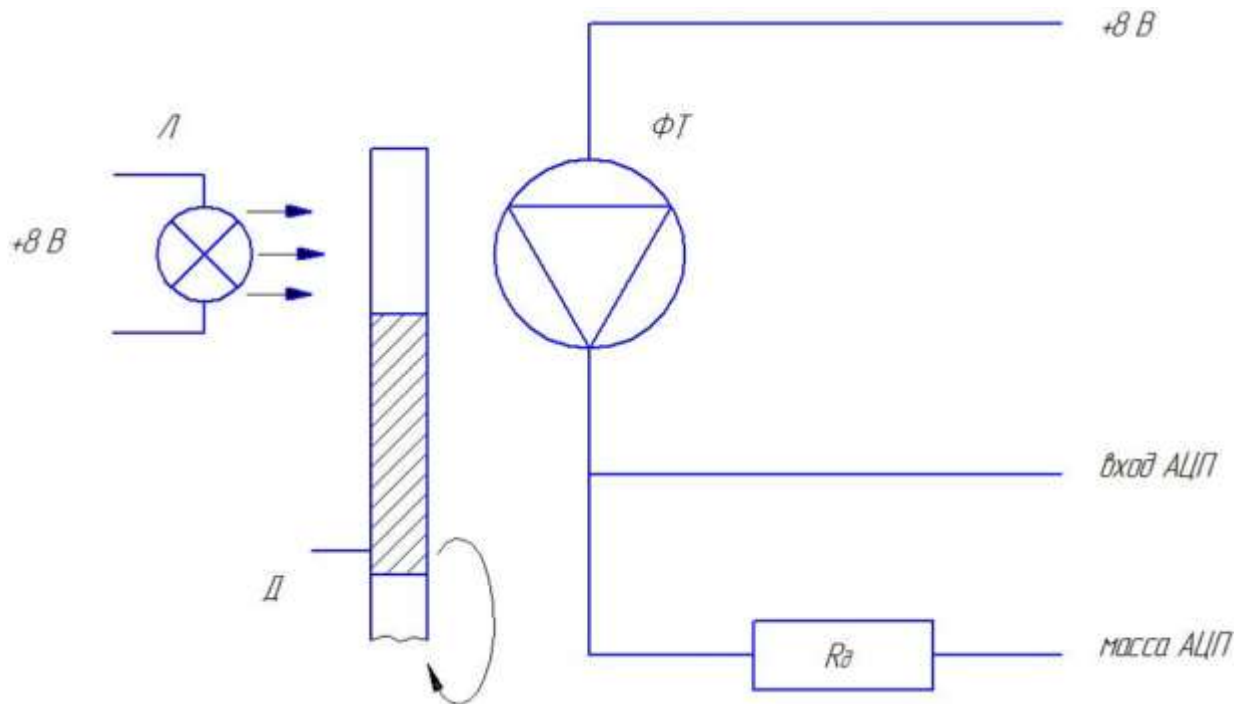
Схема підключення вимірювальних приладів і записуючого устаткування показана на рис. 3.1.



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 повороту ведомого маховика; 7 – датчик струму МД-6Т

Рисунок 3.1 – Схема підключення вимірної та реєструючої апаратури

Вимірювання кутів повороту ведучого та ведомого маховиків проводилось за допомогою фотоелектричних датчиків, схему яких представлена на рис. 3.2.



ΦT – фототранзистор; $Л$ – лампа освітлення; $Д$ – диск з прорізами; R_d – додавальний опір

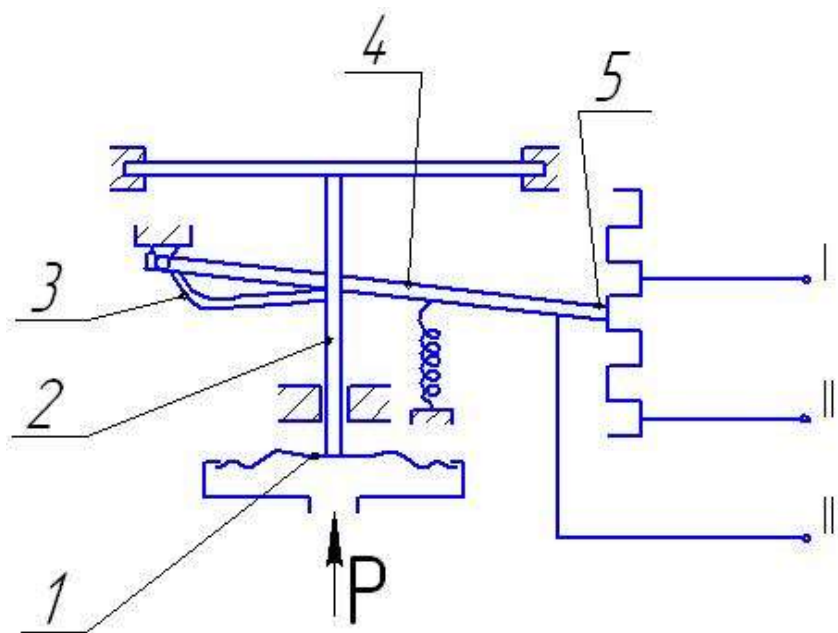
Рисунок 3.2 – Схема вимірювання кутів повороту

Живлення датчика відбувається від АЦП (+8 В). Диски мають рівномірно розташовані прорізи. Кількість прорізів на диску для вимірювання кутів повороту ведучого маховика шириною 2 мм дорівнює 72, що відповідає кроку вимірювання 5° . Диск для вимірювання кутів повороту ведомого маховика (води́ла) має 180 прорізів шириною 1 мм, що відповідає шагу вимірювання 2° . 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. 3.3.



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

Рисунок - 3.3 – 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:

$$N = IU_f \cos \varphi, \quad (3.1)$$

де U_f – фазна напруга 220 В.

3.2 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. 3.4.

Зовнішній вигляд установки з встановленими датчиками показаний на рис. 3.5.

