

УДК 621.98.04

В.Я. Мірзак, ст. викл., В. М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Моделювання показників міцності механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп» із застосуванням метода скінченних елементів

Розроблено теоретичні та практичні основи прогнозування показників міцності механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп» із застосуванням метода скінченних елементів. Отримані математичні моделі даних показників та на їх основі запропоновано і створено новий компенсатор, що здатний витримати номінальне зусилля преса.

механічний компенсатор, коефіцієнт запасу міцності, переміщення під навантаженням, відносна деформація, напруження текучості, математичні моделі, метод скінченних елементів

В.Я. Мирзак, ст. викл., В.М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Моделирование показателей прочности механического компенсатора погрешностей системы «пресс-штамп» с применением метода конечных элементов

Разработаны теоретические и практические основы прогнозирования показателей прочности механического компенсатора погрешностей системы «пресс-штамп» с применением метода конечных элементов. Получены математические модели данных показателей и на их основе предложен и создан новый компенсатор, который способен выдержать номинальное усилие преса.

механический компенсатор, коэффициент запаса прочности, перемещения под нагрузкой, относительная деформация, напряжения текучести, математические модели, метод конечных элементов

Актуальність. Експлуатаційні характеристики електротехнічних, радіотехнічних та електронних виробів із тонколистового матеріалу в великій мірі залежать від якості останніх, зокрема від точності штампування та величині задирки. Так, наприклад, похибки внутрішнього та зовнішнього діаметрів пластин магнітопроводів в електродвигунах приводять до нерівномірності повітряного зазору між статором та ротором, а наявність задирки та її нерівномірність розташування по контуру розділення приводить до погіршення електромагнітних характеристик набраного пакету. Тому виникає потреба в їх додатковій непродуктивній чистовій механічній обробки або застосуванні штампувальних операцій зачищення.

Загально відомо, що джерелом біля 60 % похибок, які впливають на втрату якості, є система «прес-штамп». Існує багато пристроїв компенсації похибок системи «прес-штамп», але їх ефективність при штампуванні деталей підвищеної точності (7-ий, 6-ий квалітети) є недостатньою. В роботі розвивається ідея про можливість використання механічних компенсаторів для суттєвого зменшення даних похибок.

Однак, існуючі механічні компенсатори, що встановлюються на прес замість підштампової плити, не забезпечують необхідні показники міцності їх основних (робочих) деталей. Внаслідок цього вони здатні витримати лише 60 – 80 % номінального зусилля преса. Останнє суттєво обмежує технологічні можливості пресів. Моделювання показників міцності механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп» дозволить отримати математичні моделі, які встановлюють їх зворотний

зв'язок з геометричними параметрами його елементів, тобто змінними факторами, від яких залежать дані показники. Це, в свою чергу, дозволить виявити оптимальні геометричні параметри, та створити новий механічний компенсатор, що здатний витримати номінальне зусилля преса. Такий компенсатор може ефективно використовуватися у виробництві для підвищення якості тонколистового розділового штампування, що підтверджує актуальність роботи.

Мета дослідження – прогнозування показників міцності та створення нового механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп», що здатний витримати номінальне зусилля преса.

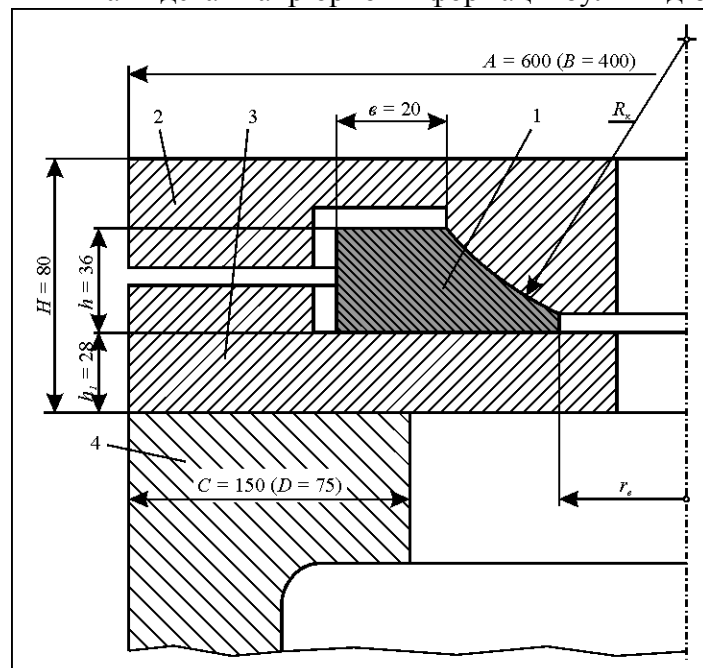
Поставлена мета реалізується шляхом вирішення наступних задач: аналіз механічного компенсатора як об'єкта дослідження; оптимізація виду механічного компенсатора; моделювання показників міцності механічного компенсатора; оптимізація геометричних параметрів та моделювання деформаційної картини механічного компенсатора.

Методика дослідження. Нижче наведено методику математичного моделювання показників міцності механічного компенсатора для кривошипного пресу моделі КД2126Г (номінальне зусилля 400 кН).

Попередньо проведені дослідження показали, що, за інших рівних умов, найбільш небезпечні показники міцності спостерігаються на підп'ятнику, як найбільш навантаженої деталі компенсатора, та його нижній плиті. Саме тому об'єктом дослідження роботи були такі показники міцності:

- для підп'ятника: коефіцієнт запасу міцності n (Y_1); переміщення під навантаженням Δz (Y_2), мм; відносна деформація δ , (Y_3); напруження текучості σ (Y_4), МПа;
- для нижньої плити: коефіцієнт запасу міцності n_n (Y_5); переміщення під навантаженням Δz_n (Y_6), мм; відносна деформація δ_n , (Y_7); напруження текучості σ_n (Y_8), МПа.

На підставі апріорної інформації були відібрані три фактори, які впливають на



1 – підп'ятник; 2 – верхня плита; 3 – нижня плита; 4 – стіл пресу

Рисунок 1 – Схема механічного компенсатора із сферичною увігнутою опорою ковзання та провальним опором

показники міцності підп'ятника і нижньої плити. До них відносяться наступні геометричні параметри підп'ятника (рис. 1):

- відносна площа в плані сферичної опори F_k/F_z (X_1) – відношення площі контактної кільцевої поверхні сферичної опори компенсатора в плані до площі контактної кільцевої поверхні сферичної опори гвинта шатуна в плані;
- радіус сфери компенсатора R_k (X_2), мм;
- внутрішній радіус сферичної опори в плані r_e (X_3), мм.

Значення факторів на основному, верхньому та нижньому рівнях, а також інтервали варіювання для

підп'ятника показано в табл. 1, а для нижньої плити – в табл. 2.

Інші параметри, що впливають на показники міцності деталей механічного компенсатора були зафіксовані на наступних постійних рівнях (див. рис. 1): товщина підп'ятника $h = 36$ мм; приріст зовнішнього радіуса підп'ятника $\varphi = 20$ мм; межа текучості матеріалу підп'ятника $[\sigma_m] = 355$ МПа; товщина нижньої плити $h_1 = 28$ мм; товщина компенсатора $H = 80$ мм; довжина компенсатора $A = 600$ мм; ширина компенсатора $B = 400$ мм; ширина опори стола пресу в напрямку довжини $C = 150$ мм; ширина опори стола пресу в напрямку ширини $D = 75$ мм.

Таблиця 1 – Матриця плану 2^3 дослідження показників міцності підп'ятника механічного компенсатора (серія 1)

Фактори				F_K/F_z	R_{Kz} мм	$r_{\phi z}$ мм	Показники міцності підп'ятника			
Основний рівень (X_{i0})				5,5	370	80	n	Δz , мм	δ	σ , МПа
Інтервали варіювання (ΔX_i)				1,5	30	30				
Верхній рівень ($x_i = +1$)				7	400	110				
Нижній рівень ($x_i = -1$)				4	340	50				
Код				x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	y_4
Номер досліду	1	Порядок реалізації	6	+	+	+	18,00	0,632	0,008	19,72
	2		2	-	+	+	15,82	0,783	0,009	22,36
	3		4	+	-	+	12,15	1,026	0,012	29,21
	4		7	-	-	+	15,02	0,962	0,010	23,64
	5		1	+	+	-	16,64	0,933	0,009	21,34
	6		8	-	+	-	8,49	2,900	0,017	41,80
	7		3	+	-	-	16,87	0,890	0,009	21,43
	8		5	-	-	-	8,26	2,810	0,018	42,98
Досліди у центрі плану		1	0	0	0	0	14,21	1,385	0,011	27,81
		2	0	0	0	0	13,80	1,380	0,012	28,72
		3	0	0	0	0	13,71	1,398	0,012	27,71
		4	0	0	0	0	12,51	1,411	0,013	28,20

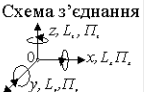
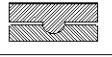
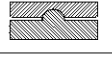
Таблиця 2 – Матриця плану 2^3 дослідження показників міцності нижньої плити механічного компенсатора (серія 2)

Фактори				F_K/F_z	R_{Kz} мм	$r_{\phi z}$ мм	Показники міцності нижньої плити			
Основний рівень (X_{i0})				5,5	370	80	n_n	Δz_n , мм	δ_n	σ_n , МПа
Інтервали варіювання (ΔX_i)				1,5	30	30				
Верхній рівень ($x_i = +1$)				7	400	110				
Нижній рівень ($x_i = -1$)				4	340	50				
Код				x_1	x_2	x_3	y_5	y_6	y_7	y_8
Номер досліду	1	Порядок реалізації	6	+	+	+	26,85	0,330	0,0050	13,22
	2		2	-	+	+	17,01	0,861	0,0090	20,87
	3		4	+	-	+	23,83	0,630	0,0060	14,90
	4		7	-	-	+	16,12	0,883	0,0090	22,02
	5		1	+	+	-	13,30	1,130	0,0110	26,69
	6		8	-	+	-	5,83	3,077	0,0250	60,86
	7		3	+	-	-	13,28	1,140	0,0110	26,20
	8		5	-	-	-	5,95	3,011	0,0250	59,68
Досліди у центрі плану		1	0	0	0	0	15,00	1,400	0,0115	30,55
		2	0	0	0	0	15,30	1,390	0,0135	31,10
		3	0	0	0	0	15,10	1,390	0,0135	30,45
		4	0	0	0	0	15,30	1,380	0,0135	30,15

Для моделювання деформаційної картини механічного компенсатора і розрахунку показників міцності підп'ятника та нижньої плити використовувався метод

скінчених елементів [1, 2], який реалізовувався з застосуванням розрахункового

Таблиця 3 – Характеристика з'єднання елементів механічних компенсаторів

Код	Схема з'єднання 	Характеристика з'єднання	Компенсація деформацій переміщення L_x, L_y, L_z та поворотів P_x, P_y, P_z					
			L_x	L_y	L_z	P_x	P_y	P_z
0		Плоска опора, нерухоме з'єднання	+	-	-	-	-	-
1		Плоска опора ковзання, рухоме з'єднання	+	+	+	-	-	+
2		Плоска опора кочення, рухоме з'єднання	+	+	+	-	-	+
3		Плоска опора з проміжним еластичним середовищем, рухоме з'єднання	+	+	+	- (+)	- (+)	+
4		Сферична вогнута опора ковзання, рухоме з'єднання	+	-	-	+	+	+
5		Сферична випукла опора ковзання, рухоме з'єднання	+	-	-	+	+	+
6		Сферична вогнута опора кочення, рухоме з'єднання	+	-	-	+	+	+
7		Сферична випукла опора кочення, рухоме з'єднання	+	-	-	+	+	+

модулю CosmosWorks САПР SolidWorks [3]. Методика моделювання передбачає: створення тривимірних твердотільних параметричних моделей компенсаторів з урахуванням умов їх навантаження та встановлення на пресі; визначення умов закріплення компенсаторів на столі преса; призначення умов навантаження; нанесення сітки скінчених елементів на тривимірні моделі; розрахунок напруження текучості, відносної деформації, переміщення та коефіцієнта запасу міцності деталей компенсатора; створення звіту дослідження деформаційної картини.

Розрахунок поліноміальних математичних моделей показників міцності деталей механічного

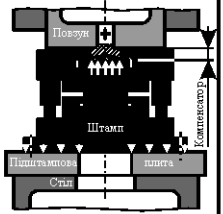
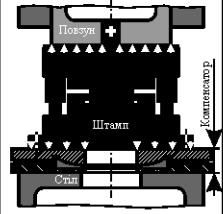
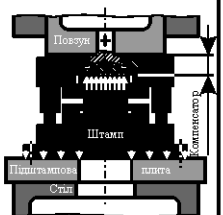
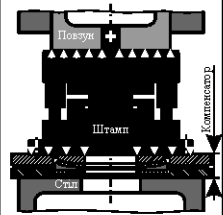
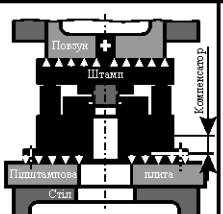
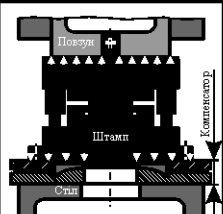
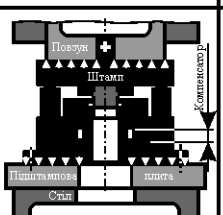
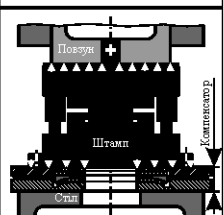
компенсатора здійснювали за методикою, що відома за роботами [4-6] з використанням пакету прикладних програм «Планування, регресія і аналіз моделей».

Результати дослідження.

На підставі системного аналізу елементів структури (табл. 3), запропоновано правило кодування та схеми основних механічних компенсаторів (табл. 4) похибок системи «прес-штамп». Показано, що із усіх компенсаторів найбільший науковий та практичний інтерес являє компенсатор № 5 зі сферичною увігнутою опорою ковзання, який є не тільки універсальним, але й, за інших рівних умов, має найменшу деформацію нижньої плити.

В результаті моделювання отримано математичні моделі показників міцності компенсатора зі сферичною увігнутою опорою ковзання та провальним отвором, які дозволяють керувати коефіцієнтом запасу міцності, переміщенням, відносною деформацією та напруженням текучості його елементів під

Таблиця 4 – Схеми механічних компенсаторів

№ гп	Схема	Код	№ гп	Схема	Код
1		0-5-(1-0)	5		(0-0)-4-1
2		0-7-(2-0)	6		(0-0)-6-2
3		(0-4-1-0)	7		(0-0)-1-5
4		(0-5-1-0)	8		(0-0)-2-7

технологічним навантаженням, і вказують шляхи оптимізації його геометричних параметрів.

Отримано математичну модель коефіцієнта запасу міцності підп'ятника n (1)

$$y_1 = 13,91 + 2,01x_1 + 0,83x_2 + 1,34x_3, \quad (1)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$; $x_2 = 0,0333(X_2 - 370)$; $x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

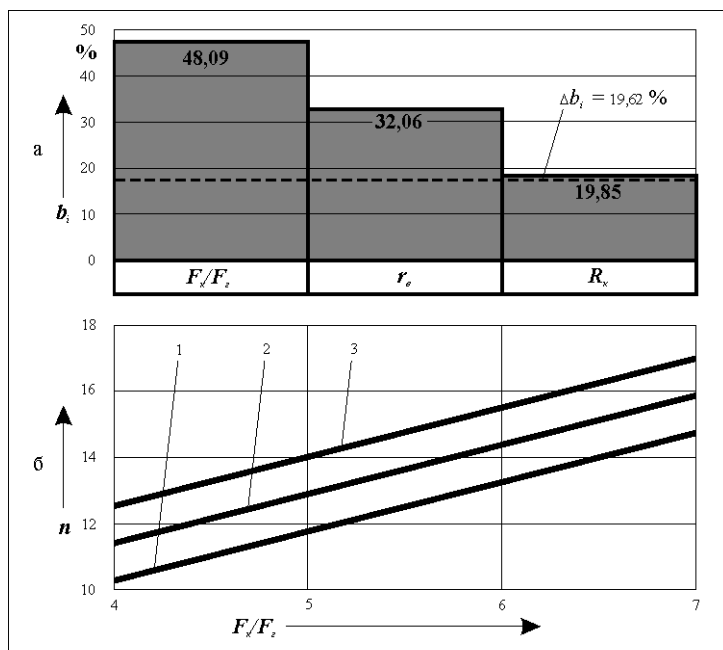


Рисунок 2 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність коефіцієнта запасу міцності підп'ятника n від F_k/F_z та r_e ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $r_e = 50$ мм; 2 - $r_e = 80$ мм; 3 - $r_e = 110$ мм

запасу міцності підп'ятника n змінювався у межах від 8,26 до 18,00, що цілком задовольняє вимоги щодо коефіцієнту запасу міцності компенсатору у цілому.

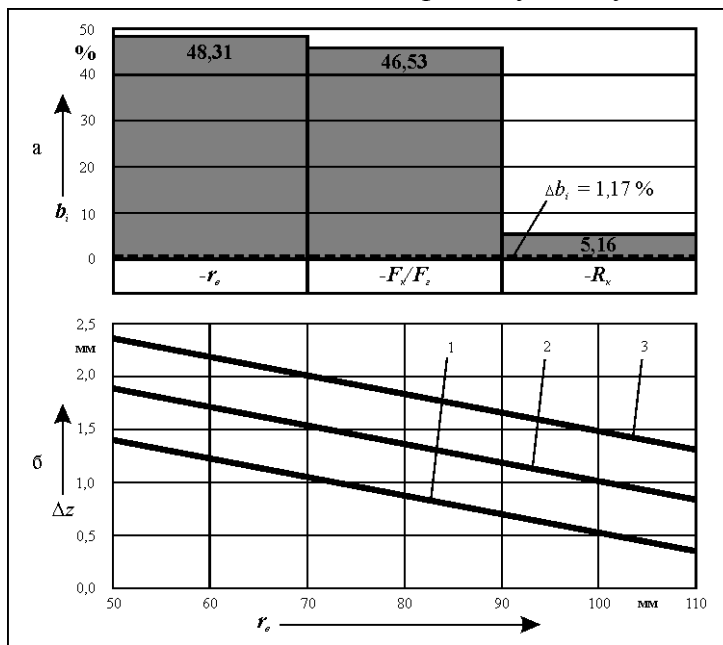


Рисунок 3 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність переміщення підп'ятника під навантаженням Δz від r_e та F_k/F_z ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $F_k/F_z = 7$; 2 - $F_k/F_z = 5,5$; 3 - $F_k/F_z = 4$

Встановлено (рис. 2), що на коефіцієнт запасу міцності підп'ятника найбільш впливає відносна площа в плані його сферичної опори F_k/F_z (ступінь впливу – 48,09 %), із підвищенням якої n збільшується. Отже, її слід розглядати як головний керуючий фактор. Спостерігається значний вплив (32,06 %) внутрішнього радіуса сферичної опори в плані r_e , причому із підвищенням r_e коефіцієнт запасу міцності підвищується, та значно менший, але істотний вплив (19,62 %), радіуса сфери компенсатора R_k : із підвищенням його коефіцієнт запасу міцності підвищується. В умовах експерименту коефіцієнт

Отримано математичну модель переміщення підп'ятника під навантаженням Δz (2)

$$y_2 = 1,367 - 0,497x_1 - 0,055x_2 - 0,516x_3, \quad (2)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$;

$x_2 = 0,0333(X_2 - 370)$;

$x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

Показано (рис. 3), що найбільш впливовим фактором (ступінь впливу – 48,31 %) на переміщення підп'ятника під навантаженням є внутрішній радіус його сферичної опори в

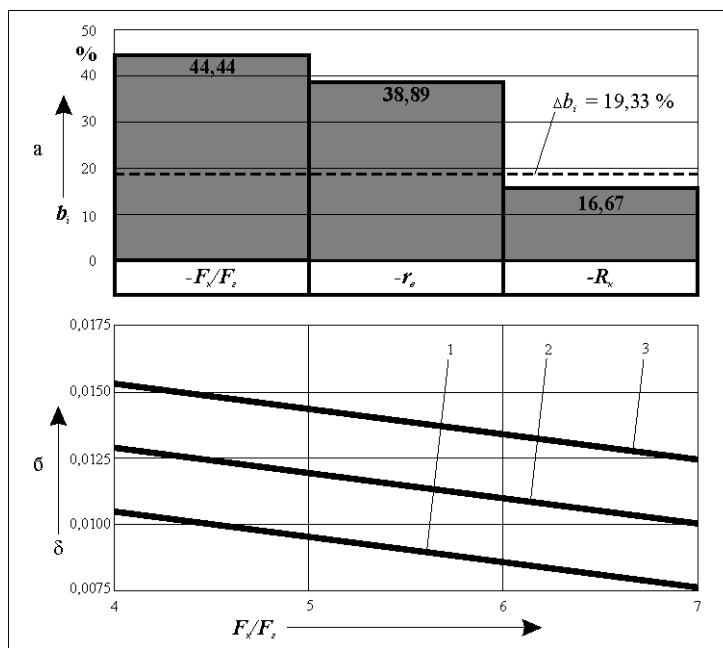


Рисунок 4 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність відносної деформації підп'ятника δ від F_k/F_z та r_e ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $r_e = 110$ мм; 2 - $r_e = 80$ мм; 3 - $r_e = 50$ мм

плані r_e , який є головним керуючим фактором. Виявлено, що із підвищенням r_e Δz зменшується. Також сильно впливає і відносна площа в плані його сферичної опори F_k/F_z (ступінь впливу – 46,53 %): із підвищенням F_k/F_z переміщення Δz зменшується. А радіус сфери компенсатора R_k мало впливає на переміщення підп'ятника під навантаженням (ступінь впливу – 5,16 %). В умовах експерименту переміщення підп'ятника під навантаженням Δz змінювалося у межах від 0,63 до 2,90 мм.

Отримано математичну модель відносну деформацію підп'ятника δ (3)

$$y_3 = 0,0115 - 0,002x_1 - 0,00175x_3, \quad (3)$$

$$\text{де } x_1 = 0,667(X_1 - 5,5); \quad x_3 = 0,0333(X_3 - 80).$$

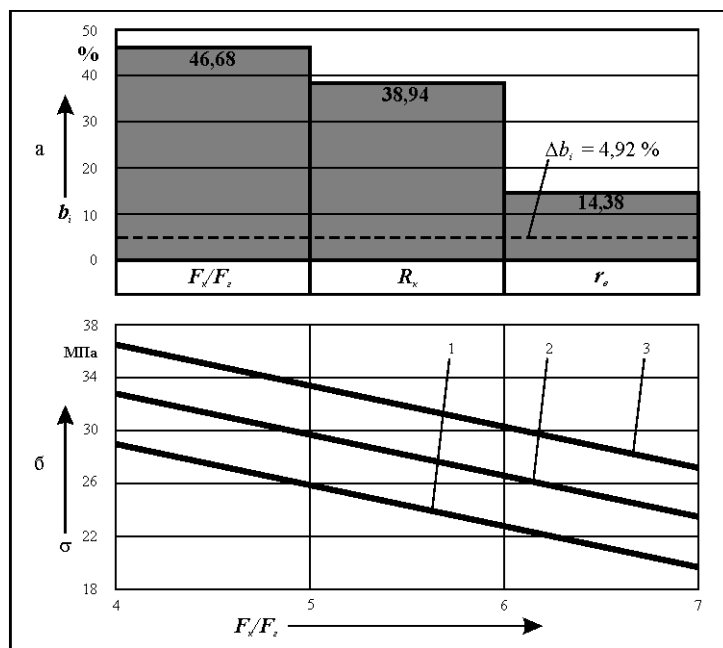


Рисунок 5 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність напруження текучості підп'ятника σ від F_k/F_z та r_e ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $r_e = 110$ мм; 2 - $r_e = 80$ мм; 3 - $r_e = 50$ мм

Встановлено (рис. 4), що на відносну деформацію підп'ятника впливають два фактори: відносна площа в плані його сферичної опори F_k/F_z (ступінь впливу – 44,44 %) і внутрішній радіус сферичної опори в плані r_e (ступінь впливу – 38,89 %). Із підвищенням даних факторів δ зменшується. Отже, відносну площу в плані сферичної опори підп'ятника F_k/F_z , як більш впливову, треба визнати головним керуючим фактором. В умовах експерименту відносна деформація підп'ятника δ змінювалася у межах від 0,008 до 0,018 мм, що цілком задовольняє вимогам щодо оптимальної експлуатації компенсатора.

Отримано математичну модель напруження текучості підп'ятника σ (4)

$$y_4 = 27,81 - 4,885x_1 - 1,505x_2 - 4,076x_3, \quad (4)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$; $x_2 = 0,0333(X_2 - 370)$; $x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

Показано (рис. 5), що на напруження текучості підп'ятника найбільш впливає відносна площа в плані його сферичної опори F_K/F_2 (ступінь впливу – 46,68 %), із підвищенням якої σ зменшується. Отже, відносну площу в плані сферичної опори підп'ятника треба розглядати як головний керуючий фактор. Спостерігається значний вплив (ступінь впливу – 38,94 %) внутрішнього радіусу сферичної опори в плані r_e , причому із підвищенням r_e напруження текучості зменшується, а радіус сфери компенсатора R_K , не значно впливає на напруження текучості підп'ятника (ступінь впливу – 14,4 %). В умовах експерименту напруження текучості підп'ятника σ змінювалося у межах від 19,72 до 42,98 МПа, що в 8...18 разів менше межі текучості матеріалу підп'ятника.

Отримано математичну модель коефіцієнта запасу міцності нижньої плити n_n (5)

$$y_5 = 15,27 + 4,04x_1 + 0,48x_2 + 5,68x_3, \quad (5)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$; $x_2 = 0,0333(X_2 - 370)$; $x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

Виявлено, що на коефіцієнт запасу міцності нижньої плити n_n найбільш впливає внутрішній радіус сферичної опори підп'ятника в плані r_e (ступінь впливу – 55,69 %), із підвищенням якої n_n збільшується. Отже, внутрішній радіус сферичної опори підп'ятника в плані r_e треба розглядати як головний керуючий фактор. Спостерігається суттєвий вплив (39,61 %) сферичної опори підп'ятника F_K/F_2 , причому із підвищенням F_K/F_2 коефіцієнт запасу міцності підвищується. Не значний вплив (4,70 %) оказує радіус сфери компенсатора R_K : із підвищенням його коефіцієнт запасу міцності підвищується. В умовах експерименту коефіцієнт запасу міцності нижньої плити n_n змінювався у межах від 5,83 до 26,85, що цілком задовольняє вимоги щодо коефіцієнту запасу міцності компенсатору у цілому.

Отримано математичну модель переміщення нижньої плити під навантаженням Δz_n (6)

$$y_6 = 1,383 - 0,5697x_1 - 0,0387x_2 - 0,7012x_3, \quad (6)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$; $x_2 = 0,0333(X_2 - 370)$; $x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

Встановлено, що переміщення нижньої плити під навантаженням, також, як і переміщення підп'ятника Δz , перш за все визначається внутрішнім радіусом сферичної опори підп'ятника в плані r_e (ступінь впливу – 53,55 %), який є головним керуючим фактором. Причому, із підвищенням r_e Δz_n зменшується. Аналогічно впливає відносна площа в плані сферичної опори підп'ятника F_K/F_2 (ступінь впливу – 43,51 %): із підвищенням F_K/F_2 переміщення зменшується. Виявлено незначний вплив радіусу сфери компенсатора R_K на переміщення (ступінь впливу – 2,96 %). В умовах експерименту переміщення нижньої плити під навантаженням Δz_n змінювалося у межах від 0,33 до 3,07 мм.

Отримано математичну модель відносної деформації нижньої плити δ_n (7)

$$y_7 = 0,0126 - 0,004375x_1 - 0,005375x_3, \quad (7)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$; $x_2 = 0,0333(X_2 - 370)$; $x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

Показано, що на відносну деформацію нижньої плити найбільш впливає радіус сфери підп'ятника R_k (ступінь впливу – 41,33 %). Із підвищенням його δ_n зменшується. Отже, радіус сфери підп'ятника R_k треба розглядати як головний керуючий фактор. Вплив внутрішнього радіусу сферичної опори в плані r_e на δ_n трохи менший, але суттєвий (ступінь впливу – 32,33 %). Із підвищення r_e відносна деформація нижньої плити δ_n зменшується. Встановлено, що відносна площа в плані сферичної опори підп'ятника F_k/F_z впливає на δ_n ще з меншою силою: її вплив не перевищує 26,34 %. В умовах експерименту відносна деформація нижньої плити δ_n змінювалася у межах від 0,005 до 0,025, що цілком задовольняє вимогам щодо оптимальної експлуатації компенсатора.

Отримано математичну модель *напруження текучості нижньої плити* σ_n (8)

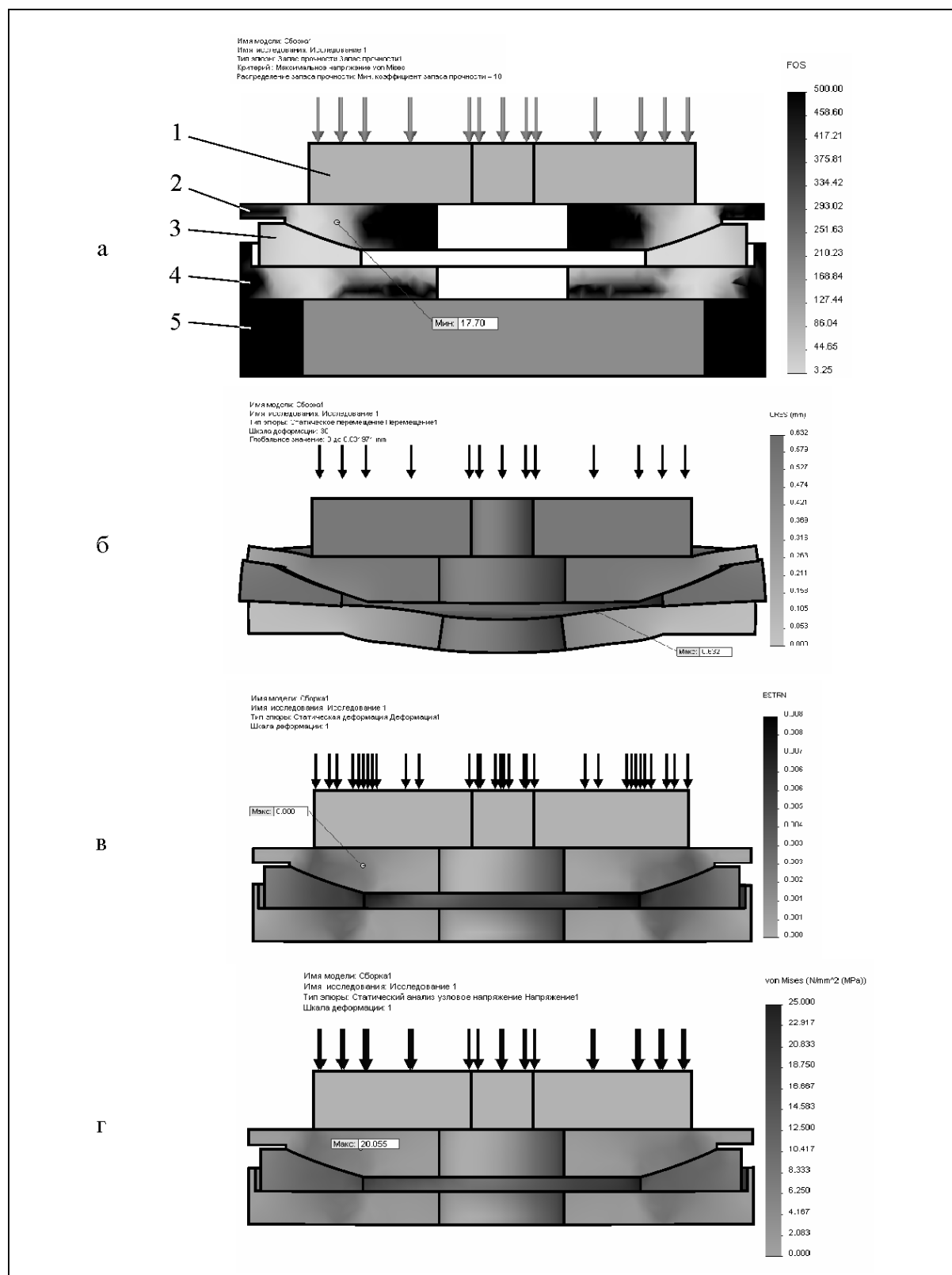
$$y_8 = 30,555 - 10,302x_1 - 12,802x_3, \quad (8)$$

де $x_1 = 0,667(X_1 - 5,5)$; $x_3 = 0,0333(X_3 - 80)$.

Виявлено, що найбільш впливає на напруження текучості нижньої плити внутрішній радіус сферичної опори в плані r_e (ступінь впливу – 55,06 %), із підвищенням якого σ_n зменшується. Отже, внутрішній радіус сферичної опори в плані підп'ятника r_e треба розглядати як головний керуючий фактор. Спостерігається значний вплив (ступінь впливу – 44,31 %) на σ_n відносно площі в плані сферичної опори підп'ятника F_k/F_z , причому із підвищенням F_k/F_z напруження текучості зменшується. В умовах експерименту напруження текучості нижньої плити σ_n змінювалося у межах від 13,22 до 60,86 МПа, що в 6...27 разів менше межі текучості матеріалу нижньої плити, що цілком задовольняє вимогам щодо оптимальної експлуатації компенсатора.

Отримані математичні моделі показників міцності механічного компенсатора зі сферичною увігнутою опорою ковзання та провальним отвором для кривошипного пресу моделі КД2126Г дозволили визначити наступні його оптимальні геометричні параметри: $F_k/F_z = (F_k/F_z)_{max} = 7$; $R_k = (R_k)_{max} = 400$ мм та $r_e = (r_e)_{max} = 110$ мм. Дані параметри забезпечують наступні найкращі показники міцності механічного компенсатора: $n = n_{max} = 18$; $\Delta z = \Delta z_{min} = 0,632$ мм; $\delta = \delta_{min} = 0,008$; $\sigma = \sigma_{min} = 19,72$ МПа, які підтверджуються епюрами моделювання напружено-деформованого стану механічного компенсатора (рис. 6) з візуалізацією деформаційної картини (збільшення $\times 15$) розподілу переміщення (рис. 6, б). Саме цей компенсатор використовувався для подальших експериментальних досліджень якості розділового тонколистового штампування.

Висновки. В результаті моделювання показників міцності механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп» із застосуванням метода скінченних елементів розроблено теоретичні та практичні основи їх прогнозування. Запропоновано та створено новий компенсатор з оптимальними геометричними параметрами, що здатний витримати номінальне зусилля преса. Отримані результати підтверджуються епюрами моделювання напружено-деформованого стану механічного компенсатора з візуалізацією деформаційної картини розподілу переміщення.



а – розподіл коефіцієнта запаса міцності n ; б – розподіл переміщення Δz : деформаційна картина (збільшено $\times 30$); в – розподіл відносної деформації δ ; г – розподіл напруження текучості σ ; 1 – нижня плита штампа; 2 – верхня плита компенсатора; 3 – підп'ятник; 4 – нижня плита підп'ятника; 5 – стіл преса

Рисунок 6 – Епюри моделювання напружено-деформаційного стану механічного компенсатора під навантаженням з оптимальними геометричними параметрами його елементів, що відповідають найкращим показникам міцності

Список літератури

1. Павленко І. В. Метод скінчених елементів в задачах опору матеріалів і лінійної теорії пружності: Навчальний посібник / Павленко І. В. – Суми: СумДУ, 2006. – 147с.
2. Образцов И. Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х. С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов: Учебное пособие для студентов авиац. спец. вузов / Образцов И. Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х. С. – М.: Высш. шк., 1985. – 392 с., ил.
3. Алямовский А. А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / Алямовский А. А. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с., ил.
4. Радченко С. Г. Математичне моделювання технологічних процесів в машинобудуванні. – К.: ЗАТ «Укрспецмонтажпроект», 1998. – 274 с.
5. Лапач С. Н., Губенко А. В., Бабич П. Н. Статистические методы в медико-биологических исследованиях с использованием Excel. – К.: МОРИОН, 2001. – 408 с.
6. Новик Ф. С., Арсов Я. Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.

Vladimir Mirzak, Viktor Bokov

Kirovohrad National Technical University

Modeling Indicators of Strength of Mechanic Compensator of Defects in the System “Press-punch” Using the Method of Final Elements

The objective of the work is to forecast the strength indicators and creation of a new compensator of defects of the system “press-punch” which can withstand nominal pressing force.

The work has the results of:

- systematic analysis of the elements of the structure of mechanic compensators;
- modeling the indicators of strength of mechanic compensator with spherical concave sleeve bearing using the method of final elements;
- modeling deformation pattern of the compensator under load.

Conclusion:

- theoretical and practical grounds for the forecasting the indicators of strength of mechanic compensator of defects in the system “press-punch” were worked out;
- a new mechanic compensator with optimal geometric parameters which is able to withstand the nominal pressing force was created and suggested. This compensator is used to increase quality of separating thin sheet-metal stamping.

механічний компенсатор, коефіцієнт запасу міцності, переміщення під навантаженням, відносна деформація, напруження текучості, математичні моделі, метод скінчених елементів

Одержано 19.05.14

УДК 621.9.011

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, А.М. Кириченко, доц., д-р техн. наук, А.Р. Апаракін, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Підвищення точності зубообробки шляхом розділення поверхонь, що взаємодіють з інструментом в процесі різання

У статті розглядаються процеси, що відбуваються у поверхневому шарі деталі при різанні та робиться спроба покращення умов різання при зубообробці.

Автори провели теоретичне обґрунтування проблеми виникнення поверхневих напружень в результаті деформації, які можуть істотно відобразитися на якості обробленої поверхні. Використовуючи теорію опору матеріалів було отримано різницю в діючих напруженнях на обробленій поверхні при різних схемах різання. Отримані результати експериментальних досліджень показують кращу якість обробленої поверхні при розташуванні ріжучої кромки інструменту по нормалі до оброблюваної поверхні, яка має функційні властивості.

У результаті проведеного дослідження автори прийшли до висновку про необхідність створення методу зубообробки, при якому функційна поверхня буде суміщена з дотичною поверхнею різання.

зубообробка, поверхні різання, поверхневі напруження

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, А.Н. Кириченко, доц., д-р техн. наук, А.Р. Апаракин, асп.

Кировоградский национальный технический университет

Повышение точности зубообработки путем разделения поверхностей, взаимодействующих с инструментом в процессе резания

В статье рассматриваются процессы, происходящие в поверхностном слое детали при резании и делается попытка улучшения условий резания при зубообработке.

Авторы провели теоретическое обоснование проблемы возникновения поверхностных напряжений в результате деформации, которые могут существенно отразиться на качестве обработанной поверхности. Используя теорию сопротивления материалов, было получено разницу в действующих напряжениях на обработанной поверхности при различных схемах резания. Полученные результаты экспериментальных исследований показывают лучшее качество обработанной поверхности при расположении режущей кромки инструмента по нормали к обрабатываемой поверхности, которая имеет функциональные свойства.

