

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра "Машинобудування, мехатроніки і робототехніки"

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри ММР

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» червня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
«Моніторинг вузлів преса для холодного видавлювання»
«Monitoring of press units for cold extrusion»

КРБ.ПМ.24.30.000.00.00.00 КР

Виконав здобувач вищої освіти

4-го курсу, групи ПМ(ОТ)-20

спеціальності 131

«Прикладна механіка»,

_____ Ромашко М. Г.

Керівник роботи

канд. техн. наук, доцент

_____ Олег СІСА

Рецензент

канд. техн. наук, доцент

_____ Віктор ПУКАЛОВ

Кропивницький – 2024

№ ст.	Зона	Формат	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				<i>Āīēōī āī òàö³y çāāäēūī ā</i>		
				<i>çāīīāī ðīçðīāēāīā</i>		
	À4			<i>çāāāāīīy īā äēīēīīīā</i>		
				<i>īðīāēòóāāīīy</i>	1	
	À4			<i>Āīī òàö³y</i>	1	
	À4	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.000.00.00.00 ĪÇ</i>		<i>Īīyñīīīāāēūīā çāīēñēā</i>	1	
				<i>Āīēōī āī òàö³y īī ñēēāāēūīēī</i>		
				<i>īāēīēöyī</i>		
				<i>çāīīāī ðīçðīāēāīā</i>		
	À4	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.300.00.00.00</i>		<i>ī ðāñ äēy ðīēīāīīāī</i>	1	
				<i>āēāāāēīīāīīy</i>		
	À1	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.300.00.00.00 ĀÇ</i>		<i>Āēā çāāāēūīēē</i>	1	
	À4	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.301.00.00.00</i>		<i>Ī óòà-āāēūī ī</i>	1	
	À1	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.301.00.00.00ÑĒ</i>		<i>Ñēēāāēūīēē ēðāñēāīēē</i>	1	
	À4	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.302.00.00.00</i>		<i>Ēī ðīē</i>	1	
	À1	<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.302.00.00.00ÑĒ</i>		<i>Ñēēāāēūīēē ēðāñēāīēē</i>	1	

					<i>ĒĐĀ.ĪĪ .24.30.000.00.00.00 ĀĪ</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Ромашко				<i>Ī īī³ðīðēīā āóçē³ā ī ðāñā</i> <i>äēy ðīēīāīīāī</i> <i>āēāāāēīīāīīy</i> <i>Ā³āīī ñòū ī ðīāēòó</i>	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевірів	Сіса						1	1
Н. контр.					<i>ÓĪÓÓ</i> <i>āð. ĪĪ (Ī Ò)-20</i>			
Затвердив	Гречка							

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет: Механіко-технологічний

Кафедра: «Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»

Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)

Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність: 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма: «Прикладна механіка»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ММР

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій Гречка

09 квітня 2024 р.

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
Ромашко Миколі Григоровичу**

1. Тема роботи: «Моніторинг вузлів преса для холодного видавлювання».

2. Керівник роботи: Сіса Олег Федорович, к. т. н., доцент.

3. Строк подання роботи до захисту: 10 червня 2024 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи.

Мета: Виконати моніторинг вузлів преса для холодного видавлювання.

Завдання: обґрунтувати необхідність моніторингу вузлів преса для холодного видавлювання та актуальність теми; визначити кінематичні параметри головного виконавчого механізму кривошипно-колінчастого преса; дослідити та виконати моніторинг силових параметрів; дослідити та виконати моніторинг вузлів преса.

5. Консультант по роботі, із зазначенням розділу роботи:

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури	08.04.2024 р.	
2	Обґрунтування необхідності моніторингу вузлів преса для холодного видавлювання та актуальність теми	22.04.2024 р.	
3	Визначити кінематичні параметри головного виконавчого механізму кривошипно-колінчастого преса	29.04.2024 р.	
4	Дослідити та виконати моніторинг силових параметрів	6.05.2024 р.	
5	Дослідити та виконати моніторинг вузлів преса	13.05.2024 р.	
6	Написання першого варіанта тексту, подання його на ознайомлення керівникові	20.05.2022 р.	
7	Усунення недоліків, написання останнього варіанта тексту	27.05.2022 р.	
8	Оформлення презентації роботи	3.06.2024 р.	
9	Здача роботи на кафедрі та перевірка на наявність запозичень	13.06.2024 р.	
10	Зовнішнє рецензування	13.06.2024 р.	
11	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні екзаменаційної комісії	14.06.2024 р.	

Дата видачі завдання
09 квітня 2024 р.

Підпис керівника

_____ Олег СІСА

Завдання прийнято до виконання
09 квітня 2024 р.

Підпис здобувача

_____ Микола РОМАШКО

Анотація

Микола РОМАШКО. Моніторинг вузлів преса для холодного видавлювання. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр», прикладна механіка: ЦНТУ, м. Кропивницький, 2024. – 34 с. Матеріали презентації – 4 слайда.

Метою роботи є моніторинг вузлів преса для холодного видавлювання. При видавлюванні на пресах з кривошипно-колінчастим приводом необхідно враховувати енергосилові параметри процесу штампування і енергетичні характеристики приводу ковальсько-штампувального обладнання. Енергосилові параметри процесу штампування і навантаження на вузли кривошипно-колінчастого механізму пресу залежать від механічних і пластичних властивостей заготовки, температури штампування, швидкісних формозмінних умов, конструкції штампового оснащення, сил тертя. Багатофакторний вплив на енергосилові параметри штампування утрудняє як експериментальне, так і розрахункове визначення допустимого силового параметру і може призвести до заклинювання пресу при його перевантаженнях. Неперервний моніторинг дозволяє оптимізувати вибір пресового обладнання або виконати його модернізацію з метою економії енерговитрат.

На підставі теоретичних і моніторингових досліджень були розроблені способи, які дозволяють встановити і обмежити перевантаження силових параметрів головного механізму кривошипно-колінчастого преса при будь-яких відхиленнях процесу видавлювання, при будь-яких досяжних швидкостях деформування заготовки. Моніторинг зношування гальма від номінального тиску на фрикційний елемент, коефіцієнта тертя, дозволяє встановити працездатність обладнання. Запропоновані рекомендації щодо моніторингу обладнання під час експлуатації безпечної працездатності.

Ключові слова: прес, муфта, гальмо, обладнання, зношування.

Annotation

Mykola ROMASHKO. Monitoring of press units for cold extrusion. Qualification work for the educational degree "bachelor", applied mechanics: CNTU, Kropyvnytskyi, 2024. - 34 p. Presentation materials - 4 il.

The purpose of the work is to monitor the units of the press for cold extrusion. When pressing on presses with a crank-crank drive, it is necessary to take into account the energy parameters of the stamping process and the energy characteristics of the drive of the forging and stamping equipment. The power parameters of the stamping process and the load on the nodes of the crank-crank mechanism of the press depend on the mechanical and plastic properties of the workpiece, the stamping temperature, high-speed shape-changing conditions, the design of the stamping equipment, and frictional forces. The multifactorial influence on the energy-force parameters of stamping complicates both experimental and calculated determination of the permissible force parameter and can lead to jamming of the press when it is overloaded. Continuous monitoring allows you to optimize the choice of press equipment or perform its modernization in order to save energy costs.