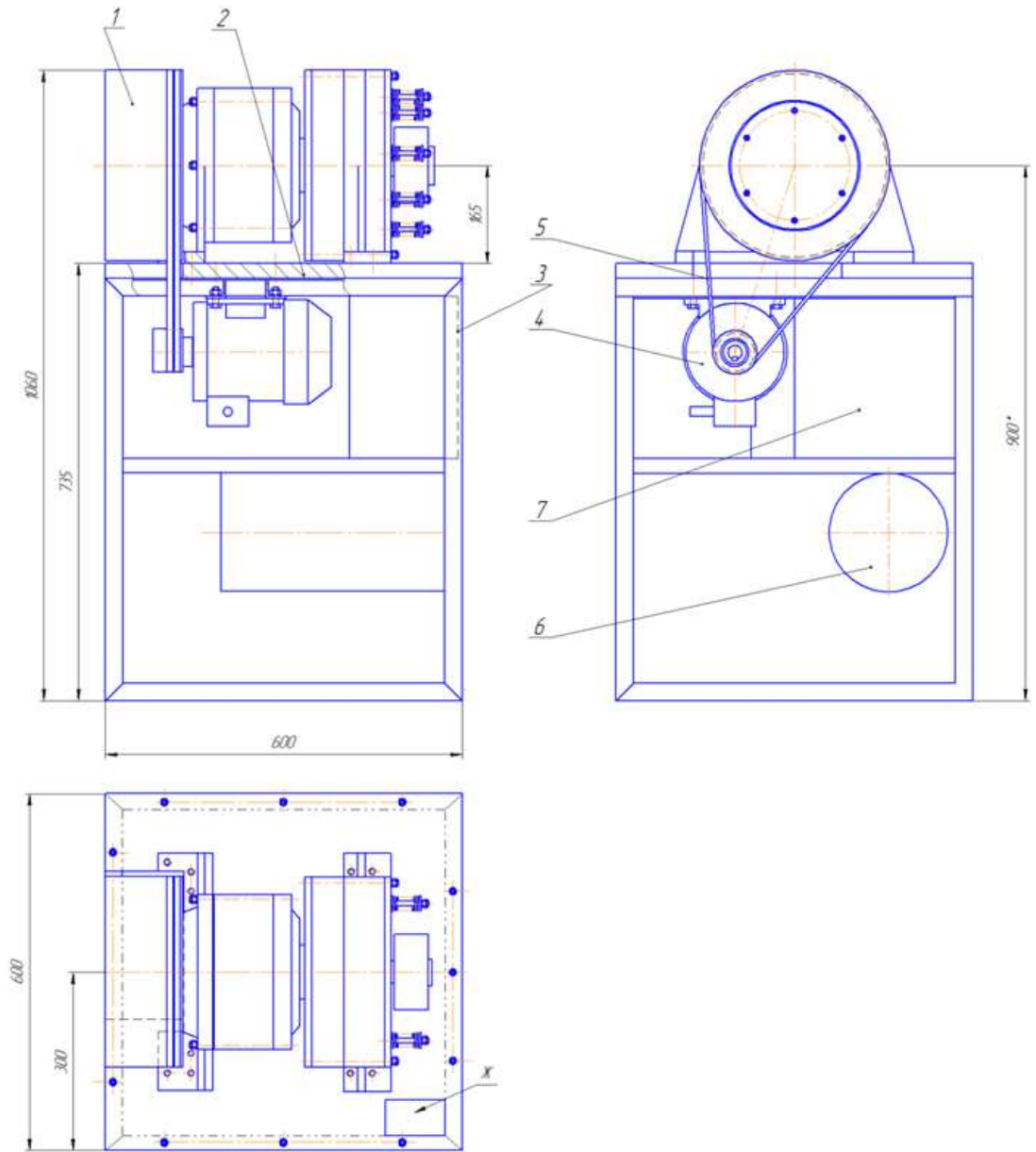


Рисунок 3.4 – Зовнішній вид експериментальної установки



Рисунок 3.5 – 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.

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.

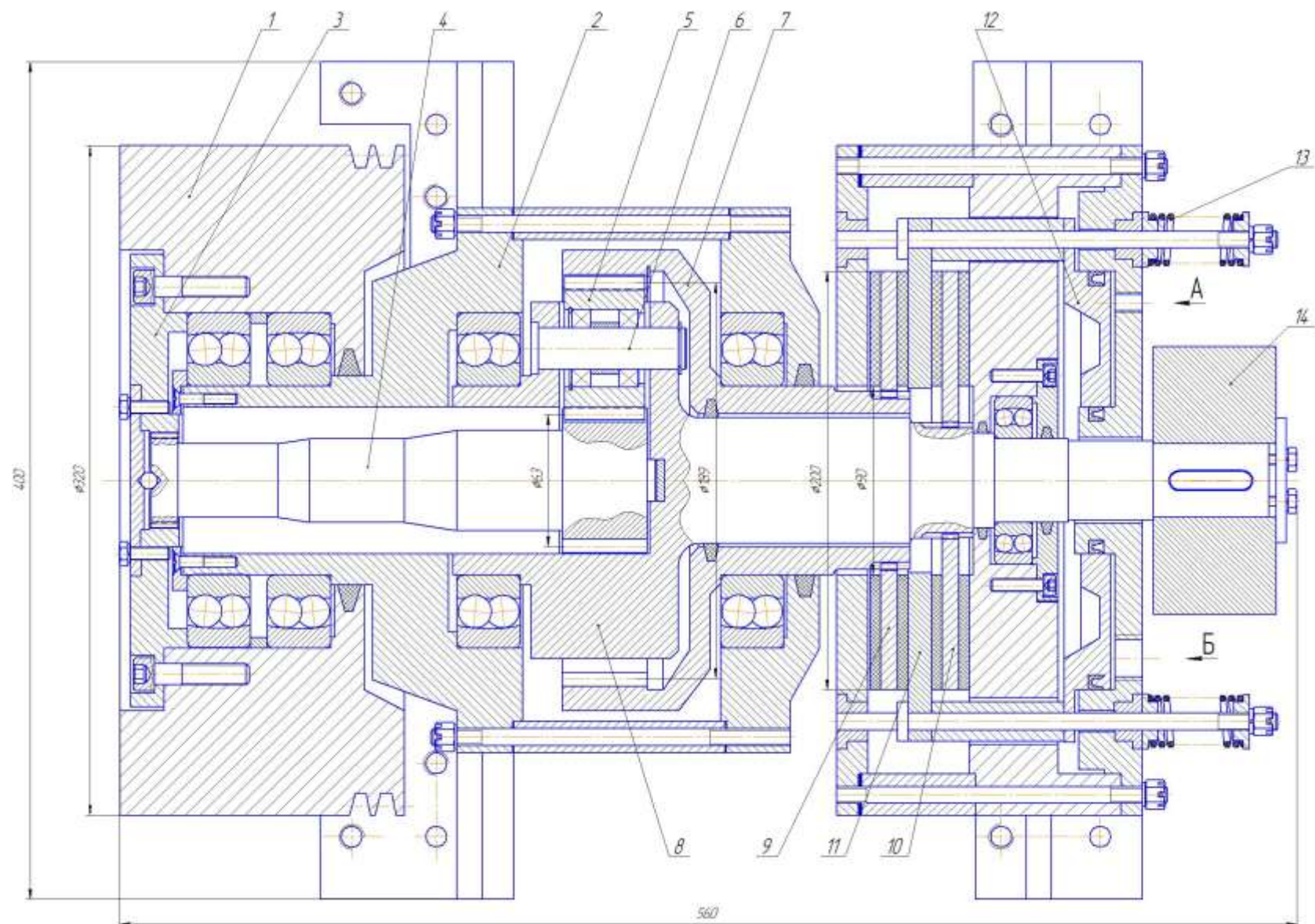


Рисунок 3.5 – Схема силового блока установки

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 3.1 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 ± 5 мм призводить до зміни гальмівного моменту на $\pm 25\%$.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика експериментальної установки