В результате проведенного исследования авторы пришли к выводу о необходимости создания метода зубообработки, при котором функциональная поверхность будет совмещена с касательной поверхностью резания.

зубообработка, поверхности резания, поверхностные напряжения

Існуючі роботи по теорії процесу різання не дають чіткого визначення поверхонь по відношенню діючих на них сил різання. В роботі [1] має місце поняття поверхні різання і обробленої поверхні для випадку поздовжнього точіння прохідним різцем, проте якщо розглядати підрізання торцевої поверхні, там є дві оброблювані поверхні і тільки одна з них збігається з поверхнею різання.

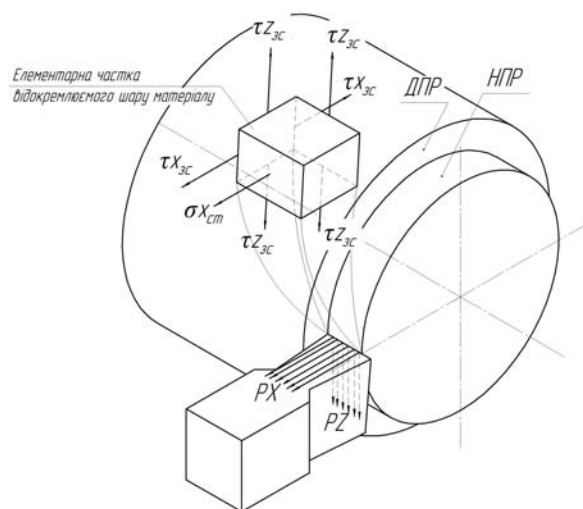
Для більш чіткого визначення поверхонь які виникають в процесі різання доцільно прийняти ряд умовних припущень:

1) всі поверхні які взаємодіють з різальним інструментом приймають умовну назву поверхні різання (ПР);

© М.М. Підгаєцький, А.М. Кириченко, А.Р. Апаракін, 2014

- 2) поверхні різання умовно поділяються в залежності від дії на них сил різання;
- 3) поверхні різання на які діють нормальні сили різання приймають назву нормальні поверхні різання (НПР);
- 4) поверхні різання, на які діють дотичні сили різання, приймають назву дотичні поверхні різання (ДПР);
- 5) поверхні різання після закінчення їх взаємодії з різальним інструментом можуть поділятися на функційні та вільні. Функційні, це ті, які взаємодіють з іншими поверхнями при функціонуванні, а вільні – які не взаємодіють;
- 6) напруження які виникають на ПР визначаються по відомим формулам теорії опору матеріалів [2].

Для прикладу розглянемо обробку на токарному верстаті підрізним різцем (рис.1).



P_X, P_Z – сили різання; τ_{Zc} – дотичне напруження зрізу; σ_{Xct} – нормальне напруження стиснення

Рисунок 1 – Дія сил та виникаючі напруження при обробці

Інтенсивні навантаження, розповсюджені повздовж головної різальної кромки від дії сил P_X і P_Z , викликають виникнення на НПР та ДПР складного напруженого стану.

При цьому на НПР складний напружений стан утворюється внаслідок виникнення нормальних напружень стискання σ_{Xct} від сили P_X та дотичних напружень зсуву (зрізу) τ_{Zc} від дії сил P_Z .

Для умов складного напруженого стану на НПР загальні напруження визначають по формулі [2]:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{Xct}^2 + 4\tau_{Zc}^2}. \quad (1)$$

Одночасно на ДПР виникають дотичні напруження від дії сил P_X P_Z :

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_{Zc}^2 + \tau_{Xc}^2}. \quad (2)$$

Для визначення відносної різниці в напруженнях які виникають на НПР та ДПР достатньо в формули (1) та (2) підставити значення граничних напружень σ_{ct} та τ_{zc} для будь-якого матеріалу.

Наприклад, для конструкційної сталі 40Х ГОСТ4543:

$$[\sigma_{ct}] = 300 \text{ МПа};$$

$$[\tau_{zc}] = 120 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{300^2 + 4 \times 120^2} = 384.187 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{120^2 + 120^2} = 169.706 \text{ МПа}.$$

Таким чином, відносна різниця в напруженнях на НПР та ДПР досягає 2,25 разів.

Відповідно до виникаючих напружень на НПР в результаті деформації, відповідний поверхневий шар металу зміцнюється, змінюється його структура та властивості, виникає наклеп, що в свою чергу може помітно відобразитися на якості обробленої поверхні, чистоті, здатності до подальшої обробки, а особливо, термічної обробки.

Якщо НПР суміщена з функційною поверхнею то напруження які на ній виникають сприяють пластичним та пружним деформаціям внаслідок яких функційна поверхня може мати відхилення від геометричної форми.

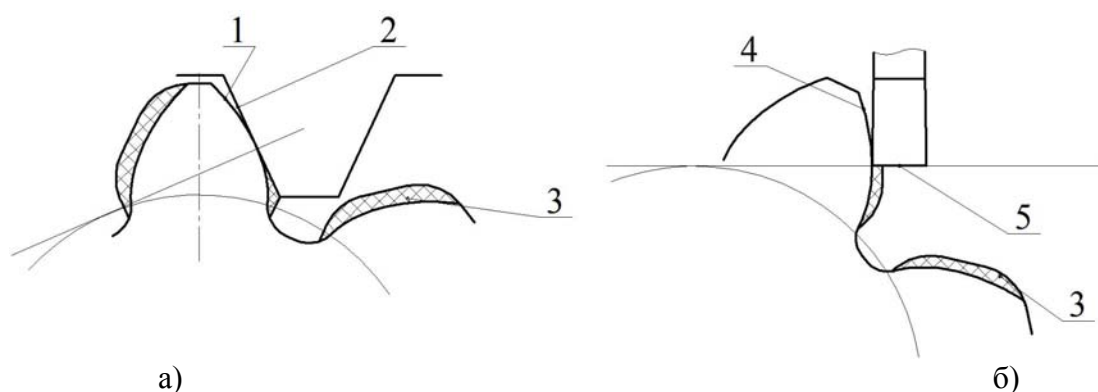
Крім того, при послідовній термічній обробці, внаслідок нагріву, напруження знімаються, що супроводжується значним спотворенням геометричної форми функційної поверхні.

Наприклад, відомі факти про зміну геометричної точності функційної поверхні на 2...3 квалітети точності зняттям напружень при термічній обробці.

Таким чином, можна зробити висновок про необхідність відокремлення НПР та функційної поверхні і при можливості, суміщення функційної поверхні з ДПР.

Як відомо, обробка евольвентної поверхні деталей типу шестерня методами черв'ячного зубофрезерування та зубодовбання дисковими довбачами ведеться при великих силах різання. Ріжуча кромка інструменту при цьому дотична до евольвентної поверхні, яка являється НПР, що викликає дотичні та нормальні напруження на обробленій поверхні та наклеп. При подальшій термообробці шестерен має місце відпуск напружень та значне погіршення якості евольвентної поверхні.

Враховуючи написане вище, доцільно створити спосіб обробки евольвентних поверхонь зубців шестерен, при якому функційна поверхня буде суміщена з ДПР, що виключить нормальні напруження в поверхневому шарі. Схема можливої реалізації способу представлена на рис.2.



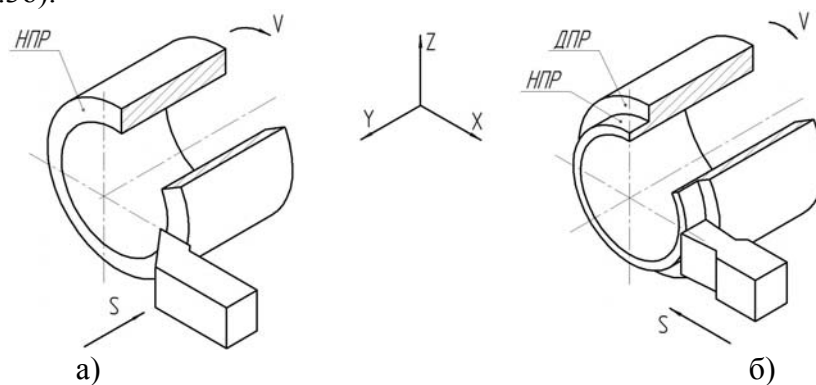
1 – функційна на евольвентна поверхня яка суміщена з НПР; 2 – контур головної різальної кромки інструмента який взаємодіє з НПР; 3 – припуск; 4 – функційна на евольвентна поверхня яка суміщена з ДПР; 5 – контур головної різальної кромки інструмента який взаємодіє з НПР

а) схема обробки при взаємодії ГРК з функційною поверхнею; б) схема обробки при відокремленні функційної поверхні від взаємодії з ГРК

Рисунок 2 – Схеми зубообробки

Обробка евольвентної поверхні здійснюється інструментом, ріжуча кромка якого переміщується повздовж оброблюємої поверхні по еквідістантному контуру. Головна ріжуча кромка інструменту розташована по нормалі до оброблюємої поверхні, тому відбувається розділення обробленої поверхні та поверхні різання.

Для перевірки теорії було проведено експеримент. На токарному верстаті 16К20 послідовно велась обробка заготовки спочатку різцем, ГРК якого дотична до оброблюємої поверхні (рис.3а), а потім різцем, ГРК якого нормальна до оброблюємої поверхні (рис.3б).



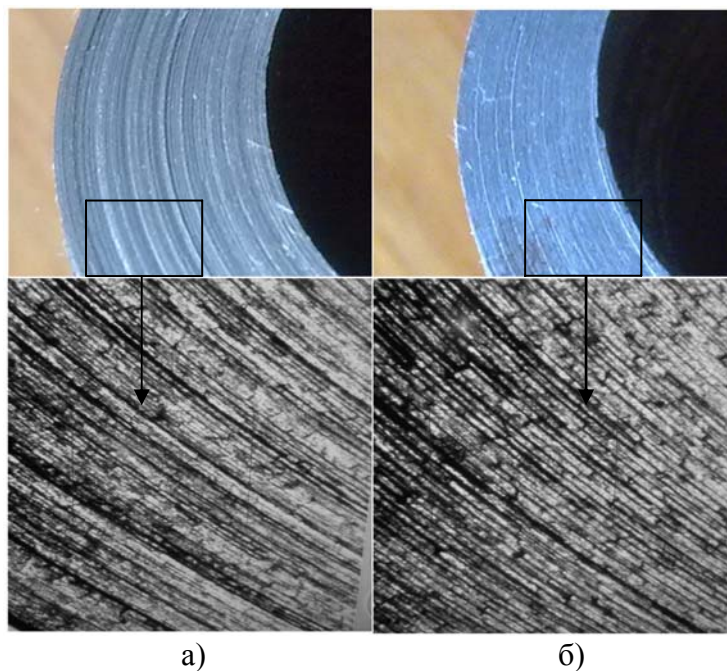
V – головний рух різання; S – подача

а) схема різання при дотичній ГРК різця до оброблюємої поверхні; б) схема різання при нормальній ГРК різця до оброблюємої поверхні

Рисунок 3 – Схеми обробки експериментального зразка

В якості заготовки використовувалася труба зі сталі 45 ГОСТ 4543-71. Інструменти - прохідний та підрізний різці з ріжучою частиною Т15К6. Режими різання: $n = 630 \text{ хв}^{-1}$; $S = 0,1 \text{ мм/об}$.

Оброблені за різними схемами різання поверхні представлені на рис.4.



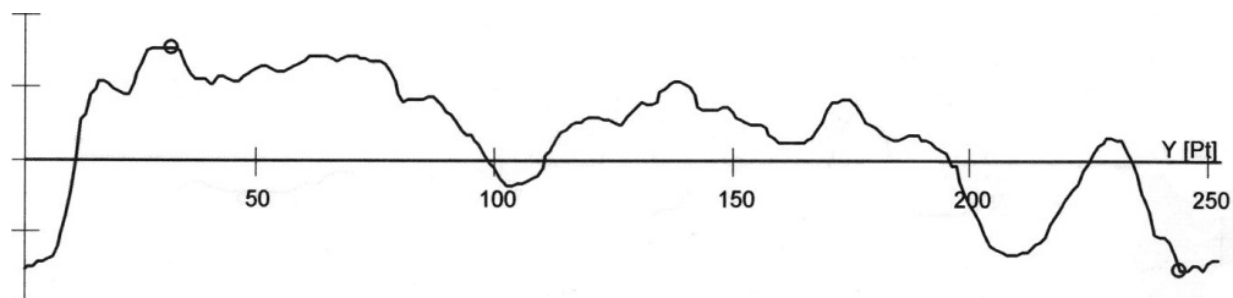
а) поверхня, оброблена дотичною ріжучою кромкою інструменту; б) поверхня, оброблена ріжучою кромкою інструменту розташованою по нормалі

Рисунок 4 – Поверхні обробленого експериментального зразка

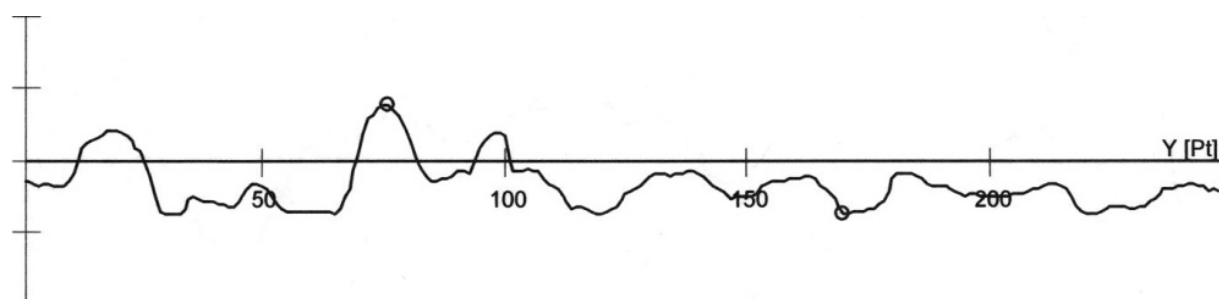
При дослідженні отриманих поверхонь на мікроскопі було виявлено, що поверхня, оброблена дотичною ріжучою кромкою інструменту має значні макронерівності, хвилястість, шорсткість R_a 3,6 мкм. Поверхня, оброблена ріжучою кромкою інструменту розташованою по нормалі має організовану та стабільну структуру нерівностей, шорсткість R_a 1,25 мкм, не має значних перепадів.

За допомогою координатно-виміральної машини Carl-Zeiss Contura G2 було виміряно непрямоїнійність оброблених різними методами поверхонь.

Результати у вигляді кривих представлено на рис.5.



а)



б)

а) поверхня, оброблена дотичною ріжучою кромкою інструменту;

б) поверхня, оброблена ріжучою кромкою інструменту розташованою по нормалі

Рисунок 5 – Результати виміру непрямоїнійності

Непрямоїнійність поверхні, обробленої дотичною ріжучою кромкою інструменту становить 0,0622 мм, в той час як непрямоїнійність поверхні, обробленої ріжучою кромкою інструменту розташованою по нормалі – 0,0306 мм.

Глибина наклепаного шару визначалась наступним шляхом. Знімалась рентгенограма з наклепаного зразка, потім з цього ж зразка послідовно знімалися невеликі шари шляхом травлення в реактиві; після кожного травлення замірявся знятий шар та знімалась нова рентгенограма. Цей процес тривав до тих пір, поки на рентгенограмі не виходив явний дублет, котрий і показував, що наклеп повністю знято. Рентгенограми знімалися по методу Закса на Co випроміненні.

Усі вхідні та вихідні параметри обробки зведено у табл.1.

Таблиця 1 – Вхідні та вихідні дані обробки

Параметри обробки							
Вхідні				Вихідні			
Назва	Позначення	Одиниця виміру	Чисельне значення	Назва	Позначення	Одиниця виміру	Чисельне значення
1. Обробка дотичною ріжучою кромкою інструменту							
Частота обертів шпінделя	n	об/хв	630	Шорсткість	Ra	мкм	3,6
Подача	S	мм/об	0,1	Непрямолінійність	–	мм	0,0622
Глибина різання	t	мм	4	Глибина наклепу	h	мкм	30
2. Обробка ріжучою кромкою інструменту розташованою по нормалі							
Частота обертів шпінделя	n	об/хв	630	Шорсткість	Ra	мкм	1,25
Подача	S	мм/об	0,1	Непрямолінійність	–	мм	0,0306
Глибина різання	t	мм	4	Глибина наклепу	h	мкм	6

Висновки:

– використовуючи теорію опору матеріалів було виявлено різницю у діючих напруженнях на оброблених поверхнях при різних схемах різання. Відносна різниця в напруженнях на НІР та ДІР може сягати 2,25 разів;

– результати експериментальних досліджень в умовах моделювання процесу показують кращу якість обробленої поверхні при розташуванні ріжучої кромки інструменту по нормалі до оброблюваної поверхні з функційними властивостями;

– можна зробити припущення, що спосіб обробки евольвентних поверхонь зубців шестерен, при якому функційна поверхня буде суміщена з ДІР, вилучить утворення нормальних напружень в поверхневому шарі деталі і забезпечить більшу точність обробки;

Список літератури

1. Вульф А.М. Резание металлов Изд. 2-е / Вульф А.М. - Л. : «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1973. - 496 с.
2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Беляев Н.М. – Москва : Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976. – 608 с.
3. Клушин М.И. Резание металлов / Клушин М.И. - Москва : МАШГИЗ, 1958. – 480 с.
4. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов / Бобров В.Ф. – Москва : Машиностроение, 1975. – 344 с.
5. Грановский Г.И. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. / В.Г. Грановский, Г.И. Грановский. – Москва : Высш. шк., 1985. – 304 с.

Mikhail Podgaetskiy, Anton Aparakin, Andrei Kirichenko

Kirovograd national technical university

Improving the accuracy of gear cutting by separating surfaces that interact with the tool during the cutting process

The article is devoted to the problem of increasing the accuracy of involute cylindrical gears. The authors conducted a theoretical justification to a problem of the origin of surface stresses in case of the deformation, which in turn can significantly effect on the quality of the machined surface, ability to further processing (especially, thermal processing), geometrical deviations.

It is established that the existing methods of processing involute cylindrical gears (gear hobbing and gear shaping) are performed at high cutting forces. The cutting edge of the tool is tangent to the involute surface that is normal cutting surface, causing shear and normal stresses on the treated surface and slander. With further heat treatment of gears take place a vacation of stress and significant quality deterioration of the involute surface.

Using the theory of strength of materials the difference in operating stresses on the machined surface at different cutting schemes was obtained.

The results of experimental studies in terms of process modeling indicate better quality of the machined surface at the location of the cutting edge of the tool normal to the workpiece, which has functionality properties.

As a result, the authors concluded the need for a method of gear cutting, in which the functional surface is aligned with the tangent of the cut surface, that removes the formation of normal stresses in the surface layer, and provide greater accuracy of processing.

gear cutting, the cut surface, the surface tension

Одержано 10.04.14

УДК 62-932.4

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук, Є.О. Размочаєва, Я.О. Потеряйко, магістранти

Кіровоградський національний технічний університет

Модельовання кінематичного та температурного станів вузлів кривошипних машин за допомогою програмного комплексу DEFORM

У статті описано методику проведення математичного моделювання кінематичного та температурного станів триботехнологічної системи «вал-мастило-підшипник» кривошипно-колінчастого пресу К0032 за допомогою програмного комплексу DEFORM 3D

моделювання, візуалізація, зусилля, швидкості, видавлювання, переміщення, температура

Б.Б. Крышкин, доц., канд. техн. наук, Е.А. Размочаева, Я. А. Потеряйко, магистранты

Кировоградский национальный технический университет

Моделирование кинематического и температурного состояний узлов кривошипных машин з помощью программного комплекса DEFORM

В статье описана методика математического моделирования кинематического и температурного состояний триботехнологической системы «вал-смазка-подшипник» кривошипно-коленного пресса К0032 с использованием программного комплекса DEFORM 3D

моделирование, визуализация, усилия, скорости, выдавливание, перемещения, температура

© Б.Б. Кришкін, Є.О. Размочаєва, Я.О. Потеряйко, 2014

Підвищення якості виробництва вітчизняної техніки невід'ємно пов'язано із застосуванням точних металообробних машин і технологій їх конструювання. Для цілей моделювання та візуалізації складних процесів металообробки широко використовується програмний комплекс (ПК) DEFORM компанії SFTC (США). Більш широке впровадження цього ПК стримує те, що він не розроблявся для потреб машинознавства, зокрема, для оптимізації системних параметрів обладнання. В даній статті викладені деякі результати дослідження щодо потенційної можливості використання ПК DEFORM для моделювання кінематичного та температурного полів в системі «вал-підшипник ковзання» кривошипно-колінчастого пресу K0032.

Для аналогії було обрано режим «cold forming» (температура в вищезазначеній системі передбачається нижчою за температуру структурних перетворень для матеріалів вала, мастила і підшипника), в якості прототипу модельованої системи була прийнята така, де роль «верхньої матриці» (top die) виконував вал пресу, роль «нижньої матриці» (bottom die) – підшипник, а роль «заготовки» (workpiece) – технологічне мастило. Можливості програми дозволяють ввести до розгляду новий матеріал («create new material»). В якості такого матеріалу для умовної «заготовки» було вирішено використати масло «Індустріальне 40».

В режимі «user routine» були визначені залежності впливу температури та тиску у технологічному зазорі між підшипником та валом на фізико-механічні властивості масла «Індустріальне 40». Безпосередньо моделювання було вирішено поділити на три етапи:

1. Моделювання умов швидкості руху мастила у зазорі між підшипником та валом.
2. Моделювання умов переміщення мастила у зазорі між підшипником та валом.
3. Моделювання температурного поля у зазорі між підшипником та валом.

Процес моделювання реалізовано за 200 умовних кроків, при цьому тривалість кожного кроку було визначено в залежності від швидкості обертання головного валу пресу (для пресу K0032 це становить 0,025с). На початковому кроці моделювання поле швидкостей переміщення технологічного мастила було прийнято рівномірним (рис.1).

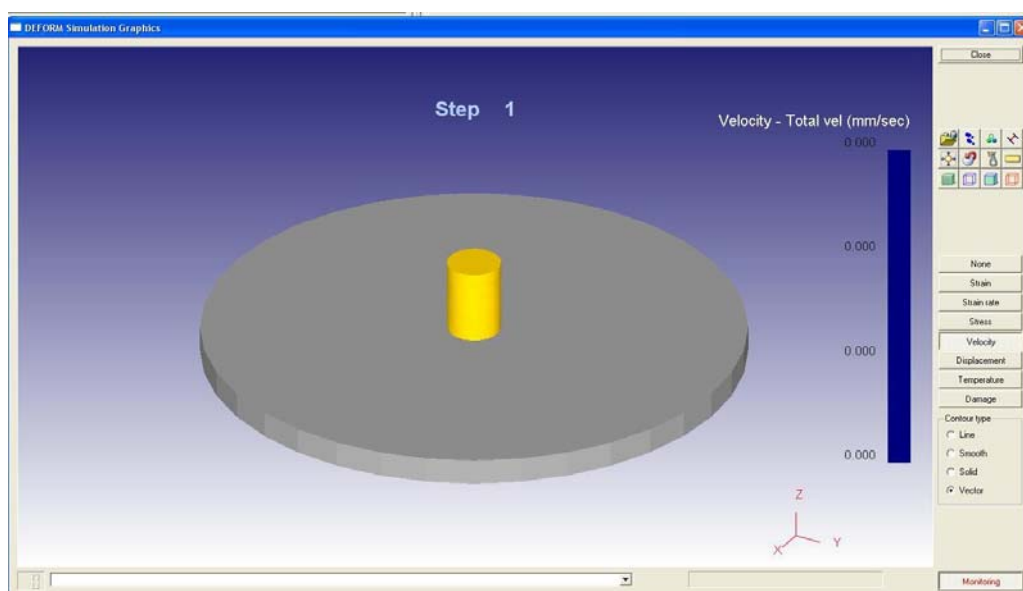


Рисунок 1 – Початковий вигляд математичної моделі

Вже починаючи з 10 кроку починає формуватися небезпечна зона на поверхні головного валу, яка потенційно схильна до руйнування у випадку перевищення навантажень. Остаточно сформована зона локалізується над опірною частиною підшипника (див. рис. 2). Це відповідає ймовірному порушенню початкових умов функціонування триботехнічної системи (наприклад, при незадовільній подачі мастила у зазор між валом та підшипником), внаслідок чого та частина валу, що опирається на підшипник, буде піддаватися більшій небезпеці руйнування.

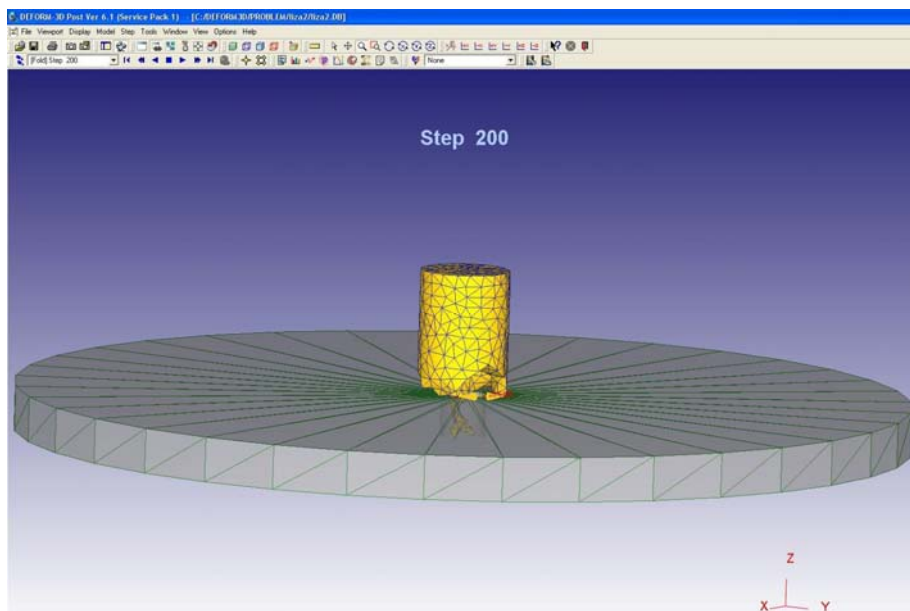


Рисунок 2 – Зона потенційно небезпечних ділянок кривошипного валу

Характерно, що вже після 30 кроку (тобто, через 0,075 с від початку робочого ходу) поле швидкостей технологічного мастила в зазорі між валом та підшипником стає дуже нерівномірним, що свідчить про зміну режиму руху мастила у зазорі: замість початкового ламінарного він переходить у турбулентний (рис.3).

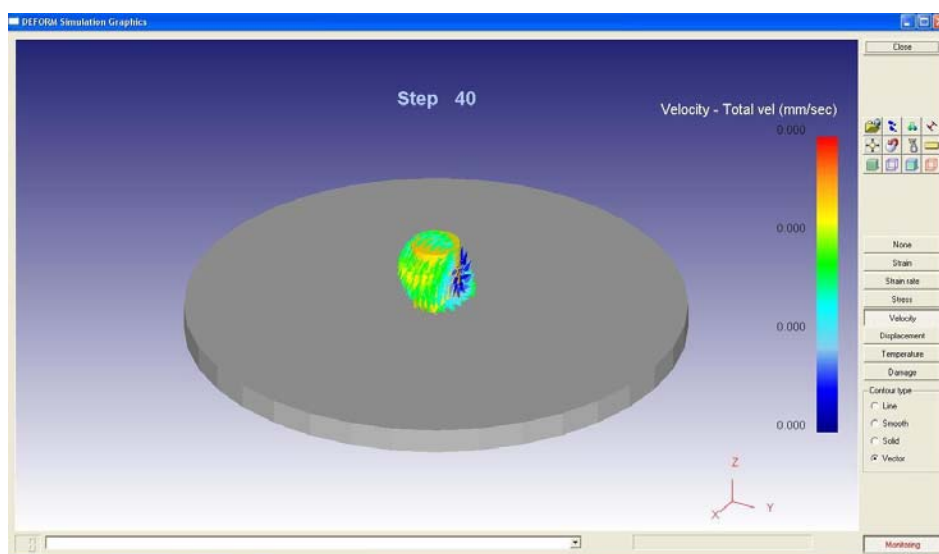


Рисунок 3 – Поле швидкостей переміщення технологічного мастила

Далі за допомогою методу граничних елементів були побудовані гістограми розподілу напружень у головному валу, які довели, що небезпека його руйнування може бути пов'язана з різким зростанням напружень в кінці робочого та на початку зворотнього ходу повзуну пресу. Саме в цей момент різко зростають енерговитрати у системі, які до того ж супроводжуються зміною знаку напружень (див. рис. 4).

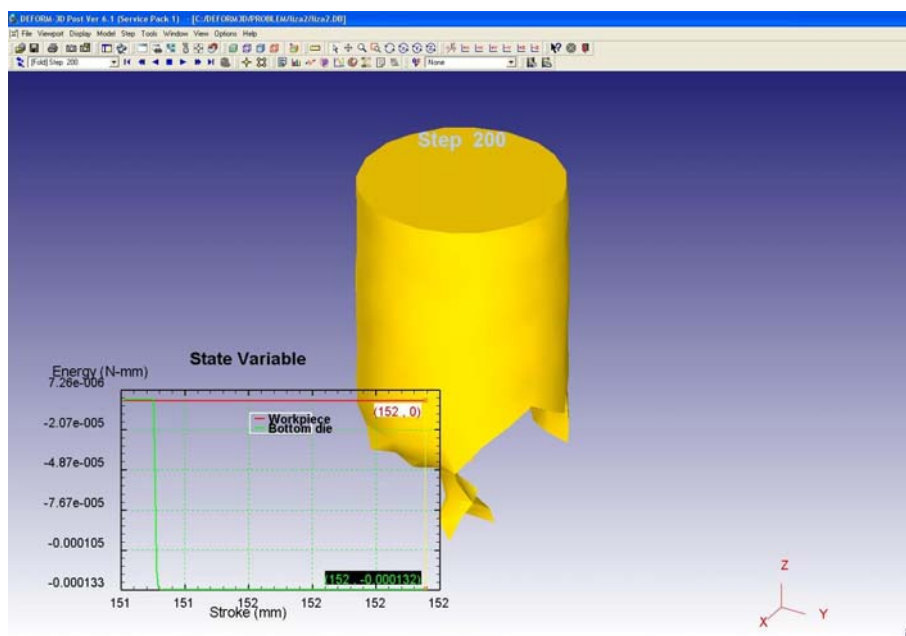


Рисунок 4 – Гістограма енерговитрат в досліджуваній системі

При моделюванні умов переміщення мастила у зазорі між підшипником та валом відповідне поле переміщень також було прийнято рівномірним. Втім, вже, починаючи з 10 кроку моделювання спостерігали появу небезпечної зони на поверхні валу. Наявність зазначеної зони свідчить про значну нерівномірність переміщень частинок мастила у технологічному зазорі, що потенційно може призвести до накопичення частинок зношування і, як наслідок – до прискореного абразивно-корозійного зношування валу. Починаючи з 40 кроку (приблизно через 0,1 с після початку робочого ходу повзуну) ця нерівномірність поступово збільшується, причому переміщення мастила в умовно «верхній» частині валу (там, де зазор між валом та підшипником більший) значно менше, ніж у «нижній» частині (див. рис. 5). Різко зростає явище турбулентності потоків переміщення мастила у зазорі між підшипником та валом. Зменшення нерівномірності поля переміщень спостерігається тільки в кінці робочого ходу, що пояснюється зменшенням швидкості повзуну під час виконання технологічної операції. При цьому зазори вибираються, а шляхи переміщення мастила у «верхній» та «нижній»* частинах валу вирівнюються (див. рис. 6).

Окремо були визначені очікувані енерговитрати в системі «вал-мастило-підшипник», обумовлені вищезазначеними причинами. Закон розподілу зусиль на головний вал пресу при цьому задавали відповідно до графіку основної технологічної операції, яка виконується на пресі (зворотнє видавлювання суцільної заготовки).

* «верхньою» частиною умовно вважали ту частину поверхні валу, яка у даний момент часу не опирається на підшипник; відповідно, «нижня» частина – та частина валу, яка прилягає до відповідної поверхні підшипника

Результати моделювання показали наявність значного коливання енергії за робочий цикл (див. рис. 7), причому така нерівномірність має піковий характер, і відповідає моменту початку другої стадії процесу зворотнього видавлювання, коли розпочинається усталене переміщення деформованого металу у зазор між пуансоном та матрицею.

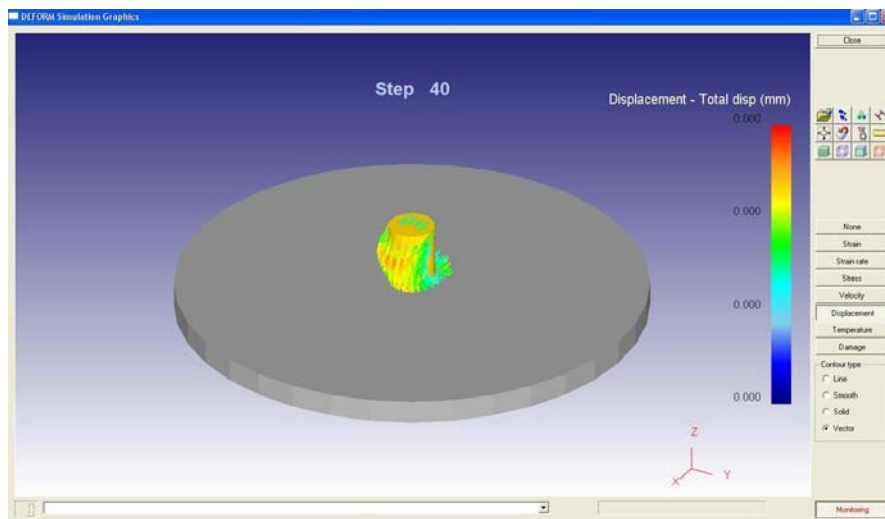


Рисунок 5 – Поле переміщень технологічного мастила у зазорі на початку обертання валу

Як видно з рисунка 7, в процесі роботи пресу змінюються не тільки значення плинної витрати роботи деформування, але й її знак, тобто в ході видавлювання пружні деформації в системі «прес-штамп» обумовлюють появу значних коливань енерговитрат, що може стати однією з причин зменшення запасу на втомлюваність найбільш навантажених деталей пресу (в першу чергу – опор підшипників). Таким чином, традиційний погляд на незмінність енергетичних витрат впродовж робочого ходу повзунів пресів із змінними кінематичними характеристиками (в першу чергу, із кривошипно-повзунними та кривошипно-колінчастими головними виконавчими механізмами) потребує відповідного перегляду.

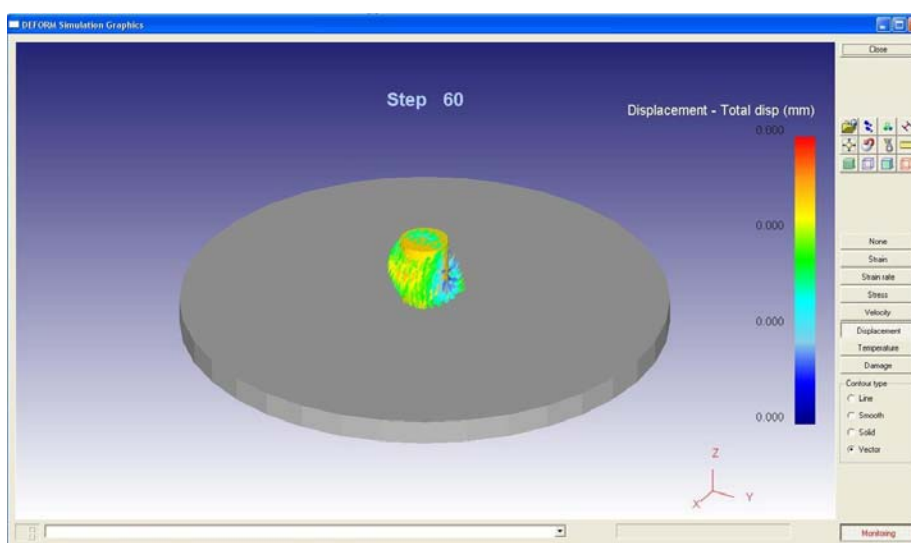


Рисунок 6 – Поле переміщень технологічного мастила у зазорі в усталеній фазі обертання валу

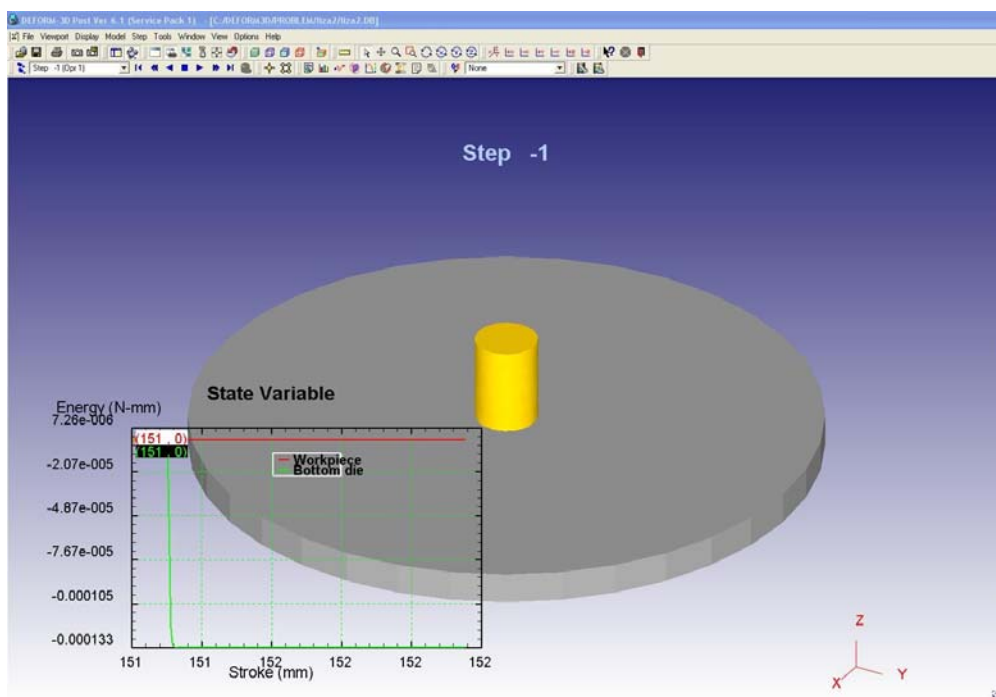


Рисунок 7 – Гістограма енергетичних витрат в системі «вал-мастило-підшипник»

Для візуалізації температурного стану технологічного мастила та контактних поверхонь за допомогою ПК DEFORM попередньо поле температур (див. рис. 8) було задано рівномірним (в межах 60°C ; дані були отримані розрахунком). Результати моделювання показали, однак, що це припущення – хибне, а фактичне температурне поле є дуже нерівномірним. При моделюванні температурного поля були враховані теплофізичні характеристики всіх складових системи «вал-мастило-підшипник», а також їх зміни в процесі робочого ходу валу.