On the basis of theoretical and monitoring studies, methods were developed that allow you to establish and limit the overload of the power parameters of the main mechanism of the crank-crank press in case of any deviations in the extrusion process, at any achievable deformation rates of the workpiece. Monitoring the wear of the brake from the nominal pressure on the friction element, the coefficient of friction, allows you to establish the efficiency of the equipment. Recommended recommendations for monitoring equipment during safe operation.

Keywords: press, clutch, brake, equipment, wear.

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра "Машинобудування, мехатроніки і робототехніки"

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри ММР

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

«___» червня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
«Моніторинг вузлів преса для холодного видавлювання»
«Monitoring of press units for cold extrusion»

КРБ.ПМ.24.30.000.00.00.00 КР

Виконав здобувач вищої освіти

4-го курсу, групи ПМ(ОТ)-20ПЗ

спеціальності 131

«Прикладна механіка»,

_____ Ромашко М. Г.

Керівник роботи

канд. техн. наук, доцент

_____ Олег СІСА

ЗМІСТ

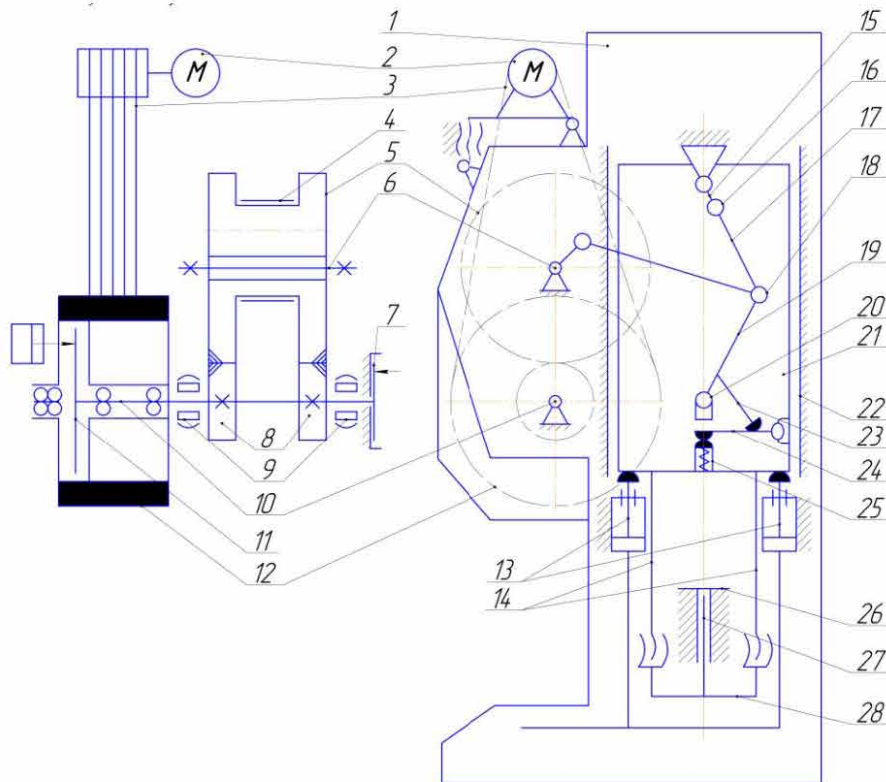
Вступ	9
1. РОЗДІЛ 1 Визначення кінематичних параметрів головного виконавчого механізму кривошипно-колінчастого преса	13
2. РОЗДІЛ 2 Дослідження та моніторинг силових параметрів	16
3. РОЗДІЛ 3 Дослідження та моніторинг вузлів преса	20
3.1. Перевірочний розрахунок фрикційного дискового гальма	20
3.2. Моніторинг довговічності фрикційних елементів системи вмикання	24
ВИСНОВКИ	28
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	29
ДОДАТКИ	31
Додаток А Специфікація «Прес для холодного видавлювання»	32
Додаток Б Специфікація «Муфта-гальмо»	33
Додаток В Специфікація «Лоток»	34

ВСТУП

Промислове виробництво неможливо собі уявити без використання ковальсько-пресових машин [1,2,3,8] і без використання механічних кривошипних пресів. Провідне місце займають кривошипні преси, що становлять більше половини експлуатованого парку і випуску. Конструктивними особливостями кривошипних пресів є наявність крутного приводу, кривошипно-шатунного механізму, фрикційної муфти включення і фрикційного гальма. Для нормальної експлуатації слід виділити питання перевантажень і заклинювань, швидку втрату працездатності корінними підшипниками кривошипних валів із-за появи ефекту кромки, викликаного перекосом валу у пресів з консольно-розташованою муфтою включення, наявність азбесту (яскраво вираженого канцерогену) у складі матеріалів фрикційних елементів, оснащення пресів запобіжниками від перевантаження на способі екстреного відключення муфти, розвантаження корінних підшипників кривошипних валів від ваги консольно-розташованої муфти, для виключення появи ефекту кромки. Гірше розв'язана проблема оберігання кривошипних пресів від перевантажень, що виникають внаслідок помилки при наладці, порушення орієнтації виробу в процесі штампування, збільшення об'єму заготовки, знос інструмент і так далі.

Кривошипні преси мають маховик [4,5], який має значний момент інерції і є основним джерелом енергії для виконання операції штампування. Прискорення маховика [6,7,9,10] при пуску пресу відбувається при великих струмових навантаженнях двигуна головного приводу пресу. Тому прискорення маховика при пуску пресу відрізняється великою тривалістю і створює великі витрати енергії і нагрів двигуна. Для зменшення витрат енергії і нагріву двигуна пресу при пуску застосовується триступінчатий пуск двигуна. Головний привід кривошипно-колінних пресів, які призначені для виконання операції видавлювання чи карбування у більшості випадків містить двигун, ремінну передачу і

маховик рисунок 1. Маховик забезпечує необхідною енергією під час деформації заготовки, при цьому він віддає частину запасеної кінетичної енергії [12]. В якості двигуна часто застосовується асинхронні двигуни зважаючи на їх конструктивну простоту, надійність і невисоку вартість.