Параметр	Розмірність	Величина
Діаметр маховика	мм	320
Нормальный модуль зацепления 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 гальміних 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

3.3 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 методами 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:

$$\varepsilon = tS(A), \quad (3.2)$$

де t – критерій Стюдента;

$S(A)$ – 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]:

$$d_1 < d \leq d_2, \quad (3.3)$$

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

d – складений критерій

$$d = \frac{\sum_1^n |M_i - M_{cp}|}{nS^*}, \quad (3.4)$$

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]:

$$K_{\text{кр}} \leq K_{\text{кт}} \quad (3.5)$$

де $K_{\text{кр}}$ – розрахунковий критерій Кохрена

$$K = \frac{\max D_i}{\sum_{i=1}^m D_i} \quad (3.6)$$

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

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

$K_{\text{кт}}$ – теоретичний критерій Кохрена.

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

$$D_i = \frac{\sum_{i=1}^n (M_i - M_{\text{ср}})^2}{n-1} \quad (3.7)$$

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 [22]:

$$K_{\text{фэ}} \leq K_{\text{фт}} \quad (3.8)$$

де $K_{\text{фэ}}$ – дослідний критерій Фишера

$$K_{\text{фэ}} = D_a / D_{\text{cp}}, \quad (3.8)$$

D_a – дисперсія адекватності:

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

$t_{hs\text{эср}}$ – середнє експериментальне значення часу зупинки з m серій досліджень;

d – число незалежних змінних теоретичного рівняння;

D_{cp} – середня дисперсія всього експеримента з m серій

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

t_{hsm} – теоретичне значення часу зупинки привода;

$t_{hs\text{э}}$ – експериментальне значення 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 φ_{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 вирогідності $P = 0,95$ коефіцієнт Стьюдента 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 φ_{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 3.2 – 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 3.3.

Таблиця 3.3 – Перевірка на відтворюваність за кутом гальмування
води

№ пп	Серія дослідів					
	А		В		С	
	αh , град	$(\alpha h_{cp} - \alpha h_i)^2$, град	αh , град	$(\alpha h_{cp} - \alpha h_i)^2$, град	αh , 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 $\Sigma D_i = 5,766 * 102$, 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

$K_{кт}=0,55$ [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. 3.4.

Таблиця 3.4 – Оцінка адекватності теоретичних досліджень

№ дослідя	M _{шт} , Нм	t _{шт} , с	t _{ср} , с			t _{ср}	(t _{ср} -t _{шт}) 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 $D_a = 6,3194 * 10^{-7}$,

$D_{cp}=1,4987*10^{-7}$, $K_{\phi e} = 0,42166$. Так як $K_{\phi e} < K_{\phi m}$, 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. 3.6 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.

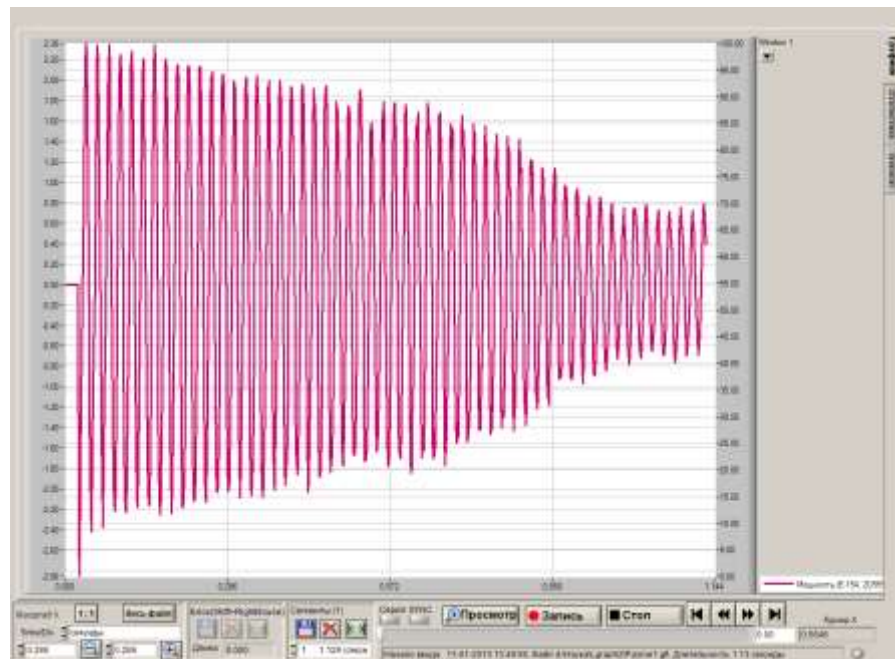


Рисунок 3.6 – Зміна потужності двигуна при розгоні маховика

На рис. 3.7 і 3.8 показані осцилограми холостого обертання маховика при включеному гальмі зупинки (рис. 3.7) і включеному гальмі включення (рис.3.8). З представленої гістограми миттєвої потужності видно (рис. 3.7), 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.