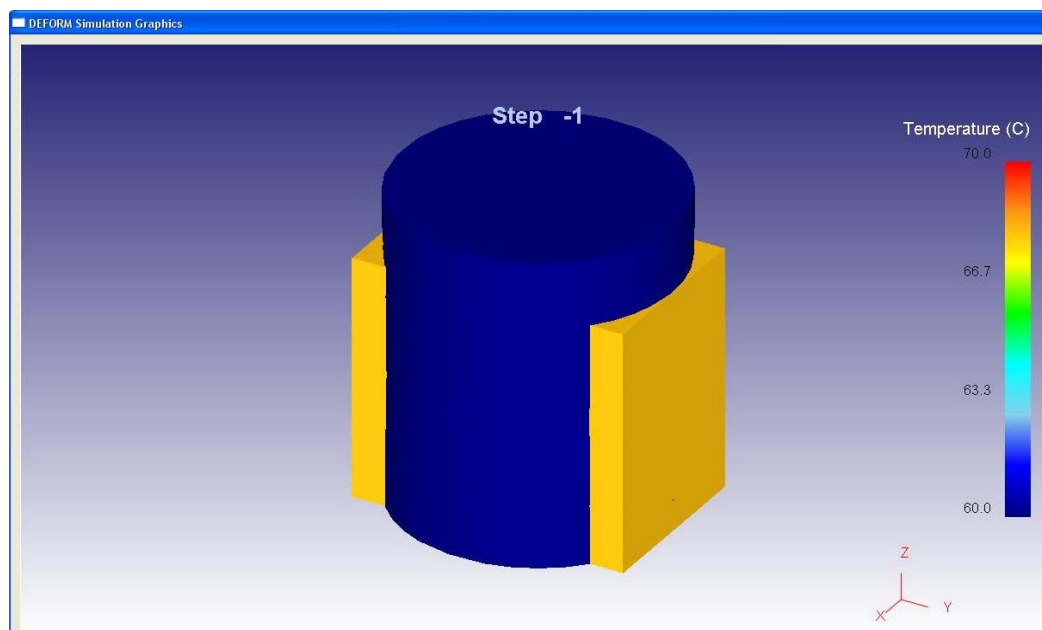


Рисунок 8 – Температурне поле вихідного стану системи

Вже на початку виконання робочого ходу пресу внаслідок пружних деформацій в системі значення зазорів починають змінюватися, що, відповідно, впливає на температуру мастила у зазорі. Характерно, що у цілому температура контактної поверхні валу не змінюється, незважаючи на локальні підвищення температури у місцях порушення суцільності мастильного покриття (див. рис. 9). Видно, що локальні температурні «стрибки» відповідають умовам, коли система перебуває під впливом технологічних зусиль зворотнього видавлювання.

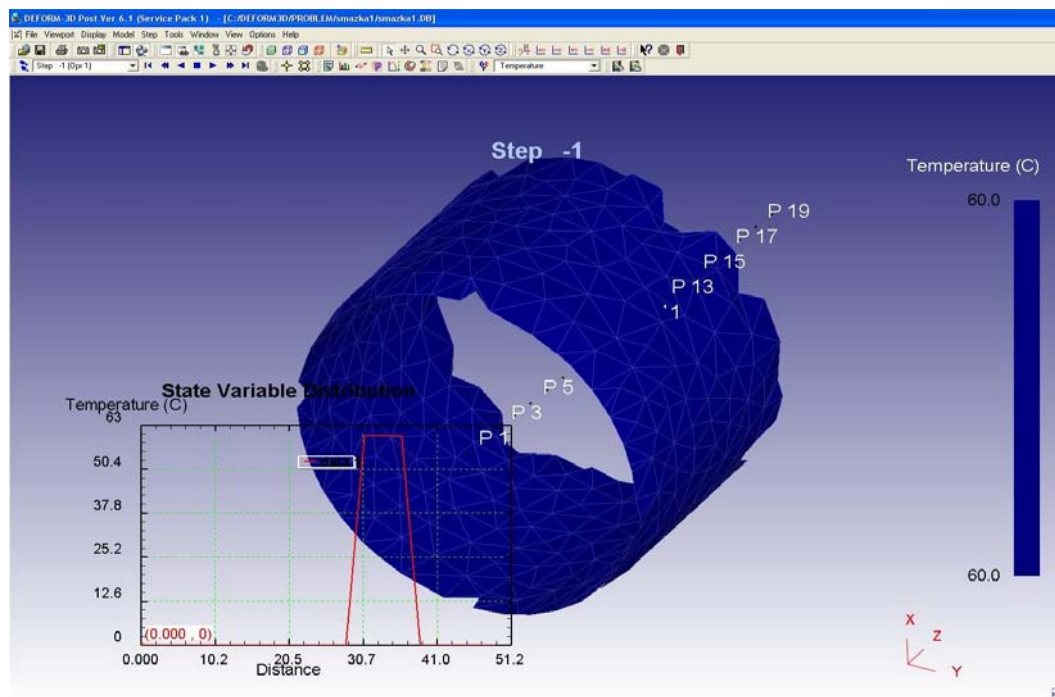


Рисунок 9 – Температурний стан в приконтактному шарі валу

Порівняємо, наприклад, результати моделювання першого (див. рис.10) та останнього (див. рис. 11) кроків моделювання. При загально позитивній картині розподілу температур по мірі підвищення навантажень на вал і зменшенні зазорів зменшується суцільність мастильного покриття, що супроводжується розвитком процесів зношування. Якісна картина розподілу температур засвідчує, що із зростанням часу роботи валу (зростання кількості циклів навантажень) суттєво збільшуються значення локальних температур у мастильному шарі. Оскільки при цьому відповідно зменшуватиметься в'язкість мастила, коефіцієнт суцільності мастильного покриття теж зменшиться.

На рис. 12 та 13 для порівняння наведені зміни у температурах окремих частин контактної поверхні валу через 0,025 та 0,15 с його роботи. Тут червоні ділянки – зони з найвищими температурами, сині ділянки - зони з найвищими температурами. Деяке вирівнювання температурного поля у зазорі можна пояснити інтенсивним переміщенням мастила під час обертання валу. При цьому із збільшенням часу обертання з'являється деяка кількість жовтих ділянок – зон з зниженою проти норми температурою.

Аналіз отриманих результатів дозволяє можливість зробити наступні висновки. При моделюванні температурного поля на початковій стадії дії системи «вал-мастило-підшипник» основний масив фактичних приконтактних температур значно менший за критичний.

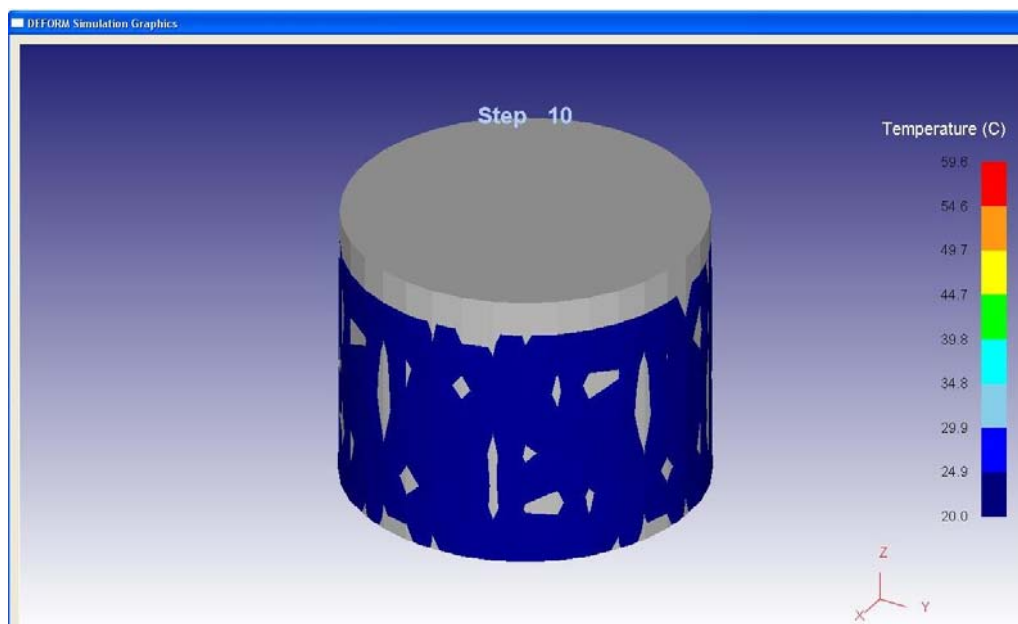


Рисунок 10 – Початковий температурний стан системи «вал-мастило-підшипник»

Проте з збільшенням часу контакту значення температур суттєво зростають і вже через 0,15 с роботи досягають своїх розрахункових значень. При цьому температури в 50° досягаються тільки на торці тієї частини валу, що прилягає до контактної поверхні підшипника. Мінімуму поля температур фактично немає, початково встановлена при моделюванні температура валу є дещо заниженою, що треба враховувати в процесі конструювання довговічних підшипникових опор валів кривошипних пресів. Характерно, що збільшення часу візуалізації принципово картину розподілу температурних полів не змінює.

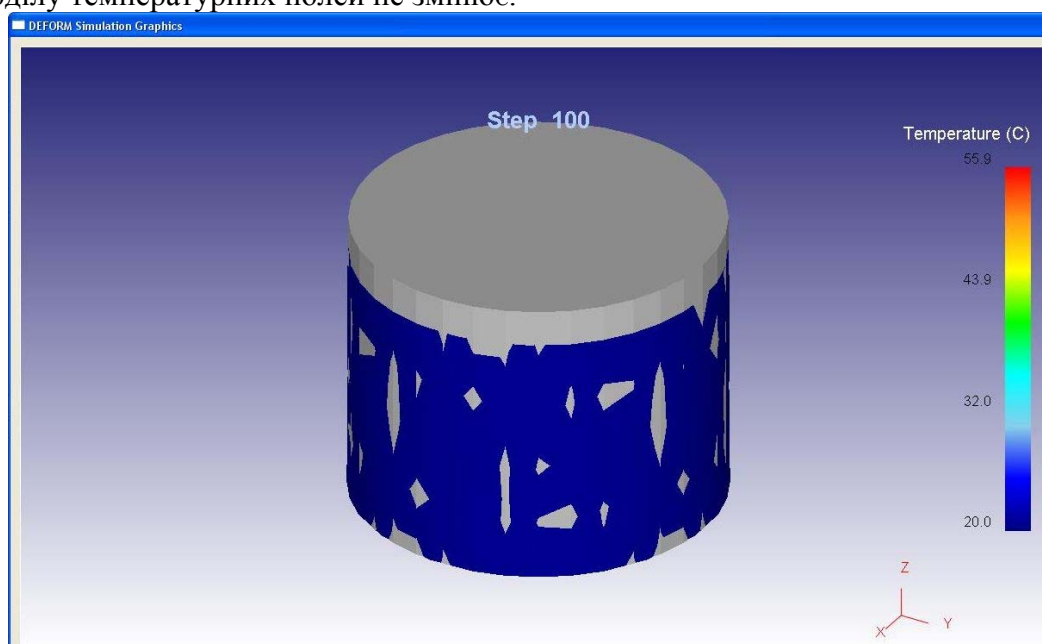


Рисунок 11 – Температурний стан системи «вал-мастило-підшипник» в усталеному режимі її роботи

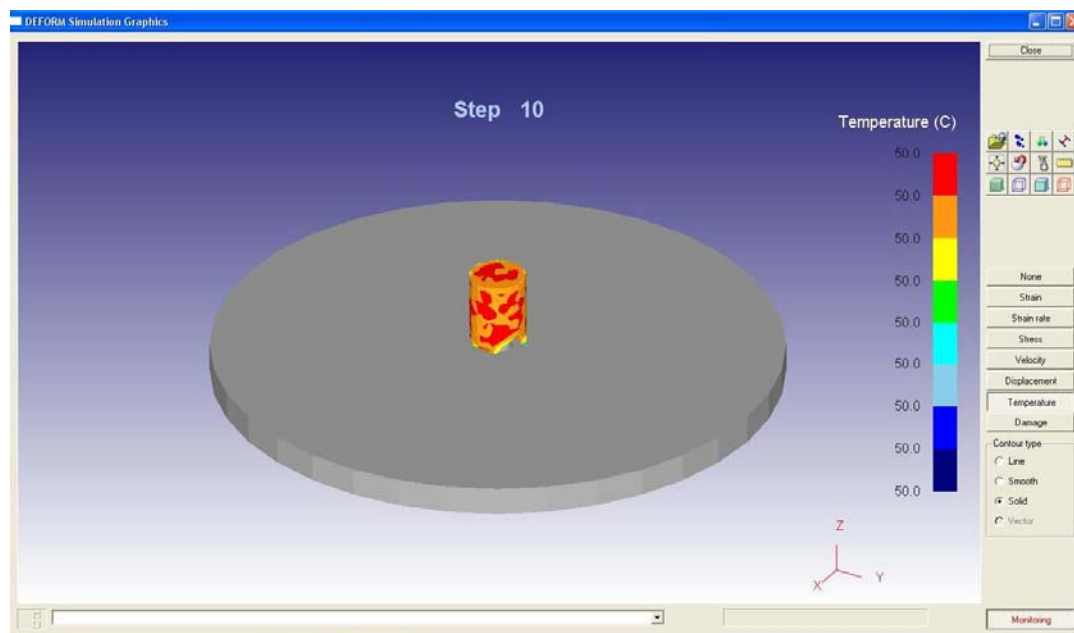


Рисунок 12 – Якісна картина розподілу температур на початковій стадії роботи системи «вал-мастило-підшипник»

Таким чином, моделювання з подальшою візуалізацією режимів роботи триботехнічних систем обладнання дає можливість прогнозування їх зношування та визначає тривалість умов нормальної роботи окремих вузлів обладнання. Подібна технологія може бути використана для моделювання нестационарних процесів теплообміну у контактуючих парах деталей машин.

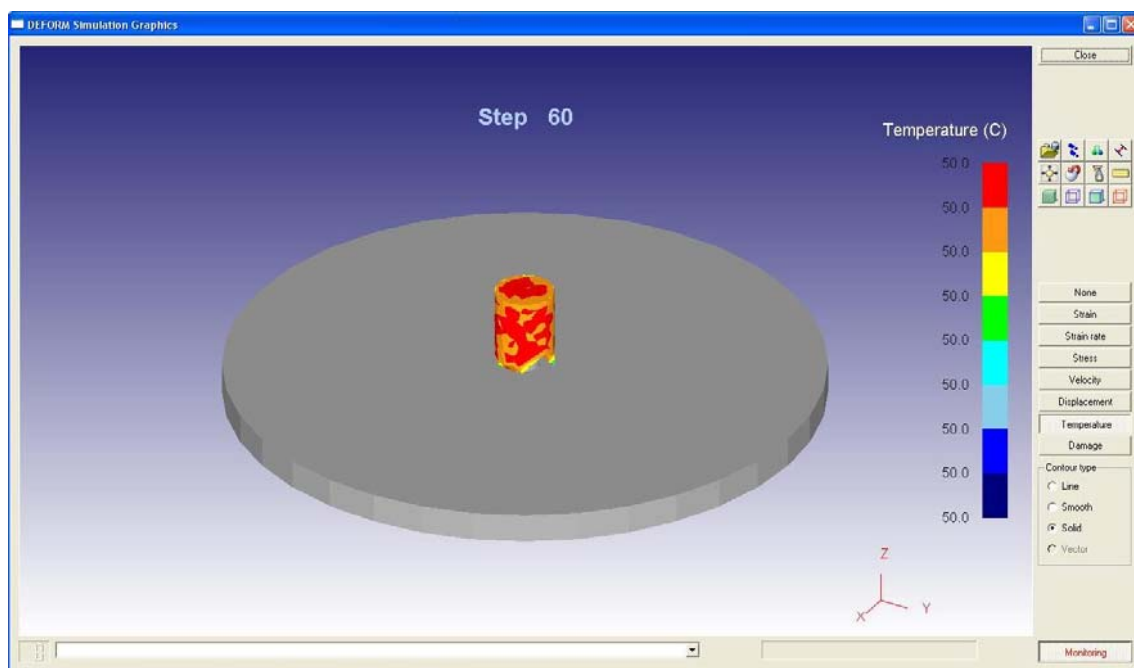


Рисунок 13 - Якісна картина розподілу температур на усталеній стадії роботи системи «вал-мастило-підшипник»

Список літератури

1. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / В.И. Власов, А.Я. Борзыкин, И.К. Букин-Батырев и др. Под ред. В.И. Власова. - М.: Машиностроение, 1982. - 424 с.
2. Rowe G.W., Principles of Industrial Metalworking Processes. Arnold. London. 1977.
3. Использование программного комплекса DEFORM 3D/2D в научной работе и учебном процессе / С.Лежнев, Е. Панин // САПР и графика. №5, 2009. – С. 3-8.

Boris Kryshkin, Elisaveta Razmochaeva, Yaroslav Poteryajko

Kirovograd state national university

Design cinematic and temperature states of knots of crank-type machines by a programmatic complex DEFORM

The results of quantitative and high-quality design of kinematics terms are considered in this article - speed and moving, and also temperature conditions of work of the tribonic system of "crankshaft - technological greasing-bearing" as it applies to the crank-type-knee press of model of K0032, at implementation by it operations of the reverse squeezing out.

The stages of preparation of basic data are refined for a subsequent design, considered and discussed results of visualization.

Presented recommendation for perfection of planning, diagnostics and exploitation of this type of equipment taking into account the got results

design, visualization, efforts, speeds, squeezing out, moving, temperature

Одержано 23.04.14

УДК 621.9

В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук, М.О. Годунко, доц., канд. техн. наук,

О.А. Кислун, доц., канд. техн. наук, Є.В. Ковальчук, магістрант

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення кутів повороту ведучих ланок адаптивного захватного пристрою

В статті розглядається методика визначення кутів повороту ведучих ланок захватного пристрою промислового робота, призначеного для затиску як призматичних, так і циліндричних деталей. **адаптивний захватний пристрій промислового робота, кут повороту ведучої ланки, циліндрична деталь, призматична деталь**

В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук, М.О. Годунко, доц., канд. техн. наук, О.А. Кислун, доц., канд. техн. наук, Є.В. Ковальчук, магістрант

Кіровоградський національний технічний університет

Определение углов поворота ведущих звеньев адаптивного захватного устройства

В статье рассматривается методика определения углов поворота ведущих звеньев захватного устройства промышленного робота, предназначенного для зажима как призматических, так и цилиндрических деталей.

адаптивное захватное устройство промышленного робота, угол поворота ведущего звена, цилиндрическая деталь, призматическая деталь

© В.А. Мажара, М.О. Годунко, О.А. Кислун, Є.В. Ковальчук, 2014

Постановка проблеми. Аналіз стану вітчизняного машинобудування показує, що актуальною задачею є подальше підвищення рівня автоматизації металообробного обладнання. Використання промислових роботів, в даному плані, є перспективним напрямком, оскільки забезпечує необхідну гнучкість роботи технологічного обладнання і дозволяє вивільнити робітників від виконання монотонних, фізично важких та некваліфікованих робіт.

Захватні пристрої є найбільш відповідальними механізмами промислових роботів, які забезпечують утримання деталей при їх просторовому переміщенні. Враховуючи, що промислові роботи доцільно використовувати в серійному типі виробництва, де постійно змінюється номенклатура оброблюваних деталей, то розробка адаптивних захватних пристроїв для деталей різних класів є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Розширення технологічних можливостей захватних пристроїв промислових роботів завжди було актуальною задачею у автоматизованому машинобудівному виробництві. Дане питання вирішувалося за рахунок конструктивних особливостей виконання захватів (поворотні призми, змінні затискні важелі та затискні елементи, механізми збільшення діапазону розмірів утримуваних деталей та ін.), а також оснащенням захватних пристроїв датчиками зовнішньої інформації, які реагують на наявність об'єкту маніпулювання, його форму, розміри, масу, стан поверхні, сили затиску, проковзування та ін. Зокрема в роботах [1] та [2] представлено багато конструктивних виконань таких пристроїв, та наведено опис принципу їх роботи. Приведені особливості захватів визначають ступінь їх адаптивності, але не дають можливості створити легко програмуєму конструкцію, яка б відрізнялася високою надійністю, точністю та простотою виконання. Поява компактних і водночас потужних сервоприводів дала поштовх до виходу на новий технологічний рівень проектування, визначення нових підходів та методик створення захватних пристроїв. У даній статті приведено методику для визначення кутів повороту ведучих ланок адаптивного захватного пристрою при затиску деталей призматичної та циліндричної форми.

Визначення кутів повороту ведучих ланок захватного пристрою. Розроблений захватний пристрій (рис.1) призначений для затиску як призматичних так і циліндричних деталей.

Захватний пристрій адаптується до форми затискуваної деталі за рахунок утримання вихідних ланок у паралельному положенні при затиску призматичних деталей та додатковому їх повороту при утримуванні циліндричних деталей. На рис.1, а показано вихідне положення даного захватного пристрою, на рис. 1, б наведено пристрій, що затискає призматичну деталь, а на рис. 1, в – циліндричну. Адаптивність даного захватного пристрою підвищується за рахунок збільшення кількості ведучих ланок та кількості важелів і їх числа рухомостей.

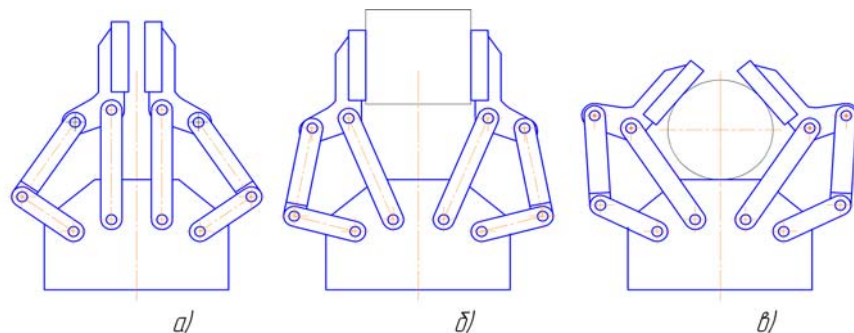


Рисунок 1 – Адаптивний захватний пристрій

Для забезпечення можливості затиску деталей різних класів необхідно забезпечити поворот чотирьох ведучих ланок на певний кут за рахунок сервоприводів. Для визначення таких кутів і розроблена методика, яка наведена нижче.

Першим кроком при розрахунку кутів повороту є встановлення координат точок (А, В, С, D, E, F). На даному етапі досліджень координати точок визначаємо графічно-параметричним методом. В подальшому планується виведення аналітичних залежностей для їх встановлення. Також відомі довжини усіх ланок. Під час затиску деталей, як призматичних так і циліндричних, вихідні ланки (FE, F₁E₁, HC та H₁C₁) захватного пристрою мають здійснювати узгоджені обертові рухи. Надважливим завданням є точне визначення значення зміни початкових кутів α та β . Тож визначимо значення початкових кутів повороту вихідних ланок.

Так початковий кут повороту ланок HC та H₁C₁ визначається як:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (1)$$

Кут α_1 визначається за формулою:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{|Y_B - Y_H|}{|X_B - X_H|}, \quad (2)$$

де X_B, Y_B, X_H, Y_H – відповідно координати точок В та Н.

Отже підставимо дані в формулу (2)

$$\alpha_1 = \arctg \frac{|70 - 6|}{|4 - 12|} = 82.84^\circ.$$

За теоремою косинусів визначаємо α_2 :

$$\alpha_2 = \arccos \frac{l_{BH}^2 + l_{CH}^2 - l_{BC}^2}{2 \cdot l_{BH} \cdot l_{CH}}, \quad (3)$$

де l_{BH}, l_{CH}, l_{BC} - довжини відповідних ланок.

$$l_{BH} = \sqrt{(X_B - X_H)^2 + (Y_B - Y_H)^2} = \sqrt{(4 - 12)^2 + (70 - 6)^2} = 64.5 \text{ мм}. \quad (4)$$

Отже підставимо дані в формулу (3)

$$\alpha_2 = \arccos \frac{64.5^2 + 55^2 - 12.06^2}{2 \cdot 64.5 \cdot 55} = 7.16^\circ.$$

Тож вихідне значення кута $\alpha = 90^\circ$.

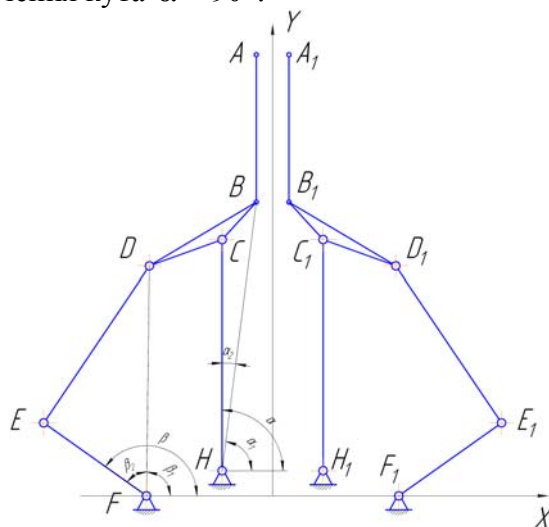


Рисунок 2 – Схема до розрахунку початкових кутів вихідних ланок

Приводи мають чотири рухомі ланки, тож вихідний кут повороту ланок FE та F₁E₁ визначається як:

$$\beta = \beta_1 + \beta_2. \quad (5)$$

Кут β_1 визначається за формулою:

$$\beta_1 = \arctg \frac{|Y_D - Y_F|}{|X_D - X_F|}, \quad (6)$$

де X_D, Y_D, X_F, Y_F – відповідно координати точок D та F.

Отже підставимо дані в формулу (6)

$$\beta_1 = \arctg \frac{|54.74 - 0|}{|29.01 - 30|} = 89.26^\circ.$$

За теоремою косинусів визначаємо β_2 :

$$\beta_2 = \arccos \frac{l_{EF}^2 + l_{DF}^2 - l_{DE}^2}{2 \cdot l_{EF} \cdot l_{DF}}, \quad (7)$$

де l_{EF}, l_{DF}, l_{DE} – довжини відповідних ланок.

$$l_{DF} = \sqrt{(X_D - X_F)^2 + (Y_D - Y_F)^2} = \sqrt{(29.01 - 30)^2 + (54 - 0)^2} = 54.75 \text{ мм}. \quad (8)$$

Отже підставимо дані в формулу (7)

$$\beta_2 = \arccos \frac{30^2 + 54.75^2 - 45^2}{2 \cdot 30 \cdot 54.75} = 55.25^\circ.$$

Тож вихідне значення кута $\beta = 144.51^\circ$.

Розглянемо приклади визначення кутів повороту вихідних ланок для забезпечення затиску призматичної деталі шириною 50 мм (рис.3) та циліндричної діаметром 50 мм (рис.4).

На даному етапі досліджень координати точок визначаємо графічним методом. В подальшому планується виведення аналітичних залежностей для їх встановлення.

Кут α_1 визначається за формулою:

$$\alpha_1 = \pi - \arctg \frac{|Y_B - Y_H|}{|X_B - X_H|} = 180 - \arctg \frac{|65.72 - 6|}{|25 - 12|} = 102.28^\circ.$$

Визначаємо α_2 :

$$l_{BH} = \sqrt{(X_B - X_H)^2 + (Y_B - Y_H)^2} = \sqrt{(25 - 12)^2 + (65.72 - 6)^2} = 61.12 \text{ мм}.$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{l_{BH}^2 + l_{CH}^2 - l_{BC}^2}{2 \cdot l_{BH} \cdot l_{CH}} = \frac{61.12^2 + 55^2 - 12.06^2}{2 \cdot 61.12 \cdot 55} = 10.29^\circ.$$

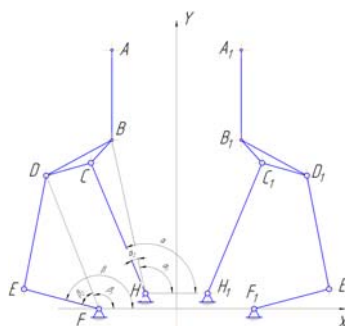


Рисунок 3 – Схема до розрахунку кутів повороту вихідних ланок при затиску призматичної деталі 50 мм

Тож значення кута α для затиску призматичної деталі шириною 50 мм має становити $112,57^\circ$.

Кут β_1 визначається за формулою:

$$\beta_1 = \pi - \arctg \frac{|Y_D - Y_F|}{|X_D - X_F|} = 180 - \arctg \frac{|51.86 - 0|}{|50.4 - 30|} = 111.48^\circ.$$

Визначаємо β_2 :

$$l_{DF} = \sqrt{(X_D - X_F)^2 + (Y_D - Y_F)^2} = \sqrt{(29.01 - 30)^2 + (54 - 0)^2} = 54.75 \text{ мм}.$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{l_{EF}^2 + l_{DF}^2 - l_{DE}^2}{2 \cdot l_{EF} \cdot l_{DF}} = \arccos \frac{30^2 + 54.75^2 - 45^2}{2 \cdot 30 \cdot 54.75} = 55.25^\circ.$$

Тож значення кута β для затиску призматичної деталі шириною 50 мм має становити $165,16^\circ$.

Переходимо до визначення кутів повороту вихідних ланок для здійснення затиску циліндричної деталі діаметром 50 мм (рис.4). Точка О є точкою контакту циліндричної деталі та корпусу захватного пристрою і має постійні координати (0; 26).

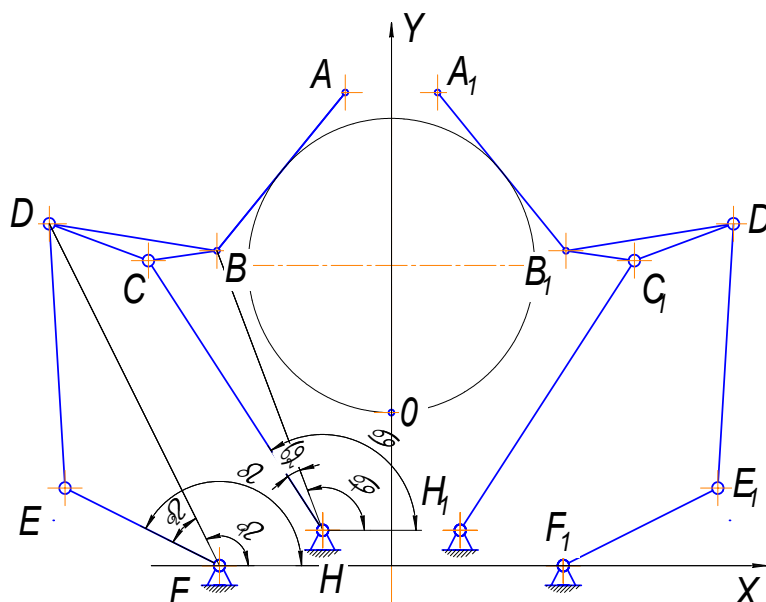


Рисунок 4 – Схема до розрахунку кутів повороту вихідних ланок при затиску циліндричної деталі діаметром 50 мм

Кут α_1 визначається за формулою:

$$\alpha_1 = \pi - \arctg \frac{|Y_B - Y_H|}{|X_B - X_H|} = 180 - \arctg \frac{|53.51 - 6|}{|30.45 - 12|} = 111.22^\circ.$$

Визначаємо α_2 :

$$l_{BH} = \sqrt{(X_B - X_H)^2 + (Y_B - Y_H)^2} = \sqrt{(30.45 - 12)^2 + (53.51 - 6)^2} = 50.97 \text{ мм}.$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{l_{BH}^2 + l_{CH}^2 - l_{BC}^2}{2 \cdot l_{BH} \cdot l_{CH}} = \frac{50.97^2 + 55^2 - 12,06^2}{2 \cdot 50.97 \cdot 55} = 12.33^\circ.$$

Тож значення кута α для затиску циліндричної деталі діаметром 50 мм має становити $123,55^\circ$.

Кут β_1 визначається за формулою:

$$\beta_1 = \pi - \arctg \frac{|Y_D - Y_F|}{|X_D - X_F|} = 180 - \arctg \frac{|58.1 - 0|}{|59.69 - 30|} = 117.07^\circ.$$

Визначаємо β_2 :

$$l_{DF} = \sqrt{(X_D - X_F)^2 + (Y_D - Y_F)^2} = \sqrt{(59.69 - 30)^2 + (58.1 - 0)^2} = 65.24 \text{ мм}.$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{l_{EF}^2 + l_{DF}^2 - l_{DE}^2}{2 \cdot l_{EF} \cdot l_{DF}} = \arccos \frac{30^2 + 65.24^2 - 45^2}{2 \cdot 30 \cdot 65.24} = 36.87^\circ.$$

Тож значення кута β для затиску циліндричної деталі діаметром 50 мм має становити $153,94^\circ$.

Розроблену методику можливо також використовувати для затиску деталей за внутрішню поверхню.

Висновки. 1. Таким чином, узгоджено змінюючи кути повороту сервоприводів даний захватний пристрій має можливість затискати як призматичні, так і циліндричні деталі.

2. Виведені формули для розрахунку відповідних кутів для основних умов роботи захвату.

3. Розроблена методика є першим кроком до створення системи автоматизованого керування таких захватних пристроїв.

4. Оснащення затискних елементів відповідними датчиками дасть змогу реалізувати в автоматичному режимі адаптацію до форми утримуваної деталі.

5. Розроблена методика, за рахунок подальшого аналізу кінематичного виконання даних захватів та дослідження впливу кутів повороту їх ведучих ланок, відкриває шлях для розширення функціональних можливостей і створення принципово нових конструкцій захватних пристроїв.

Список літератури

1. Ю.Г. Козырев. Захватные устройства и инструменты промышленных роботов: Учебное пособие / Ю.Г. Козырев. – М.: КНОРУС, 2011 – 312с.
2. Павленко І.І. Структурні особливості будови та функціонування ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Донбаської державної машинобудівної академії / надійність інструменту та оптимізація технологічних систем./ Вип.21. – Краматорськ: ДДМА, 2007. – С. 128 – 134 с.
3. Павленко І.І. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник / Павленко І.І., Мажара В.А. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.

Vitaly Mazhara, Maksim Godunko, Oleg Kyslun, Evgeniy Kovalchuk

Kirovograd national technical university

Methodology for determining the angles of rotation of drive links adaptive gripper

The article presents a designed grip of the robot that is intended to be used for clamping both prismatic and cylindrical parts. The grip is adjusted to the mold (form, shape) of the clamped part by means of installing the clamping jaws in a parallel position when clamping prismatic pieces, and to their further turn while holding the cylindrical ones.

The adaptability of this gripping device is being increased by raising the number of driving links, levers and their number of movability. (mobility). For giving the possibility of clamping working pieces of various classes it is necessary to provide the turn of four driving links at a certain angle by servodrives. The above mentioned methods have been worked out in order to determine such angles.

The article deals with the calculation formulas for the angles corresponding to the main working conditions of the gripping unit. The carried out method is the first step to the implementation of the system of

automatic control of such grippers. By further analysis of kinematic schemes of the grippers and studying the rotation (turning) angle effect of the leading units, the method described here opens the way to enhancement and invention of conceptually new constructions of the industrial robots' grips.

adaptive gripper industrial robot, the angle of rotation of the driving member, the cylindrical detail, the prismatic detail

Одержано 30.04.14

УДК 621.9.077:621.865.85

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, П.В. Попруга, асп., М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Програмний аналіз варіантів кінематичних схем промислових роботів та їх робочих зон

В статті розглянуто програмний аналіз кінематичних схем промислових роботів. Представлено розроблене програмне забезпечення для кількісного аналізу кінематичних схем з різними ступенями рухомості та виявлення доцільних варіантів по розробленому алгоритму. Також представлено додатковий алгоритм та програмне забезпечення для автоматичної побудова робочої зони кінематичної схеми робота.

промисловий робот, кінематична схема, структурна формула, алгоритм визначення доцільних варіантів кінематичних схем, робоча зона, програмне забезпечення

И.И. Павленко, проф., д-р техн. наук, П.В. Попруга, асп., М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Програмный анализ вариантов кинематических схем промышленных роботов и их рабочих зон

В статье рассмотрен программный анализ кинематических схем промышленных роботов. Представлено разработанное программное обеспечение для количественного анализа кинематических схем с различными степенями подвижности и выявления целесообразных вариантов по разработанному алгоритму. Также представлено дополнительный алгоритм и программное обеспечение для автоматического построения рабочей зоны кинематической схемы робота.

промышленный робот, кинематическая схема, структурная формула, алгоритм определения целесообразных вариантов кинематических схем, рабочая зона, программное обеспечение

Промислові роботи мають високу кінематичну рухомість виконуючих органів, що дозволяє їм здійснювати складні просторові переміщення та орієнтування деталей, які підлягають транспортуванню.

Попередню уяву про рухи, які виконуються роботами, можна одержати з кінематичних схем, що складаються з кінематичних пар і з'єднуючих їх ланок у вигляді пар V-го класу з поступальним чи обертовим рухом. Кожен з таких варіантів може мати кілька інших, які відрізняються один від одного взаємним напрямком рухів в окремих ступенях рухомості.

Значна кількість ступенів рухомості робота призводить до величезної кількості можливих варіантів кінематичних схем, що ускладнює визначення доцільного варіанту схеми [1]. Для вирішення даної задачі спочатку було розроблено відповідний алгоритм

[2] на основі якого розроблено програмне забезпечення в середовищі Delphi. Інтерфейс розробленого середовища представлено на рис. 1.

Використовуючи створене програмне забезпечення можна швидко виконати кількісний аналіз кінематичних схем для промислових роботів з різними ступенями рухомості (табл. 1).

З аналізу видно, що при зростанні ступеня рухомості кількість варіантів значно збільшується. Тому використання даного алгоритму та створеного програмного забезпечення є виправданим і значно полегшить задачу пошуку необхідної кінематичної схеми.