1 – станина; 2 – електродвигун; 3 – клинопасова передача; 4 – шатун;
 5 – ШЕП; 6 – вісь; 7 – гальмо; 8 – шестерня; 9 – підшипник; 10 – вал; 11 –
 муфта; 12 – маховик; 13 – зрівноважувач; 14 – штоки; 15 – ексцентрик; 16 –
 верхній шарнир; 17 – верхнє коліно; 18 – середній шарнир; 19 – нижнє
 коліно; 20 – нижній шарнир; 21 – повзун; 22 – напрямні; 23, 24 – важелі; 25 –
 верхній виштовхувач; 26, 27 – нижній виштовхувач; 28 – балка виштовхувача

Рисунок 1 – Принципова схема кривошипно-колінчастого преса

Перед початком штампування виконується пуск приводу, в якому здійснюється розгін [11,12] маховика для накопичення кінетичної енергії [12]. Для важких і середніх пресів час розгону крутня може складати декілька хвилин. Пусковий момент асинхронного двигуна має знижене значення [13], що збільшує тривалість розгону приводу в режимі

підвищеного тепловиділення. Крім того, асинхронний двигун має максимум ККД в області номінального режиму і істотно менше його значення в інших режимах, у тому числі і в пусковому. Це призводить до істотних витрат енергії при розгоні приводу. В якості двигуна головного приводу важких і середніх пресів застосовують асинхронні двигуни з фазним ротором, в електричній ланцюг якого підключаються додаткові опори, що призводить до зменшення пускових струмів і перегрівання двигуна і зменшенню часу розгону маховика.

На сьогоднішній день знайдені і успішно застосовуються способи боротьби з руйнівними наслідками власних і вимушених коливань, теплового старіння і втрати міцності фрикційних елементів [14,15] системи включення, втрати циклової стійкості системи "прес-інструмент-виріб" і теплової стійкості головного двигуна при штатному технологічному вантаженні. Гірше вирішено питання оберігання кривошипних пресів від перевантажень, що виникають внаслідок прагнення рухливих мас до подолання крайнього робочого положення при будь-яких відхиленнях від нормативного протікання процесу штампування [16] і незалежно від причин цих відхилень – помилки при налагодці, порушення орієнтації виробу в процесі подання, збільшення об'єму заготовки, зносу інструменту і так далі.

При видавлюванні на пресах [18] з кривошипно-колінчастим приводом необхідно враховувати енергосилові параметри процесу штампування і енергетичні характеристики приводу ковальсько-штампувального обладнання. Енергосилові параметри процесу штампування і навантаження на вузли кривошипно-колінчастого механізму пресу залежать від механічних і пластичних властивостей заготовки, температури штампування, швидкісних формозмінних умов, конструкції штампового оснащення, номінального кута повороту головного валу, сил тертя. Багатофакторний вплив на енергосилові параметри штампування утрудняє як експериментальне, так і розрахункове визначення допустимого силового

параметру і може призвести до заклинювання пресу при його перевантаженнях.

Залежно від виду продукції, що випускається, і номенклатури пресового устаткування на підприємстві безперервна діагностика дає можливість оптимізувати вибір пресового устаткування або здійснити його модернізацію з метою економії енерговитрат, що важливо при зниженні собівартості продукції, що випускається. Для стійкої роботи кривошипного пресу необхідно дотримуватися умови, при якій час технологічного циклу вистачає для відновлення необхідного рівня енергії маховика. Цю обставину необхідно враховувати при переході з ручного на автоматичний режим штампування, при якому час технологічного циклу, як правило, менше, ніж при ручному режимі штампування.

Недооцінка динамічних процесів під час технологічного циклу призведе до недостатньої надійності кривошипно-колінчастих пресів. Такі преса при робочому ході перетворюють накопичену за час технологічної паузи енергію в технологічну роботу пластичної деформації заготовки. Проектування сучасних пресів для процесу видавлювання потребує застосування моніторингу вузлів преса за принципом вибору оптимального параметру механізму за критеріями технічної оптимальності.

Тому і мета роботи полягає у виконанні моніторингу вузлів преса для холодного видавлювання.

Розділ 1

1. ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ КРИВОШИПНО-КОЛІНЧАСТОГО ПРЕСУ

Умовні позначення:

- R – кривошип;
- L – шатун;
- N та M – важелі рисунку 1.1.

Шлях переміщення повзуна визначаємо за формулою:

$$S_a = M \left[(\cos \beta_{\min} - \cos \beta) + \frac{\lambda_1}{4} (1 - \cos 2\beta_{\min}) \right], \quad (1.1)$$

де: $M = 440$ мм – довжина важеля;

$$\lambda_1 = M/N = 1.$$

Виконуємо перевірочний розрахунок для кутів повороту 20° та 40° :

$$S_{20^\circ} = 440 \left[(\cos 0^\circ 24' - \cos 20') + \frac{0,14}{4} (1 - \cos 2 \cdot 20') \right] = -109,9 \text{ мм};$$

$$S_{40^\circ} = 440 \left[(\cos 0^\circ 24' - \cos 1^\circ 19') + \frac{0,14}{4} (1 - \cos 2 \cdot 1^\circ 19') \right] = -549,7 \text{ мм}.$$

Розраховуємо швидкість переміщення повзуна за формулою:

$$V = w_1 \cdot M \cdot \left(\sin \beta + \frac{\lambda_1}{2} \cdot \sin 2\beta \right), \quad (1.2)$$

де: w – частота обертання ведучого кривошипу преса і визначається за формулою:

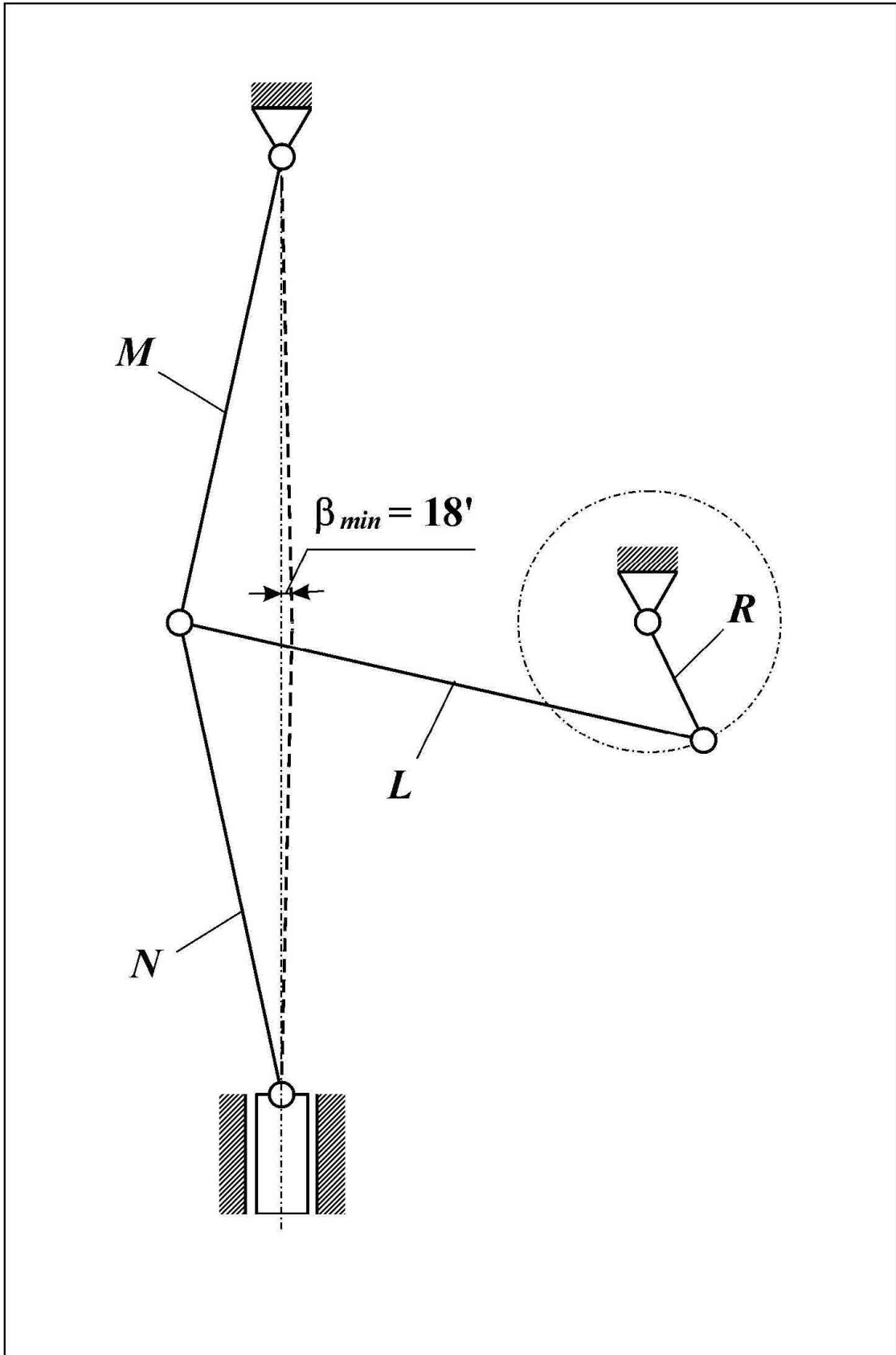


Рисунок 1.1 – Кінематична схема кривошипно-колінчастого преса

$$w = \frac{\pi \cdot n_x}{30} = \frac{3,14 \cdot 35}{30} = 3,66 \text{ с}^{-1},$$

де: $n_x = 35$ ход/хв.

Тоді

$$V_{20^\circ} = 3,66 \cdot 440 \cdot \left(\sin 20^\circ + \frac{0,16}{2} \sin 2 \cdot 20' \right) = 19,64 \text{ мм/с};$$

$$V_{40^\circ} = 3,66 \cdot 440 \cdot \left(\sin 1^\circ 19' + \frac{0,16}{2} \sin 2 \cdot 1^\circ 19' \right) = 73,99 \text{ мм/с}.$$

Отримані дані заносимо до таблиці 1.1.

Прискорення повзуна визначаємо за формулою:

$$j_a = w_1^2 \cdot M \cdot (\cos \beta + \lambda \cdot \cos 2\beta), \quad (1.3)$$

Маємо:

$$j_{20^\circ} = 3,66^2 \cdot 400 \cdot (\cos 20' + 1 \cdot \cos 2 \cdot 20') = 5893,4 \text{ мм/с}^2;$$

$$j_{40^\circ} = 3,66^2 \cdot 400 \cdot (\cos 1^\circ 19' + 1 \cdot \cos 2 \cdot 1^\circ 19') = 11780,3 \text{ мм/с}^2.$$

Отримані дані заносимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати визначення кінематичних параметрів

α, град	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	360	340	320	300	280	260	240	220	200	
β, град	18°	20°	1° 19'	2° 52'	4° 52'	7° 8'	9° 22'	11° 14'	11° 28'	12° 51'
S, град	-109,9	-109,9	-549,7	-549,3	-546,8	-543,1	-538,3	-533,1	-529,3	-528
V, мм/с	16,82	19,64	73,99	61,2	272,9	379,8	521,4	621,2	686,3	693,7
J, мм/с ²	5893	5893	11780	11757	11681	11559	11397	11226	11098	11057

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОНІТОРИНГ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ

Обчислимо значення приведенного плеча m_k та допустимі зусилля P_δ на повзуні за міцністю головного валу.

Визначаємо приведенне плече крутного моменту за формулою:

$$m_{ka} = R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) + m_k^f, \quad (2.1)$$

де: R – радіус кривошипа;

λ – коефіцієнт довжини шатуна;

α – кут повороту головного валу;

m_k^f – відносне приведенне плече тертя, яке визначається за формулою:

$$m_k^f = 0,5 \cdot f \cdot [(1 + \lambda) \cdot d_a + \lambda d_B + d_o], \quad (2.2)$$

де: $f = 0,04$ – коефіцієнт тертя для рідкого змащення;

$d_o = 100$ мм – діаметр однокривошипного валу;

$d_B = 100$ мм – діаметр головки шатуна;

$d_a = 100$ мм – початковий діаметр валу або шийки шатуна.

Тоді маємо:

$$m_k^f = 0,5 \cdot 0,04 \cdot [(1 + 0,14) \cdot 100 + 0,14 \cdot 100 + 100] = 228 \text{ мм.}$$

Виконуємо перевірочний розрахунок для приведенного плеча для 10° та 30° . Тоді маємо:

$$m_{k\alpha 10^\circ} = 49 \cdot \left(\sin 10 + \frac{0,14}{2} \cdot \sin 2 \cdot 10 \right) + 228 = 233,7 \text{ мм;}$$

$$m_{k\alpha 30^\circ} = 49 \cdot \left(\sin 30 + \frac{0,14}{2} \cdot \sin 2 \cdot 30 \right) + 228 = 255,47 \text{ мм.}$$

Отримані значення заносимо в таблицю 2.1 та будемо графік залежності приведенного плеча від кута повороту головного вала.