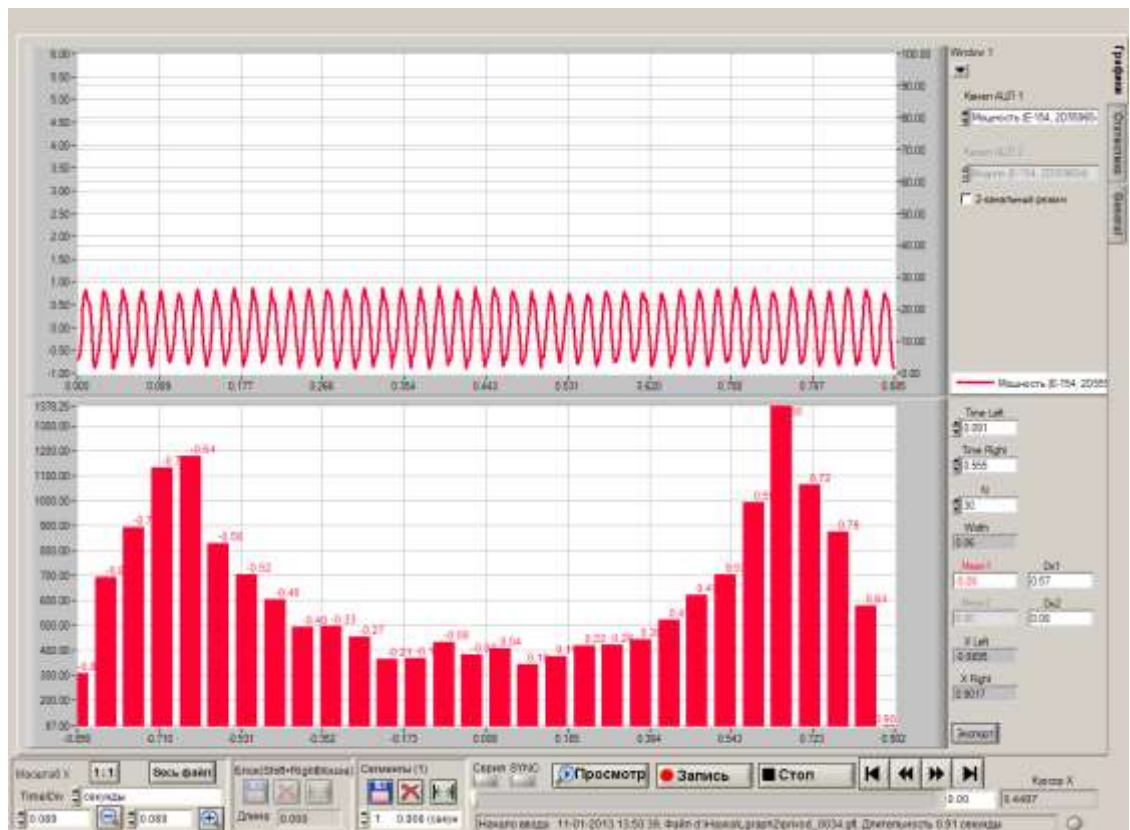


Рисунок 3.7 – Зміна потужності при холостому обертанні маховика при відкненому гальмі зупинки

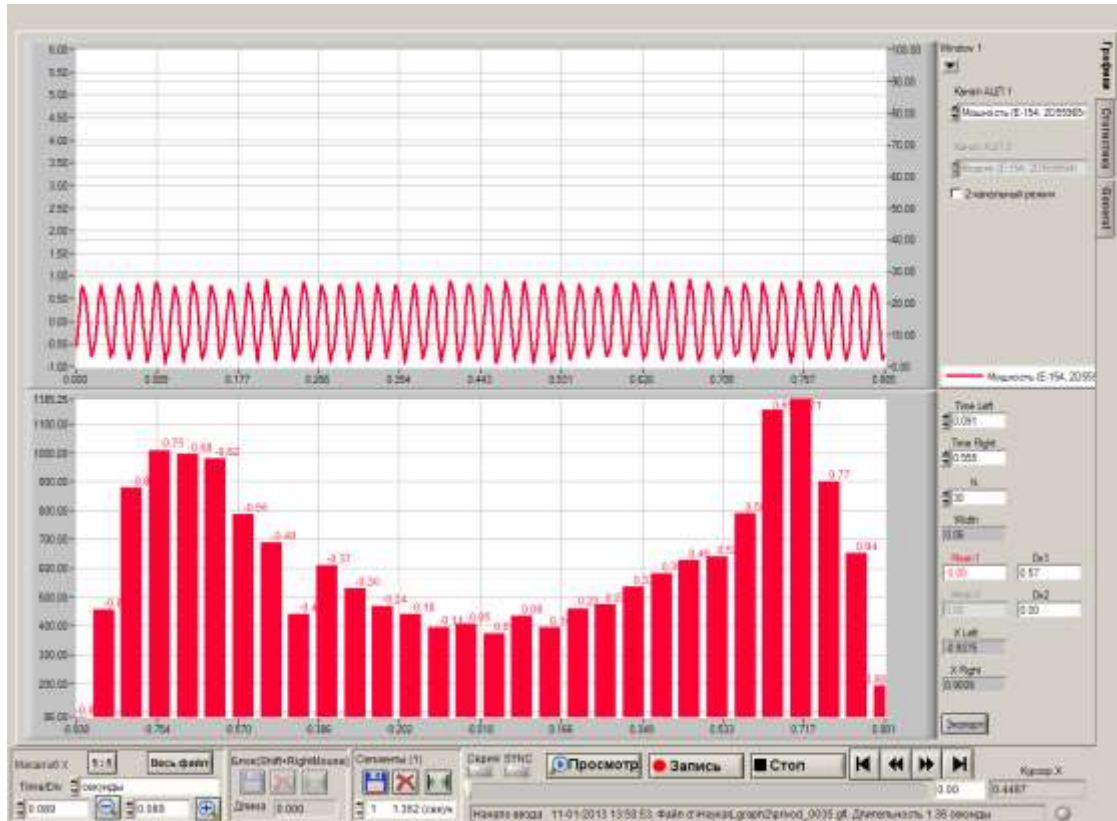


Рисунок 3.8 – Зміна потужності при холостому обертанні маховика при включеному гальмі включення

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 [23-25]. На рис. 3.9 приведена осцилограма процесу включення приводу при максимальній витраті повітря.