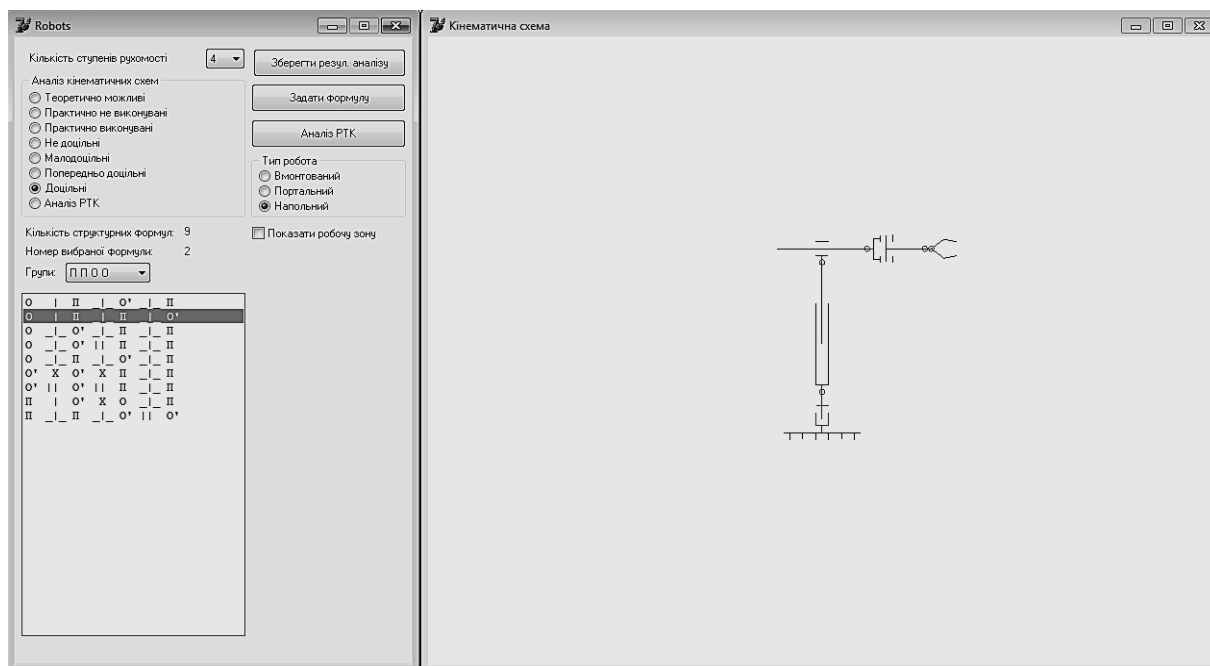


Рисунок 1 – Інтерфейс програмного середовища

Таблиця 1 – Кількісний аналіз кінематичних схем промислових роботів

Кількість ступенів рухомості робота	Загальна кількість можливих варіантів	Практично не виконувані варіанти	Практично виконувані варіанти	Недоцільні варіанти	Мало доцільні варіанти	Попередньо доцільні
n	m	$m_{пн}$	$m_{пв}$	$m_{нд}$	$m_{мд}$	$m_{пд}$
2	64	24	40	6	9	25
3	1024	624	400	119	75	206
4	16384	12384	4000	1762	625	1713
5	262144	222144	40000	20534	5224	14242

Виконавши даний аналіз є можливість скоротити кількість кінематичних схем промислових роботів для подальших досліджень. В якості продовження аналізу, вибрано аналіз кінематичних схем по утворених ними робочим зонах, яка визначає простір, в якому може перебувати виконуючий орган робота при його функціонуванні.

Для виконання даного аналізу розроблено алгоритм (рис. 2) та програмний модуль побудови робочої зони, що дасть більш повну уяву про кінематичну схему.

В якості параметрів руховим можливостей кінематичних пар прийнято величина (L , мм) та швидкість (V_p , м/с) переміщення для поступальних пар, а для обертових кінематичних – кут (α , град) та швидкість (V_o , град/с) повороту. Також для «вигнутої» поступальної пари та обертової «перпендикулярної» пари введено додатковий параметр – довжина додаткової ланки (R , мм).

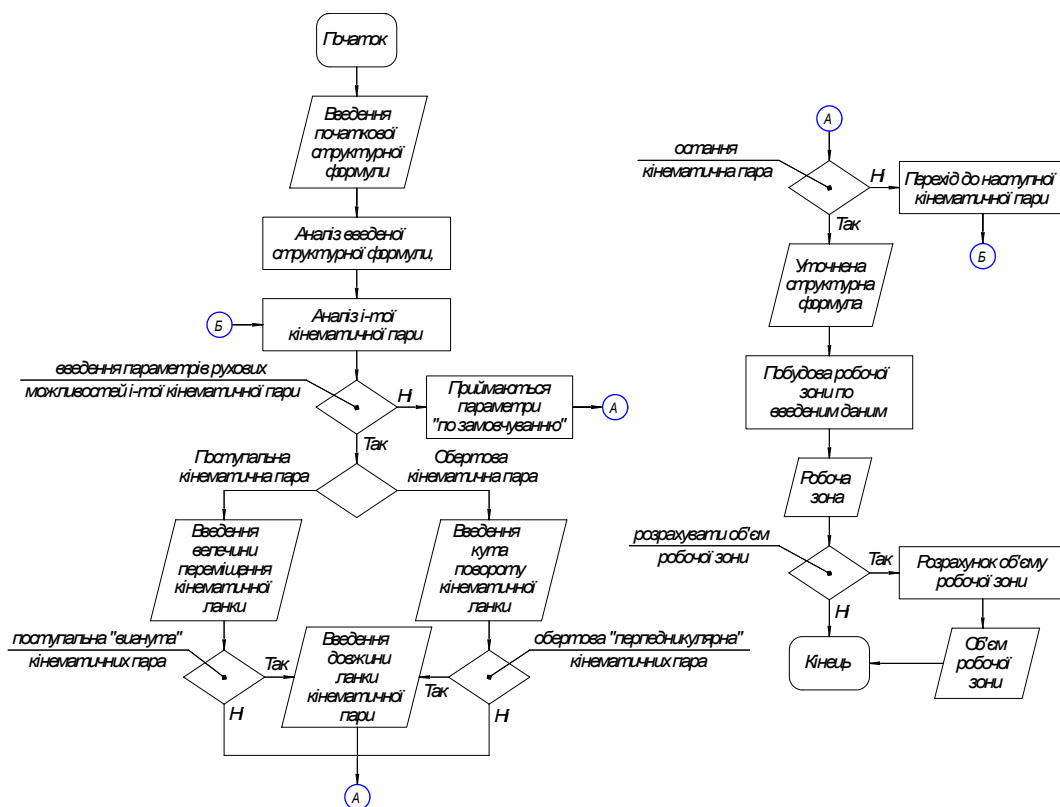


Рисунок 2 – Алгоритм побудови робочої зони

Для реалізації даного модуля до основного програмного забезпечення було додано вікно введення структурної формули (рис. 3), за допомогою якого можна в діалоговому режимі ввести структурну формулу шляхом вибору кінематичних пар та напрямків рухів між ними.

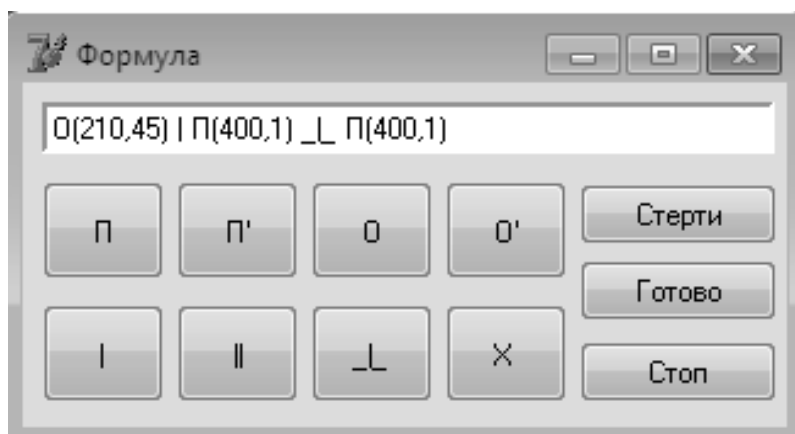
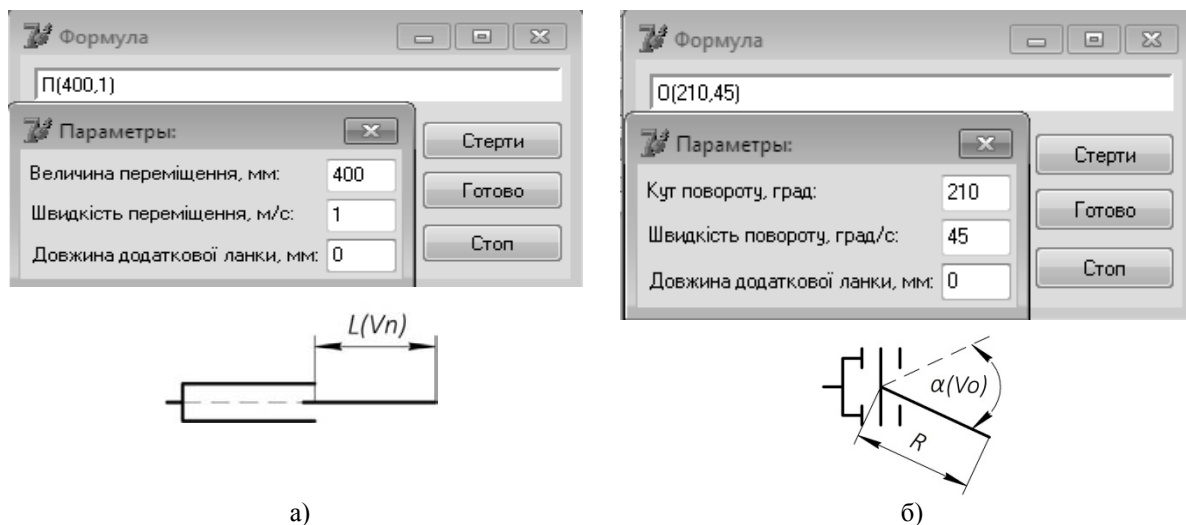


Рисунок 3 – Вікно введення структурної формули

Для введення параметрів рухових можливостей також було створено спеціальне вікно (рис. 4). Після вводу параметрів вони відображаються в рядку структурної формули в дужках біля позначення кінематичної пари.



а) поступальної пари; б) обертової пари

Рисунок 4 – Параметри руховим можливостей кінематичних пар

Тоді, після визначення попередньо доцільних варіантів кінематичних схем промислових роботів, наприклад з двома ступенями рухомості, за допомогою створеного модуля сформовано варіанти типових структурних формул та відповідних робочих зон. Результати представлено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати аналізу схем промислових роботів з двома ступенями рухомості на основі робочої зони

$O \perp P$	$P \perp P$ $P \perp P'$ $P' \perp P$ $P' \perp P'$ $P' \times P$ $P' \times P'$	$P \perp O'$ $P' \times O'$	$O \perp P$ $O \perp P'$ $O' \perp P$ $O' \perp P'$ $O' \times P$ $O' \times P'$	$O' \parallel O'$	$P \perp O'$ $P' \parallel O'$ $O \perp P'$ $O' \parallel P$ $O' \parallel P'$	$O \perp O'$	$O' \perp O'$	$O' \times O'$

Напівжирним шрифтом виділено доцільні варіанти схем варіантів з однаковою робочою зоною. На основі отриманих результатів визначено умови для аналізу кінематичних схем з іншими ступенями рухомості. Додавши ці умови до основного модуля програмного забезпечення було введено ще пункт – визначення кількості доцільних варіантів кінематичних схем шляхом виокремлення схем з однаковими робочими зонами (табл.3). Після проведення цього етапу, що кількість доцільних варіантів значно скоротилась. З отриманої кількості набагато легше вибрати необхідну схему.

Для більш повного аналізу отриманих даних та полегшення вибору схеми введено групування кінематичних схем в залежності від типу використовуваних пар. Таке групування також дає можливість умовно поділити схеми по ступеню

просторовості робочої зони (лінійні, поверхневі, об'ємні) та по типу системи координат (прямокутна, циліндрична, сферична, ангулярна), в якій працює робот (табл. 4).

Таблиця 3 – Кількісний аналіз кінематичних схем промислових роботів на основі робочих зон

Кількість ступенів рухомості робота	Загальна кількість теоретично можливих варіантів	Попередньо доцільні	Доцільні варіанти
n	m	$m_{\text{дд}}$	$m_{\text{де}}$
2	64	25	7
3	1024	206	13
4	16384	1713	26
5	262144	14242	48

Таблиця 4 – Групування доцільних варіантів кінематичних схем в залежності від типу кінематичних пар

Кільк. ступ. рухомості	Структура доцільних кінематичних варіантів та їх кількість					
2	ПП		ПО		ОО	
	1		3		3	
3	ППП		ППО		ПОО	
	1		2		7	
4	ПППП		ПППО		ППОО	
	-		3		12	
5	ППППП		ППППО		ПППОО	
	-		2		11	

В якості прикладу, на рисунку 5, представлено кінематичну схему промислового робота з циліндричною системою координат та робочою зоною по заданим руховим параметрам.

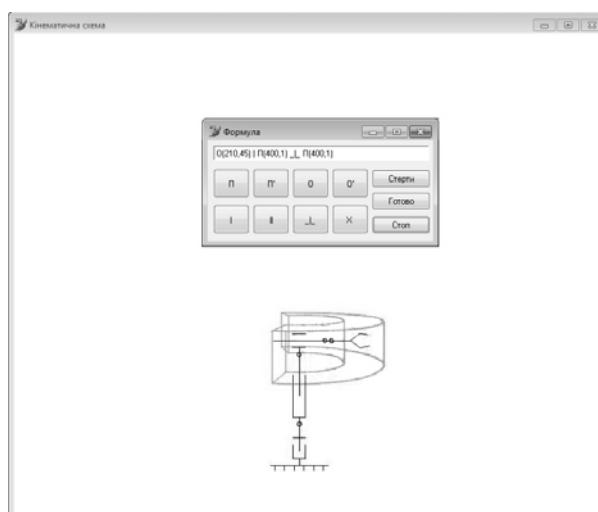


Рисунок 5 – Приклад побудови робочої зони для кінематичної схеми з циліндричною системою координат

Висновок. Із виконаних досліджень видно, що значна кількість ступенів рухомості робота призводить до величезної кількості можливих варіантів кінематичних схем і визначення оптимальної схеми робота, за такої кількості варіантів, є складним завданням. Виконання аналізу за допомогою розробленого програмного середовища значно полегшує вирішення поставленої та підвищуючи її якість. Однією з важливих переваг такого аналізу є те, що також визначаються структурні формули відповідних кінематичних схем роботів та є можливість автоматичної їх побудови. Це дозволяє наглядно оцінювати результати виконаного аналізу.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування // І.І. Павленко. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Павленко І.І. Комп'ютеризований аналіз кінематичних схем промислових роботів / І.І. Павленко, Т.Г. Сабірзянов, П.В. Попруга // Зб. «Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград: КНТУ. – 2013, вип. 42 ч.1. – С. 212-215
3. Механика промышленных роботов: Учеб. Пособие для вузов: В 3 кн./ [Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П. Жуков и др.]; под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. – [Кн. 3]: Основы конструирования – М.: Высш. шк., 1989. -384 с.: ил.

Ivan Pavlenko, Pavel Popruga, Mikhail Chernovol

Kirovograd National Technical University

Program analysis variants kinematic schemes of industrial robots based on quantitative analysis and analysis of working zones

The purpose of this work is the quantitative analysis of variants of kinematic schemes of industrial robots for definition of expedient variants and the analysis of the obtained data on the basis of the created working zones.

In article are presented the developed software for the quantitative analysis of kinematic schemes with various degrees of mobility and definition of expedient variants on earlier developed algorithm. It is also presented developed additional software and its algorithm. Feature of this appendix is automatic construction and the analysis of a working zone of the kinematic scheme on the set structural formula and parameters of motive opportunities of kinematic couples used in the scheme. The quantitative analysis of versions of kinematic schemes of industrial robots is carried out.

Using the developed software the quantitative analysis of schemes and the analysis on working zones of industrial robots for various degrees of mobility is carried out, expedient versions of schemes are defined.

industrial robot, kinematic scheme, structural formula, algorithm for determining the expedient variants kinematic schemes, work area software

Одержано 23.04.14

УДК 621.4.002.2: 629.73.002.72

А.Ю. Невдаха, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Порівняння ефективності складання роторів барабанно-дискового типу методами двох пробних складань з заміром биття на поворотному складальному стапелі та на призмах

Описуються експериментальні дослідження з використанням натурної моделі ротора барабанно-дискового типу. Порівнюється ефективність методу двох пробних складань при оптимальному складанні одного і того ж ротора як консольного – з заміром биття на поворотному складальному стапелі, і як міжопорного – з заміром биття на призмах.

типовий техпроцес, ротори барабанно-дискового типу, метод двох пробних складань

А.Ю. Невдаха, канд. техн. наук

Кіровоградский национальный технический университет

Сравнение эффективности сборки роторов барабанно-дискового типа методами двух пробных сборок с измерением биений на поворотном сборочном стапеле и на призмах

Описываются экспериментальные исследования с использованием натурной модели ротора барабанно-дискового типа. Сравнивается эффективность метода двух пробныхборок при оптимальной сборке одного и того же ротора как консольного – с измерением биения на поворотно-сборочном стапеле, и как межопорного – с измерением биения на призмах.

типовой техпроцесс, роторы барабанно-дискового типа, метод двух пробныхборок

На сьогоднішній день, в вітчизняному машинобудуванні, широкого розповсюдження отримали ротори барабанно-дискового типу (БДТ). У порівнянні з іншими типами (дисковими та барабанными), ці ротори мають порівнянну великі швидкісні характеристика і при цьому мають достатню жорсткість конструкції. Проте, через особливості їх конструкції, виготовляти такі ротори досить складно. Найбільш трудомістким і складним етапом виготовлення цих роторів – є технологічний процес складання таких роторів у вигляді з'єднання деталей (дисків, проставок, тощо) ротора між собою в єдину жорстку конструкцію.

В роботі [1] описано сучасний технологічний процес направлений на оптимальне складання таких роторів. Описано алгоритми, що забезпечують оптимальне складання цих роторів методом двох пробних складань із заміром биття контрольних поверхонь (КП) ланок ротора при встановленні ротора на поворотний складальний стапель (ПСС) та на призми.

В роботі [2] описано 3D моделюванням в САПР SolidWorks методу двох пробних складань. Проведена апробація методу та програми при складанні консольних та міжопорних роторів БДТ. В роботі [3], експериментально, з використанням 3D моделювання та повнофакторного експерименту, встановлено, що похибка встановлення ніжки індикатора ± 6 мм по осі ротора, чи $\pm 6^\circ$ при повороті ротора під час заміру биття КП ланок є статистично значущою, але не впливає на величини

розрахованих оптимальних кутів поворотів ланок, за умови, якщо кількість призонних болтів, що з'єднують дві ланки у кожній парі, не більша за 32.

За допомогою дослідного стенду для дослідження складання консольних і міжпорних роторів БДТ методом двох пробних складань описаного в роботі [4], порівнюється ефективність складання роторів БДТ методами двох пробних складань із заміром биття на ПСС та призмах.

Для проведення експериментів, спочатку, консольний ротор складається методом двох пробних складань із заміром биття на ПСС і за биттям його КП обчислюється функціонал якості $Q_{K-ПСС}$. Потім цей же ротор складається із заміром биття на призмах, але його биття замірюються на ПСС і за ними розраховується функціонал якості $Q_{K-ПР}$. Ефективність одного метода у порівнянні з іншим вимірюється у разях і розраховується за формулою:

$$n_K = Q_{K-ПР} / Q_{K-ПСС} \quad (1)$$

Аналогічно порівнюються ефективності при складанні міжпорних роторів:

$$n_M = Q_{M-ПСС} / Q_{M-ПР} \quad (2)$$

де $Q_{M-ПСС}$ – функціонал якості міжпорного ротора, складеного із заміром биття на ПСС;

$Q_{M-ПР}$ – функціонал якості міжпорного ротора, складеного із заміром биття на призмах.

Дослідження проводились на трьох різних роторах що утворюють 15 роторних комплекти [4].

В рамках експерименту:

- ротор складався за методом двох пробних складань з заміром биття на ПСС.
- розраховувалися оптимальні кути та значення функціоналу якості ротора на ПСС.
- ротор переставлявся з ПСС на призми, де знову замірялися досягнути биття КП, розраховувався функціонал якості.
- ротор складався за методом двох пробних складань з заміром биття на призмах.
- розраховувалися оптимальні кути та значення функціоналу якості ротора на призмах.
- ротор переставлявся з призм на ПСС.
- замірялися досягнути биття КП, розраховувався функціонал якості

Всі результати розрахунків заносились до табл. 1.

Таблиця 1 – Оптимальні кути та значення функціоналів якості роторних комплектів

Роторний комплект			Ротор складений за методом двох пробних складань	
			з заміром биття на ПСС	з заміром биття на призмах
1			2	3
3-х ланковий ротор				
Натурний ротор_03_112	Оптимальні кути, φ_k		0°, 45°	
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,24237	2,46929
		на призмах	1,09222	0,92947
Натурний ротор_03_122	Оптимальні кути, φ_k		180°, 0°	
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,49914	2,3756
		на призмах		

Продовження табл. 1

1			2	3
		на призмах	1,13964	0,92604
Натурний ротор_03_132	Оптимальні кути, φ_k		225°, 270°	225°, 45°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	0,90164	1,34663
		на призмах	1,09971	0,42456
4-х ланковий ротор				
Натурний ротор_04_1122	Оптимальні кути, φ_k		45°, 315°, 135°	45°, 225°, 45°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	2,687	3,18288
		на призмах	1,36305	1,03194
Натурний ротор_04_1132	Оптимальні кути, φ_k		0°, 90°, 180°	90°, 270°, 180°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	2,53144	3,72257
		на призмах	1,6411	1,19204
Натурний ротор_04_1122	Оптимальні кути, φ_k		135°, 180°, 45°	135°, 270°, 135°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	2,93737	4,14214
		на призмах	1,24289	1,06646
Натурний ротор_04_1232	Оптимальні кути, φ_k		0°, 225°, 135°	315°, 270°, 135°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,76107	1,95247
		на призмах	1,57888	1,49327
Натурний ротор_04_1312	Оптимальні кути, φ_k		225°, 180°, 225°	180°, 135°, 315°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,02029	3,07727
		на призмах	2,00084	1,41062
Натурний ротор_04_1322	Оптимальні кути, φ_k		225°, 135°, 135°	225°, 90°, 180°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,12343	1,4438
		на призмах	1,44544	1,19256
5-ти ланковий ротор				
Натурний ротор_05_11232	Оптимальні кути, φ_k		225°, 45°, 180°, 315°	225°, 315°, 225°, 315°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	3,49078	5,38732
		на призмах	2,2358	1,66251
Натурний ротор_05_11322	Оптимальні кути, φ_k		135°, 135°, 225°, 225°	0°, 270°, 180°, 45°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	2,14257	5,24119
		на призмах	2,39357	1,96972
Натурний ротор_05_12132	Оптимальні кути, φ_k		0°, 270°, 315°, 135°	315°, 315°, 315°, 135°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	4,58207	4,73158
		на призмах	1,69624	1,36929
Натурний ротор_05_12312	Оптимальні кути, φ_k		135°, 270°, 45°, 0°	0°, 225°, 45°, 225°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	4,18909	14,31717
		на призмах	4,44072	2,30366
Натурний ротор_05_13122	Оптимальні кути, φ_k		225°, 225°, 45°, 225°	180°, 225°, 270°, 225°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,38086	7,22347
		на призмах	2,93805	1,47524

Продовження табл. 1

Натурний ротор_05_13212	1		2	3
	Оптимальні кути, φ_k		180°, 315°, 315°, 90°	180°, 90°, 225°, 90°
	Функціонал якості при замірі биття КП, Q	на ПСС	1,67636	2,15102
		на призмах	2,92358	1,47201

За даними табл. 1 побудовані графіки ефективності складання консольних і міжопорних роторів за методами двох пробних складань з заміром биття на ПСС та на призмах для 3-х роторних комплектів, складених з 3-х ланок по 6-і роторних комплектів, складених з 4-х і 5-і ланок. (рис. 1).

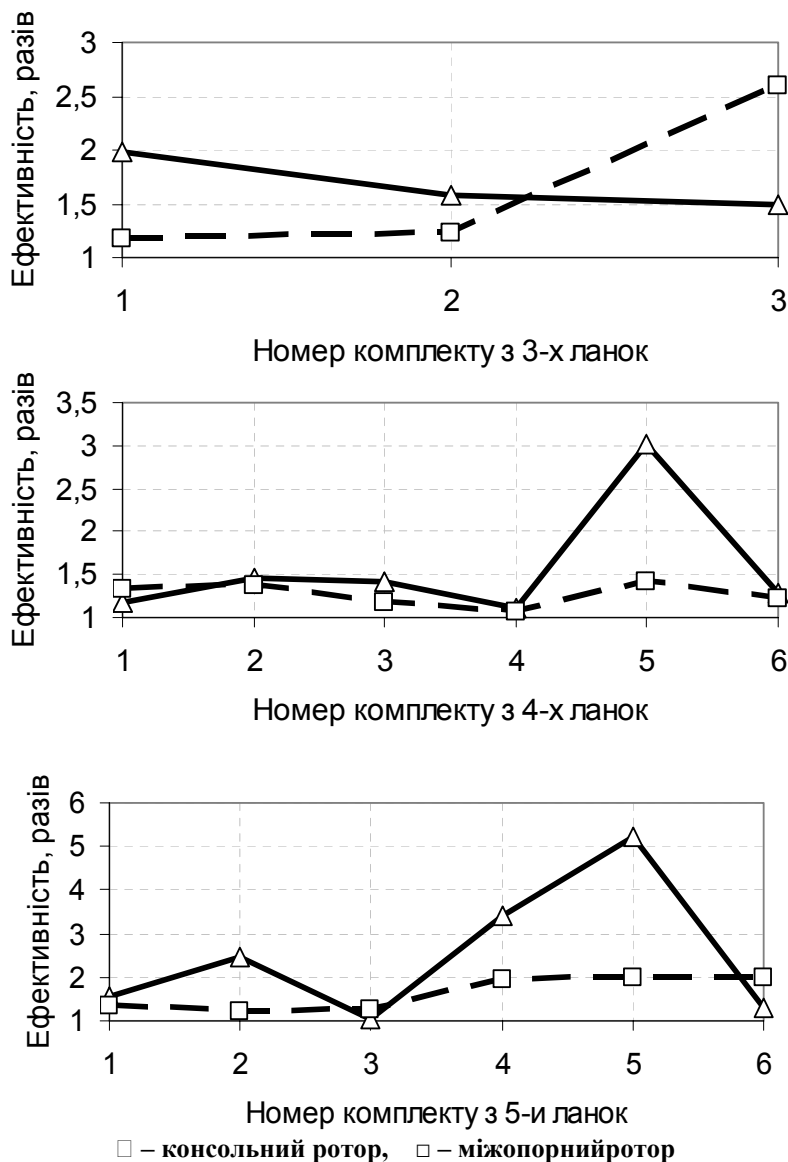


Рисунок 1 – Графіки порівняння ефективностей складання консольних і міжопорних роторів БДТ методами двох пробних складань з заміром биття на ПСС та на призмах

Висновки.

Експериментально встановлено, що доцільно складати консольні ротори за методом двох пробних складань за заміром биття на ПСС, а міжопорні – за методом

двох пробних складань за заміром биття на призмах:

- при оптимальному складанні роторного комплексу спочатку як консольного ротора, а потім – як міжпорного у 100% випадків набори оптимальних кутів взаємних розворотів ланок ротора різні;
- у консольного ротора значення функціоналу якості до 5-і разів менше при його складанні за методом двох пробних складань з заміром биття на ПСС, ніж при складанні з заміром биття на призмах;
- у міжпорного ротора значення функціоналу якості до 2-х разів менше при його складанні за методом двох пробних складань з заміром биття на призмах, ніж при складанні з заміром биття на ПСС.

Список літератури

1. Кравченко И.Ф. Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа: типовые процессы, алгоритмы расчетов: Монография / И.Ф.Кравченко, Э.В.Кондратюк, В.А.Титов, Г.Б.Филимонихин, Г.И.Пейчев, А.Я.Качан. – К.: КВИЦ, 2011. – 197 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Використання 3D моделі ротора барабанно-дискового типа для апробації технології складання роторів ГТД методом двох пробних складань / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // Сьома міжнародна науково-практична конференція "Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2012". Тези доповідей. Чернігів-Жукин, 2012. – С. 152–155.
3. Філімоніхін Г.Б. Апробації технології складання роторів ГТД БДТ за методом двох пробних складань із застосуванням 3D моделювання / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. №34. – С. 34–41.
4. Філімоніхін Г.Б. Стенд для дослідження процесу складання роторів барабанно-дискової конструкції / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха //Збірник наукових праць КНТУ, 2010. Вип. 23. – С. 206–210.

Andrew Nevdaha

Kirovograd National Technical University

Comparison of efficiency of stowage of rotors of drum-disk type by the methods of two trial stowages with intention of beating on a turning frame-clamping ship-way and on prisms

Described experimental researches of efficiency of stowage of rotors of drum-disk type by the methods of two trial stowages with intention of beating on a turning frame-clamping ship-way and on prisms.

Studies are undertaken on 3 model models of typical rotor of drum-disk type, from that it forms 15 different rotor complete sets. The stowage of these rotor complete sets was prospected with their stowage on a turning frame-clamping ship-way - as a cantilever; and on prisms - as between support.

It is experimentally set that in all 100%, at the stowage of one rotor as cantilever and as between support, there will be different optimal corners and different values to the functional of quality. It is Therefore expedient to fold cantilever rotors after the method of two trial stowages after intention of beating on turning frame-clamping ship-way, and between support - after the method of two trial stowages after intention of beating on prisms.

a typical process technology, rotor drum- disk type, test method two assemblages

Одержано 27.05.14

УДК 621.9.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп., В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальне дослідження силового навантаження МПС

В статті розглянуто експериментальне дослідження силового навантаження МПС при виконанні свердильних операцій. Представлено розроблену та виготовлену експериментальну установку із спеціальними тензодатчиками та вимірювальним блоком. В роботі представлено результати експериментальних досліджень при навантаженні ВО по вісі та паралельно вісі симетрії МПС по яким побудовані графіки поверхонь відгуку.

верстат, гексапод, МПС, верстат з МПС, верстат з механізмами паралельної структури

И.И. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахниченко, асп., В.Н. Кропивный, проф., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Экспериментальное исследование силовой нагрузки МПС

В статье рассмотрены экспериментальное исследование силовой нагрузки МПС при выполнении сверлильных операций. Представлено разработанная и изготовленная экспериментальная установка со специальными тензодатчиками и измерительным блоком. В работе представлены результаты экспериментальных исследований при нагрузке ПО по оси и параллельно оси симметрии МПС по которым построены графики поверхностей отклика.

станок, гексапод, МПС, станок с МПС, станок с механизмами параллельной структуры

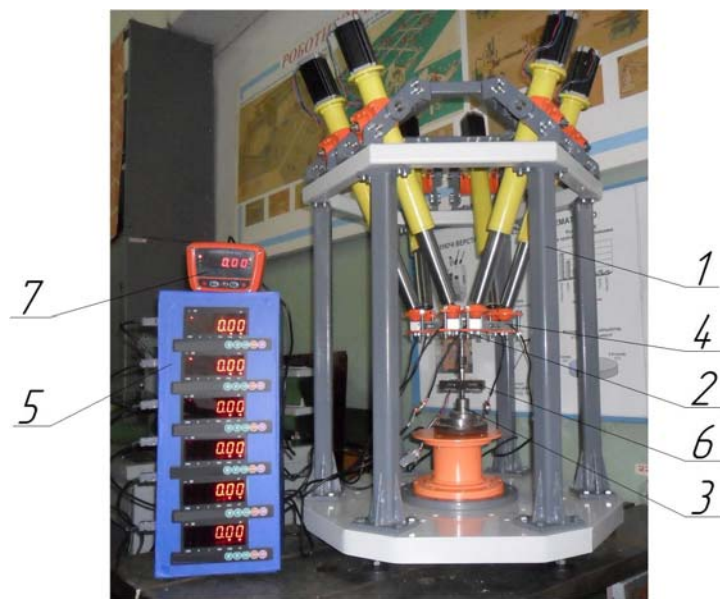
При виконанні свердильних операцій конструкція верстата-гексапода сприймає силове навантаження, яке визначає умови роботи системи та особливості виконання заданої операції. Осьова сила різання при свердлінні створюється приводами, які забезпечують рух штанг в осьовому напрямку, що реалізує рух платформи на якій закріплено привід обертання свердла. Останній і реалізує створення крутного моменту різання.

Важливим етапом перевірки правильності результатів теоретичних розрахунків розподілу осьового зусилля і крутного моменту різання при виконанні свердильних операцій є розробка схеми, методики та конструкції установки для експериментальних досліджень осьового навантаження. Ці експерименти проводилися на установці, де використовувалися пристрої осьового навантаження P_o та крутного моменту M_p . В дослідженнях контролювалися такі параметри: осьове навантаження (P_o), навантаження в штангах (P_i), крутний момент різання (M_p). Вимірювання зусиль в штангах проводилися при різній висоті рухомої платформи та різному її зміщенні.

Експериментальна установка (рис.1) складалася з експериментального зразка верстату з МПС, вмонтованих в конструкцію тензодатчиків, блоку живлення (~12В, 400 Гц), вимірювальний блок, датчик осьового навантаження.

Для виводу та обробки отриманих даних, використовувався вимірювальний блок із встроєним аналого-цифровим перетворювачем (АЦП). Джерело живлення поступає від блоку живлення. Усі дані від датчиків потрапляли на плату з АЦП оброблялися відповідним мікропроцесором і виводились на блок індикації у вигляді готових значень. Вхідне навантаження створюється навантажувальним пристроєм, фіксується датчиком осьового навантаження і виводиться на екран блоку вимірювання зусилля.

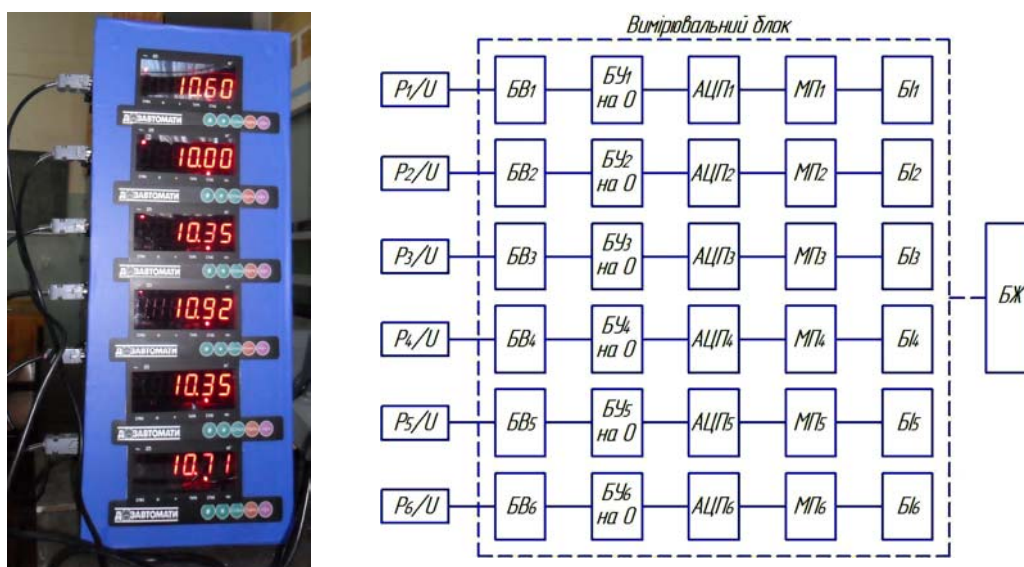
Головною особливістю дослідної установки є її оригінальні елементи конструкції та вимірювання силових навантажень окремо по кожній штанзі.



1 – експериментальний зразок верстата з МПС; 2 – конструкція експериментальної рухомої платформи; 3 – механізм створення осевого зусилля; 4 – тензодатчики; 5 – вимірювальний блок; 6 – датчик осевого зусилля; 7 – блок вимірювання осевого зусилля

Рисунок 1 – Експериментальна установка для дослідження осевого навантаження та крутного моменту МПС

Для обробки інформації, що надходила з тензодатчиків, та виведення її на вимірювальний блок, була використана структурна схема, представлена на рис.2, яка дає можливість фіксувати розподіл навантаження від осевого зусилля на штанги.



P_i/U – тензодатчик відповідної штанги; БВ – блок випрямлення напруги; БУ на 0 – блок установки на 0; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; МП – мікропроцесорний перетворювач; БІ – блок індикації БЖ – блок живлення системи

Рисунок 2 – Загальний вид та структурна схема вимірювального блоку

Далі, розглянуто осьове навантаження ВО по вісі симетрії МПС та при паралельному його зміщені для компоновки $(3 \times 2) \times (3 \times 2)$. Дослідження проводилися при різних положеннях рухомої платформи по висоті та при різній величині зміщення. Дані виводилися на вимірювальний блок (рис.3).



Рисунок 3 – Навантаження в максимально видовженому положенні при компоновці $(3 \times 2) \times (3 \times 2)$.

Результати отримані при виконанні експериментальних досліджень занесені в табл. 1.

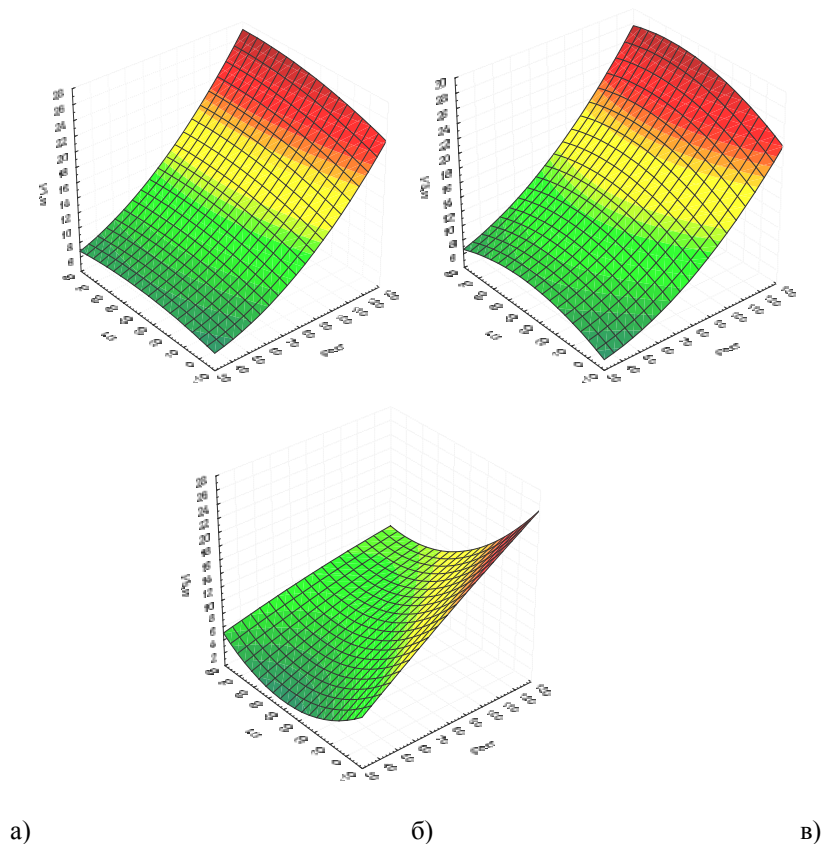
Таблиця 1 – Результати експериментальних досліджень при навантаженні ВО по вісі та паралельно вісі симетрії МПС

№ експ	Вихідні дані			Експериментальні дані, кг					
	P_0 , кг	h , мм	r , мм	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6
1	40	300	0	6,75	6,94	6,76	6,95	6,87	6,80
2			35	8,19	8,84	8,45	4,52	4,48	8,24
3			70	8,48	8,60	9,35	4,49	4,14	9,07
4		350	0	6,39	6,53	6,41	6,50	6,74	6,61
5			35	8,07	8,70	9,06	3,89	3,79	8,92
6			70	8,52	8,77	8,87	4,09	4,02	8,68
7		400	0	6,57	6,62	6,63	6,52	6,83	6,62
8			35	8,48	8,60	9,35	4,49	3,14	9,07
9			70	8,28	8,43	9,28	3,96	3,67	8,99

Підсумовуючи, можна зазначити, що в даних дослідженнях розрахункові значення розподілу осьового навантаження між штангами підтверджені експериментальними даними з величиною розбіжності (до 3%). Експерименти було проведено відповідно до матриці дрібнофакторного експерименту, а для чистоти даних, які отримувалися та для виключення з розрахунку помилково отриманих значень сил, кожен з паралельних дослідів було перевірено за декількома критеріями, які виявляють та виключають можливу помилку.