Таблиця 2.1 – Результати дослідження силових параметрів

α , град	0	10	20	30	40
$m_{k\alpha}$, мм	228	237,7	246,9	225,47	262,87

Продовження таблиці 2.1

α , град	50	60	70	80	90
$m_{k\alpha}$, мм	268,9	273	276,25	277,43	277

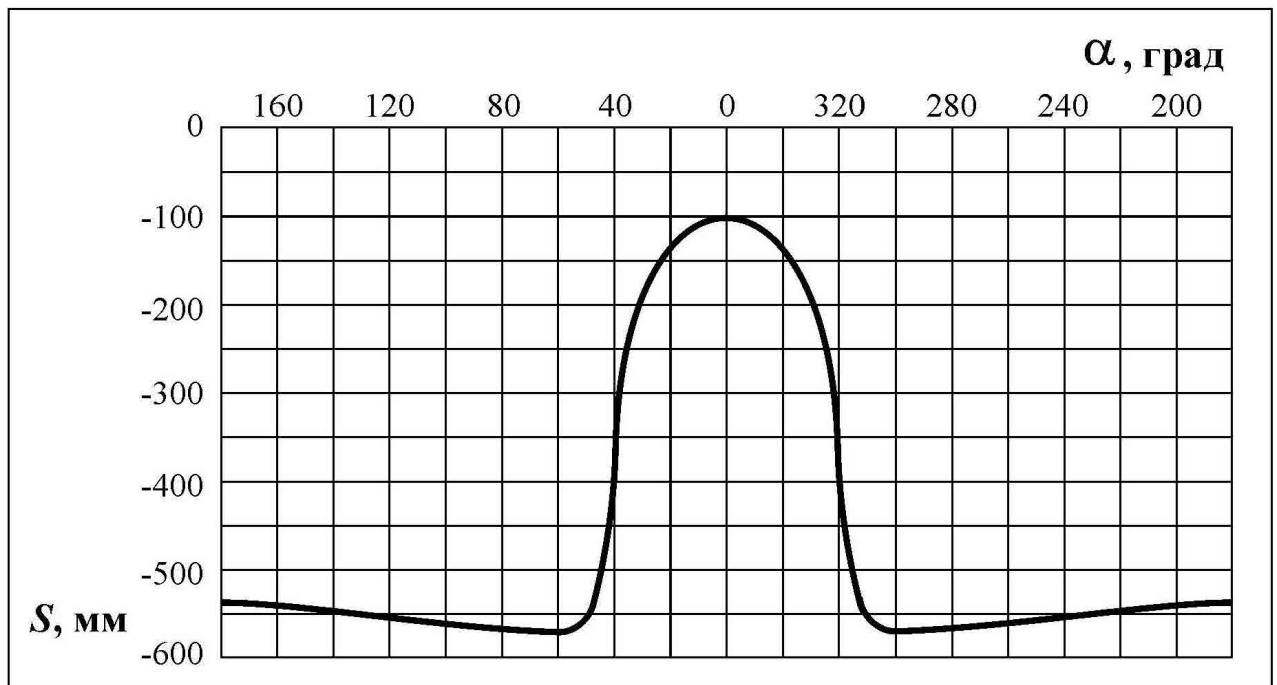


Рисунок 2.1 – Графік залежності переміщення повзуна S від кута повороту α

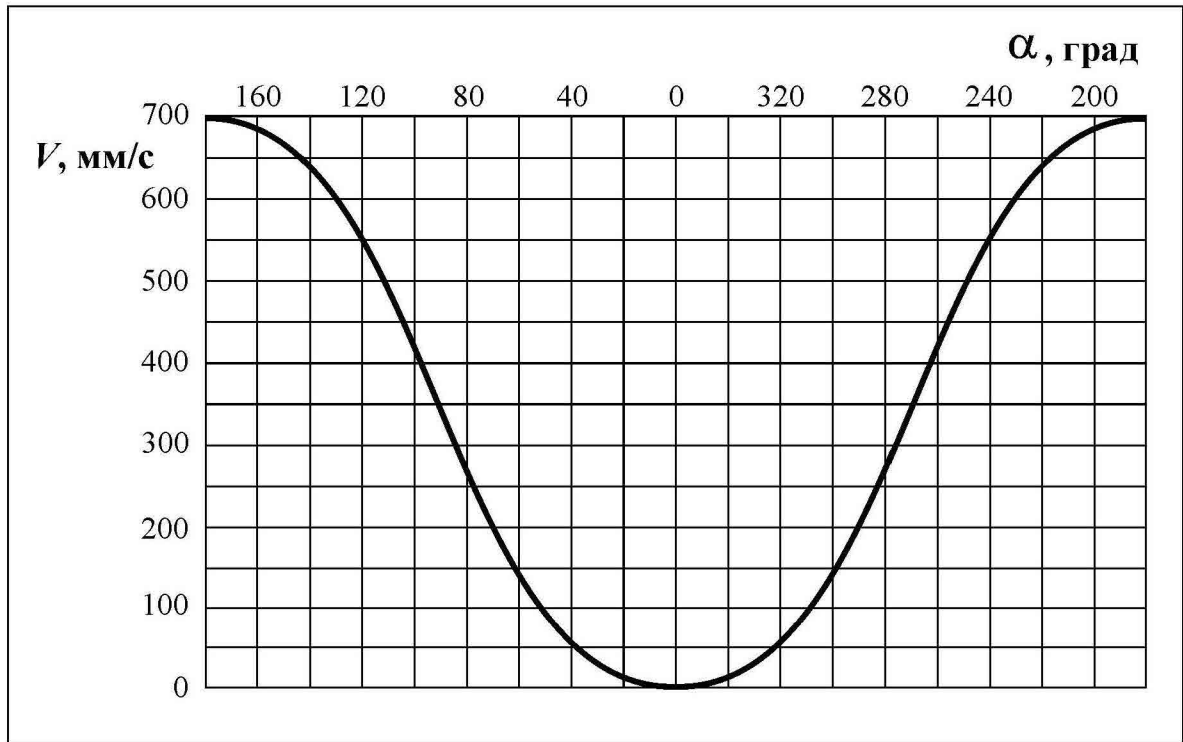


Рисунок 2.2 – Графік залежності швидкості повзуна V від кута повороту α

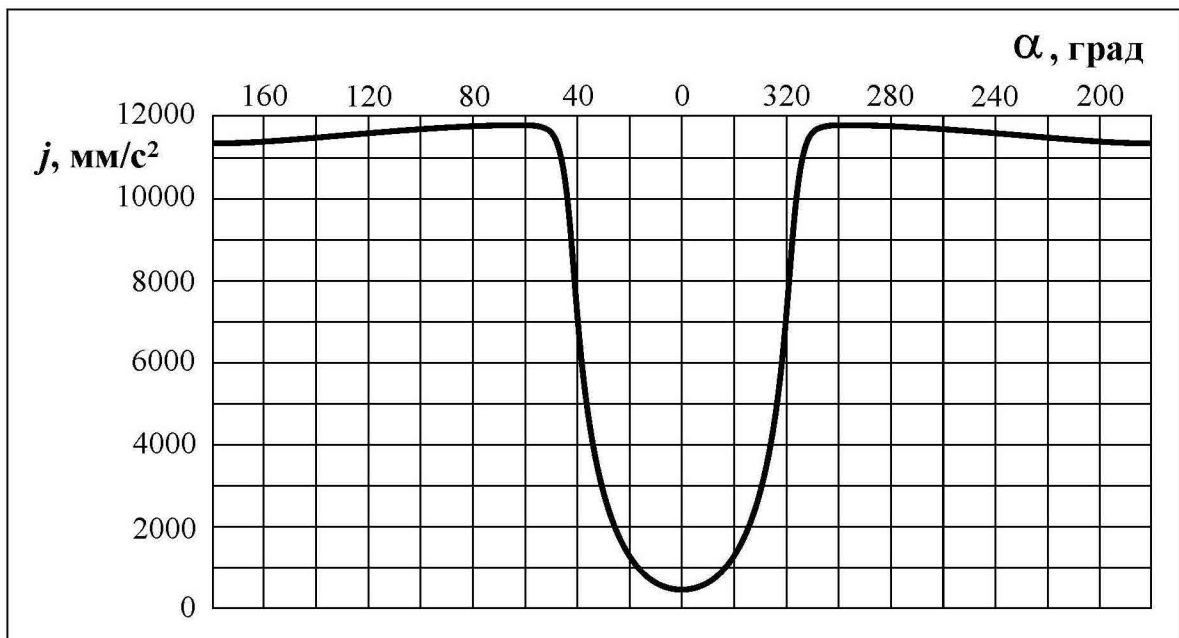


Рисунок 2.3 – Графік залежності прискорення повзуна j від кута повороту α

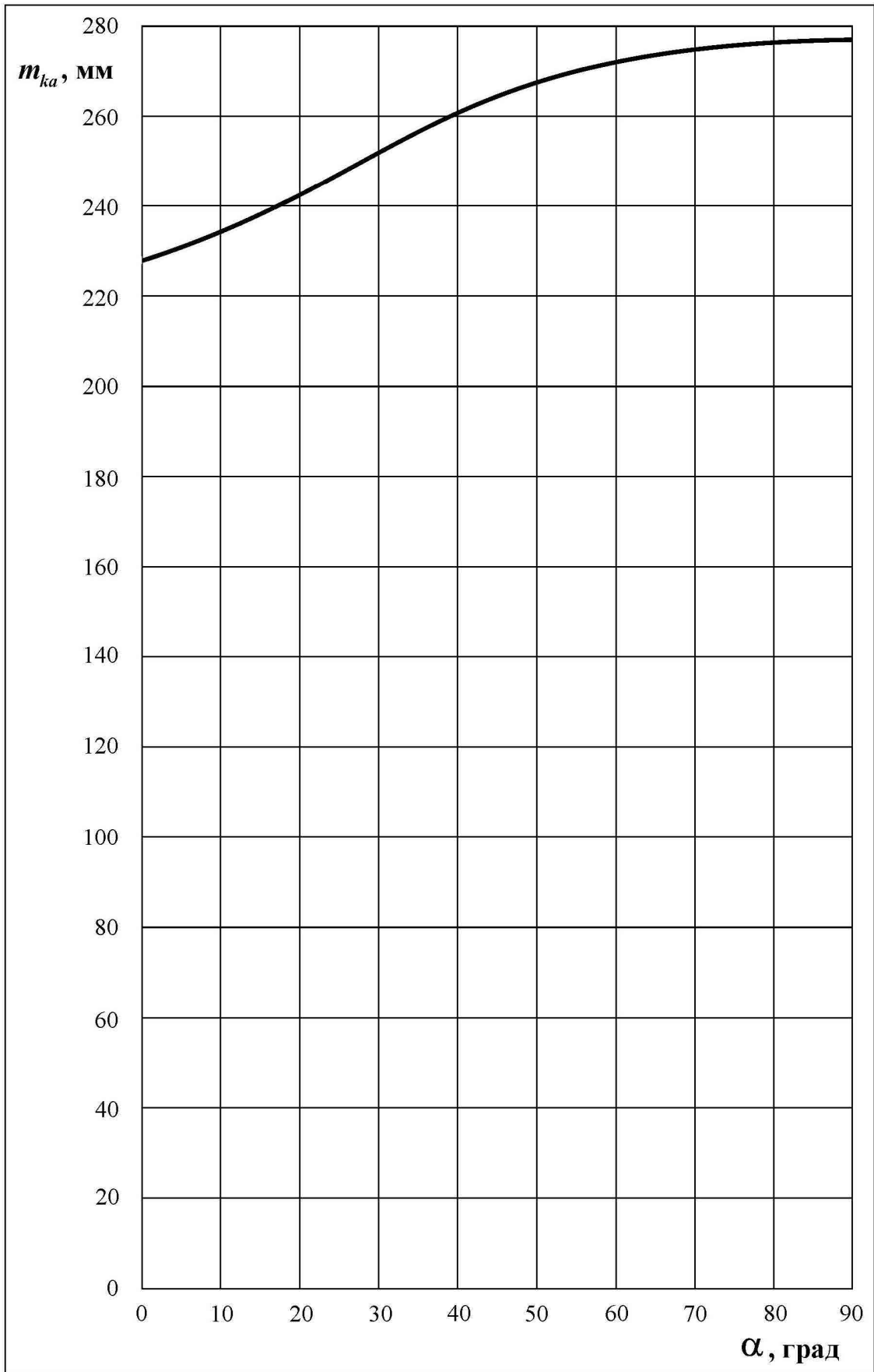


Рисунок 2.4 – График залежності приведенного плеча m_{ka} від кута повороту α

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОНІТОРИНГ ВУЗЛІВ ПРЕСА

3.1. Перевірочний розрахунок фрикційного дискового гальма

Для перевірочних розрахунків попередньо обчислюємо момент інерції гальма:

$$I = \frac{\varphi \cdot M \cdot t}{0,314 \cdot K_m \cdot n_T \cdot n_x} = \frac{15 \cdot 2000}{0,314 \cdot 1,35 \cdot 50 \cdot 20} = 44,2 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

де: $K_m = 1,35$ – показник моменту гальма при його монтажу на швидкохідному валу;

$n_T = 50$ об/хв. – частота обертання вала гальма;

$n_x = 20$ об/хв. – реальне число ходів повзуна в хвилину;

$\varphi = 15^\circ$ - розрахунковий кут гальмування для швидкохідних машин.