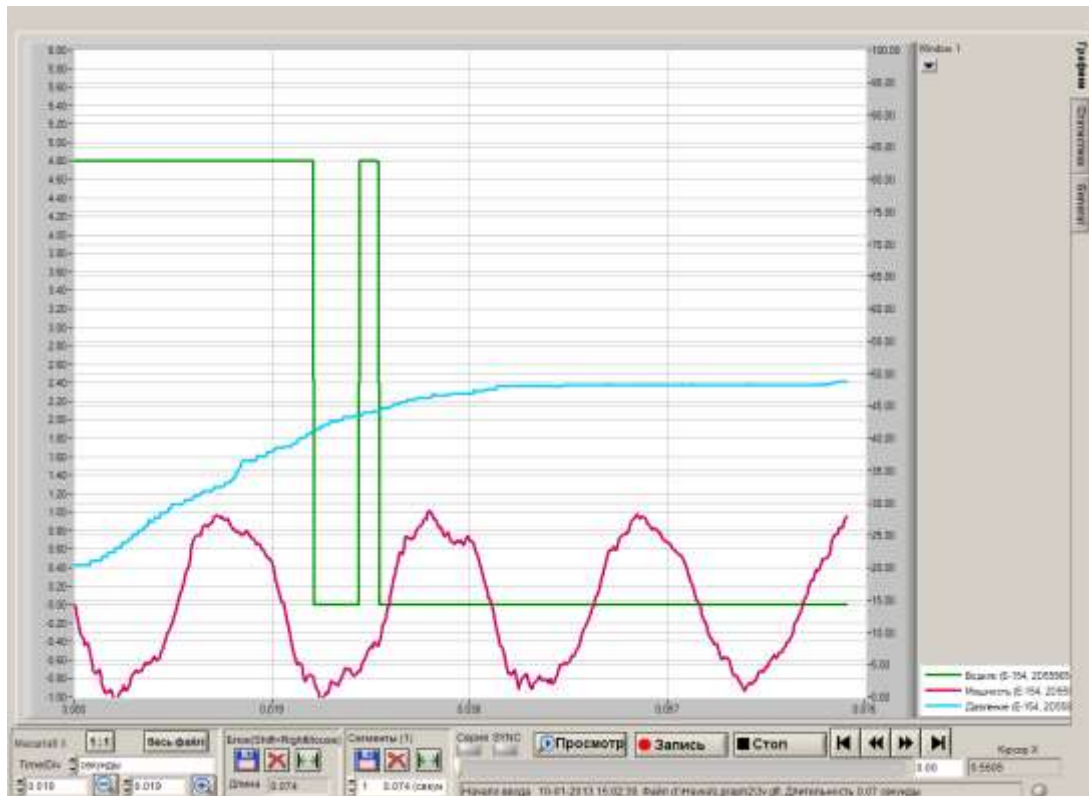


Рисунок 3.9 – Осцилограма процесу включення приводу при максимальній витраті повітря

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. 3.10 показана осцилограма процесу включення приводу при мінімальній витраті повітря.

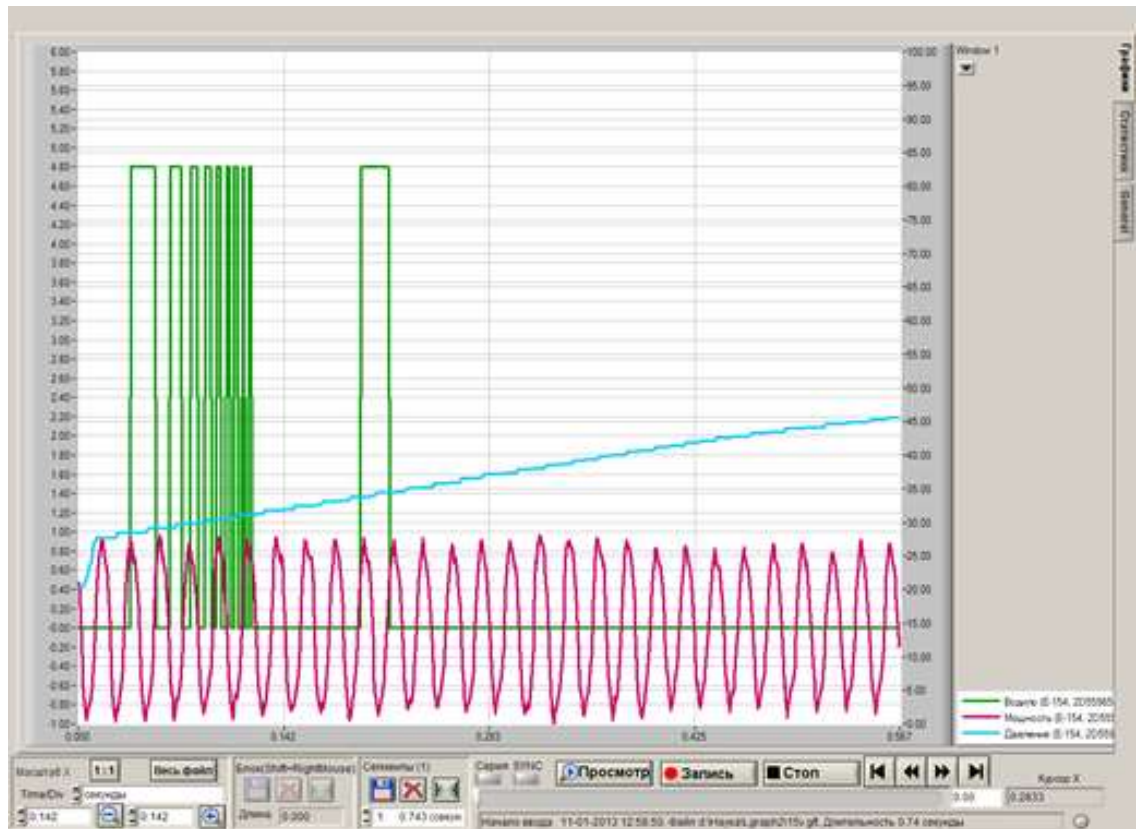
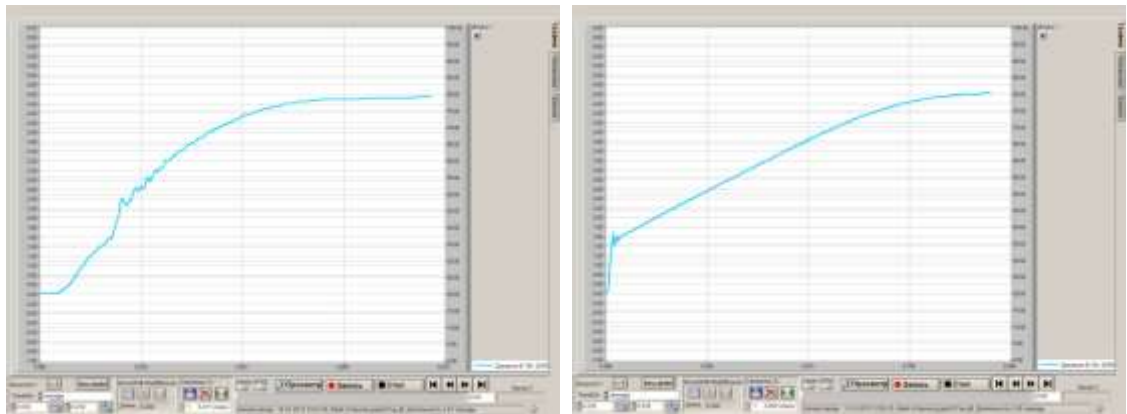


Рисунок 3.10 – Осцилограма процесу включення приводу при мінімальній витраті повітря

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. 3.11 приведені осцилограми зміни тиску повітря в порожнині гальмівного вузла при максимальному і мініальному 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 3.11, 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 $t=1$ с., Незалежно від величини показника z . При інших значеннях коефіцієнта час досягнення максимального гальмівного моменту зменшується пропорційно величині t_z (рис. 3.11, а).