Для виконання аналізу експериментальних даних досліджувалися показники значимості впливу розглядаємих факторів (P , h , r) на розподіл осьового навантаження між штангами. Так як штанги розташовані в досліджуваному варіанті конструкції

симетрично, і зміщення платформи виконується вздовж та паралельно вісей достатньо виконати аналіз для трьох штанг, інші три будуть носити той же характер розподілу навантаження.



а – вплив осевого зусилля та зміщення на розподіл осевого зусилля на штанги P_1 ;
б – на штанги P_3 ; в – на штанги P_5

Рисунок 4 - Поверхні відгуку впливу осевого навантаження (P_0) та зміщення рухомої платформи (r) на сили P_1 , P_3 та P_5

Висновок. За результатами вимірювань осевого зусилля можна зробити висновки, що при осевому навантаженні по вісі симетрії МПС, різниця навантажень на штанги відрізняється в межах до 3%. А при зміщенні платформи, навантаження між різними штангами залежать від величини зміщення платформи і можуть відрізнитися в межах до 50%

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування // І.І. Павленко. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Вахніченко Д.В. Дослідження переміщення рухомої платформи під кутом при здійсненні технологічних рухів / Д.В. Вахніченко, І.І. Павленко // Збірник наукових праць Житомирського державного технічного університету/ Процеси механічної обробки в машинобудуванні./ Житомир: ЖДТУ, 2011. – Вип. 10. – С.73-80.
3. Павленко І.І., Вахніченко Д.В. Визначення параметрів ВПК при виконанні свердильних операцій // І.І. Павленко, Д.В. Вахніченко / Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.– 2012.– Вип. 25 ч.1. –С.166-173.

Ivan Pavlenko, Dmitry Vakhnichenko, Vladimir Kropivniy

Kirovograd National Technical University

Experimental study of power load MPK

The purpose of this work is the quantitative analysis of variants of kinematic schemes of industrial robots for definition of expedient variants and the analysis of the obtained data on the basis of the created working zones.

The article describes the experimental study of power load when the MPK drilling operations. Submitted designed and manufactured with special experimental setup with strain gauges and measuring unit . The paper presents the results of experimental studies with load axis and parallel to the axis of symmetry of the MPK which the graphs of response surfaces.

machine, hexapod, MPK, machinetool MPK, machine of parallel structure

Одержано 19.05.14

УДК 621.9.048.4

В. М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кировоградський національний технічний університет

Обработка дугою отворів з використанням мідного електрода-інструмента

Розроблено основи прогнозування технологічних характеристик процесу обробки електричною дугою отворів мідними електродами-інструментами. Запропоновано та випробувано новий ефективний спосіб обробки малих отворів.

електрична дуга, мідний електрод-інструмент, отвори, гідродинамічний режим, технологічні характеристики, обробка малих отворів

В. М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Обработка дугой отверстий с использованием медного электрода-инструмента

Разработаны основы прогнозирования технологических характеристик обработки электрической дугой отверстий медными электродами-инструментами. Предложен и испытан новый эффективный способ обработки малых отверстий.

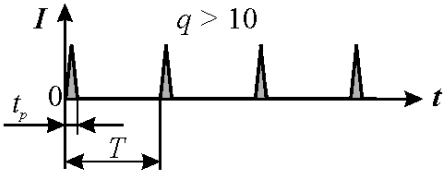
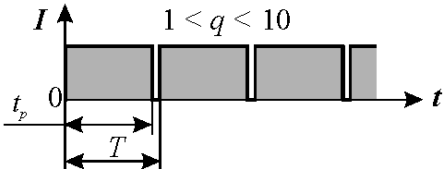
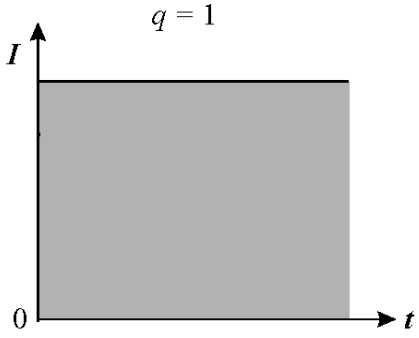
электрическая дуга, медный электрод-инструмент, отверстия, гидродинамический режим, технологические характеристики, обработка малых отверстий

Актуальність. Методи електроерозійної обробки отворів є сучасними, бо дозволяють обробляти будь-який за твердістю електропровідний матеріал (наприклад, загартовані сталі та тверді сплави), а також отримувати отвори складного (не круглого) перерізу при використанні простого поступального руху електрода-інструмента.

Одним із найбільш перспективних високопродуктивних методів електроерозійної обробки отворів є спосіб розмірної обробки металів електричною дугою (РОД) [1-3]. У порівнянні з відомими способами електроерозійної обробки, спосіб РОД дозволяє збільшити продуктивність обробки приблизно на порядок і більше, зменшити

приблизно в два рази питомі витрати електроенергії та в 3-5 разів знизити вартість джерел живлення технологічним струмом. Інші відмінні особливості та переваги способу РОД над відомими способами обробки отворів демонструє таблиця 1. При обробці отворів способом РОД електрична дуга горить в торцевому міжелектродному зазорі (МЕЗ) між електродом-інструментом (ЕІ) та електродом-заготовкою (ЕЗ) в потужному поперечному потоці робочої рідини. Її енергетичні та геометричні параметри, що обумовлюють технологічні характеристики процесу РОД, залежать не тільки від сили технологічного струму I та динамічного тиску робочої рідини в зазорі P_0 , але й від інших умов, зокрема, як буде показано нижче, від величини напруги U на електродах. Так, напруга на електродах, разом з іншими факторами, суттєво впливає на відносний лінійний знос мідного ЕІ при обробці малих отворів. Необхідність використання мідного ЕІ для РОД малих отворів (діаметром менше трьох мм) обумовлюється суттєвими технічними складностями виготовлення трубчастого ЕІ із графіту, як більш електроерозійностійкого матеріалу, у зв'язку механічною міцністю останнього.

Таблиця 1 – Відмінні особливості способів електроерозійної обробки отворів

Способи обробки отворів, (інструмент)	Кінематична та гідродинамічна характеристика процесу	Форма перерізу отвору, що обробляється	Графічна залежність $I = f(t)$. Характеристика шпаруватості
Електро-іскрова обробка (іскра)	- поступальний рух ЕІ; - ЕЗ нерухома; - рідина нерухома	Будь-яка	
Електро-імпульсна обробка (імпульс)	- поступальний рух ЕІ; - ЕЗ нерухома; - рідина нерухома	Будь-яка	
Електро-контактна обробка (дуга)	- обертальний та поступальний рух ЕІ; - ЕЗ нерухома; - рідина малорухома	Тільки кругла	
Розмірна обробка дугою (дуга)	- поступальний рух ЕІ; - ЕЗ нерухома; - рідина прокачується під тиском	Будь-яка	

Отримані в роботі математичні трьохфакторні моделі відносного лінійного зносу мідного ЕІ та інших технологічних характеристик даного процесу (продуктивності обробки, питомої продуктивності обробки, питомої витрати електроенергії, шорсткості обробленої поверхні та величині бічного міжелектродного

зазору) дозволяють прогнозувати їх та оптимізувати режим обробки отворів способом РОД. Крім того, запропонована нова технологічна схема формоутворення малих отворів дозволить розширити діапазон їх обробки способом РОД в бік зменшення діаметру. Рішення даної проблеми і обумовлює актуальність роботи.

Мета досліджень – прогнозування технологічних характеристик та підвищення ефективності процесу РОД отворів мідними електродами.

Поставлена мета реалізується шляхом вирішення наступних задач:

- обґрунтування технологічної схеми формоутворення отвору способом РОД;
- розробка та аналіз математичних моделей, що обумовлюють технологічні характеристики точності, якості та продуктивності процесу РОД отворів мідним ЕІ;
- аналіз технологічної схеми формоутворення та інтенсифікація процесу РОД малого отвору мідним ЕІ.

Методика дослідження. В роботі [2] показано, що технологічна схема формоутворення поверхні способом РОД включає в себе такі елементи, як відносний рух електрода-інструмента, відносний рух електрода-заготовки та спосіб прокачування робочої рідини крізь торцевий міжелектродний зазор. Розрізняють два основні способи прокачування робочої рідини крізь торцевий міжелектродний зазор: прямий та зворотний. При прямому прокачуванні якість і точність бічної поверхні отвору 8, яка є об'єктом обробки, незадовільні та відрізняються підвищеною шорсткістю даної поверхні і утворенням конусності. Останнє пояснюється горінням в бічному зовнішньому міжелектродному зазорі електричної дуги підвищеної довжини та з низькими енергетичними параметрами, що утворюється за рахунок вторинного диспергування продуктів ерозії в даному зазорі при низькій швидкості потоку. Тому даний спосіб прокачування не доцільно використовувати для обробки отворів. При зворотному прокачуванні (рис. 1) робоча рідина нагнітається в торцевий міжелектродний зазор 1 під технологічним тиском крізь зовнішній бічний міжелектродний зазор 4, а вилучається із нього крізь внутрішній бічний міжелектродний зазор 13 разом з продуктами ерозії. Оскільки при ідеально організованому процесі електричні дуги 10, 9 горять тільки в торцевому та внутрішньому бічному МЕЗ, в зовнішньому бічному МЕЗ тече чиста робоча рідина (без продуктів ерозії). Саме тому спостерігаються задовільні якість і точність формоутворення зовнішньої бічної поверхні отвору, а на вході в бічний зовнішній МЕЗ на електроді-заготовці утворюється гостра кромка. При цьому спостерігається відносна низька якість та точність формоутворення стрижневого виступу 5, але при наскрізній обробці отворів останнє не має значення. Таким чином, для обробки отворів способом

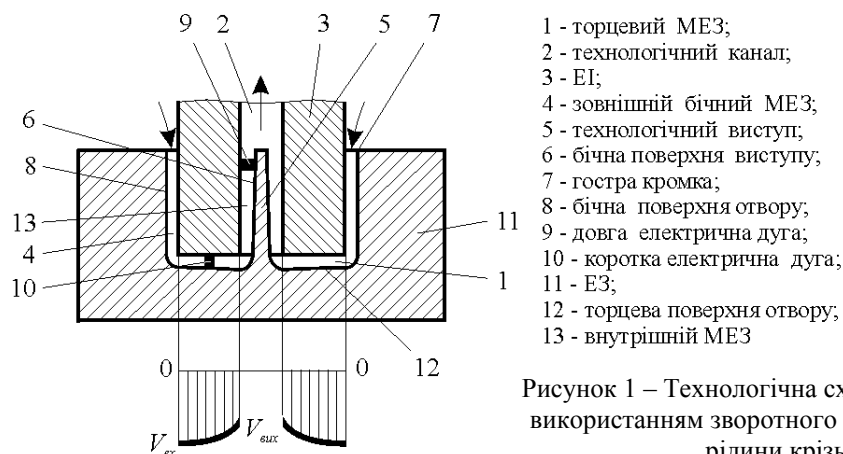


Рисунок 1 – Технологічна схема формоутворення отворів з використанням зворотного способу прокачування робочої рідини крізь торцевий МЕЗ

РОД доцільно використовувати технологічну схему формоутворення, яка включає в себе поступальний зустрічний взаємний рух електродів 3, 11 та спосіб зворотного прокачування робочої рідини крізь торцевий міжелектродний зазор.

Методика математичного моделювання технологічних характеристик процесу РОД отворів мідним електродом-інструментом [34] передбачала моделювання процесу з використанням циліндричних ЕІ при зворотному прокачуванні робочої рідини крізь торцевий міжелектродний зазор. На підставі апріорної інформації було вибрано три фактора, які повинні впливати на технологічні характеристики процесу РОД отворів мідним електродом-інструментом: сила технологічного струму I (X_1), А; напруга на електродах U (X_2), В; статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор $P_{ст}$ (X_3), МПа. Усі вибрані фактори задовольняють умовам керованості, операційності та однозначності. Інші параметри процесу були зафіксовані на постійних рівнях. Для встановлення оптимальної полярності обробки попередньо виконали порівнювальний експеримент. Мідним електродом діаметром 20 мм обробили два отвори відповідно на прямій та зворотній полярності в умовах однакового режиму обробки ($I = 100$ А; $U = 35$ В; $P_{ст} = 1,4$ МПа). Відносний лінійний знос мідного електрода-інструмента на прямій полярності склав 13 %, а на зворотній – 76 %. Саме тому прийняли пряму полярність обробки ЕЗ із сталі 45 мідним ЕІ.

В якості робочої рідини використовувалося органічне середовище наступного складу: масло «Індустріальне 1-20А» ГОСТ 20790-75 – 50 %; гас освітлювальний ГОСТ 4953-68 – 50 %.

Після експерименту розраховувалися або вимірювалися такі технологічні характеристики процесу РОД мідним електродом-інструментом, як відносний лінійний знос мідного ЕІ γ_n , %; бічний міжелектродний зазор δ_b , мм; шорсткість обробленої поверхні Ra , мкм; продуктивність обробки M , мм³/хв.; питома продуктивність обробки M_a , мм³/А·хв.; питома витрата електроенергії a , кВт·год/кг. Значення факторів на основному, верхньому та нижньому рівнях, а також інтервали варіювання наведено в таблиці 2.

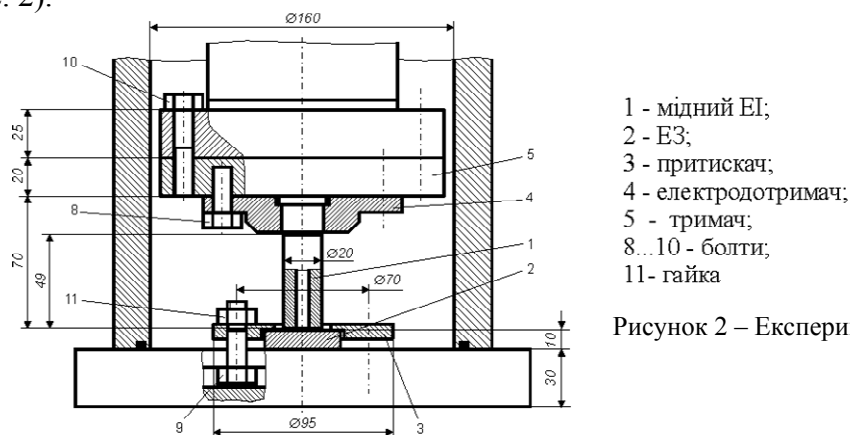
Таблиця 2 – Матриця планування експерименту (план 2³)

Фактори				I , А	U , В	P_{cm} , МПа	γ_n , %	δ_5 , мм	Ra , мкм	M , мм ³ /хв..	M_a , мм ³ /А·хв.	a , кВт·год/кг
Основний рівень (X_{i0})				75	30	1,0						
Інтервал варіювання (ΔX_i)				25	5	0,4						
Верхній рівень ($X_i = +1$)				100	35	1,4						
Нижній рівень ($X_i = -1$)				50	25	0,6						
Код				x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6
Номер дослідів	1	Порядок реалізації	6	+	+	+	13	0,075	9,20	487	4,87	15,25
	2		2	-	+	+	5	0,060	7,09	235	4,70	15,80
	3		5	+	-	+	22	0,075	10,9	375	3,75	14,14
	4		1	-	-	+	13	0,050	5,50	297	5,94	8,92
	5		7	+	+	-	21	0,100	12,5	493	4,93	15,04
	6		8	-	+	-	12	0,060	7,90	297	5,94	12,51
	7		3	+	-	-	30	0,060	10,9	368	3,68	14,42
	8		4	-	-	-	22	0,060	7,90	297	5,94	12,51
Досліди у центрі плану			1	0	0	0	18,5	0,07	8,5	360	4,80	13,27
			2	0	0	0	17,8	0,07	7,9	350	4,67	13,65
			3	0	0	0	16,5	0,06	9,0	325	4,33	14,70
			4	0	0	0	17,5	0,06	9,2	355	4,73	13,46

У даному разі значення факторів у кодовому (x_i) і натуральному (X_i) масштабах зв'язані співвідношеннями:

$$x_1 = \frac{X_1 - 75}{25}; \quad x_2 = \frac{X_2 - 30}{5}; \quad x_3 = \frac{X_3 - 1}{0,4}.$$

Для дослідження технологічних характеристик процесу РОД отворів мідним електродом-інструментом використовувався експериментальний електроерозійний копіювально-прошивний верстат моделі «Дуга-8Г» [5] та експериментальний пристрій (рис. 2).



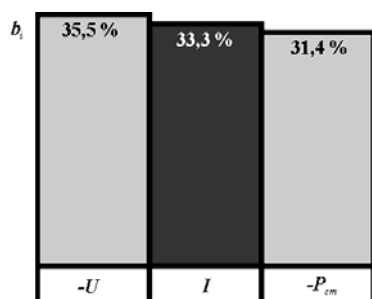
- 1 - мідний ЕІ;
- 2 - ЕЗ;
- 3 - притискач;
- 4 - електродотримач;
- 5 - тримач;
- 8...10 - болти;
- 11 - гайка

Рисунок 2 – Експериментальний пристрій

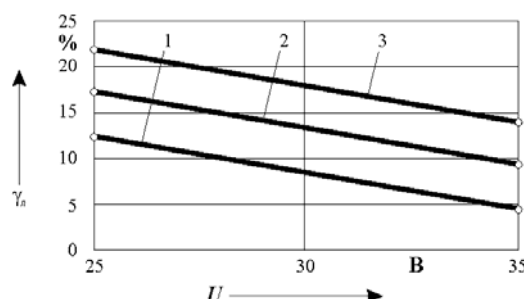
Результати дослідження. Отримано математичну модель відносного лінійного зносу мідного електрода-інструмента γ_L

$$\gamma_L = 17,25 + 4,25x_1 - 4,5x_2 - 4x_3.$$

На знос одночасно та практично рівномірно впливають усі три фактора (рис. 3): напруга на електродах U – головний керуючий фактор (ступінь впливу – 35,3 %). Із підвищенням U знос зменшується; сила технологічного струму I (ступінь впливу – 33,3 %). Із підвищенням I знос збільшується; статичний тиск робочої рідини на вході потоку в міжелектродний зазор P_{cm} (ступінь впливу – 31,4 %). Із підвищенням P_{cm} знос зменшується. Модель дозволяє прогнозувати малозносний процес РОД отворів мідним електродом-інструментом. В умовах експерименту відносний лінійний знос мідного ЕІ змінювався у межах від 4,9 % до 31,6 %.



а



б

1 - $I = 50$ А; 2 - $I = 75$ А; 3 - $I = 100$ А; $P_{cm} = 1,4$ МПа

Рисунок 3 – Ступінь впливу факторів на відносний лінійний знос мідного ЕІ γ_L (а) та його залежність від U та I (б)

Отримано математичну модель бічного міжелектродного зазору δ_6

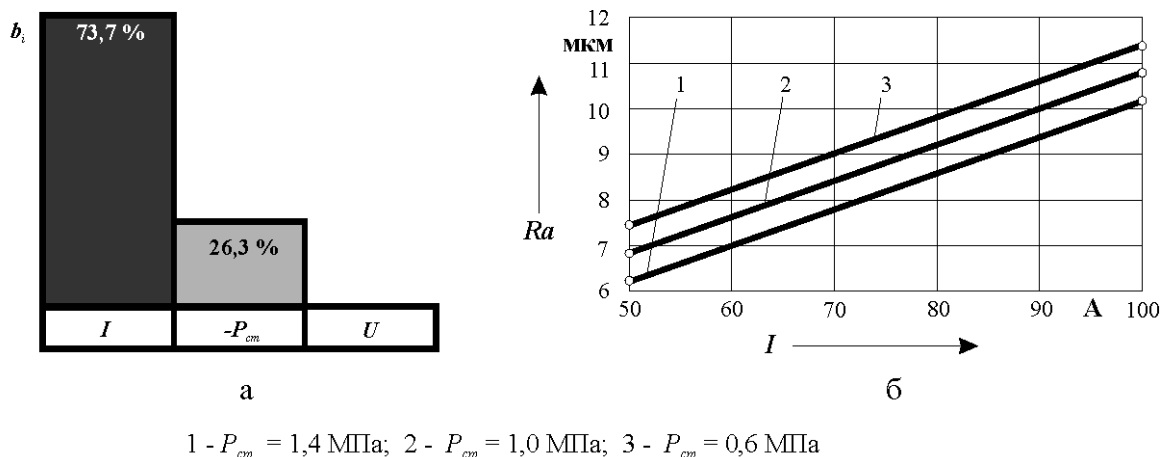
$$y_2 = 0,0675 + 0,01x_1.$$

Як бачимо, зазор повністю визначається лише одним фактором – силою технологічного струму I . Саме тому I є головним керуючим фактором. Із підвищенням сили струму зазор збільшується. В умовах експерименту бічний міжелектродний зазор змінювався у межах від 0,05 мм до 0,10 мм, що свідчить про високу точність обробки.

Отримано математичну модель шорсткості бічної поверхні отвору Ra

$$y_3 = 8,88 + 1,99x_1 - 0,71x_3.$$

Із моделі виходить, що найбільш впливає на шорсткість поверхні такий фактор, як сила технологічного струму I , тому його слід визнати головним, керуючим (ступінь впливу – 73,7 %). Із підвищенням I шорсткість збільшується. Вплив статичного тиску потоку на вході в міжелектродний зазор P_{cm} на шорсткість поверхні – у 2,8 рази менший (26,3 %), але має істотне значення. Із підвищенням тиску Ra зменшується. В умовах експерименту шорсткість бічної поверхні отвору після РОД змінювалася у межах від $Ra5,5$ до $Ra12,5$ (рис. 4).



1 - $P_{cm} = 1,4$ МПа; 2 - $P_{cm} = 1,0$ МПа; 3 - $P_{cm} = 0,6$ МПа

Рисунок 4 – Ступінь впливу факторів на шорсткість бічної поверхні отвору після РОД Ra (а) та її залежність від I та P_{cm} (б)

Отримано математичну модель продуктивності обробки отвору M

$$y_4 = 356 + 74,62x_1 + 21,87x_2.$$

На продуктивність обробки найбільш впливає сила технологічного струму I (рис. 5), тому даний фактор слід визнати головним, керуючим (ступінь впливу – 77,3 %). Із підвищенням I продуктивність обробки збільшується. Вплив напруги на електродах U на M – у 3,4 рази менший (22,7 %), але має істотне значення. Із підвищенням напруги M збільшується. Позитивний вплив сили технологічного струму та напруги на продуктивність обробки, з фізичної точки зору, пояснюються введенням в зону обробки додаткової енергії та, як відомо, теплової природою електричної ерозії. В умовах експерименту продуктивність обробки отворів способом РОД з використанням мідного ЕІ змінювалася у межах від 297 мм³/хв. до 493 мм³/хв.

Отримано математичну модель питомої продуктивності обробки отвору M_a

$$y_5 = 4,95 - 0,66x_1.$$

Як бачимо, на питому продуктивність обробки отвору впливає лише один фактор – сила технологічного струму I , тому його слід визнати головним, керуючим (ступінь впливу – 100 %). Із підвищенням I питома продуктивність обробки зменшується. В умовах експерименту питома продуктивність обробки отворів способом РОД з використанням мідного ЕІ змінювалася у межах від 3,68 мм³/А·хв. до 5,94 мм³/А·хв.

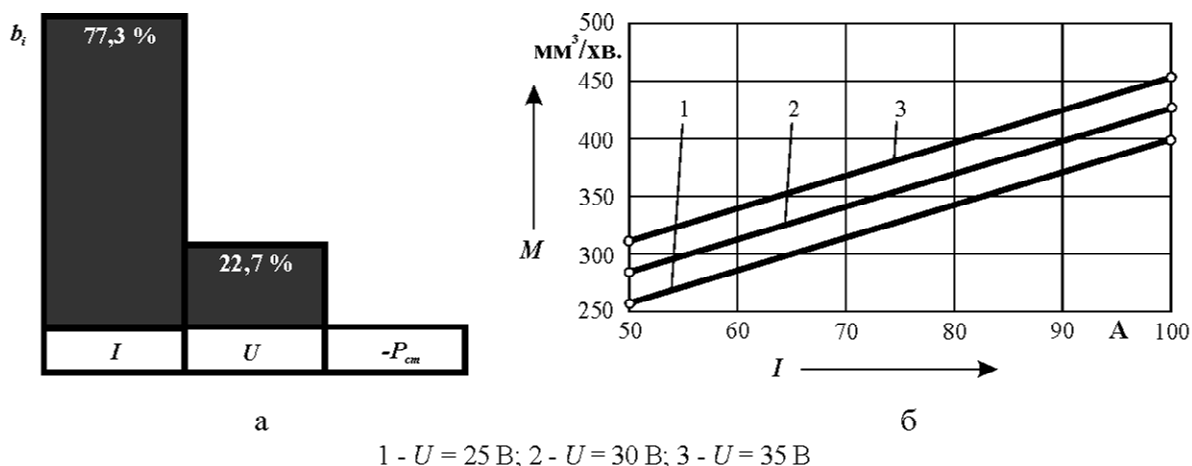


Рисунок 5 – Ступінь впливу факторів на продуктивність обробки отвору мідним ЕІ M (а) та її залежність від I та U (б)

Отримано математичну модель питомої витрати електроенергії a

$$y_6 = 13,57 + 1,14x_1 + 1,08x_2.$$

Показано, що найбільший вплив на питому витрату електроенергії a оказує сила технологічного струму I , тому його слід визнати головним, керуючим (ступінь впливу – 51,3 %). Із підвищенням I питома витрата електроенергії збільшується. Трохи менше, але суттєво впливає на a напруга на електродах (ступінь впливу – 48,6 %). Із підвищенням U питома витрата електроенергії збільшується. В умовах експерименту питома витрата електроенергії процесу РОД отворів з використанням мідного ЕІ змінювалася у межах від 8,92 кВт·год./кг до 15,80 кВт·год./кг.

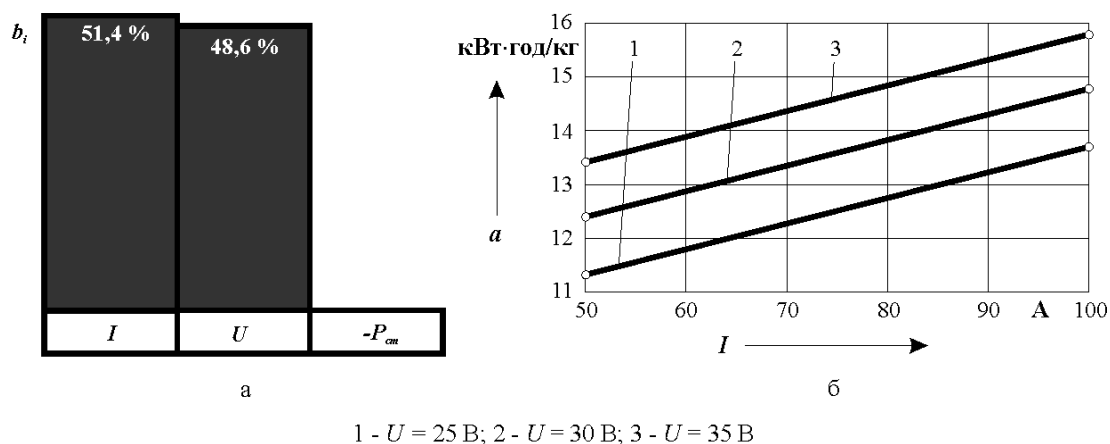
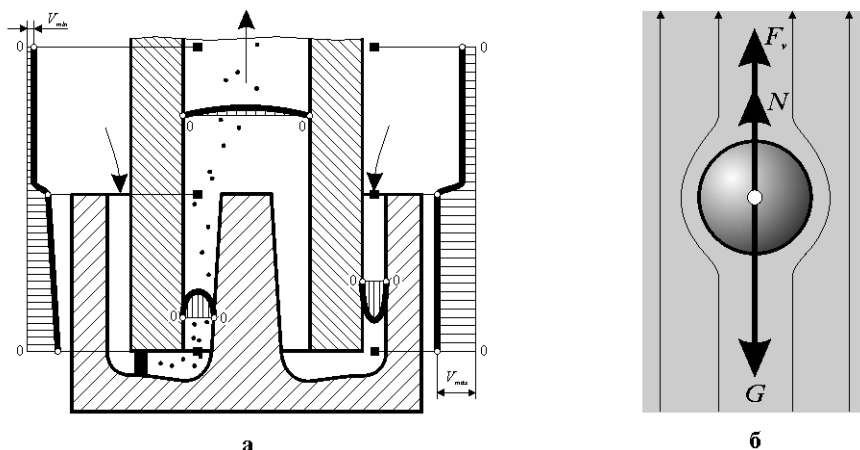


Рисунок 6 – Ступінь впливу факторів на питому витрату електроенергії a (а) та її залежність від I та U (б)

В технологічній схемі формоутворення отворів способом РОД, при якій вилучення продуктів ерозії із зони обробки здійснюється в напрямку знизу вгору (рис. 7) найбільш складні умови евакуації продуктів ерозії спостерігаються у вертикальному каналі електрода-інструмента, в якому на частку діє, з одного боку, сила ваги G , а з другого – сила гідродинамічного тиску F_v та сила Архімеда. Рівновага цих сил визначається умовою

$$F_v = G - N.$$



а - схема обробки;

б - схема сил, що діють на частку у вертикальному каналі ЕІ

Рисунок 7 – Епюри швидкостей в каналі ЕІ та в МЕЗ при РОД отвору з використанням типової (відомої) технологічної схеми формоутворення

Як бачимо, для того, щоб частка рухалася в напрямку знизу вгору треба перебороти силу ваги силою гідродинамічного тиску. В свою чергу, гідродинамічний тиск потоку в каналі характеризується швидкістю робочої рідини. Отже, існує така критична швидкість робочої рідини, нижче якої продукти ерозії не вилучаються із робочої зони. Процес обробки отвору дестабілізується та припиняється. За даними роботи [2] критичну швидкість можна визначити за формулою

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{8Rg}{3C_x} \left(\frac{K_n \rho_n}{\rho_{жс}} - 1 \right)},$$

де R – радіус частки, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

ρ_n – густина компактного матеріалу, із якого отримано частку, кг/м^3 ;

$\rho_{жс}$ – густина робочої рідини, кг/м^3 ;

C_x – коефіцієнт лобового опору частки;

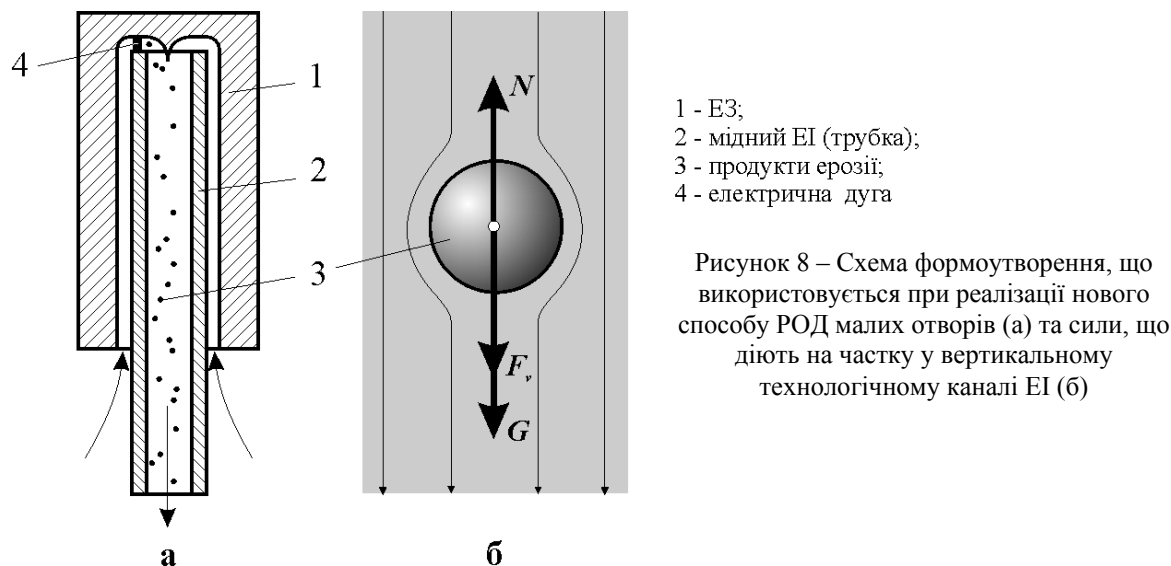
K_n – коефіцієнт, що враховує зміну густини частки.

В роботі [5] показано, що в широкому діапазоні зміни радіусу частки для більшості металів та сплавів критична швидкість в каналі електрода-інструмента не перевищує 0,5 м/с.

Однак при прошиванні електричною дугою отворів малого діаметру ($d < 5$ мм) швидкість потоку в каналі електрода-інструмента як правило менша критичної. Тому при нормальних тисках (до 2 МПа) процес дестабілізується та припиняється. А підвищення тиску на рівень 6...8 МПа, з метою збільшення швидкості потоку в каналі

до величини, що більша критичної, є суттєвим обмеженням електроерозійних верстатів, які реалізують процес РОД.

В цьому зв'язку певний науковий та практичний інтерес має новий спосіб обробки електричною дугою малих отворів, що пропонується [6], який відрізняється тим, що обробку здійснюють при видаленні робочої рідини разом з продуктами ерозії із технологічного каналу в електроді-інструменті за напрямком зверху вниз, тобто з використанням гравітаційної сили. Суть нового способу РОД малих отворів схематично показано на рис. 8.

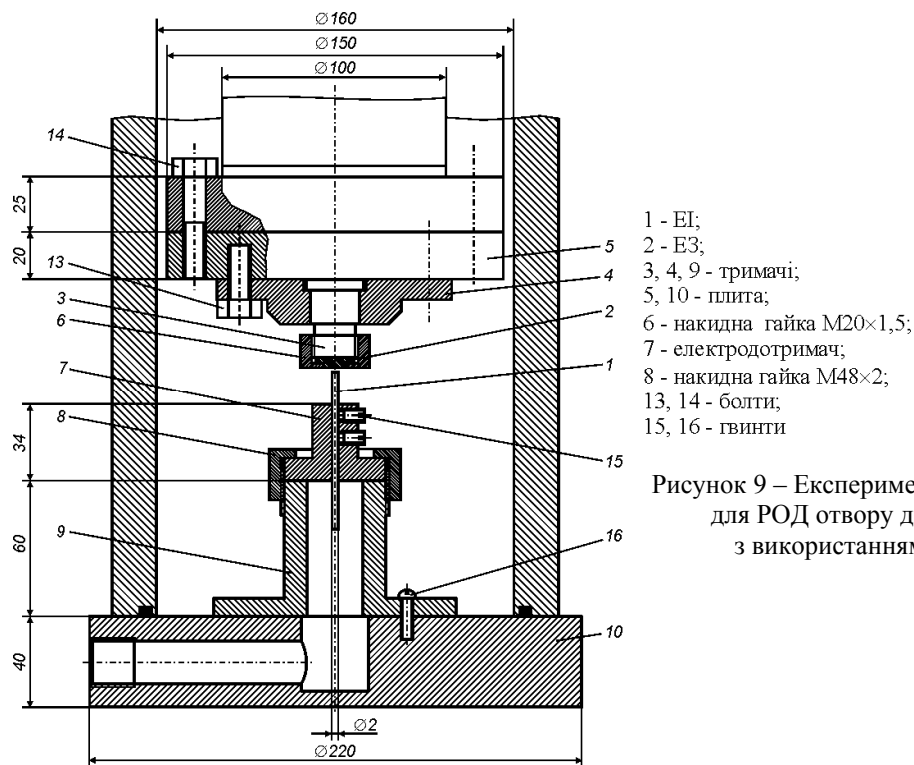


Як бачимо, на частку, що знаходиться в технологічному каналі ЕІ завжди діє результуюча сила F , що спрямована вниз та дорівнює

$$F = F_v + G - N.$$

Оскільки $(F_v + G) \gg N$, величина F завжди позитивна, а отже, спрямована униз. Таким чином, нова схема формоутворення дозволяє ефективно вилучати продукти ерозії навіть з малих за діаметром каналів і тим самим забезпечує обробку отворів діаметром менше трьох міліметрів.

Для реалізації способу, що пропонується, спроектовано експериментальний пристрій (рис. 9). На плиті 10 жорстко встановлюється тримач 9, на якому за допомогою накидної гайки 8 змонтовано електродотримач 8 з електродом-інструментом 1, який являє собою мідну трубку зовнішнім діаметром 2 мм. Консоль електрода-інструмента 1 регулюється гвинтами 15 в залежності від глибини отвору, що прошивається, та з урахуванням величини його лінійного зносу. Електрод-заготовка 2 закріплюється на шпинделі верстату за допомогою плити 5, тримачів 3, 4 та накидної гайки 6. Для РОД малого отвору герметизують зону обробки шляхом опускання камери, подають під технологічним тиском в неї робочу (органічну) рідину, вмикають технологічний струм та у слідкуючому за торцевим міжелектродним зазором режимі ведуть процес обробки. При цьому продукти ерозії від горіння електричної дуги вільно вилучаються із вертикального каналу в ЕІ навіть при порівняно невеликих тисках робочої рідини на вході в міжелектродний зазор. Останнє пояснюється застосуванням такої технологічної схеми формоутворення, при якій, як показано вище, на частку, в вертикальному каналі діє гарантована сила F , яка спрямована вниз.



- 1 - ЕІ;
2 - ЕЗ;
3, 4, 9 - тримачі;
5, 10 - плита;
6 - накидна гайка М20×1,5;
7 - електродотримач;
8 - накидна гайка М48×2;
13, 14 - болти;
15, 16 - гвинти

Рисунок 9 – Експериментальний пристрій для РОД отвору діаметром 2 мм з використанням мідного ЕІ

Режим обробки та результати прошивання отвору діаметром 2 мм в електроді-заготовки із сталі 45 з використанням мідного електрода-інструмента та вказаного експериментального пристрою наведено в таблиці 3.