Розрахунковий момент тертя, що створюється гальмом:

$$M_t = 2000 \text{ кг} \cdot \text{м} \text{ (див. креслення)}.$$

Для порівняння розрахуємо момент інерції гальма згідно маси цього гальма:

$$I_p = \frac{G \cdot D^2}{4g} = \frac{2,75 \cdot 1,21^2}{4 \cdot 9,8} = 0,083 \text{ т} = 83 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

де: $G = 2,75$ т – маса гальма (див. креслення);

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$D = 1,21$ м – діаметр ободу гальма.

Оскільки $I < I_p$ – умова виконується.

Тиск на поверхнях тертя, МПа:

$$q_t = \frac{Q_{AKT}^T \cdot m}{F_{mp}} \leq [q], \quad (3.1)$$

$$q_t = \frac{149,966 \cdot 2}{128,203} = 2,3 \text{ МПа},$$

$$2,3 \leq 1,2,$$

де: Q_{AKT}^T – активне натискне зусилля гальма, Н.

$$Q_{AKT}^T = P_{np}^1 \cdot Z_{np} - Q_{mp}^T - Q_{шл}^T, \quad (3.2)$$

$$Q_{AKT}^T = 150 \cdot 16 - 174 - 898,6 = 149,9 \text{ Н},$$

$P_{np}^1 = 150$ Н – мінімальне зусилля, що розвиває пружина при увімкненому стані гальма;

$Q_{mp}^T = 174$ Н – сила тертя в манжетах;

$Z_{np} = 16$ шт – кількість пружин (див. креслення);

$Q_{шл}^T = 898,6$ Н – зусилля подолання тертя в шліцах диску.

$$Q_{mp}^T = 0,8 \cdot \pi \cdot f_0 \cdot (D_n \cdot b_o + d_n \cdot b_o^1) \cdot Z_o \cdot (P_p + 0,1),$$

де: $f_0 = 0,08 \dots 0,1$ – коефіцієнт тертя в манжетах;