а

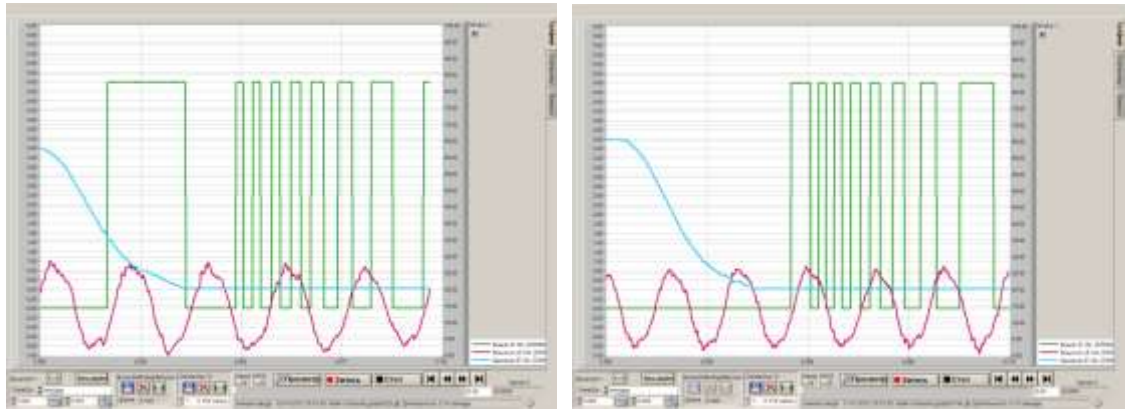
б

Рисунок 3.11 – Осцилограма зміни тиску повітря при максимальній(а) и 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. 3.12). 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. 3.12 наведена осцилограма процесу зупинки при

розрахунковій початковій зтягуванні пружин на 20 мм, що відповідає розрахунковому максимального моменту 60 Нм.



а

б

Рисунок 3.12 – Осцилограма процесу виключення приводу при максимальній (а) та мінімальній витраті повітря

На рис. 3.13 і 3.14 відповідно приведені осцилограми процесу включення при зтягуванні пружин на 16 мм і 10 мм, що відповідає максимальному гальмівного моменту відповідно 48 Нм і 30 Нм.

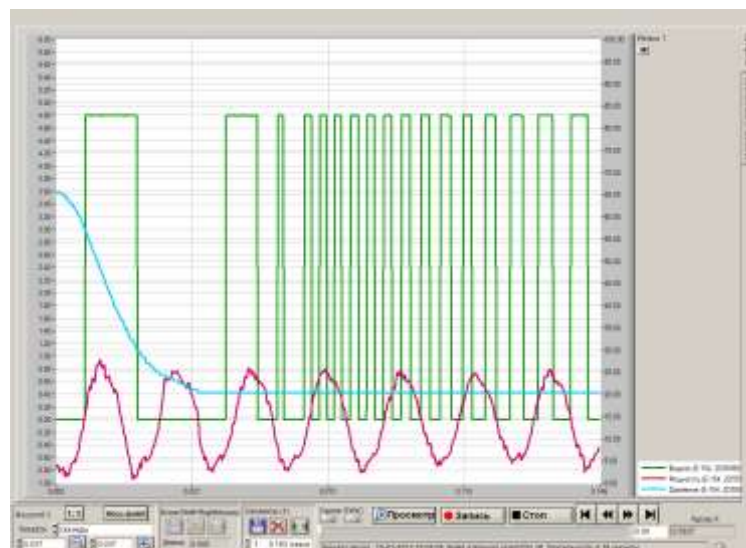


Рисунок 3.13 – Осцилограма процесу зупинки приводу при гальмівному моменті $M_{hr} = 48$ Нм

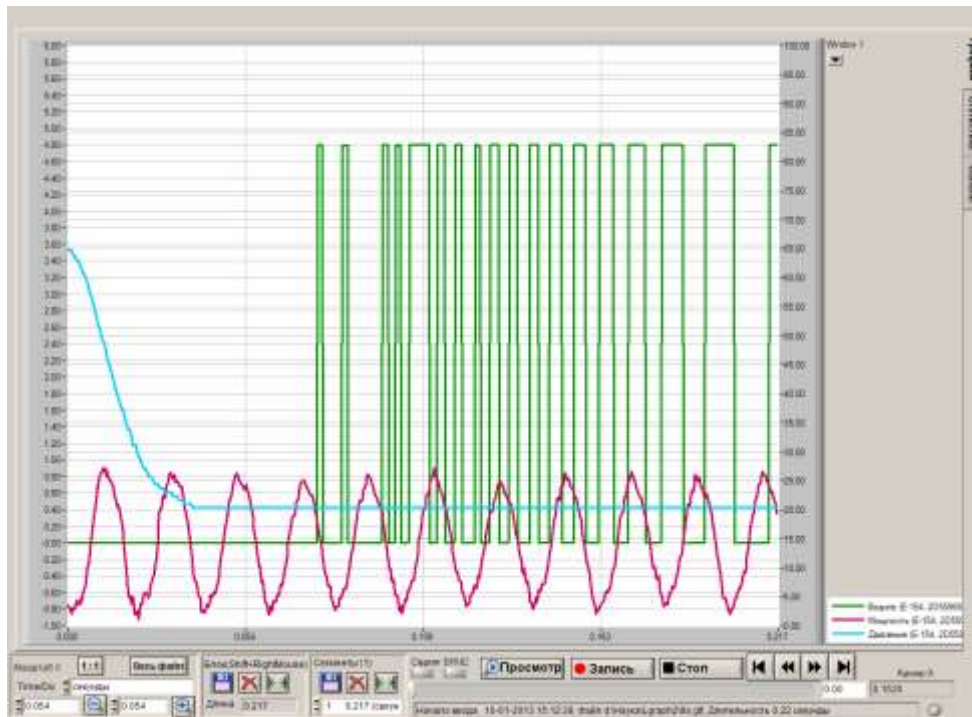


Рисунок 3.14 – Осцилограма процесу зупинки приводу при гальмівному моменті $M_{hr} = 30$ Нм

З рис. 3.13 випливає, що кут і час гальмування збільшилися приблизно в 2 рази, а з рис. 3.14 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° , максимальний гальмівний момент M_{hr} дорівнює приблизно 17 Нм.