Таблиця 4 – Режими та результати обробки отвору діаметром 2 мм з використанням мідного електрода-інструмента

№ дослідів	I, A	U, B	$P_{ст}, MPa$	Полярність	$V, мм/хв.$	$\gamma_l, \%$	$\delta_{\delta}, мм$	Наявність технологічного виступу
1	3	50	1,0	пряма	5,0	44	0,10	немає
2	3	50	1,5	пряма	5,1	34	0,10	немає

Як бачимо, процес отримання наскрізних малих отворів, глибиною 5,6 мм (рис. 10), характеризується, з одного боку, великою швидкістю прошивання V , яка приблизно у 1,5 рази за аналогічних умов перебільшує швидкість електроімпульсної обробки отворів мідним ЕІ, а з другого боку, підвищеним лінійним зносом мідного ЕІ.

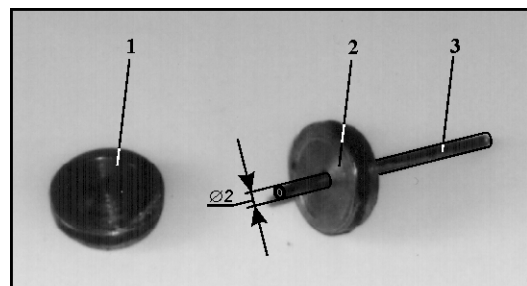


Рисунок 10 – ЕЗ до РОД (1), ЕЗ після РОД (2) та мідний ЕІ (3)

Для досягання найменшого лінійного зносу, як показано в розділі 3, треба прагнути до:

- зменшення сили технологічного струму. В умовах експерименту зменшення сили струму здійснювалося шляхом використання баластного реостату. Зменшення сили струму до величини нижче

3 А не можливо за технічних причин;

- підвищення напруги на електродах. В умовах експерименту технічним обмеженням підвищення напруги є джерело живлення – зварювальний випрямляч ВДУ-504, у якого напруження холостого ходу не перевищує 80 В, а верхня межа

регулювання робочої напруги при падаючій вольт-амперної характеристики не перевищує 50 В;

- підвищення статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор. В умовах експерименту гідравлічний опір течії робочої рідини в технологічному каналі мідного електрода-інструмента був настільки великий, що для забезпечення певного рівня гідродинамічного тиску потоку на дугу є потреба в підвищенні статичного тиску на вході в зазор до рівня 6...7 МПа. Останнє є технічним обмеженням насосної установки, що використовувалася.

Таким чином, можна прогнозувати, що для РОД отворів діаметром 2 мм з відносним лінійним зносом мідного ЕІ на рівні 5 % необхідно вести процес на наступному режимі:

- сила технологічного струму – 1...3 А;
- робоча напруга на дузі – 120...150 В;
- статичний тиск робочої рідини на вході в МЕЗ – 6...7 МПа;
- полярність обробки – пряма.

Забезпечення такого режиму РОД малих отворів потребує розробки нового обладнання.

Висновки. Розроблено теоретичні та практичні основи прогнозування технологічних характеристик та підвищення ефективності процесу РОД отворів мідними електродами-інструментами. Вперше отримано математичну модель відносного лінійного зносу мідного ЕІ при РОД отворів в умовах трьохфакторного експерименту (I , U , P_{cm}) та виявлено ступінь впливу змінних факторів. Показано, що на знос одночасно та практично рівномірно впливають усі три фактора. Модель дозволила мінімізувати величину зносу до 4,9 %, що у 6 разів менше, порівняно з відомими експериментальними даними. Запропоновано та випробувано новий спосіб обробки електричною дугою малих отворів, який відрізняється тим, що обробку здійснюють при видаленні робочої рідини разом з продуктами ерозії із технологічного каналу в електроді-інструменті за напрямком зверху вниз, тобто з використанням гравітаційної сили. Спосіб дозволяє ефективно вилучати продукти ерозії навіть з малих за діаметром каналів і тим самим забезпечує обробку отворів діаметром менше трьох міліметрів. Процес здійснюється без утворення технологічного виступу.

Список літератури

1. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой / В. И. Носуленко, Г. Н. Мещеряков // Электронная обработка материалов. – 1981. – С. 19-23.
2. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. Монографія / В. М. Боков. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс – ЛТД», 2002. – 300 с.
3. Попова М. І. Прогнозування технологічних характеристик та інтенсифікація процесу розмірної обробки електричною дугою складно профільних отворів: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.07 / Попова Маргарита Іванівна. – Кіровоград, 2001. – 182 с.
4. Новик Ф. С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования эксперт-ментов / Ф. С. Новик, Я. Б. Арсов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.
5. Боков В. М. Розмірна обробка електричною дугою кувальних штампів. Монографія / В. М. Боков. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс – ЛТД», 2012. – 178 с.
6. Пат. 19986 Україна, МПК В 23 Р 6/00. Спосіб розмірної обробки електричною дугою дрібних отворів та щілин / Боков В. М., Павленко О. В.; заявник та патентоволодар Кіровоградський національний технічний університет. – u 200605794; заявл. 26.05.2006; опубл. 15.01.2007, Бюл. №1.

Viktor Bokov

Kirovograd National Technical University

Treatment of holes by the arc using copper electrochemical machining electrode

The objective of the work is to forecast technological parameters and increase of efficiency of the process of dimensional treatment of holes by the arc using copper electrochemical machining electrodes.

The work presents the results of experimental research of the following technological parameters: relative linear wear of a copper electrochemical machining electrode, roughness of the treated surface, flank spark gap, treatment productivity, specific output of treatment and unit discharge of energy.

Conclusions:

- theoretical and practical principles of forecasting technological parameters and increase of efficiency of the process of treatment of holes by the arc using copper electrochemical machining electrodes were worked out;
- the simulator of relative linear wear of copper electrochemical machining electrode was received which enabled showing the conditions to minimize wear;
- new effective way of treatment of small holes by the arc was suggested and tested.

electric arc, copper electrochemical machining electrode, holes, hydrodynamic mode, technological parameters, treatment of small holes

Одержано 28.11.13

УДК 621.793

І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження властивостей композиційних покриттів, нанесених контактним наварюванням порошкових дротів

Наведені в статті результати дюриметричних досліджень, а також досліджень пористості та зносостійкості композиційних покриттів, нанесених контактним наварюванням порошкових дротів, показали доцільність застосування таких покриттів для деталей сільськогосподарської техніки, які працюють в умовах абразивного зношування. Вибрано склад порошкових дротів, що забезпечує одержання композиційних покриттів з найвищою зносостійкістю

композиційне покриття, порошковий дріт, контактне наварювання, зносостійкість, мікротвердість, пористість

И.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Исследование свойств композиционных покрытий, нанесенных контактным навариванием порошковых проволок

Приведенные в статье результаты дюриметрических исследований, а также исследований пористости и износостойкости композиционных покрытий, нанесенных контактным навариванием порошковых проволок, показали целесообразность применения таких покрытий для деталей сельскохозяйственной техники, которые работают в условиях абразивного изнашивания. Выбран состав порошковых проволок, который обеспечивает получение композиционных покрытий с наибольшей износостойкостью

композиционное покрытие, порошковая проволока, контактное наваривание, износостойкость, микротвердость, пористость

© І.Ф. Василенко, 2014

Вирішальним фактором довговічності деталей сільськогосподарських машин, які в процесі експлуатації взаємодіють з абразивом, є їхня абразивна стійкість. Процес абразивного зношування може мати місце у випадку, коли напруження, створене абразивною частинкою перевищує границю міцності досліджуваної поверхні. Це відбувається тоді, коли частинка діє на робочу поверхню деталі без ковзання. При ковзанні абразивна частинка переміщуючись по поверхні здійснює сумісну дію нормальних і тангенціальних сил, що значно ускладнює умови виникнення пластичної деформації й руйнування поверхні.

Відомо [1–3], що найбільш зносостійкими в умовах абразивного зношування є матеріали, що складаються з пластичної матриці та твердого тугоплавкого наповнювача, твердість якого має бути вищою за твердість абразивних зерен.

Контактне наварювання – один з різновидів зварювання металів тиском. Процес контактного наварювання здійснюється пластичним деформуванням присадного матеріалу, нагрітого спільно з матеріалом деталі у зоні деформації імпульсами електричного струму. Найбільш технологічними матеріалами для контактного наварювання композиційних покриттів є заздалегідь сформовані матеріали, серед яких особливий інтерес викликають порошкові дроти.

Порошкові дроти являють собою оболонку, заповнену необхідними компонентами у вигляді порошку. Оболонка захищає порошковий матеріал від надмірного окислення при нагріванні, створює напружений стан близький до всебічного стиску, попереджує електророзрядний процес, який призводить до перегріву та розплавлення частинок. Вона також сприяє нагріванню та попередньому ущільненню порошкового шару до проходження електричного струму через порошок під час контактного наварювання. Це дозволяє уникнути передчасного зварювання частинок між собою та підвищити щільність покриття.

Для виготовлення зносостійкого композиційного покриття у якості керамічного наповнювача, використовують технічну кераміку переважно карбіди та оксиди [4]. У якості наповнювачів композиційних матеріалів, що наносяться контактним наварюванням, доцільно використовувати карбіди металів. Це пояснюється тим, що крім високої твердості та зносостійкості, ці матеріали мають значно вищу електропровідність у порівнянні, наприклад, з оксидами чи нітридами. Достатня електропровідність є однією з основних вимог, що висуваються до матеріалів, які наносять пропусканням електричного струму. Найдешевшим з карбідів є карбід хрому.

При формуванні композиційних покриттів контактним наварюванням необхідно вирішити проблеми вибору складу порошкових дротів та дослідження властивостей отриманих покриттів.

У даній роботі проведено дослідження властивостей композиційних покриттів, зміцнених карбідом хрому та карбідом вольфраму, який має добру розчинність у залізі. Порівняння властивостей зазначених покриттів показало, що покриття, що містять карбід хрому, не поступаються покриттям з карбідом вольфраму. Тому з економічних міркувань в якості наповнювача доцільно використовувати карбід хрому.

Основним матеріалом матриці було залізо – недорогий матеріал з високими зварювальними властивостями.

При вивченні умов формування якісного покриття розглядалась гіпотеза: процес контактного наварювання протікатиме стабільніше, розподіл наповнювача у отриманих покриттях буде рівномірнішим, якщо у осерді наварюваних порошкових дротів використовувати композиційні порошки – кераміку, плаковану електропровідним матеріалом.

Отже в роботі досліджувались покриття, нанесені контактним наварюванням композиційного дроту, оболонка якого виготовлена зі сталі 08; а осердя містило в одному з варіантів карбід хрому та залізо, в іншому – карбід хрому, плакований нікелем, та залізо.

Оскільки зносостійкість матеріалів залежить від їхньої твердості, а також для оцінки рівня міжфазної взаємодії проводили дюрOMETричні дослідження складових композиційних покриттів.

Покриття мають гетерофазну структуру і їхні складові мають різну мікротвердість, тому оцінка твердості покриття на макрорівні не має сенсу.

Характер розподілу мікротвердості у перерізі композиційних покриттів подано у вигляді гістограм на рис. 1-2. На рис. 1 наведені дюрOMETричні дослідження на зразках, одержаних при контактному наварюванні дроту, який містив в осерді 30% карбиду хрому. При використанні плакованої кераміки (рис. 2) в осерді наварюваного дроту було 40% наповнювача. Зазначимо, що в обох випадках вміст наповнювача вибирався на підставі даних про покриття, що мали найвищу зносостійкість.

Розподіл мікротвердості композиційного покриття показує, що мікротвердість матриці у випадку використання неплакованого наповнювача Cr_3C_2 (рис. 1) знаходиться в межах 2...6 ГПа. Мікротвердість наповнювача складає 16...18 ГПа. Наявні також мікрозони з твердістю від 6 до 16 ГПа, більшість з яких розташовані на границі “наповнювач-матриця” і є продуктами взаємодії компонентів композиційного покриття.

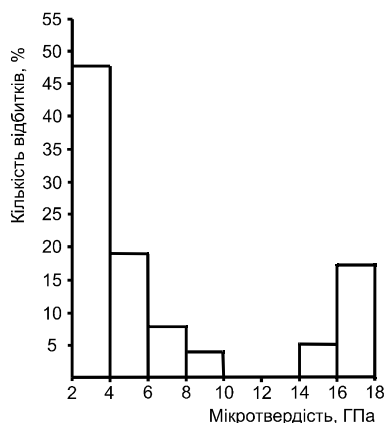


Рисунок 1 – Розподіл мікротвердості композиційного покриття складу $[\text{Fe}-\text{Cr}_3\text{C}_2]$

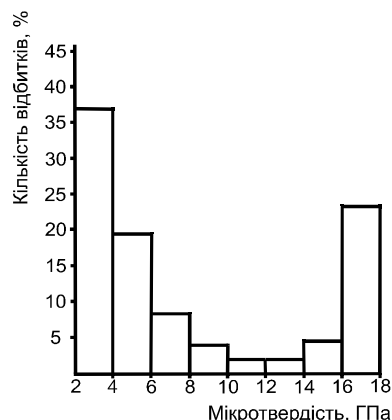


Рисунок 2 – Розподіл мікротвердості композиційного покриття складу $[\text{Fe}-\text{Ni}-\text{Cr}_3\text{C}_2]$

При використанні плакованого наповнювача характер розподілу мікротвердості аналогічний, але зазначимо, що кількість відбитків, які відповідають твердості від 16 до 18 ГПа є більшою. Це можна пояснити більшим вмістом карбіду хрому у порошковому дроті при використанні плакованого наповнювача. Збільшується також кількість відбитків, які відповідають твердості продуктів взаємодії матеріалів матриці та наповнювача (6...16 ГПа), що підвищує міцність зчеплення частинок наповнювача з матрицею, тобто стійкість наповнювача проти викришування.

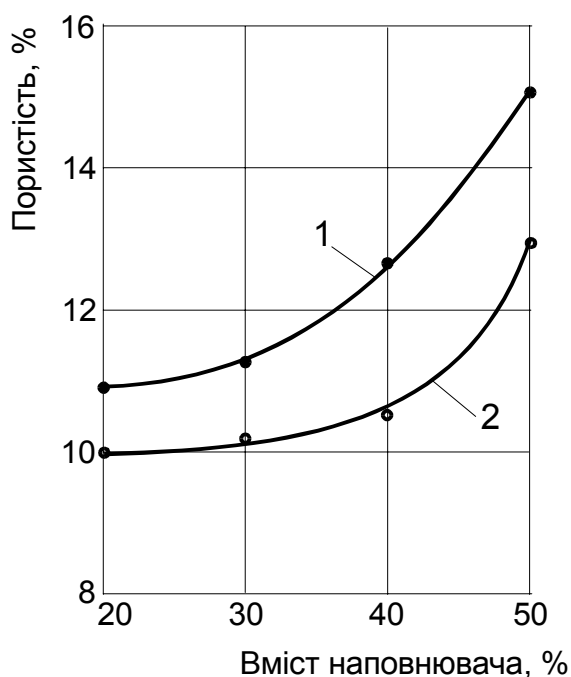
Таким чином, внаслідок гетерофазності структури мікротвердість композиційного покриття можна умовно поділити на три групи: твердість керамічного наповнювача, твердість матриці та твердість проміжних з'єднань, які виникають в результаті міжфазної взаємодії.

Зазначимо також, що результати дюрOMETричного аналізу узгоджуються з даними рентгеноспектрального мікроаналізу, проведеного на тих самих зразках.

Відомо, що пористість є визначальною як для забезпечення зносостійкості, так і інших фізико-механічних властивостей композиційних матеріалів і покриттів, отриманих на основі порошків.

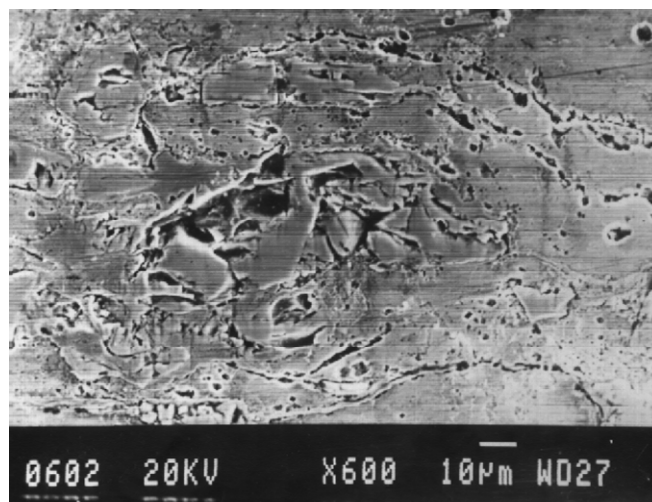
Дослідження пористості композиційних покриттів проводили як металографічним (метод площ), так і автоматичним аналізом за допомогою пристрою "Омнімет".

Результати досліджень пористості наведені на рис. 3. На рис. 4 показано ділянку композиційного покриття з неплакованим наповнювачем. Вимірювання показали, що мінімальна величина пористості у таких зразках складає близько 11%. У випадку використання плакованого нікелем наповнювача величина пористості є меншою, ніж у покриттів з неплакованою керамікою. В окремих ділянках композиційного покриття спостерігали зниження пористості до 5% (рис. 5).



1 – покриття складу $[\text{Fe}-\text{Cr}_3\text{C}_2]$; 2 – покриття складу $[\text{Fe}-\text{Ni}_n-\text{Cr}_3\text{C}_2]$

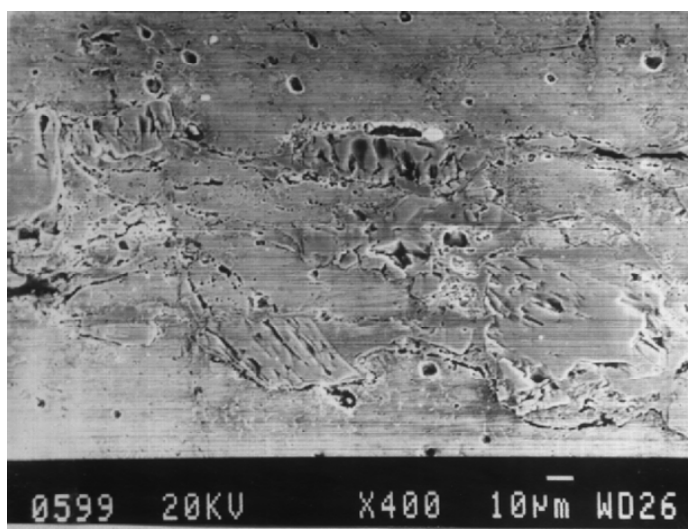
Рисунок 3 – Залежність пористості композиційного покриття від вмісту наповнювача

Рисунок 4 – Пористість композиційного покриття складу $[\text{Fe-Cr}_3\text{C}_2]$

Відомо [4], що будь-яка пористість в матеріалі знижує його зносостійкість. Пористість 5% зменшує зносостійкість порошкового матеріалу на 5...20%. При подальшому збільшенні пористості спостерігається зниження темпу зменшення зносостійкості, а при досягненні значень пористості у 20...25% настає різке зменшення опору матеріалу абразивному спрацюванню. Можна припустити, що при таких значеннях пористості має місце викришування твердого наповнювача за рахунок зменшення площі його контакту з матрицею.

Величина пористості досліджуваних покриттів, одержаних контактним наварюванням порошкових дрітків, лежить у межах 7...15%. Це вказує на те, що опір композиційного покриття абразивному зношуванню буде достатнім, а відновлені деталі матимуть високі експлуатаційні характеристики.

На підставі проведених досліджень можна стверджувати, що основними факторами, які впливають на величину пористості покриттів, є кількість керамічного наповнювача, а також режими наварювання КП. Коефіцієнт заповнення КД не має значного впливу на пористість наварюваних покриттів.

Рисунок 5 – Пористість композиційного покриття складу $[\text{Fe-Ni-Cr}_3\text{C}_2]$

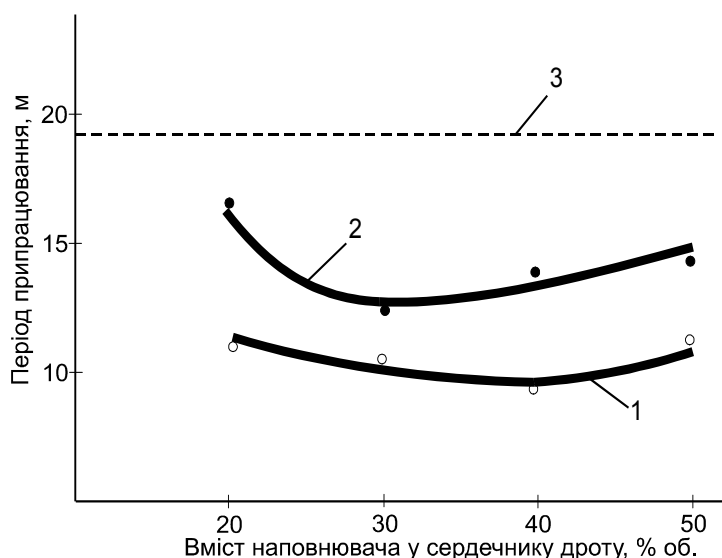
Однією з найважливіших експлуатаційних характеристик деталей сільськогосподарської техніки, яка визначає їхню довговічність, є зносостійкість. Дослідження зносостійкості проводилось на машині тертя моделі СМЦ-2 за схемою “ролик-частковий вкладиш”.

Ролики було виготовлено зі сталі 45 з нанесенням композиційного покриття та подальшим шліфуванням. Для порівняння використовувались також ролики з загартованої сталі 45 ГОСТ 1050-88 твердістю HRC 40...45. Зовнішній діаметр роликів складав $48,5 \cdot 10^{-3}$ м, ширина – 0,012 м. Як контртіло використовували колодки зі сталі 30 ГОСТ 1050-88 та чавуну СЧ 18 ГОСТ 1412-85 (внутрішній діаметр $48,5 \cdot 10^{-3}$ м, ширина – 0,01 м).

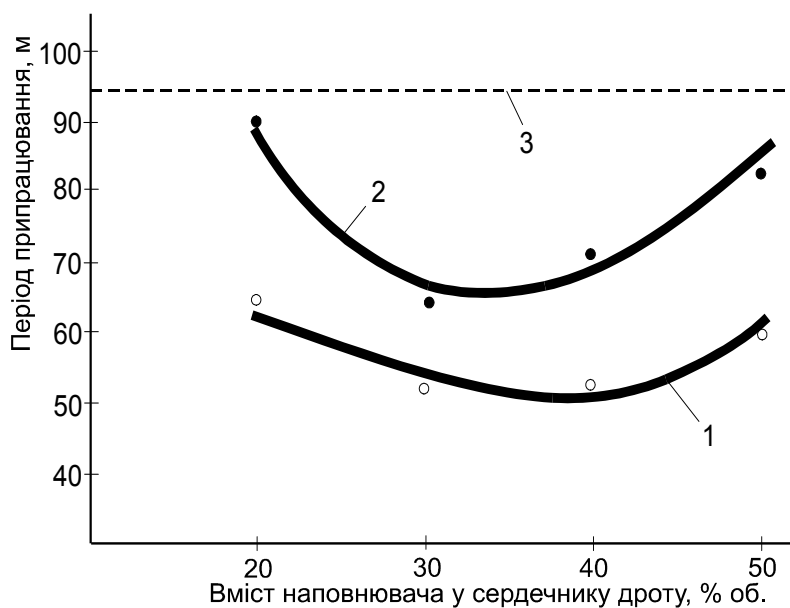
Випробування показали, що при використанні композиційних покриттів стабілізація моменту тертя та температури у зоні тертя наступають раніше, ніж у еталонного ролика зі сталі 45, тобто зменшується період припрацювання спряження рис. 5 а, б). Слід зазначити, що тривалість припрацювання покриття складу $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2]$ з оптимальним вмістом наповнювача зменшується у 1,4...1,6 рази, а при використанні у якості наповнювача плакованої кераміки (композиційне покриття складу $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2]$) – майже у два рази.

У залежності від вмісту твердої фази змінюється зносостійкість композиційного покриття. Максимальна її величина спостерігається за умови достатньої кількості частинок наповнювача для сприйняття навантаження; водночас, вміст металевої матриці ще настільки великий, що надійно утримує частинки твердої фази від викришування. Зі зменшенням об'єму матеріалу-зв'язки частинок наповнювача у покритті стає так багато, що вони починають дотикатись, зменшуючи до мінімуму вплив пластичного матеріалу матриці на міцність композиційного покриття. Дані щодо зносостійкості композиційного покриття наведені на рис. 6.

З графіку видно, що відносна зносостійкість композиційних покриттів, наповнювач яких плакований нікелем, є вищою. Це можна пояснити позитивним впливом плакуючого нікелю на стійкість наповнювача проти викришування, що, в свою чергу, сприяє підвищенню зносостійкості покриттів. Найбільшу зносостійкість мають покриття з концентрацією карбідів у 30...40% об. осердя дроту.



а)контртіло – чавун СЧ-18 ГОСТ 1412-85.



б) контртіло – сталь 30 ГОСТ 1050-88.

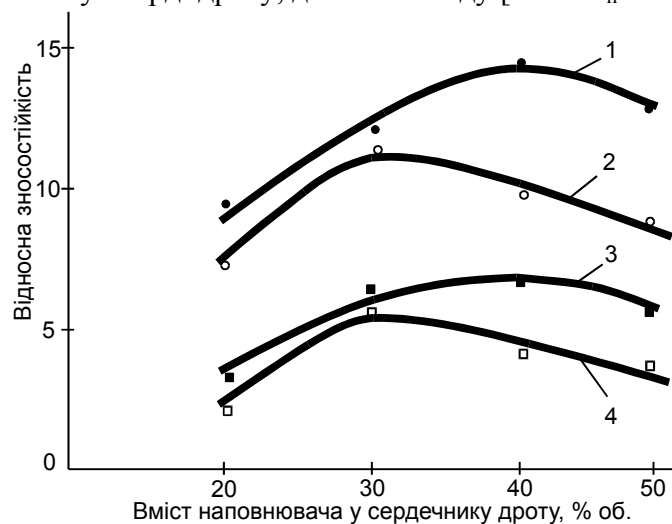
1 – період припрацювання покриття складу $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2]$;

2 – період припрацювання покриття складу $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2]$;

3 – період припрацювання ролика зі сталі 45.

Рисунок 5 – Залежність періоду припрацювання від вмісту наповнювача при використанні різних контртіл

Результати досліджень свідчать про зростання зносостійкості не лише роликів з композиційним покриттям, але й спряжень в цілому у порівнянні з аналогічними спряженнями при використанні роликів зі сталі 45. Так, зносостійкість спряження $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2] - \text{СЧ 18}$ підвищилась у 2,4 раза; спряження $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2] - \text{СЧ18}$ – у 3,1 раза; спряження $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2] - \text{сталь 30}$ – у 4,3 раза, спряження $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2] - \text{сталь 30}$ – у 5,1 раза. Об'ємний вміст наповнювача для КП $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2]$ складав 30% від загальної кількості порошка у осерді дроту, для КП складу $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2]$ – відповідно 40%.



1 – покриття складу $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2]$, контртіло – чавун СЧ-18 ;

2 – покриття складу $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2]$, контртіло – чавун СЧ-18;

3 – покриття складу $[\text{Fe} - \text{Ni}_n - \text{Cr}_3\text{C}_2]$, контртіло – сталь 30;

4 – покриття складу $[\text{Fe} - \text{Cr}_3\text{C}_2]$, контртіло – сталь 30.

Рисунок 6 – Залежність зносостійкості композиційних покриттів від вмісту наповнювача

Таким чином, проведені дослідження підтверджують ефективність використання покриттів, отриманих контактним наварюванням композиційних дротів, для підвищення зносостійкості деталей сільськогосподарської техніки, що працюють в умовах абразивного зношування.

Список літератури

1. Белоусов В. Я. Долговечность деталей машин с композиционными материалами / В. Я. Белоусов. – Львов: Вища школа, 1984. – 180 с.
2. Бондаренко В. А. Триботехнические композиты с высоко модульными наполнителями / В. А. Бондаренко. – К.: Наукова думка, 1987. – 232 с.
3. Добровольский А.Г. Абразивная износостойкость материалов / А.Г. Добровольский, П.И. Кошеленко. – К.: Техника, 1989. – 128 с.
4. Амелин Д. В. Новые способы восстановления и упрочнения деталей машин электроконтактной наваркой/ Д.В. Амелин, Е.В. Рыморов. - М.: Агропромиздат, 1987. - 150 с.

Ivan Vasylenko

Kirovograd National Technical University

Study the properties of composite coatings deposited contact weld cored wires

The aim of the article is to study the hardness, porosity and wear resistance are ceramic-metal composite coatings deposited contact with hard facing cored wires , and the feasibility of using such coatings for parts of agricultural machinery.

Microhardness distribution is characteristic of the composite coatings. Porosity of the coatings is acceptable aisles and ensures reliable operation. Selected composition of cored wires, which provides composite coatings with the highest wear resistance.

The studies concluded that the feasibility of using to improve the wear resistance of parts of agricultural machinery, working in conditions of abrasive wear , contact welding on cored wires selected composition.

composite coating, cored wire, wear resistance, microhardness, porosity

Одержано 12.05.14

УДК 621.9.048.4

О. Ф. Сіса, канд. техн. наук, М.В. Осипенко, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

К.В. Стебліна, канд. техн. наук

Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича

Розмірна обробка твердосплавних волок

Виконано обґрунтування технологічних схем формоутворення поверхонь твердосплавної волоки способом розмірної обробки електричною дугою з урахуванням особливостей фізичних механізмів їх утворення та гідродинамічних явищ в між електродному проміжку. Встановлені аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу чорнової розмірної обробки електричною дугою сплаву ВК8, з режимами обробки і геометричними параметрами.

електрична дуга, твердосплавна волока (фільєра), технологія, технологічні характеристики, обладнання

О. Ф. Сиса, канд. техн. наук, , М. В. Осипенко, магистр

Кировоградский национальный технический университет

К.В. Стеблина, канд. техн. наук

Черновицкий национальный университет имени Юрия Федьковича

Размерная обработка твердосплавных волок

Выполнено обоснование технологической схемы формообразования отверстия твердосплавной волоки способом размерной обработки электрической дугой с учетом особенностей физического механизма образования и гидродинамических явлений в межэлектродном промежутке. Установлены аналитические связи технологических характеристик процессу черновой размерной обработки электрической дугой сплава ВК8, с режимами обработки и геометрическими параметрами.

електрическа дуга, твердосплавна волока (фільєра), технологія, технологічні характеристики, обробування

На сьогоднішній день ніяка галузь машинобудування, а особливо сільськогосподарська техніка не може виготовлятися без застосування дроту. Однак надтвердий прецизійний інструмент фактично визначає результат у процесі волочіння дроту. Це позначає, що для досягнення максимальної економічної ефективності необхідно збільшити строк роботи інструмента, що досягається вибором матеріалу високої якості, вірно розрахованої геометрії профілю волоки і полірування її поверхні у відповідність з призначенням матеріалу волочіння. Для виготовлення волок застосовують тверді сплави WC- Co з вмістом від 3 -13 % Co. Волоки з сплавів ВК3, ВК6 застосовують для сухого волочіння дроту з сталі, кольорових металів та їх сплавів, а волоки з сплаву ВК8 для волочіння сталі і кольорових металів при мокрому волочінні. Висока якість матеріалу волоки з оптимально вибраною геометрією і поліруванням поверхні – це сама найкраща гарантія довготривалості терміну служби і забезпечення оптимальних результатів процесу волочіння дроту. Однак існують і інші фактори , від яких залежить ефективність валок в волочильній машині: чистота і твердість матеріалу дроту; якість зварних з'єднань у дроті; швидкість волочіння; температура волочіння (при “м мокрому” волочінню 40-50 °С); тип і стан змащення (значення рН, густина і т.п.); проміжний контроль у процесі волочіння; проміжний контроль волок, які застосовуються.

Раніше, або пізніше в залежності від об'єму дроту, який виготовляється, а також умов застосування волочильного інструменту, всі волоки зношуються. При волочінні деяких матеріалів, наприклад сталевго дроту, у волочильному каналі виникає знос, який схожий з лункоутворенням на різцевій пластині при обробці матеріалу, який дає зливну стружку.

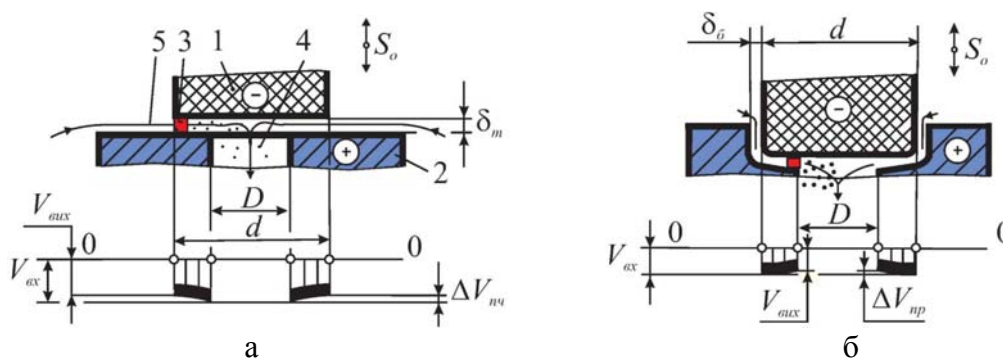
Волока складається з вхідного конуса, конуса волочіння, циліндричної напрямної і вихідного конуса. Конус волочіння і циліндрична напрямна навантажуються безпосередньо при волочінні і зношуються за рахунок тертя і тиску. Циліндрична напрямна подовжує строк збереження терміну діаметра отвору, довжина її знаходиться у співвідношенні до діаметру отвору волоки. Вхідні і вихідні конуси не навантажуються тиском волочіння і тому вони не зношуються і не змінюються. За рахунок періодичного відривання цих місць які приварюються, структура порушується за рахунок викрошування карбідних зерен, аналогічна лункоутворенню на твердосплавних різцях при обробці металів, які дають зливну стружку. Вирвані частки твердого сплаву залишають risks на дроті. Якщо отвір волоки за рахунок сильного зносу не відповідає заданим розмірам, то його розточують на більший діаметр шліфуванням, а потім полірують. Жорсткі вимоги до точності розмірів і шорсткості поверхні волоки забезпечується шліфуванням алмазним інструментом на етапі чорнової обробки отворів [1], з продуктивністю $Q = 7- 25 \text{ мм}^3/\text{хв.}$ сплаву ВК8 при шліфуванні головками АГЦ на металевій зв'язці М5-2 з зернистістю 125/100 при

глибині шліфування t від 0,005 до 0,02 мм. Така інтенсифікація алмазного шліфування обумовлена головною умовою – не допущення появи мікро тріщин при питомому навантаженні інструмента на твердосплавну заготовку. Проблема попередньої чорнової обробки, ще більш загострюється при розточуванні отворів у відпрацьованих твердосплавних волоках, де потрібно знімати значний об'єм матеріалу. Застосування відомих електроерозійних методів, для обробки твердосплавних волок (електроіскрового, електроімпульсного) суттєво обмежена продуктивністю обробки, так як енергія при їх реалізації підводиться в зону обробки з паузами.

Одним із самих високопродуктивним із них є спосіб розмірної обробки металів електричною дугою (РОД), який відомий за роботами [2,3]. Спосіб заснований на використанні електричної дуги в потужному гідродинамічному потоці робочої рідини, як інструмента для розмірного формоутворення поверхонь. Він дозволяє простими засобами вводити в зону обробки великі потужності технологічного струму і забезпечує продуктивність обробки твердого сплаву графітовим електродом 2844 мм³/хв, що значно більше усіх відомих методів обробки.

Таким чином, метою досліджень – розробка технології та обладнання способу чорнової РОД твердосплавних волок, як високоефективної альтернативи традиційним способам їх чорнової обробки.

В якості технологічної схеми формоутворення вибрана схема за принципом прошивання. Обробку здійснювали з використанням графітового електрода-інструмента (ЕІ, марка МПГ-7) при вибраній технологічній схемі формоутворення з прокачуванням органічного середовища в торцевому між електродному зазорі під технологічним тиском, за напрямком від перефірії до центру електрода-інструмента (рис.1). Предметом дослідження були такі технологічні характеристики: продуктивність обробки M , мм³/хв; питома продуктивність обробки M_a , мм³/А·хв; питома витрата електроенергії a , кВт·год/кг; бічний зовнішній МЕЗ δ , мм; відносний лінійний знос ЕІ γ , %; шорсткість обробленої поверхні Ra , мкм. Будівання математичних моделей технологічних характеристик процесу РОД твердого сплаву ВК8 здійснювалось з застосуванням математичних методів планування експериментів, зокрема плану 2^{4-1} . На підставі апріорної інформації були відібрані фактори, що визначають режими обробки (сила технологічного струму I , А; статичний тиск робочої рідини в ході в міжелектродний зазор P_{cm} , МПа) та фактори, що визначають геометричні параметри обробки (площа обробки F , мм²; глибина обробки h , мм).



а – початкова фаза обробки (1 – графітовий ЕІ; 2 – твердосплавна заготовка; 3 – електрична дуга; 4 – продукти ерозії; 5 – гідродинамічний потік; б – проміжна фаза обробки

Рисунок 1 – Технологічна схема формоутворення та епюри швидкостей потоку в торцевому МЕЗ:

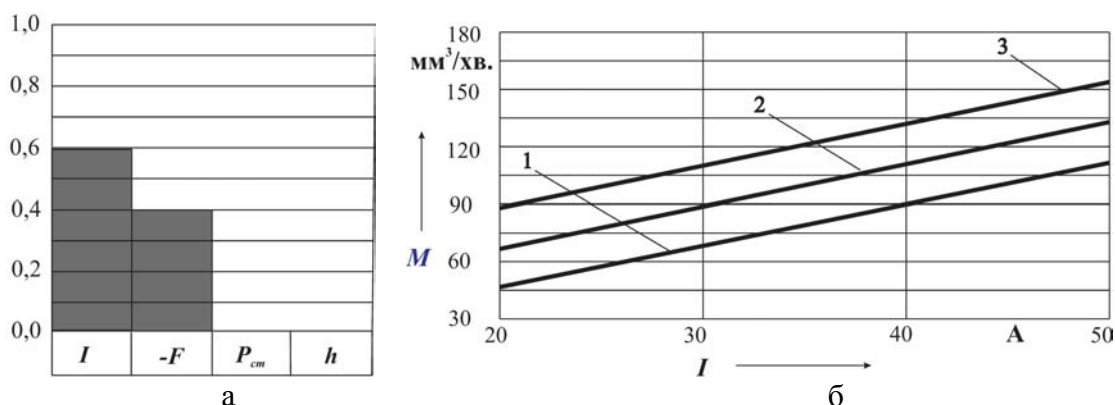
Усі фактори задовольняють умови керованості, операціональності та однозначності. Інші параметри процесу РОД були зафіксовані на постійному рівні: робоча рідина – органічне середовище; полярність обробки – пряма; матеріал електрода-інструмента – електроерозійний графіт марки МПГ-7.