$D_n = 0,265$ м та $d_n = 0,025$ м – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри пневмоциліндра;

$Z_o = 2$ шт – кількість манжет;

$b_o = 0,008$ м та $b_o^1 = 0,007$ м – ширина манжети по зовнішньому та внутрішньому діаметрам ущільнень [4, с. 46];

$P_p = 2,5 \text{ кг/см}^2$ – тиск у пневмомережі

$$Q_{шл}^T = K \cdot f_{шл} \left(\frac{1}{R_{шл1}} + \frac{1}{R_{шл2}} \right) \cdot M_T, \quad (3.3)$$

де: $f_{шл} = 0,1 \dots 0,5$ – коефіцієнт тертя у шліцах дисків;

$R_{шл1} = 0,32 \text{ мм}$ та $R_{шл2} = 0,264 \text{ мм}$ – середній раді шліців ведучого та веденого дисків;

$K = 0,3 \dots 0,5$ – коефіцієнт, що враховує опір переміщення дисків.

$$Q_{шл}^T = 0,5 \cdot 0,13 \cdot \left(\frac{1}{0,32} + \frac{1}{0,296} \right) \cdot 2000 = 898,6 \text{ Н.}$$

Площа тертя усіх вставок:

$$F_{mp} = n \cdot m \cdot F_b, \quad (3.4)$$

де: $n = 44$ шт – кількість вставок (див. креслення);

$m = 2$ – кількість поверхонь тертя;

$F_b = 0,004 \text{ м}^2$ – площа однієї вставки:

$$F_{mp} = 44 \cdot 2 \cdot 0,004 = 0,352 \text{ м}^2.$$

Умова забезпечення заданого кута гальмування

$$P_{np} = \frac{M_T}{R_{шл}^{np} \cdot Z_{np}} \leq P_{np}^1, \quad (3.5)$$

де: $R_{шл}^{np}$ – приведений радіус тертя гальма, м

$$R_{ui}^{np} = \frac{1,94R_{cp} \cdot f \cdot \delta_{\phi}}{1 + (f \cdot \delta_{\phi})}, \quad (3.6)$$

де: $f = 0,44$ [2, с. 5, табл. 2];

R_{cp} – середній радіус тертя

$$R_{cp} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{0,446 + 0,194}{2} = 0,32 \text{ м,}$$

R_1 та R_2 – зовнішній та внутрішній радіус тертя;

δ_{ϕ} – коефіцієнт форми поверхні вставки:

$$\delta_{\phi} = \frac{3 \cdot m_e - m_n}{m_e + m_n}, \quad (3.7)$$

де: $m_e = 28$ шт – кількість вставок у верхньому ряду;

$m_n = 16$ шт – кількість вставок у нижньому ряду.

$$\delta_{\phi} = \frac{3 \cdot 28 - 16}{28 + 16} = 1,54;$$

$$R_{ui}^{np} = \frac{1,94 \cdot 0,32 \cdot 0,44 \cdot 1,54}{1 + (0,44 \cdot 1,54)} = 0,288 \text{ м} \approx 0,3 \text{ м.}$$

Тоді:

$$P_{np} = \frac{2000}{0,288 \cdot 28 \cdot 16} = 433 \text{ кг.}$$

Умова перевірки пружин гальма на довговічність:

$$\frac{P_{np}^1}{P_{np}^{11}} \leq 0,75, \quad (3.8)$$

де: P_{np}^1 та P_{np}^{11} – зусилля, що відповідає стисненню пружини відповідно в увімкненому та вимкненому станах гальма, Н.

Розрахунок пружини P_{np}^1 та P_{np}^{11} виконуємо згідно [5, с. 84].

Приймаємо $P_{np}^1 = F_1$ та $P_{np}^{11} = F_3$.

$$F_3 = 3000 \text{ Н,}$$

$$F_2 = F_3 \cdot 0,95 = 2850 \text{ Н,}$$

$$F_1 = F_3 - F_2 = 3000 - 2850 = 150 \text{ Н,}$$

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{2850}{150} = 19 > 0,75 \text{ – умова не виконується.}$$

Результати проведених розрахунків показують, що матеріал пружин слід замінити на більш міцний, інакше довговічність пружин не забезпечується.

3.2. Моніторинг довговічності фрикційних елементів системи вмикання.

Підвищення продуктивності та ефективності використання обладнання обробки металів тиском неможливе без забезпечення тривалих термінів експлуатації усіх елементів таких систем. Моніторинг свідчить, що одними з найбільш проблемними їх елементами є системи вмикання. Зношування фрикційних елементів гальма відбувається в період гальмування веденої частини приводу, коли на фрикційному контакті зростають тиск та момент тертя. Зношування оцінюють як від об'ємної температури вузла, що встановилася, так і від збільшення поверхневої температури. Перша

визначається номінальним тиском, на який розрахований матеріал фрикційного елемента, друга залежить від плинних значень коефіцієнта тертя, швидкості ковзання та відповідного часу вмикання.

Для розрахунків скористуємось кресленнями загального виду гальма.

Оцінка зношування за одне вмикання:

$$h_o = \frac{J_n b_q A_{mp}}{F_{mp}}, \quad (3.9)$$

Задаючи загальний ресурс h на зношування елементів гальма як мінімально допустиме значення зазору між поверхнями натискного диску гальма та фрикційними вставками (визначається за кресленнями вузла), можна встановити термін працездатності гальма у цілому.

$$T = \frac{h}{h_o} = \frac{h F_{mp} 10^4}{J_n b_q A_{mp}} = \frac{0,05 \cdot 128,203 \cdot 10^4}{0,08956 \cdot 1,347 \cdot 570,65} = 9343847,8 \text{ год.} \quad (3.1)$$

В наведених формулах J_n – лінійна інтенсивність зношування, мкм·см²/Дж, яка залежить від фактичного тиску на контакті з фрикційним матеріалом та від матеріалу останнього. Для заданого фрикційного матеріалу 163 фактичний тиск складає 0,35 МПа.

$F_{mp} = 0,352 \text{ м}^2$ – площа поверхонь тертя;

$h = 0,05 \text{ м}$ – хід поршня.

Емпірична залежність $J_n = f(q)$ має вигляд (J_n – в мкм · см²/Дж):

$$\begin{aligned} J_n &= 0,05036 - 0,06655q + 0,03184 \cdot 0,35q^2 = \\ &= 0,05036 - 0,06633 \cdot 0,35 + 0,03184 \cdot 0,35^2 = 0,08956. \end{aligned}$$

Робота тертя за одне вмикання з достатнім ступенем точності обчислюється за формулою:

$$A_{mp} = aJ_{em}n^2 = 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 70,8 \cdot 50^2 = 570,65 \text{ Дж},$$

де: J_{em} – момент інерції ведених частин привода стосовно валу гальма;

n – кількість обертів цього вала, c^{-1} ;

a – коефіцієнт, що враховує особливості вмикання вузла; для гальма

$$a = 5,2 \cdot 10^{-3}.$$

Для визначення коефіцієнта b_q попередньо встановлюють відносний час вмикання τ_e , який залежить від параметрів пневматичної системи пресу.