3.4 Модернізація конструкції планетарного приводу

Для забезпечення підвищення техніко-економічних показників роботи пресу (підвищення коефіцієнта використання ходів, зниження металоємкості вузлів, спрощення виготовлення та обслуговування, зниження витрат енергії, тощо) у системі включення кривошипних пресів пропонується модернізувати диференційний редуктор, кінематично пов'язаний за

допомогою сателітів з водилом, зовнішнім і центральним колесами та маховиком і оснащена гальмовим пристроєм. Згідно з запропонованим варіантом центральне колесо зв'язане з гальмом включення, а зовнішнє колесо – з веденою частиною приводу і головним валом, колеса виконані самовстановлюючимися з можливістю радіального та кутового переміщення, гальмовий пристрій виконано фрикційним дводисковим з загальним натискним диском, розташованим між гальмом включення і зупинки. З метою зниження інерційності і витрат енергії на включення, веденою частиною планетарного механізму є водило, жорстко зв'язане з головним валом, а зовнішнє колесо пов'язане з гальмом включення, включення і зупинка відбуваються одним дводисковим гальмівним пристроєм з загальним приводом, що забезпечує зменшення часу вмикання.

На рис. 3.15 представлена схема такого планетарного приводу та загальна компоновка пресу. Система містить маховик 1, встановлений на головному валу 2. Зубчаста муфта 3 зчеплена з центральним колесом 4, яке входить в зачеплення з сателітами 5, що вільно обертаються навколо власних осей у водилі 6. Сателіти входять також у зачеплення з зовнішнім колесом 7.

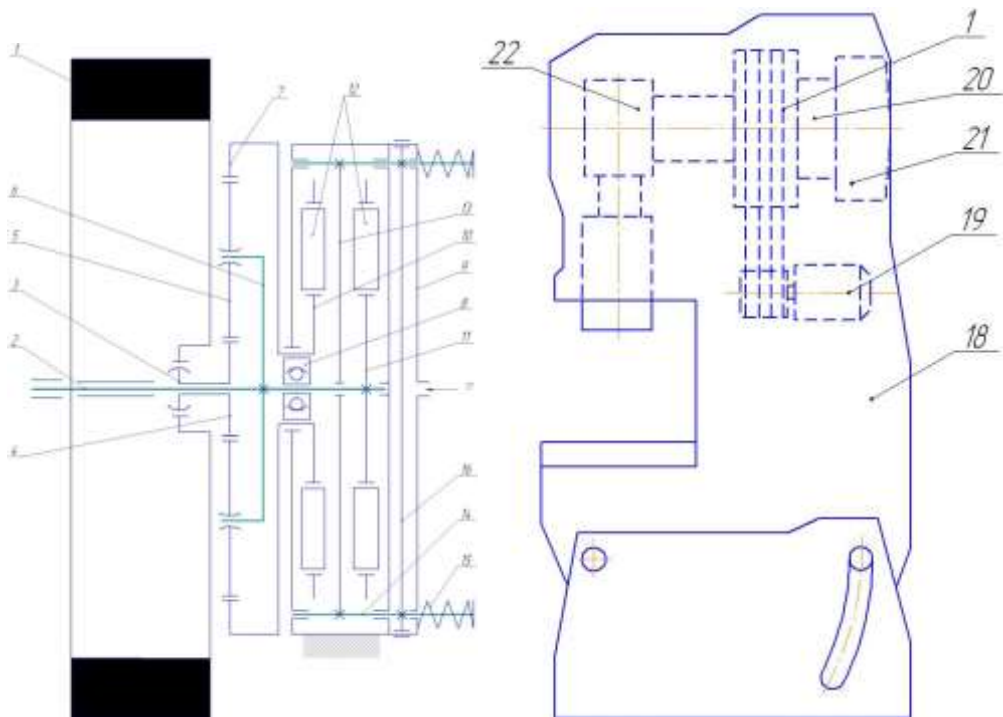


Рисунок 3.15 – Схема приводу та загальна компоновка пресу

Для усунення зайвого ступеня вільності планетарного механізму передбачено один дводисковий гальмовий пристрій з загальним приводом. Гальмовий пристрій встановлено на опорних підшипниках 8. Під кришкою пневматичного циліндру 9 містяться два гальмових диски. Один диск 10 зв'язаний з зовнішнім зубчастим колесом і є диском гальма включення, а другий 11, зв'язаний з водилом, є диском гальма зупинення. Гальмові диски оснащені фрикційними вкладками 12 і взаємодіють за допомогою натискного диску 13, переміщення якого задається за допомогою направляючих пальців 14 та пружин 15. Направляючі пальці 14 взаємодіють з поршнем пневматичного циліндру 16. Для підводу стислого повітря передбачено канал 17. На станині пресу 18 змонтовано електродвигун 19, який передає рух через маховик 1, планетарному редуктору 20. Для гальмування руху системи містяться гальма 21, які по чергово перемикаються після здійснення повного руху головного виконавчого механізму 22

Система включення кривошипного пресу працює наступним чином. Планетарний редуктор за допомогою зубчастої муфти 3 отримує рух від маховика 1, який обертається через клино-пасову передачу електродвигуном. У вихідному положенні гальмо зупинки ввімкнено за рахунок пружин 15 Гальмо включення вимкнено. Для здійснення робочого руху гальма переключується, зовнішнє колесо зупиняється, а водило і головний вал здійснюють рух. Для цього в порожнину циліндру через отвір 17 подається стисле повітря, під дією якого натискний диск 13 переміщується вліво, долаючи опір пружин 16. При цьому диск 11 гальма зупинки звільняється і вал має можливість обертання, а диск 10 гальма включення зупиняється разом з зовнішнім колесом 7. Для зупинки головного виконавчого механізму пресу гальмо включення вимикається і надає можливість обертання колеса 7. Гальмо зупинки вмикається і зупиняє головний вал і водило. Таким чином дана система включення забезпечує вмикання і зупинку головного валу в довільному положенні.