Таблиця 2 – Поліноміальні математичні моделі технологічних характеристик процесу чорнової РОД зразків із твердого сплаву ВК8

Математична модель	Масштабні співвідношення факторів
Уніполярна РОД бічної поверхні зразка за формулою «графітовий ЕІ – твердий сплав» з використанням способу зворотного прокачування	
$M = 99,7 + 33,92x_1 - 23,42x_3$	$x_1 = (X_1 - 35)/15$ $x_2 = (X_2 - 1)/0,2$ $x_3 = (X_3 - 43,7)/29,7$ $x_4 = (X_4 - 2)/1$
$M_a = 2,98 - 0,58x_3$	
$a = 11,68 + 3,35x_3 - 2,33x_2$	
$R_a = 10,31 + 1,44x_1$	
$\delta_{\sigma} = 0,018 + 0,0094x_1$	
$\gamma_{\text{л}} = 11,12 - 1,99x_2 + 4,11x_4$	
де: $X_1 \rightarrow I, \text{ А}; X_2 \rightarrow P_{\text{см}}, \text{ МПа}; X_3 \rightarrow F, \text{ мм}^2; X_4 \rightarrow h, \text{ мм}$	

В рамках експерименту : продуктивність процесу РОД твердого сплаву ВК8 M – змінювалась в межах від 31,2 до 193,24 мм³/хв.; питома продуктивність обробки M_a – від 1,14 до 4,73 мм³/А·хв; питома витрата електроенергії a – 5,95 до 24,77 кВт·год/кг; бічний зовнішній МЕЗ δ – 0,005 до 0,035мм; відносний лінійний знос ЕІ γ , %; шорсткість обробленої поверхні R_a – 8 до 12,5 мкм.

Із аналізу моделі (рис.2) випливає, що на продуктивність обробки M найбільш впливає сила технологічного струму, із підвищенням якої продуктивність збільшується. Отже силу струму слід визначити головним керуючим фактором, а даний факт свідчить про теплову природу процесу РОД. Вплив площі обробки F на продуктивність значно менший, а статичний тиск $P_{\text{см}}$, та глибина обробки суттєвого впливу не створювало. Це дозволяє застосовувати спосіб РОД для чорнової обробки твердосплавних волок.



а – ступінь впливу змінних факторів; б – залежність M від F ; 1 – $P_{\text{см}} = 1,2 \text{ МПа}$; 2 – $P_{\text{см}} = 1,0 \text{ МПа}$; 3 – $P_{\text{см}} = 0,8 \text{ МПа}$

Рисунок 2 – Продуктивність M чорнової РОД бічної поверхні зразка за формулою «графітовий ЕІ- твердий сплав» з використанням способу зворотного прокачування

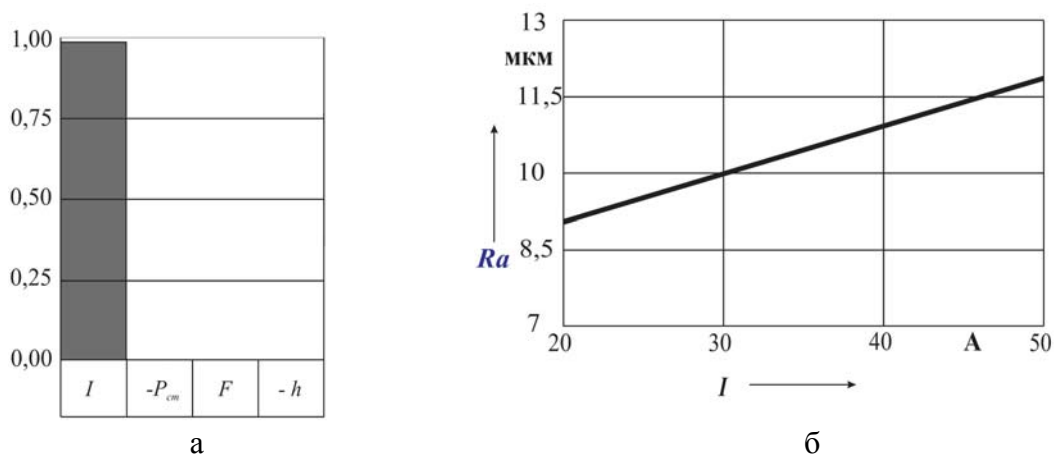
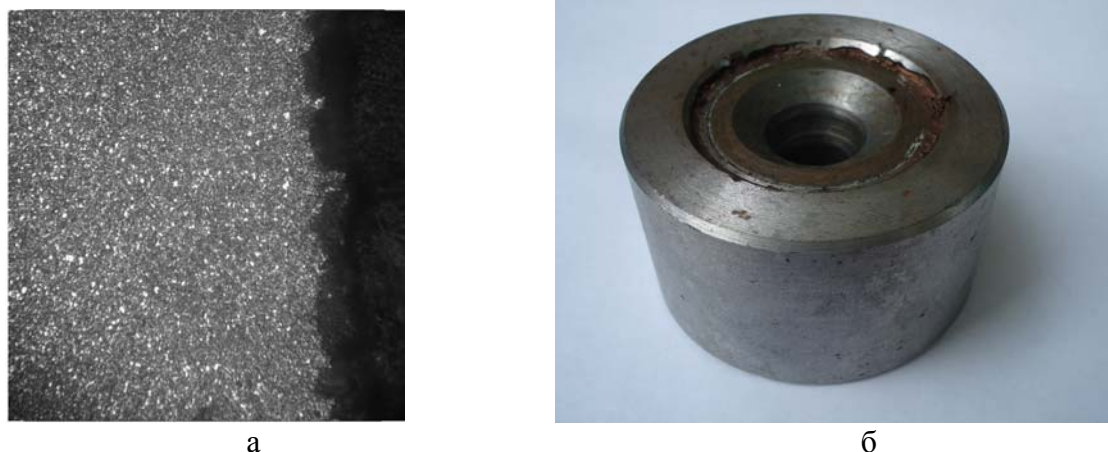
а – ступінь впливу змінних факторів; б – залежність Ra від I

Рисунок 3 – Шорсткість обробленої поверхні Ra чорнової РОД бічної поверхні зразка за формулою “графітовий ЕІ- твердий сплав” з використанням способу зворотного прокачування



а – мікроструктура (x1730) поверхневого шару сплаву ВК8 після РОД бічної поверхні зразка графітовим ЕІ ($I = 50$ А, $P_{cm} = 0,8$ МПа, $F = 73,4$ мм², $h = 3$ мм); твердосплавна волока після РОД калібруючої циліндричної напрямної

Рисунок 4 – Випробування способу РОД твердосплавних волок

Із моделі та рис. 3, виходить, що шорсткість обробленої поверхні Ra в повній мірі визначається силою технологічного струму I (ступінь впливу – 98,7 %) та не залежить від інших факторів. Із підвищенням I шорсткість поверхні підвищується. Отже, сила технологічного струму I по відношенні до шорсткості обробленої поверхні Ra є головний керуючий фактор. Причому, чим менша сила технологічного струму, тим більша імовірність утворення лунок. При виконаних експериментальних дослідженнях шорсткість вимірювалася на периферійній частині торцевої поверхні зразка. В умовах експерименту вона змінювалася у межах від $Ra8$ до $Ra12,5$ мкм. За результатами металографічних досліджень (рис. 4, а) мікротріщин у поверхневому шару твердосплавного зразка після РОД не виявлено. Обробку бічної поверхні, а саме циліндричного пояса напрямної (рис 4. б) здійснювали графітовим ЕІ марки МПГ-7 при наступному режимі обробки: сила технологічного струму $I = 50$ А, напруга на дузі $U = 25-27$ В, статичний тиск органічної робочої рідини на вході потоку в міжелектродний зазор $P_{cm} = 1,2$ МПа, площа обробки $F = 73,4$ мм², полярність обробки пряма (заготовка –

«плюс»)), спосіб прокачування рідини крізь торцевий між електродний зазор – зворотній (від периферії до центра отвору заготовки. В результаті обробки волокни з твердого сплаву ВК8, була зафіксована продуктивність чорнової обробки $M = 130 \text{ мм}^3/\text{хв.}$, що в 4,4...5,2 разів перевищує продуктивність чорнового шліфування отвору волокни.

Таким чином, експериментально доведена доцільність використання способу РОД для високопродуктивної обробки твёрдосплавних волок, що вимагає відповідно невеликих капіталовкладень в обладнання і технологію, забезпечить швидку окупність за рахунок значного збільшення строку служби волокни, призведе до помітної економії коштів на будь-якому виробництві дроту.

Список літератури

1. Шлифование сплавов вольфрама (Часть1) [Электронный ресурс] // Центральный металлический портал РФ. – Режим доступа к статье: http://metallischekiy-portal.ru/articles/obrabotka/wolfram/shlifovanie_splavov_volframa/1.
2. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой / В.И. Носуленко, Г.М. Мещеряков // Электронная обработка материалов. – 1981. - № 1. – С.19-23.
3. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.

Oleg Sisa, Marina Osipeko

Kirovograd National Technical University

Katerina Steblina

Chernivtsi National University named after Yuriy Fedkovych

Dimensional roughing of carbide drawplate by electric arc

Article is dedicated to the development of technology and equipment of mode of roughing of carbide drawplate by electric arc as an alternative to traditional methods of high performance choice of roughing.

During operation, in the hole of drawplate along with uniform abrasion, occurs severe wear, as a consequence of welding of the processed material to the material of drawplate. As a result of the periodic separation of these places the structure obtained by sintering is broken by chipping of the carbide grains. Torn carbide particles leave marks on the wire, with such wear the drawplate does not meet the specified size and it is to bore with larger diameter by the grinding with the diamond tool at the roughing.

It is proposed to bore carbide drawplate by dimensional electric arc as at roughing chisel carbide dies dimensional arc of electricity that can take large allowances of material at the lowest time expenditure for processing. At that the machining cycle was down by 4,4-5,2 times.

It was made the justifications of the technological scheme of forming of holes of carbide drawplate in the way of sizing by arc taking into account the features of physical formation mechanism and hydrodynamic phenomena in the electrode gap. Analytical roots of technological characteristics of the process of rough sizing with the arc VK8 alloy with treatment regimens and geometrical parameters established.

electric arc, carbide drawplate (die), technology, technological characteristics, equipment

Одержано 14.05.14

УДК 621. 9. 048. 4

В.М.Шмельов, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Електрична дуга як інструмент для сучасного виробництва

Показано переваги розмірної обробки електричною дугою (РОД) порівняно з традиційними способами металообробки. Описано енергетичні характеристики електричної дуги в умовах РОД для різних типів оброблюваних матеріалів.

напруга дуги, струм дуги, динамічний тиск потоку робочої рідини, напруженість електричного поля дуги, анод, катод

В.Н.Шмелев, канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Электрическая дуга как инструмент для современного производства

Показано преимущества размерной обработчики электрической дугой (РОД) в сравнении с традиционными способами металлообработки. Описано энергетические характеристики электрической дуги в условиях РОД для различных типов обрабатываемых материалов.

напряжение дуги, ток дуги, динамическое давление, напряженность электрического поля дуги, анод, катод

Підвищення ефективності суспільного виробництва пов'язано, перш за все, з розвитком машинобудування та широким впровадженням у виробництво прогресивних технологій. Основою машинобудування є металообробка, яка представлена різноманітними традиційними способами обробки металів різанням, тиском та литтям, а також перспективними, але порівняно мало вивченими і такими, що мають обмежене практичне застосування різноманітними процесами так званої електротехнології (електрофізичними та електрохімічними способами обробки).

Одним із прогресивних способів електрофізичної обробки металів, що забезпечує широкі технологічні можливості, є електроерозійна обробка (ЕЕО). Проте вона знаходить обмежене практичне застосування, оскільки не забезпечує досатньо високої продуктивності. В цьому зв'язку певний практичний інтерес являє спосіб електрофізичної обробки металів, що отримав назву розмірна обробка металів електричною дугою, надалі РОД [1].

Обробка різноманітних струмопровідних матеріалів способом РОД, що відрізняється більш високою продуктивністю порівняно з традиційними способами ЕЕО, є перспективним напрямком розвитку електрофізичних методів обробки. Проте для реалізації процесу РОД та забезпечення необхідних технологічних можливостей такого процесу необхідним є вивчення фізичного механізму електричної ерозії, зокрема електричних та геометричних характеристик дуги як інструменту для розмірної обробки.

Основними електричними характеристиками дуги, що впливають на якість та продуктивність обробки є струм I і напруга U , – можуть бути установлені за

осцилограмами. Типова осцилограма струму і напруги в поперечному потоці рідини підтверджує безперервне горіння дуги (рис. 1), не має принципових відмін від типових осцилограм струму і напруги відомих зварювальних і плазмових дуг і відрізняється більш стабільними значеннями струму і напруги. Порівняно із зварювальними дугами напруга дуг, що горять в поперечному потоці рідини в умовах РОД, дещо вища і в ряді випадків наближується до напруги плазмових дуг для зварювання і різання металів. Струм такої дуги, як і для відомих дуг, може змінюватись від декількох ампер до багатьох тисяч ампер.

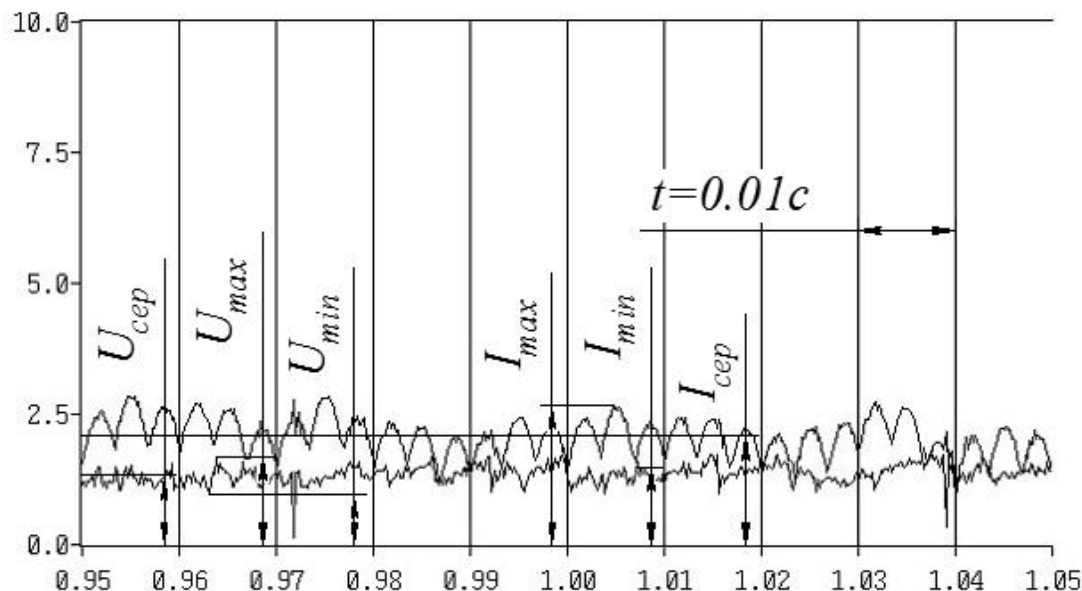


Рисунок 1 – Типова осцилограма напруги дуги U і струму I при РОД сталевими електродами

Струм I і напруга дуги U безперервно змінюються. Тому для кожного заданого проміжку часу t існування дуги треба розрізняти максимальну напругу дуги U_{max} , мінімальну напругу U_{min} , середню напругу U_{sep} , максимальний струм дуги I_{max} , мінімальний струм I_{min} , середній струм I_{sep} . При цьому максимальному струму I_{max} відповідає мінімальна напруга U_{min} і, навпаки, мінімальному струму I_{min} відповідає максимальна напруга U_{max} , що пояснюється використанням джерел живлення технологічним струмом із зовнішніми падаючими характеристиками.

Важливим геометричним параметром дуги є довжина (висота) катодної і анодної областей. Наявність осцилограм напруги дуги “сталий процес - коротке замикання” дозволяє установити сумарну довжину катодної і анодної областей дуги (рис. 2).

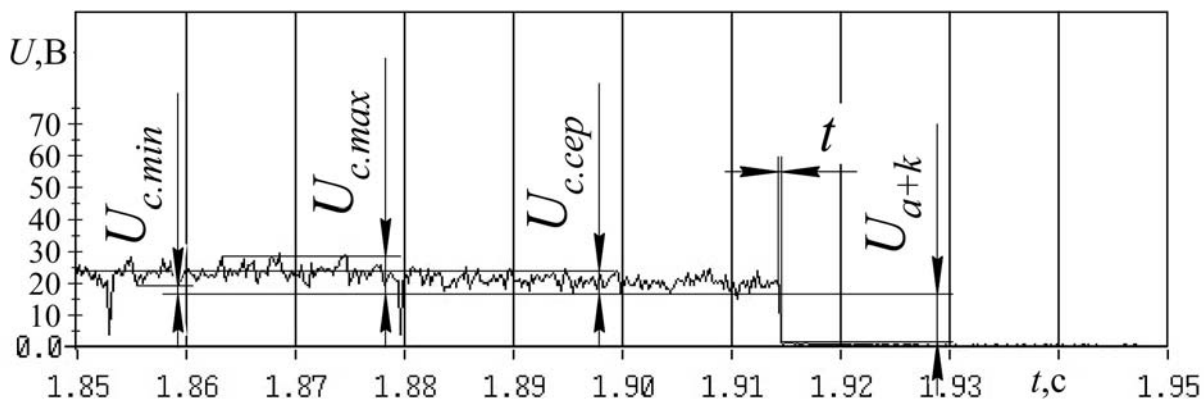


Рисунок 2 – Осцилограма напруги дуги U при зближенні електродів із сталі до короткого замикання

Отримані таким чином розрахункові дані показали, що при горінні дуги в поперечному потоці рідини сумарна довжина катодної і анодної областей дуги $U_{\kappa+a}$ в діапазоні досліджених режимів обробки ($I=100\ldots 200\text{A}$, $P_d=0,5\ldots 0,7\text{МПа}$) для сталевих електродів складають $0,1\ldots 0,2\text{ мкм}$ [2].

Таблиця – Значення $U_{\kappa+a}$ для дуги в поперечному потоці рідини і відкритої дуги в повітрі

Електроди		$U_{\kappa+a}, \text{В}$		
Катод	Анод	Дуга в поперечному потоці		Відкрита дуга в потоці
		Водопровідна вода	Масло «Індустріальне-12»	
Сталь 45	Сталь 45	13-15	18-20	17-19
Сталь 45	Графіт	14-16	19-21	17-19
Сталь 45	Мідь	12-13	12-14	17-19
Мідь	Сталь 45	14-15	14-15	—
Графіт	Сталь 45	14-16	14-16	—
Мідь	Графіт	14-16	18-20	—
Мідь	Мідь	12-14	13-15	19-22
Графіт	Графіт	20-22	20-22	12-14

Якщо брати до уваги, що значення $U_{\kappa+a}$ для дуг в поперечному потоці рідини і для звичайних відкритих дуг в повітрі відрізняється незначно, то можна зробити висновок, що напруженість електричного поля в катодній і анодній областях дуг, що горять в поперечному потоці рідини, приблизно в 2...3 рази і більше вища, аніж в звичайних відкритих дугах в повітрі, і зростає при збільшенні динамічного тиску потоку (рис. 3).

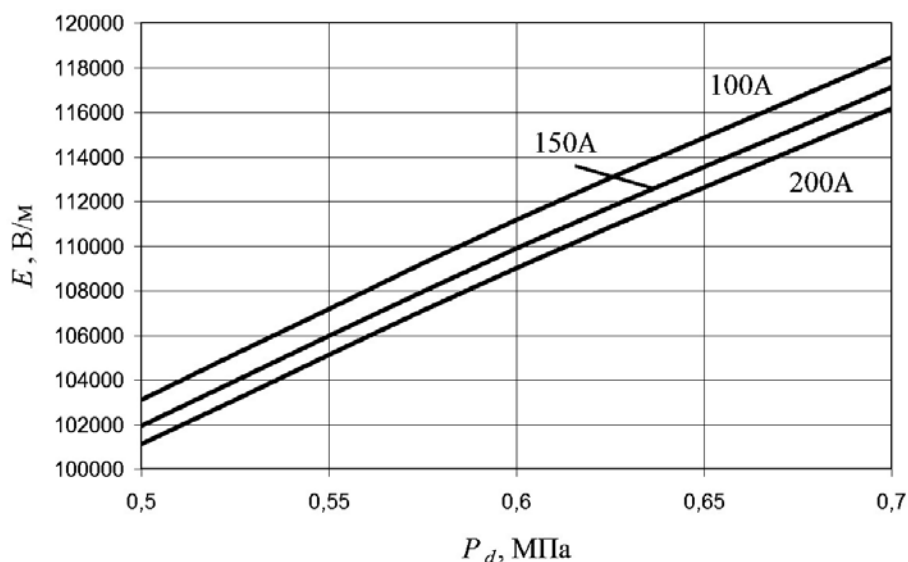


Рисунок 3 – Залежність напруженості електричного поля в стовпі дуги E від P_d та I при обробці сталевими електродми

На рис. 4 показана вплив динамічного тиску потоку P_d на величину зони термічного впливу H на катоді і аноді з сталі 45 при силі технологічного струму $I=400\text{A}$.

На рис. 5 показано мікроструктури поверхні попередньо термічно обробленої деталі зі сталі У8 після обробки за допомогою способу РОД графітовим ЕІ з матеріалу МПГ-7 при зворотній полярності на режимах: $I=50\text{A}$; $P_S=2,0\text{МПа}$; $U=27\text{В}$.

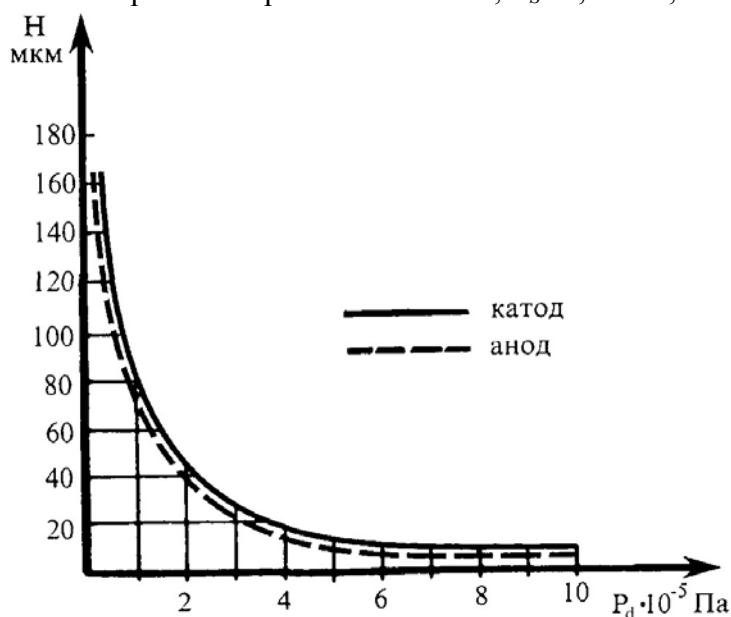


Рисунок 4 – Залежність зони термічного впливу H від P_d при аноді і катоді з сталі 45

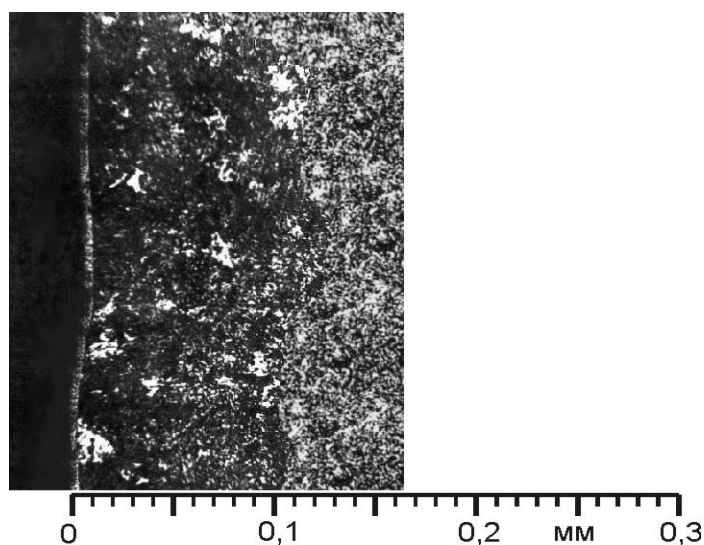


Рисунок 5 – Мікроструктура поверхні попередньо термічно обробленої деталі зі сталі У8 після обробки способом РОД за допомогою графітового ЕІ

На рис. 6 показано мікроструктури поверхні попередньо термічно обробленої деталі зі сталі Х12М після обробки за допомогою способу РОД ЕІ зі сталі 35 при зворотній полярності на режимах: $I=50\text{A}$; $P_S=1,2\text{МПа}$; $U=27\text{В}$.

Як видно з рисунку глибина зони термічного впливу на рис. 5 практично відсутня, а на рис. 6 коливається в межах від 0,015 до 0,035мм.

При необхідності величину зони термічного зменшують за рахунок збільшення статичного тиску робочої рідини.

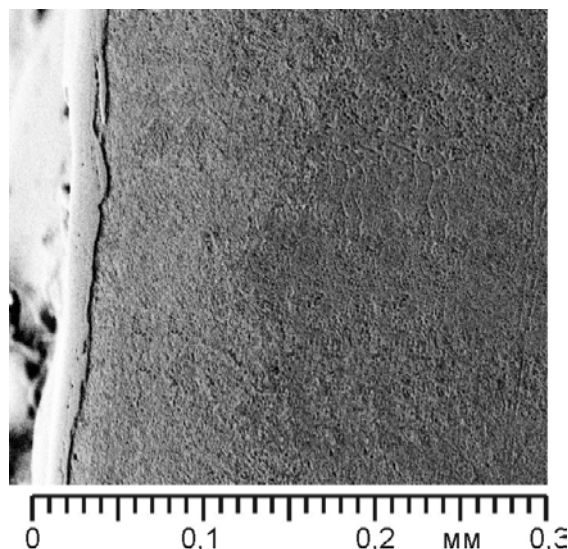


Рисунок 6 – Мікроструктура поверхні попередньо термічно обробленої матриці з сталі X12M після обробки способом РОД за допомогою ЕІ з сталі 35

Враховуючи описані енергетичні характеристики електричної дуги можна зробити висновок: електрична дуга в поперечному потоці рідини в умовах РОД є високоефективним інструментом для розмірної обробки в умовах сучасного виробництва.

Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07. /Кіровоградський держ. техн. ун-т. – К., 1999. – 32 с.
2. Шмельов В.М. Розмірна обробка електричною дугою спряжених робочих деталей розділових штампів: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.03.07. /Національний технічний університет України «КПІ»– К., 2013. – 20 с.

Vitaliy Shmelyov

Kirovograd National Technical University

Electric arc as the instrument for modern manufacture

Purpose of the article - the analysis of possibilities of an electric arc as instrument for modern manufacture.

The article analyzes the influence of the basic technical characteristics on process dimensional processing electric arc on power performances of the arc column, and also its anode and cathode area is carried out. It allows to judge efficiency of use of energy at handling of electrowire materials of a variety electrodes-instrumen, both on a straight line, and on inverse polarity of electrodes. It is shown that the arc in the course of handling changes its energy characteristics from maximum to minimum values of voltage and a technological current, thus for an estimation of influence of these performances it is necessary to consider their average value on time.

It is shown the basic advantages of the method of dimensional handling by an electric arc over traditional methods of a metal working that allows to speak about economic feasibility of its application in the conditions of modern manufacture.

arc voltage, arc current, the dynamic pressure, electric field intensity of an arc, the anode, the cathode

Одержано 29.04.14

УДК 669.017:531.43

В.В. Аулін, проф., канд. ф-м. наук, О.В. Кузик, ст. викл., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Системно-спрямований підхід та синергетична концепція реалізації процесів і станів самоорганізації матеріалів елементів, робочих та технологічних середовищ триботехнічних систем

В статті на основі системно-спрямованого підходу та синергетичної концепції з'ясовано реалізацію процесів і станів самоорганізації матеріалів елементів, робочих та технологічних середовищ триботехнічних систем.

Визначено сукупність ознак здатності матеріалів до самоорганізації, встановлено їх взаємозв'язок. Розглянуто характер зміни процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах.

З'ясовано, що на основі ознак здатності матеріалів елементів, робочих та технологічних середовищ триботехнічних систем можна розробляти більш ефективні технології їх зміцнення, відновлення та модифікування, враховуючи самоорганізуючий характер процесів тертя.

триботехнічна система, самоорганізація, необоротність, відкритість, нерівноважність, нелінійність, флуктуація, нестійкість, кооперативність, дисипативність, складність, зміцнення

В.В. Аулин, проф., канд. ф-м. наук, А.В. Кузык, ст. преп., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

Системно-направленный подход и синергическая концепция реализации процессов и состояний самоорганизации материалов элементов, рабочих и технологических сред триботехнических систем

В статье на основе системно-направленного подхода и синергической концепции выяснена реализация процессов и состояний самоорганизации материалов элементов, рабочих и технологических сред триботехнических систем.

Определена совокупность признаков способности материалов к самоорганизации, установлена их взаимосвязь. Рассмотрен характер изменения процессов и состояний самоорганизации в триботехнических системах.

Выяснено, что на основе признаков способности материалов элементов, рабочих и технологических сред триботехнических систем можно разрабатывать более эффективные технологии их упрочнение, возобновления и модифицирования, учитывая самоорганизующий характер процессов трения.

триботехническая система, самоорганизация, необратимость, открытость, неравновесность, нелинейность, флуктуация, неустойчивость, кооперативность, диссипативность, сложность, упрочнение

Постановка проблеми. Підвищення зносостійкості і надійності, зниження експлуатаційних та енергетичних витрат є нагальною проблемою, загальною для всіх областей техніки. Основними напрямками підвищення зносостійкості триботехнічних систем (ТТС) є: вдосконалення конструкції; підвищення зносостійкості її елементів; використання високоефективних олив, змащувально-охолоджуючих рідин; поліпшення умов експлуатації та ін. Останнім часом виявлено, що найбільш ефективні методи підвищення зносостійкості ТТС слід шукати в реалізації їх процесів та станів

самоорганізації [1]. При самоорганізації спостерігається ефект практичної безносності за рахунок стабілізації технічного стану, відновлення властивостей і характеристик поверхневих шарів деталей, робочих і технологічних середовищ з використанням для цього необхідних матеріалів та потоків речовини і енергії.

Для вивчення трибологічних явищ і ефектів в ТТС та використання їх при створенні нових технологій зміцнення, відновлення та модифікування поверхонь тертя доцільно використовувати системно-спрямований підхід та синергетичну концепцію. Це дозволяє побудувати модель трибоспряження деталей з іншим характером зношування, яким при необхідності можна керувати, зменшуючи, збільшуючи або стабілізуючи розміри зон тертя та реалізуючи комплекс необхідних їх властивостей та характеристик [2]. Слід врахувати і процеси, що відбуваються в поверхневих шарах трибоелементів (ТЕ) при їх взаємодії та взаємодії з робочим та технологічним середовищем. Оскільки створення ТТС з керованим ресурсом з математичної точки зору є типовим завданням теорії оптимального керування, а отже необхідно забезпечити найоптимальніші значення критеріїв, що характеризують ефективність керування при заданих обмеженнях.

Останнім часом розвиток трибоматеріалознавства і технологій зміцнення матеріалів ТЕ пов'язаний, в основному, з експериментальним виявленням комплексу явищ (фізико-механічних, фізико-хімічних, трибологічних, реологічних та ін.), але є необхідність в їх обґрунтуванні з позицій методології синергетики, теорій дисипативних систем або детермінованого хаосу, фрактального світогляду та ін. Зазначене пов'язане з новими структурними рівнями досліджень до реалізації процесів і станів саморганізації в ТТС із врахуванням еволюційного їх розвитку та застосуванням динамічного аналізу прогнозування структури характеристик та властивостей матеріалів ТЕ, робочих і технологічних середовищ в нерівноважних умовах. Це сприяє розвитку теорії нерівноважних фазових перетворень (ФП) і утворення метастабільних структур матеріалів елементів ТТС з особливими властивостями, а також в розробці і оптимізації на цій основі перспективних технологій їх зміцнення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Через різноманітність і багатогранність умов протікання тертя та зношування [3] в ТТС створюються можливості виникнення великого спектру станів і процесів самоорганізації та забезпечення належного рівня зносостійкості і надійності ТТС. Процеси при терті виникають і розвиваються в результаті двох основних явищ: активації (збільшення) та пасивації (зменшення) вільної енергії ТТС. Їх можна описати на основі першого і другого початків термодинаміки. Перетворення зовнішньої механічної енергії в енергію внутрішніх процесів визначаються потоками субстанції, (енергії, речовини, інформації) в ТТС, обумовленими інтенсивністю зовнішніх механічних дій, структурою і властивостями матеріалів ТЕ, фізико-хімічною дією робочого і технологічного середовища, масштабним чинником та ін.

Самоорганізація і утворення дисипативних структур (ДС) при терті можуть здійснюватися шляхом трансформацій в матеріалах ТЕ різних за природою і агрегатних станів [4,5], але механізм протікання самоорганізації в різних ТТС може мати загальні особливості: виникнення широкого спектру станів самоорганізації - утворення просторових і просторово-тимчасових структур, що визначають зносостійкість, антифрикційність і фрикційність елементів ТТС; здійснюватися трансформація матеріалів елементів ТТС, робочих та технологічних середовищ в різних агрегатних станах.

Зовнішні механічні дії при терті неминуче приводять до руйнування ДС, матеріалу ТЕ, але ці ж дії і спряжені процеси перенесення речовини і енергії в ТТС

забезпечують їх регенерацію. У традиційних умовах роботи спряжень тертя в поверхневих шарах матеріалів ТЕ утворюються дисипативні вторинні структури (ВС) механо-хімічної природи, що володіють екстремальними властивостями та екранують основний матеріал від безпосереднього контакту і руйнування. Технологічна обробка матеріалів ТЕ активування при модифікуванні обумовлює термомеханічні, термохімічні та фізико-хімічні процеси, виникнення ВС термохімічної природи на поверхнях тертя. Трансформація початкової структури матеріалів ТЕ в нову фазу супроводжується максимальним зміцненням подрібненням зерна, появою текстур, насиченням робочої поверхні активними компонентами середовища при модифікуванні речовиною і енергією фізичних полів.

Процеси нерівноважних ФП і структуроутворень в матеріалах ТЕ ускладнені для дослідження швидкоплинності і вивчення у вигляді особливої морфології таких структур як фрагментовані, ультрадисперсні, нанокристалічні, «білий шар» та ін. свідчать про нетривіальні механізми перетворень. На особливу увагу заслуговують процеси, що протікають в матеріалах ТЕ при поверхневій обробці концентрованими потоками енергії (КПЕ), оскільки вони вимагають нових теоретичних підходів до пояснення їх механізму. Спроби таких підходів здійснювались М. Ешбі, Р. Гейтсом, В.Д. Садовским, Б.Я. Любовим, В.М. Пустовойтом та ін. зарубіжні вчені [6-13], але практично відсутні дослідження динаміки структурних елементів матеріалів ТЕ в процесі еволюції на етапі самоорганізації, що обумовлює істотно нерівноважні ФП і подальше формування метастабільних структур матеріалу при дії КПЕ.

Динамічний аналіз процесів і станів ТТС є одним із методів теоретичного дослідження самоорганізації, ефективність якого особливо наочна при вивченні істотно нелінійного стану ТТС з переважно дисипативним характером процесів. При цьому зміцнюючи та модифікуючи матеріали ТЕ, робочих та технологічних середовищ, намагаються розширити діапазон нормалізації та підвищити рівень нормалізації, мінімізуючи при цьому інтенсивність зношування ($I_{\text{зн}} \rightarrow \min$) і оптимізуючи коефіцієнт тертя ($f_{\text{тр}} \rightarrow \text{opt}$). В таких ситуаціях керування зносостійкістю ТЕ в ТТС передбачає наступні етапи: трибодіагностика; прийняття оптимальних рішень; випробування.

Постановка завдання. З'ясувати систему ознак здатності матеріалів трибоелементів, робочих та технологічних середовищ триботехнічних систем до реалізації процесів та станів самоорганізації.

Виклад основного матеріалу. Здатність до самоорганізації характерна всім матеріалам ТЕ, робочим та технологічним середовищам через властиву їм спонтанну активність, яка проявляється лише при наявності певних ознак та умов [6,14]. Порядок в ТТС, що характеризує стійкі структури матеріалів, змінюється також спонтанно. При цьому організованість ТТС може підвищуватися як за рахунок її внутрішніх властивостей, так і унаслідок зовнішніх керуючих дій, а їх синергетична спрямованість полягає у самоузгодженості функціонування за рахунок внутрішніх зв'язків із зовнішнім середовищем. При цьому припускається поява сильних функціональних зв'язків між всіма складовими ТТС, на що указує нелінійна нерівноважна термодинаміка при досягненні критичного рівня виробництва ентропії [10]. Разом з тим виявляється, що надзвичайно різноманітні і, на перший погляд, не зв'язані між собою явища, що відбуваються в ТТС, можуть регулюватися декількома узагальненими ознаками самоорганізації. Найбільш характерними з них є: необоротність, відкритість, нерівноважність, нелінійність, флуктуаційність, нестійкість, кооперативність та когерентність, дисипативність, складність [15]. В узагальнених умовах реалізації самоорганізації вони відіграють роль основних синергетичних компонентів (рис. 1).

З'ясуємо сутність і обґрунтуємо взаємозв'язок між цими компонентами, виявимо їх вплив на умови функціонування ТТС та розвиток процесів і станів самоорганізації.

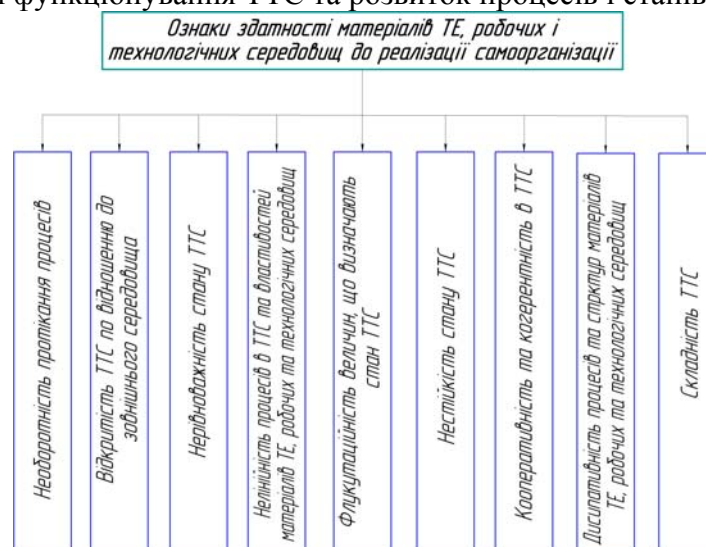


Рисунок 1 – Схема взаємозв'язку ознак здатності матеріалів ТЕ, робочих та технологічних середовищ до реалізації явищ і станів самоорганізації

Необоротність – це ознака, що характеризує здатність самочинного протікання процесів в ТТС. До таких процесів можна віднести теплопровідність, дифузію, в'язку течію, електропровідність, поляризацію, намагніченість та ін. Необоротність, по І. Пригожину [6-8], відіграє конструктивну роль і є головною ознакою самоорганізації, оскільки саме необоротні процеси організовують матеріали ТЕ, робочих та технологічних середовищ. Всі реальні процеси, що розвиваються в ТТС є необоротними і ТТС не можуть повернутися до свого початкового стану без зміни матеріалу ТЕ, робочих, технологічних і навколишнього середовищ, а отже витрат енергії на перетворення в них. Причина необоротності процесів і станів полягає в нестійкості атомів, молекул, їх кластерів та агрегатів в матеріалах елементів ТТС.