Для гальма

$$\tau_e \approx 0,2 + 0,9091 \cdot \tau^T = 0,2 + 0,9091 \cdot 0,000035 = 0,2 \text{ с.}$$

В свою чергу, параметр τ^T дорівнює:

$$\tau^T = \frac{6,4 \cdot 10^{-6} V_T M_P^T}{\xi^T f^T J_{em} n_m} = \frac{64 \cdot 10^{-6} \cdot 0,589347 \cdot 2000}{0,6 \cdot 70,8 \cdot 50} = 0,000035,$$

де: $M_P^T = 2000 \text{ кг} \cdot \text{м}$ – найбільший крутний момент, що сприймається гальмом (див. креслення);

$V_T = 0,589347 \text{ м}^3$ – об'єм пневмоциліндру гальма у ввімкненому стані;

$\xi^T f^T = 0,6 \text{ м}^2$ – площа перерізу пневмопроводу мережі стисненого повітря

$$\xi^T f^T \geq 0,84 \cdot 10^{-3} a_f^T n_n / \varphi, \quad (3.10)$$

Коефіцієнт a_f^T для гальма приймають залежно від тиску повітря в мережі в таблиця 3.1.

Таблиця 3.1. – Значення коефіцієнта a_f^T

P , МПА	До 0,3	0,3 – 0,4	0,4 – 0,5	Більше 0,5
a_f^T	0,52	0,45	0,40	0,35

Параметр $\xi_m f_m$ можна орієнтовно вибрати також за значенням умовного проходу D_y пневмоприводу (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2. – Значення параметра $\xi_m f_m$

D_y , мм	25
$\xi_m f_m$	0,47 – 0,73

Далі за емпіричними залежностями знаходимо значення b_q :

$$b_q = 1,7778 \left(\frac{q_{cp}}{q} \right)^{-0,3025} \tau_e^{-0,1141} = 1,7778 \cdot \left(\frac{0,35}{1,2} \right)^{-0,3025} \cdot 0,6^{-0,1141} = 1,347.$$

Повертаючись до (3.1), визначаємо ресурс гальма. Працездатність гальма вважається задовільною, коли для $\tau_e = 0,4 - 0,6$, кількість циклів навантаження $T > 7000000$.

Отже $7000000 < 9343847,94$ – умова виконується.

ВИСНОВКИ

1. Було зроблено патентний пошук і опрацьована навчальна та наукова література, що дало змогу встановити особливості і недоліки листоправильних машин.
2. Досліджено та було зроблено моніторинг силових параметрів кривошипно-колінчастого пресу та побудовані графіки залежності.
3. Досліджено та було зроблено моніторинг вузлів преса.
4. Було зроблено перевірочний розрахунок фрикційного дискового гальма та встановлено, що матеріал пружин слід замінити на більш міцний, інакше довговічність пружин не забезпечується і дискове гальмо вийде з ладу.
5. Було зроблено моніторинг довговічності фрикційних елементів системи вмикання і встановлено, що зношування фрикційних елементів гальма відбувається в період гальмування веденої частини приводу, коли на фрикційному контакті зростають тиск та момент тертя.
6. На підставі теоретичних і моніторингових досліджень були розроблені способи , які дозволяють встановити і обмежити перевантаження силових параметрів головного механізму кривошипно-колінчастого преса при будь-яких відхиленнях процесу видавлювання , при будь-яких досяжних швидкостях деформування заготовки. Моніторинг зношування гальма від номінального тиску на фрикційний елемент , коефіцієнта тертя, дозволяє встановити працездатність обладнання.
7. Запропоновані рекомендації щодо моніторингу обладнання під час експлуатації безпечної працездатності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб.заведений // М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.
2. Metal forming handbook / SCHULER GmbH. Springer Berlin Heidelberg, 1998. 563 p. DOI: 10.1007/978-3-642-58857-0.
3. Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Под ред. Л.И. Живова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. - 560 е.: ил.
4. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів нвч. Посібник / О.В. Явтушенко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2006. – 301 с.
5. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове проектування: навч. Посібник / О.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2012. – 436 с.
6. Гельберг, Б. Т. Ремонт промислового устаткування : підручник / Б. Т. Гельберг, Г. Д. Пекелін. – К. : Техника, 1992. – 349 с.
7. Линц, В. П. Кузнечно-прессовое оборудование и его наладка : учебник / В. П. Линц, Л. Ю. Максимов. – М. : Высш. школа, 1988. – 256 с. – ISBN 5-06-001139-9.
8. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для машиностроительных вузов / А. Н. Банкетов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 576 с.
9. Хупфер П. Динамические нагрузки в кривошипных прессах. «Кузнечно-штамповочное производство», 1988, №2, с. 28 – 31.
10. Трусковский В.И. Динамика кузнечно-прессовых машин. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998.-79с.
11. Свистунов В.Е., Фрол Е.В., Орлов В.Ф. Моделирование процессов разгона и торможения ведомых масс кривошипных прессов при

проектировании муфтовых систем включения. - Кузнечно-штамповочное производство, 1986, №10.

12. Сафонов А.В. Определение необходимого запаса энергии прессы на основе графика технологических нагрузок по ходу ползуна / Кузнечно-штамповочное производство. 1997. №10.

13. Ковалев В.В. О перегрузке открытых кривошипных прессов/В.В.Ковалев, В.С. Семенов, Н.И. Федоринин// Техника машиностроения. 2003. №2. С. 53-55.

14. Ковалев В.В. Безасбестовые фрикционные вкладыши для муфт и тормозов сухого трения кузнечно-прессовых машин/ В.В. Ковалев, П.В. Новосельцев, Г.П. Козлова, Н.Ю. Серова// Кузнечно-штамповочное производство. 1996. №8. С. 35-37.

15. Ковалев В.В. Испытание фрикционных накладок материала композиции ТИИР-251 на стенде СТМ-4// Теория и практика машиностроительного оборудования: Сб. тезисов докладов четвертой региональной межвузовской конференции. Воронеж; ВГТУ. 1999. Вып.4. С. 41-42.

16. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / В. И. Власов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 424 с.

17. Методические указания к проведению программ расчёта деталей кузнечно-прессового оборудования на микрокалькуляторах и ЭВМ / Сост. В. С. Запорожченко, Крышкин Б. Б., Позняков С. Н. – Кировоград: КИСХМ, 1987. – 60 с.

18. Stanzoder Umformautomat: Заявка 1867469 ЕПВ, МПК В 30 В 15/04 (2006.01), В30 В 15/00 (2006.01). Haulick + Roos GmbH, Siegel Andreas (Hoeger, Stellrecht & Partner Patentanwälte Uhlandstrasse 14 c 70182 Stuttgart): № 06012074.8; Заявл. 12.06.2006; Оpubл. 19.12.2007. Stanzautomat selbst erganzen. Blesh InForm. 2008, № 4, с. 87.

Додатки