Використання планетарного механізму виключає необхідність проміжної зубчастої передачі, що зменшує металоємність пресу і його складність. Зниження часу вмикання скорочує час технологічного циклу, що призводить до збільшення коефіцієнта використання числа ходів. Використання гальмового дводискового пристрою виключає можливість подвоєння ходів головного виконавчого механізму, що повністю відповідає вимогам техніки безпеки. Витрати енергії на включення і зупинку головного виконавчого механізму в порівнянні зі звичайним фрикційним приводом зменшується в декілька разів за рахунок того, що швидкість ведених частин планетарного механізму менша швидкості ведучою частини і проміжного колеса.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів

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

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

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

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

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

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

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

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого тродового процесу штампувальника

Фактори виробничого середовища та трудового процесу	Норма	Фактич. знач-я	III клас: шкідливі та небезпечні умови			Тривалість дії фактора за зміну, %
			I	II	III	
Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ 2 клас небезпеки Сірчана кислота	1	0,05	-	-	-	80
3 клас небезпеки Оксид вуглецю	20,0	4,0	-	-	-	80
Пил, переважно фіброген. дії, мг/м ³	2	2,78	1,39	-	-	92
Вібрація (загальна), дБ	92	94		4		92
Шум, дБА	80	105			25	92
Мікроклімат в приміщенні: -температура повітря, °С - в холодний період - в теплий період -швидкість руху повітря, м/с -відносна вологість, % -інфрачерв. випромінювання, Вт/м ²	13/19 15/26 0,2-0,5 40-60 140	17/20 30 0,2 40 900			760	80 80
Категорія важкості праці	важка, IV помірна					
Загальна оцінка умов праці	Важкі умови праці					

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

4.3 Виробнича санітарія

Мікроклімат

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

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

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

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

3) влаштування вентиляції та опалення;

4) застосування індивідуальних засобів захисту.

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

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

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

- Система вентиляції не повинна викликати перегрів або переохолодження робітників.

- Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях.

- Вона повинна бути електро- і вибухобезпечною.

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

Освітлення виробничих приміщень

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

Загальне освітлення реалізується шляхом рівномірного розміщення світильників в приміщенні або локалізовано

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

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

Характеристика зорової роботи - високої точності. Найменший розмір об'єкта розрізнення - від 0,3 до 0,5. Розряд зорової роботи - III; подразряд зорової роботи - в; контраст об'єкта з фоном - середній; характеристика фону - середня. Освітленість (комбіноване освітлення) - 200 лк. Загальна освітленість - 200 лк. В системі загального освітлення використовуються газорозрядні лампи високого тиску типу ДРЛ і ДРІ в системі загального освітлення від потужності використовуються на висоті:

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

Електробезпека

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

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

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека забезпечується за допомогою проведення організаційних заходів, спрямованих на запобігання пожежам, забезпечення

безпеки людей, зниження можливих матеріальних втрат і зменшення негативних екологічних наслідків у разі їх виникнення. Створення умов для швидкого виклику пожежних підрозділів та успішного гасіння пожеж. Пожежна безпека регламентується вимогами стандарту СТП 549.12.314-87.

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

Організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки:

- місця куріння, застосування відкритого вогню, побутових нагрівальних приладів;
- порядок проведення пожежонебезпечних робіт (у тому числі зварювальних);
- місця для зберігання і допустима кількість заготовок, напівфабрикатів і готової продукції, які можуть одночасно знаходитися на виробничих ділянках;
- порядок прибирання горючих відходів, зберігання спец одягу і дрантя;
- відключення електрообладнання в випадки пожежі;
- організація експлуатації обслуговування наявних технічних засобів, протипожежного захисту (протипожежного водопроводу, установок пожежної сигналізації, вогнегасників);
- проведення планово-попереджувальних ремонтів і оглядів електроустановок, технологічного та іншого інженерного обладнання. Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки технологічних процесів:
 - виробнича будівля цеху - одноповерхова і відповідає вимогам ОНТП - 01 - 82;
 - технологічне обладнання при нормальних режимах роботи - пожаробезопасно, а на випадок небезпечних несправностей передбачаються захисні заходи, що обмежують масштаб та наслідки пожежі;

- обробку тиском титанових і алюмінієвих сплавів проводять на окремих ділянках з дотриманням вимог пожежної безпеки та оснащених первинними засобами пожежогасіння;

- підлогу біля нагрівальних печей і ковальсько штампувального обладнання викладений рифленими металевими плитами;

- для змащення штампів при виконанні гарячого штампування застосовуються не горючі і важко горіти,;

- не дозволятиметься одночасно нагрівати заготовки з алюмінієвих і титанових сплавів в печах з заготовками з чорних металів; якщо в печах производность нагрівання заготовок і чорних металів то вони очищаються від окалини і шлаків перед завантаженням заготовок з титанових і алюмінієвих сплавів;

- заготовки перед завантаженням в піч очищаються від тирси, пилу, масла;

- регулярно проводиться очистка внутрішнього обсягу печей від окалини і шлаку;

- нагрівальні печі мають прилади контролю та регулювання температури;

- не допускається виконання виробничих операцій на обладнанні, установках верстатах, з несправностями, які можуть призвести до займання та пожеж, а також при відключених контрольно вимірювальних приладах.

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. Встановлено, що при довірчій ймовірності 0,95 результати експериментів належать нормальному закону розподілу і є відтворюваними (критерій Кохрена не перевищує 0,53093 при вимірюванні часу зупинки і 0,33005 при вимірюванні кута зупинки, при теоретичному значенні 0,55). Експериментальні дослідження підтверджують адекватність теоретичних розрахунків (критерій Фішера 0,8862 менше розрахункового критерію 2,4).
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 В.Я. – 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. Мансуров И.З., Кожевников В Л., Кожевников А.А. и др. Механический пресс. Авт. свид. СССР № 555024, кл.В3Ов 1/26, опубл. 25.04.1977, БИ № 15.

13. А.с. 572384 СССР. МПК⁵ В30d 15/14. Устройство включения кривошипных кузнечно-прессовых машин / М.И. Баранаев, Е.А. Савинов, О.И. Нюнько (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.

24. Магістерська робота. Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, ОПП – «Металургійне обладнання», рівень вищої освіти - магістр / Укл.: Огінський Й.К., Таратута К.В., Шевченко І.А., Ковязін О.С., Васильченко Т.О.– Запоріжжя, 2018. – 76с

ПЕРЕЛІК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№	Назва	Формат
1	Загальний вид пресу	A1
2	Муфта	A1
3	Гальмо	A1
4	Загальний вид експериментальної установки	A1
5	Силовий блок	A1
6	Результати теоретичних досліджень	A1
7	Результати експериментальних досліджень	A1
8	Схема підключення вимірювальної апаратури	A1