За сучасною синергетичною концепцією найбільш істотним чинником необоротності є її біфуркаційна природа, яка передбачає розгалудження станів ТТС. При цьому у критичних точках невірноважні ФП в матеріалах відбуваються непередбачуваним чином. Це свідчить про те, що поряд з дисипативними можуть брати участь і поверхневі, електричні, хімічні, магнітні та інші сили [8,11,12].

Ознака відкритості ТТС означає наявність в ній процесів обміну різними видами субстанцій з зовнішнім середовищем, активна взаємодія яких з наявними і доступними джерелами речовини, енергії та інформації знижує величину ентропії в самій ТТС. Надмірність відтоку ентропії над внутрішньою її генерацією відкриває можливість прояву самоорганізації й виявлення шляхів структуризації матеріалів. Оскільки реально існує ціла сукупність зовнішніх і внутрішніх керуючих параметрів, то важливо вибрати ті параметри, які активізують потенціальну здатність ТТС до самоорганізації і обумовлюють пошук найбільш ефективних шляхів її реалізації. Маючи зворотні зв'язки із зовнішнім середовищем, підсилює їх позитивні або послаблює негативні зв'язки. На основі синергетичної концепції співставляють зовнішні дії відкритої ТТС та її внутрішні активні сили й виділяють властивості ТТС, характерні тільки їй і ті, що забезпечують процеси самоорганізації та сукупність рівноважних станів.

Нерівноважність станів ТТС – це ознака, яка характеризує наявність неоднорідного фізичного поля або його характеристик: температури, напруження, деформації, концентрації, дефектів, напруженості електричного та магнітного полів,

швидкості руху частинок та ін. В такій ТТС разом із стаціонарним станом існують різного роду нестационарні динамічні та релаксаційні процеси. У випадку їх великої чутливості до зовнішніх впливів може відбутися спонтанна адаптивна організація (самоорганізація) та її підстроювання до зовнішнього середовища [6,8,16].

Нерівноважність є основним джерелом встановлення впорядкованості матеріалів ТЕ, робочих та технологічних середовищ. Локальні області рівноважного матеріалу поводять себе незалежно одна від одної в той час як його в нерівноважний стан зумовлює їх встановлювати зв'язки між ними. При надходженні в ТТС і наростанні потоку субстанцій нерівноважність підсилюється, що приводить до руйнування існуючих взаємозв'язків між локальними областями та їх структурою. В таких умовах можуть виникати і нові зв'язки, посилюватися кооперативні процеси на новому макроскопічному рівні. При цьому елементи ТТС стають більш чутливими до впливу факторів на стан їх рівноваги. Велика нерівноважність виявляє шлях і самоорганізації матеріалів до появи більш досконалої їх впорядкованості. Нерівноважність породжує у ТТС можливість проявляти вибірковість, неоднозначність і незвичність реакцій на зовнішні дії, чутливість до особливостей змін у зовнішньому середовищі й реагування на них своєю поведінкою, причому деякі слабкі зміни можуть здійснювати більш істотний вплив, ніж сильні, але неадекватні власним тенденціям розвитку ТТС.

Нелінійність процесів та характеристик матеріалів ТЕ, робочих і технологічних середовищ є звичайною ознакою реальних ТТС: у природі немає нічого абсолютно лінійного. Разом з нерівноважністю, нелінійність виступає необхідною умовою виникнення в матеріалах ТЕ, робочому і технологічному середовищах впорядкованих структур. У нелінійних ТТС властивості їх матеріалів залежать від протікаючих у них процесів. Зазначимо, що вихідні нелінійні процеси приводять до необоротності станів ТТС, які характерні для взаємодій в мікросвіті. Крім цього фізичні механізми, що лежать в основі самоорганізації, безпосередньо зв'язані з характером і типом нелінійності і значною мірою є загальними для різних середовищ і матеріалів ТЕ. Для принцип суперпозиції в нелінійних ТТС немає місця і результуюча їх реакція на сукупність дій не дорівнює сумі часткових реакцій.

Ознака нелінійності ТТС породжує неоднозначність та відносну незалежність ТТС від зовнішнього середовища. Взаємодіючи з дисипацією, нелінійність сприяє обмеженню амплітуди параметрів процесів і є причиною різких змін їх інтенсивності та спрямування. Нелінійні ТТС мають різні стаціонарні стани, яким відповідають різні закономірності їх поведінки. Метастабільність і гістерезисне затягування резонансного переходу до нового усталеного стану теж служать ознаками нелінійності процесу. Зрозуміти такі процеси можна моделюючи їх математичними та фізичними методами.

Нелінійність як і відкритість ТТС наявна при створенні позитивного зворотного зв'язку із зовнішнім середовищем, коли виникають умови підсилювання процесів в певних областях ТЕ або у всій системи. Це може привести до коливання станів і виникнення локальних та загальних ефектів самоорганізації. Зазначимо, що позитивний зворотний зв'язок найчастіше носить природний характер, а нелінійність, створена за допомогою штучного негативного зворотного зв'язку, є типовою рисою керованих ТТС. На ступінь нелінійності впливає і глибина дії, що надходить ззовні, яка у невірноважній ТТС може бути значною і при цьому не виконується співвідношення взаємності Онзагера [7]. Збільшення нелінійності досягається шляхом побудови ієрархії ТТС, елементи якої здатні до самоструктурування. Змінюючи внутрішні параметри ТТС, можна у великих межах впливати на її нелінійність. Посилюється нелінійність та ефективність процесів і інформаційною компонентою зовнішнього впливу, реалізуючи

при цьому ефект самоорганізації [10]. Ефективно використана інформація забезпечує протікання малоймовірних процесів структуризації елементів ТТС.

З синергетичної точки зору нелінійність припускає розуміння того, що малі причини можуть породжувати великі наслідки: мала ймовірність подій в лінійній ТТС може бути великою у нелінійній. Структура, поведінка і стан нелінійних ТТС в першу чергу визначаються властивостями і прихованими можливостями матеріалів ТЕ, робочих та технологічних середовищ. Власне автономна динаміка в нелінійній ТТС проявляє свої унікальні можливості без специфічної зовнішньої дії, тобто слід враховувати внутрішні тенденції її розвитку. З точки зору фізики нелінійність дозволяє в ТТС врахувати різноманітні взаємодії, взаємовпливи, тонкі ефекти, виявити процеси і параметри, що відображають її вибірковість (гістерезисні, резонансні, деструкційні та інші явища), багатогранність проявів, мінливість і т. п.

Велику роль в реалізації процесів самоорганізації в ТТС відіграє така ознака як флуктуація. При дослідженні різноманітних процесів в ТТС розглядаються питання флуктуації основних і характеристик, активно розробляється флуктуаційна теорія в реалізації самоорганізації [11,12]. Невеликі випадкові флуктуації характеристик, що визначають стан ТТС, завжди присутні в матеріалах ТЕ, робочого та технологічного середовища на локальному рівні, віддаленому від критичного стану і практично стримуються дисипативними силами. У міру наближення до критичної величини виробництва ентропії флуктуації в ТТС нарастають, захоплюючи її повністю і приймаючи аномально великі значення в околі точки ФП. Це сприяє розвитку ефектів синхронізації (узгодження) коливань значень характеристик елементів ТТС. Взаємодії в точці ФП при цьому змінюються кооперативним чином, тобто ТТС нібито відчуває зміни, що відбуваються в будь-якій її частині. Для кожної ТТС існує одна або декілька параметрів порядку, флуктуації яких різко зростають в точці критичного ФП. Для робочих і технологічних середовищ це щільність, концентрація наповнювача (присадки), для феромагнітних матеріалів ТЕ – намагніченість, для сегнетоелектричних – поляризація і т.д. Посиленню флуктуацій сприяють невідповідності і нелінійність, що трансформують утворену структуру матеріалу елементів ТТС.

Нестійкість, як ознака здатності ТТС до самоорганізації, в режимі нормального функціонування складної ТТС, часто викликає моменти втрати контролю над її експлуатаційними параметрами, але завдяки їй можливі переходи до нової структури та більш ефективної поведінки. Оскільки за своєю сутністю самоорганізація є результатом розвитку просторово-часових нестійкостей в ТТС, то зовнішні дії можуть варіюватися не тільки по інтенсивності, але і по просторовій конфігурації. Нестійкість ТТС, з її чутливістю до малих збурень, може підсилюватися механізмом позитивного зворотного зв'язку із зовнішнім середовищем. При цьому відбувається нібито вихід мікропроцесів в макропроцеси. За таких умов визначення порогу самоструктурування ТЕ, робочого і технологічного середовищ можна зв'язати з кількісним аналізом критичного рівня виробництва ентропії. В процесі еволюції ТТС нестійкість переводить простий флуктуаційний шум в один з факторів, що визначає одиничну самоорганізацію.

Самоорганізація за своєю природою являє собою нерівноважне кооперативне явище, тобто кооперативність є її узагальненою ознакою. В синергетичній концепції Г. Хакен окреслив принципово визначальну роль колективних, кооперативних взаємодій в нерівноважних ТТС [9,10], основною особливістю яких є їх обумовленість з властивостями всієї сукупності елементів ТТС та узгодженість діям при реалізації відповідних умов. Характерним є те, що кооперативність елементів в ТТС підкоряється одним й тим закономірностям, незважаючи на їх різні вихідні рівні організації. При досягненні рівня критичного виробництва ентропії спостерігається стрибкоподібне

утворення когерентних (кооперативних, дисипативних) структур. В сильно нерівноважних ТТС матеріали ТЕ, робочого і технологічного середовищ проявляють свої адаптивні можливості при зміні зовнішніх умов, і якщо взаємодії в ТТС носять когерентний і резонансний просторово-часовий характер, то в ній спостерігається упорядкування з відповідним пониженням симетрії та реалізація процесів і станів самоорганізації. При цьому сутність когерентності полягає в колективній стратегії поведінки локальних областей елементів ТТС.

До найбільш загального механізму самоорганізації можна віднести і селективне (резонансне) підсилення і синхронізація окремих просторово-часових гармонік (мод) ТТС при їх взаємодії із зовнішнім джерелом енергії. Цей механізм дозволяє підсилити вельми слабкі взаємодії, але які керують еволюційними процесами в ТТС і обумовлюють дисипативні сили та процеси.

Поряд з нерівноважністю і нелінійністю, дисипація є джерелом упорядкування в ТТС, а отже ознакою здатності ТТС до виникнення умов самоорганізації. Вона приводить до зростання ентропії в ТТС, енергія впорядкованого руху в яких переходить в енергію нерегульованого теплового руху. У відкритих сильно нерівноважних нелінійних ТТС дисипація із розмиваючого фактора неоднорідності перетворюється на фактор сприяння виникненню надмолекулярних стійких складних утворень ДС. Вона нібито "видає" все зайве: відбувається не стільки деградація, скільки концентрування енергії за допомогою утворення більш складних структур з простих. При цьому ДС формуються при наступних умовах [19]: ТТС термодинамічно відкрита; динамічні процеси нелінійні; відхилення від рівноваги перевищують критичні значення величин; мікроскопічні процеси відбуваються кооперативно.

Найчастіше прояв властивості дисипативності пов'язують з резистивними ефектами дифузії і переносу субстанцій в ТТС [8]: розповсюдження теплоти (термодифузія); розповсюдження маси (конвекція та концентраційна дифузія); сухе і в'язке тертя; омичне тертя (джоулеве тепло), що виникає при русі носіїв заряду в електрично провідних матеріалах ТЕ і середовищах; флуктуаційне тертя, що перешкоджає обертовим і поступальним рухам атомів і молекул; магнітна в'язкість (перезамикання силових ліній) в магнітному полі; пружна і пластична деформація і т.п.

Дисипативний процес має односторонню спрямованість на виробництво теплової енергії, але її не вистачає на створення когерентного руху і самоупорядкування в ТТС, а отже є необхідність підживлення із зовнішніх джерел щоб компенсувати внутрішні витрати і забезпечити прогресивну еволюцію ТТС. ДС в нерівноважному матеріалі виникають резонансно в процесі перебудови ТТС. ДС можуть стійко існувати тільки в умовах безперервного підведення субстанцій із зовнішнього середовища і більш складні структури вимагають для своєї стабілізації більше енергії, ніж ті, на зміну яким вони приходять.

В усіх формах самоорганізації ТТС мають місце синергетичні і кінетичні умови, які відрізняються структурним механізмом, пов'язаним з еволюцією утворених ДС, і мають певний діапазон функціонування. Енергетичні і кінетичні умови створення і функціонування ДС відповідають фундаментальним принципам трибофізики, критерію міцності і базуються на уявленнях синергетики, досягненнях матеріалознавства, механохімії і фізикохімії контактних і поверхневих явищ. Утворення ДС здійснюється шляхом кінетичного фазового переходу (КФП), основою якого є узгоджена синергетична взаємодія деформаційних, теплових, адсорбційних, дифузійних, хімічних і ін. процесів і локалізація їх в тонкоплівкових об'єктах - нових структурах.

В зоні контакту ТЕ при реалізації КФП здійснюється стрибкоподібний перехід до більш доступних і економних механізмів функціонування ТТС (деформація, дифузія,

хімічні реакції та ін.). Відмінність форм КФП, будова і склад ДС визначаються природою трибоактивування, властивостями матеріалів ТЕ, складом і станом робочих та технологічних середовищ. Аналіз механізмів КФП показує, що найважливішими характеристиками нових структур є ступінь впорядкованості і характер модифікування. ТТС, створивши в результаті самоорганізації ДС, в новому стаціонарному стані зменшує свою ентропію, нібито скидаючи її надлишок в зовнішнє середовище, ентропія якого при цьому зростає, що, звичайно, буде впливати на процеси, що протікають в ньому. Ентропійний обмін мінімізується за допомогою утворення ДС.

Складність разом з нелінійністю, властива всім реальним ТТС [10]. Ця ознака здатності ТТС до самоорганізації є наслідком колективної поведінки внутрішньо простих складових ТТС. Явища самоорганізації протікають в макроскопічних ТТС, що представлені елементами з великою сукупністю: дискретних (окремих) або безперервних (суцільних) локальних областей. Якщо послідовно впливати на локальні області матеріалів ТЕ, робочих та технологічних середовищ, різноманітність і силу зв'язків між ними, то ТТС можна довести до деякого критичного значення складності, в якому вона набуває нову системну властивість і найбільш значущим є кооперативний початок самоорганізації процесів і станів.

З іншого боку ознака складності – це складність зовнішніх проявів ТТС, тобто складність її поведінки. ТТС з сильною нерівноважністю і нелінійністю володіють здатністю до самоорганізації переважно за поведінкою. Якщо наявна велика кількість зв'язків між локальними областями ТТС, то спостерігається надзвичайно сильна якість критичних переходів до нових типів структур і нової поведінки [17-19]. Самоорганізацію можна трактувати, як морфогенез складного, тобто багатокомпонентності нелінійних і нерівноважних ТЕ, робочих та технологічних середовищ, що зазнають у взаємодії із зовнішнім середовищем низку якісних спонтанних перебудов структури і зміни поведінки. Чим складніше ТТС, тим більше в ній виникає біфуркаційних переходів, а отже і більш багатоваріантна її поведінка, для виявлення яких системно-спрямований підхід і синергетична концепція вказують прості і універсальні шляхи.

Висновки.

1. Показано, що сукупність узагальнених ознак здатності ТТС до різних форм самоорганізації та умови їх реалізації складають трибофізичну основу забезпечення та підвищення зносостійкості і надійності їх функціонування.

2. При цьому враховується термодинамічна природа тертя як дисипативного процесу, використовуються уявлення про структурну пристосованість, самоорганізацію і саморегулювання в ТТС. Це не тільки створює можливості проникнення у фізичну природу тертя як фундаментального явища, але і відкриває перспективи побудови загальної і несуперечливої теорії тертя, мащення і зношування, основою якої може бути системно-спрямований підхід та синергетична концепція самоорганізації ТТС, спонтанного виникнення нових високоорганізованих просторових і просторово-часових ДС, що набувають специфічної форми відповідно до конкретних умов тертя.

3. Величезні можливості вирішення практичних задач в проблемі підвищення зносостійкості ТТС пов'язані, головним чином, з трибофізичними основами реалізації самоорганізації, з резервами трибоматеріалознавства або динамічного матеріалознавства елементів ТТС і фізикохімії робочих та технологічних середовищ, можливостями триботехнологій зміцнення, модифікування і відновлення деталей.

4. Визначено, що реалізація процесу самоорганізації дозволяє на декілька порядків зменшити інтенсивність зношування трибоспрямижень й забезпечити оптимальне значення коефіцієнту тертя, а отже суттєво підвищити їх зносостійкість.

5. Самоорганізація супроводжується еволюційними процесами – утворенням шару ДС на поверхнях тертя. Головним в цьому випадку є характер самоорганізуючого тертя, який обумовлений обміном спряжень тертя із зовнішнім середовищем енергією і речовиною, а також колективною поведінкою іонів металу та органічних сполук, з яких формується захисна плівка або покриття.

6. Характерним є те, що сформована або нанесена плівка, покриття або поверхневий шар матеріалу перебувають в особливому стані, властивому тільки процесу тертя. Тертя не може їх знищити, оскільки воно їх відтворює.

Список літератури

1. Аулін В.В. Підвищення надійності трибосистем реалізацією процесів самоорганізації / В.В. Аулін // Матеріали III міжнар. наук.-техн. конф.: "Сучасні проблеми триботехніки", 7-9 жовтня 2009р. – Миколаїв: НУК, 2009.-С 15-17.
2. Аулін В.В. Фізичні основи еволюції станів трибосистем та процесів самоорганізації їх елементів / В.В. Аулін / Зб. матеріалів міжнар. наук.-практ. конф. "Ольвійський форум 2011", 8-12 червня 2011 – Ялта. – С.14-15.
3. Эбелинг В. Физика процессов эволюции. Синергетический поход / В. Эбелинг, А. Энгель, Р. Файстель – М.: Эдиториал УРСС, 2001. – 328 с.
4. Kohonen T. Self-organization and associative memory / T.Kohonen. – Berlin : Springer-Verlag, 1988.
5. Mishra R.K. On self-organization. An interdisciplinary search for a unifying principle / R.K.Mishra, D.Maas, E.Zwielein (Eds). – SpringerVerlag, 1994. – 298 p.
6. Николис Г. Самоорганизация в неравновесных системах/ Г. Николис, И. Пригожин - М.: Мир, 1979 – 254 с.
7. Пригожин И. Введение в термодинамику необратимых процессов. - М.: Иностранная литература , 1960 – 363с.
8. Николис Г. Самоорганизация в неравновесных системах. От диссипативных структур к упорядоченности через флуктуации /Г. Николис, И. Пригожин – М.: Мир, 1979. – 512 с.
9. Хакен Г. Синергетика: Иерархии неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах. – М.: Мир, 1985. – 419 с.
10. Хакен Г. Информация и самоорганизация. Макроскопический подход к сложным системам. – М.: Мир, 1991. – 240 с.
11. German S. Fox Self-organization during friction. Advanced / Surface-engineered materials and system design / German S. Fox. – Rabinovich, George E. Totten. – 2007 by Taylor and Francis Group, LLC. – 458 p.
12. Blau P.J. Friction Science and Technology From concepts to application / Peter J. Blau. – 2nd ed. 2009 by Taylor and Francis Group, LLC. – 420 p.
13. Beck C. Termodinamics of Chaotic Systems / C.Beck, F.Schlogl. – Cambridge Universiry Press, 1993. – 270 p.
14. Аулін В.В. Узагальнені ознаки здатності матеріалів трибоелементів і робочих середовищ до реалізації процесів самоорганізації / В.В. Аулін / Зб. матеріалів міжнар. наук.-практ. конф. "Трибологія, енерго- та ресурсозбереження", "Ольвійський форум 2013: Стратегія країн Причорноморського регіону в геополітичному просторі", 7-8 червня 2013, Миколаїв-Ялта: ЧДУ ім. Петра Могили, 2013. – С.19-21.
15. Аулін В.В. Основні синергетичні компоненти прояву різних форм самоорганізації в триботехнічних системах / В.В. Аулін // Зб. тез матеріалів міжнар. наук.-практ. конф. "Ольвійський форум 2012: Стратегія України в геополітичному просторі", 6-10 червня 2012, Ялта., т. 12. – С.60-62.
16. Аулін В.В. Самоорганізація на основі неврівноважених процесів в трибосистемах / В.В. Аулін // Зб. тез міжнар. наук.-практ. конф. "Ольвійський форум"-2009: Стратегії України в геополітичному просторі.-Миколаїв: ЧДУ, 2009.-С. 61-62
17. Аулін В.В. Структурні перетворення в конструкційних матеріалах, що знаходяться в неврівноважених умовах / В.В. Аулін, Ф.Й. Златопольский, С.М. Лізунов // Инженерия поверхности и реновация изделий. Материалы 4-й междун. научн.-техн.конф., 25-27 мая 2004, г. Ялта. – Киев: АТМ України, 2004. – С.38-40.
18. Аулін В.В. Фізичні основи явищ самоорганізації і облітерації мастильних середовищах в зазорах трибосполучень деталей/В.В. Аулін//Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2009. – №4 – С.103-111.

19. Аулін В.В. Стан самоорганізації середовища ґрунту та закономірності зносу робочих органів ґрунтообробних машин / В.В. Аулін // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2013. – №1 – С.114-119.

Viktor Aulin, Aleksandr Kuzyk

Kirovohrad national technical university

System-directed approach and synergistical conception of realization of processes and states of self-organization of materials of elements, working and technological environments of the tribotechnical systems

In the article on the basis of the system-directed approach and synergistical conception realization of processes and states of self-organization of materials of elements, working and technological environments of the tribotechnical systems is found out.

Totality of signs of ability of materials is certain to self-organization: irreversibility; openness; non-equilibrium; non-linearity; fluctuating; instability; cooperativity and coherentness; dissipativity; complication. Their essence is considered and intercommunication is set. It is shown that totality of the generalized signs of ability of the tribotechnical systems to the different forms of self-organization and condition of their realization is folded tribophysics basis of providing and increase of wearproofness and reliability of their functioning. Character of change of processes and states of self-organization is considered in the tribotechnical systems that is accompanied by evolutionary processes. Attention is concentrated and on formation of layer of dissipativities structures, that come true by a kinetic phase transition basis of that is concert synergistical co-operation of deformation, thermal, adsorption, diffusive, chemical and other of processes and localization of them in thin-film objects - new structures. It is shown coming from the analysis of mechanisms of kinetic phase transition, that major descriptions of new structures are a degree of efficiency and character of retrofitting. Main in this case there is character of self-organization friction, that is conditioned by the exchange of interfaces of friction with an environment by energy and substance, and also by collective behavior of ions of metal and organic compounds, from that protective tape or coverage is formed. Characteristic is that the formed or inflicted tape, coverage or superficial layer of material, are in the special state peculiar only to the process of friction. A friction can not destroy them, as it recreates them.

It is shown that enormous possibilities of decision of practical tasks in the problem of increase of wearproofness of the tribotechnical systems are constrained, mainly, with tribophysics bases of realization of self-organization, with backlogs of triboengineering material science or dynamic material science of elements of the tribotechnical systems and physicochemical of working and technological environments, possibilities of the tribotechnology strengthening, retrofitting and proceeding in details.

Certainly, that realization of process of Self-organization allows on a few orders to decrease intensity of wear of tribounit and provide an optimal value to the coefficient of friction, and consequently substantially to promote their wearproofness.

It is found out that on the basis of signs of ability of materials of elements, working and technological environments of the tribotechnical systems it is possible to develop more effective technologies their work-hardening, renewals and retrofitting, taking into account self-organized character of processes of friction.

tribotechnical system, self-organization, irreversibility, openness, non-equilibrium, non-linearity, fluctuation, instability, cooperativity, dissipativity, complication, work-hardening

Одержано 28.04.14

УДК 621.923.5

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, К.К.Щербина, асист.*Кіровоградський національний технічний університет***Лінеаризація статичної характеристики дроселюючого гідророзподільника СРРР**

В статі розглядаються процес лінеаризації статичної характеристики дроселюючого гідророзподільника для забезпечення безінерційності в умовах перехідного процесу. Наведено динамічний аналіз дроселюючого гідророзподільника на підставі існуючих статичних досліджень, в результаті, якого визначено, що навантажувальна характеристика має непрямолінійний характер і призводить до наявності інерційності в умовах перехідного режиму. При проведенні лінеаризації статичної навантажувальної характеристики дроселюючого гідророзподільника вдалося усунути інерційність в умовах перехідного режиму. Після лінеаризації статичної характеристики дроселюючого гідророзподільника визначено, що він відповідає умовам використання в системах регулювання радіального розміру.

лінеаризація, дроселюючий гідророзподільник, навантажувальна характеристика, інерційність, система регулювання радіального розміру

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, К.К. Щербина, асист.*Кировоградский национальный технический университет***Линеаризация статической характеристики дроселирующего гидрораспределителя СРРР**

В статье рассматривается процесс линеаризации статической характеристики дроселирующего гидрораспределителя для обеспечения безинерционности в условиях переходного процесса. Представлен динамический анализ дроселирующего гидрораспределителя на основе существующих статических исследований, в результате чего определено, что нагрузочная характеристика имеет не прямолинейный характер и приводит к инерционности в условиях переходного режима. При проведении линеаризации статической нагрузочной характеристики дроселирующего гидрораспределителя удалось избежать инерционности в условиях переходного режима. После линеаризации статической характеристики дроселирующего гидрораспределителя определено, что он отвечает условиям использования в системах регулирования радиального размера.

линеаризация, дроселирующий гидрораспределитель, нагрузочная характеристика, инерционность, система регулирования радиального размера

В системах регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів з гідравлічним приводом використовують для керування дроселюючі гідророзподільники, котрі забезпечують гнучке регулювання величини об'ємної подачі робочої рідини [1,2].

У зв'язку з тим, що системи регулювання радіального розміру працюють в умовах перехідного режиму, як зазначалося в попередніх роботах, слід розглядати дроселюючий гідророзподільник також в умовах перехідного режиму.

Розглянемо детальніше типовий дроселюючий гідророзподільник, який використовується в системах регулювання радіального розміру (СРРР) (рис.1) [1,2].

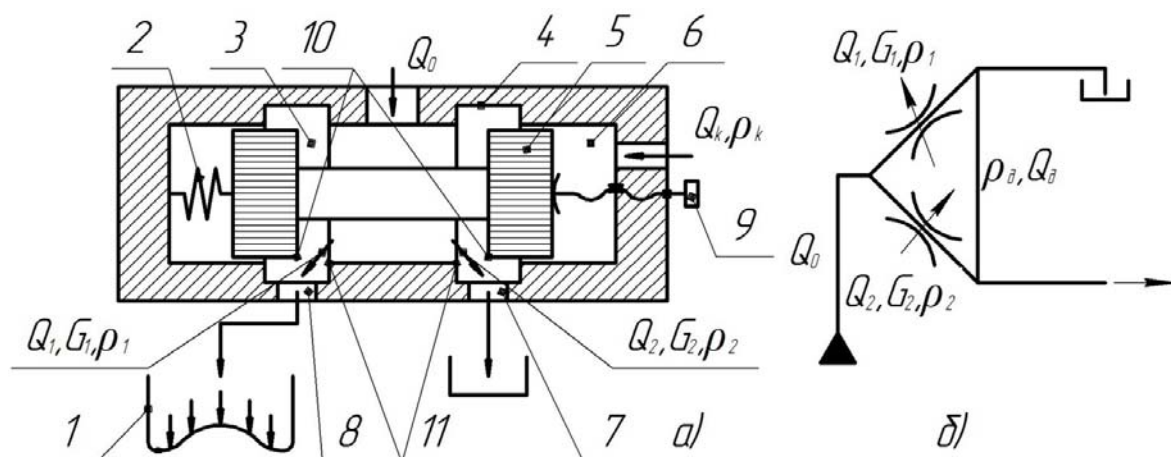
Усі види дроселюючих гідророзподільників, являють собою місцеві гідравлічні супротиви, у зв'язку з цим об'ємна подача робочої рідини визначається за наступним рівнянням [1]:

$$Q_{др} = \mu_{др} U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}, \quad (1)$$

де $\mu_{др}$ – коефіцієнт витрат робочої рідини;

$U_{др}$ – площа дроселюючої щілини;

$\rho_{др}$ – перепад тиску в дроселюючому гідророзподільнику;
 τ – щільність рідини.



1 – ОФНД; 2 – пружина зворотної дії; 3 – робоча порожнина 4- корпус; 5 – золотник; 6 – керуюча порожнина; 7 – магістраль зливу; 8 – магістраль напору; 9 – упор регулювання; 10 – кромки золотника; 11 – кромки корпусу. Q_0 – об’ємна подача живлення; Q_1 – об’ємна подача в напірній магістралі; Q_2 – об’ємна подача в зливній магістралі; Q_k – об’ємна подача керування; Q_d – об’ємна подача діагоналі; G_1 – гідравлічна провідність магістралі напору; G_2 – гідравлічна провідність магістралі зливу; p_1 – тиск в напірній магістралі; p_2 – тиск в зливній магістралі; p_k – тиску керування; p_d – тиск в діагоналі.

а) принципова схема; б) схема приведена до гідравлічного містка

Рисунок 1 – Схема дроселюючого гідророзподільника

В загальному випадку коефіцієнт витрат залежить від форми проточної частини дроселюючої частини. В динаміці величина витрат робочої рідини буде визначатися за наступним рівнянням [1]:

$$\mu_{др} = \frac{dx_3}{d\rho_{др}}, \quad (2)$$

де x_3 – переміщення золотника;

$\rho_{др}$ – перепад тиску в дроселюючому гідророзподільнику;

Отримане значення витрат робочої рідини підставимо в рівняння 1 за яким, визначимо в подальшому передавальну функцію дроселюючого гідророзподільника в динаміці.

$$Q_{др} = \frac{dx_3}{d\rho_{др}} U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}. \quad (3)$$

Для отримання передавальної функції дроселюючого гідророзподільника, яка відповідає рівнянню (3) необхідно визначити початкові умови для $Q_{др}(0)$, $x_3(0)$ та знайти перетворення за Лапласом. Отже отримаємо наступне рівняння:

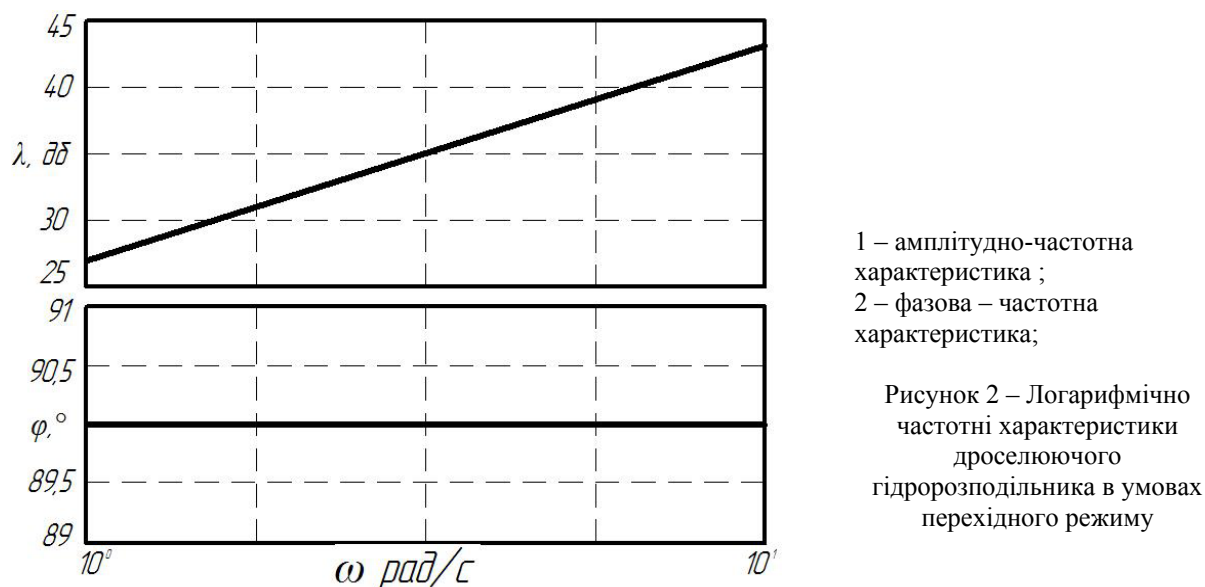
$$Q_{др} = (U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}) p x_3 - (U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}) x_3(0). \quad (4)$$

Таким чином, дроселюючий гідророзподільник має один вхід x_3 переміщення золотника дроселюючого гідророзподільника та один вихід у вигляді $Q_{др}$ об’ємної подачі робочої рідини.

Визначимо передавальну функцію від x_3 до $Q_{др}$. Для її отримання скористаємося рівнянням (5), а для цього прийемо, що початкові умови $x_3(0)=0$, тож наступне рівняння передавальної функції:

$$W_{др} = \frac{Q_{др}}{x_3} = U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau p} . \quad (5)$$

Використовуючи отримане рівняння передавальної функції побудуємо логарифмічно-частотну характеристику процесу функціонування дроселюючого гідророзподільника (3).



Отримана логарифмічно частотні характеристика засвідчує про те, що, дроселюючий гідророзподільник добре пропускає сигнали великих частот та погано - малих частот. У зв'язку з тим, що система регулювання радіального розміру працює в зоні малих переміщень, як зазначалося в попередніх роботах, у відповідності до цього і дроселюючий гідророзподільник також здійснює мікропереміщення.

Отже необхідно здійснити лінеаризацію нелінійності характеристики витрат робочої рідини, яка є джерелом поганого пропуску сигналу малих частот дроселюючого гідророзподільника.

З метою побудови гідравлічних характеристик доцільно розглядати розподільник у вигляді містка, який складається із двох регулюємих дроселів та діагоналі (рис.1).

В дросельному розподільнику в роботі задіяні два вікна, які мають гідравлічні провідності G_1 і G_2 .

Таким чином, за допомогою дводросельного розподільника здійснюється дроселювання рідини в напрямку робочої камери ОФНД.

При нейтральному положенні золотника втрати живлення $Q_{др}$ дорівнюють максимальним втратам в діагоналі, які мають місце при максимальному сигналі керування, при $x_0 = x_{max}$.

Особливість повнопроточного розподільника полягає в тому, що на всьому діапазоні зміни вхідного сигналу керування $x_{min} \leq x_3 \leq x_{max}$ в роботі приймають обидва керуючих дроселя G_1 і G_2 .

При збільшенні вхідного сигналу x_3 провідність G_2 збільшується, а провідність G_1 зменшується.

Навантажувальна характеристика розподільника визначається законом зміни площини U_p перерізу потоку рідини внаслідок переміщення золотника x_3 . Ця характеристика має назву статичної характеристики розподільника [3, стр.25-28]. Її реалізація здійснюється відповідним підбором форми взаємного розміщення робочих кромок 10 та 11 золотникової пари.

Для подальшого аналізу статичної характеристики необхідно дотримання ряду умовностей, в тому числі:

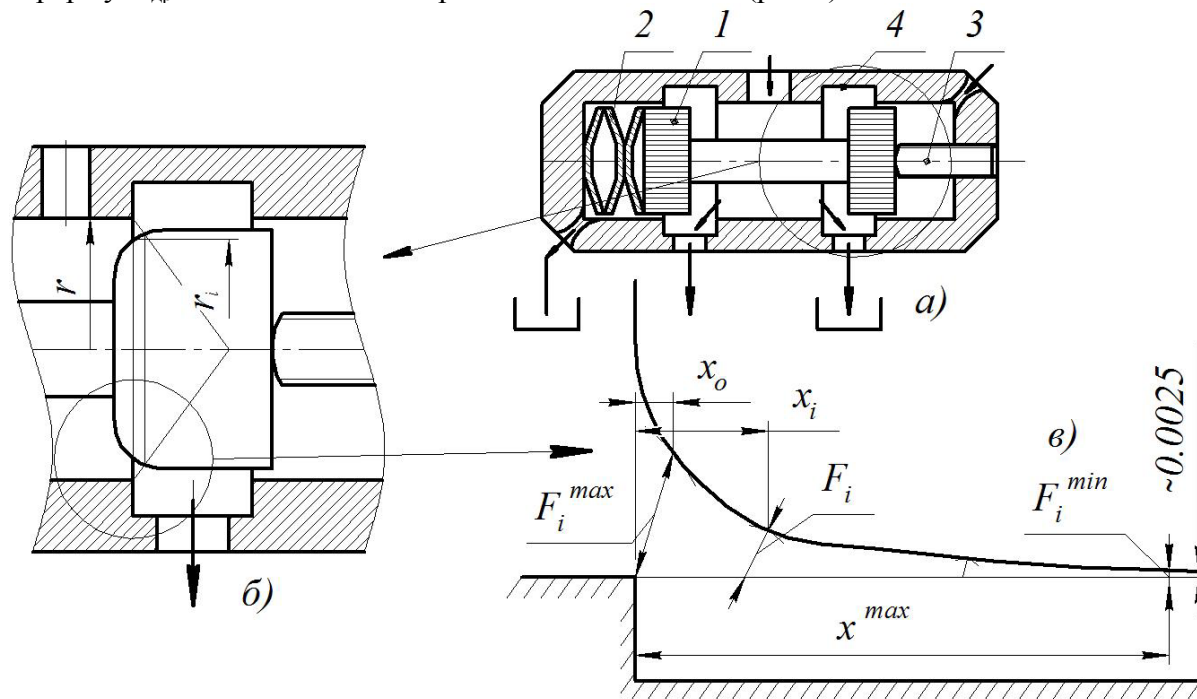
- розподільник працює в системі з постійним значенням втрат робочої рідини, Q ;

- рух робочої рідини із щільністю γ відбувається в режимі турбулентної автомодельності, тобто тиск дроселювання $p_{др}$ пропорційний квадрату швидкості потоку, що визначається втратою рідини $Q_{др}$ [3, 4].

- коефіцієнт гідравлічного опору дроселюючого отвору $\mu_{др}$ не залежить від числа Рейнольдса [3,4].

- радіальний зазор в спряженні корпус-золотник не враховується.

Запропоновані умовності дозволяють використати квадратичну залежність поміж площиною прохідного перерізу $U_{др}$ та тиском дроселювання $p_{др}$ [3]. Отже, розглянемо дроселюючий гідророзподільник з дотриманням того, площа прохідного перерізу $U_{др}$ змінюється за квадратичною залежністю (рис.3).



1 – золотник; 2 – комплект тарілчастих пружин; 3 – рухомий упор; 4 – корпус; r – радіус корпусу; r_i – радіус і-тої твірної усіченого конуса; x_0 – початкове положення кромки золотника; x_i – і-те положення кромки золотника; x^{max} – кінцеве положення кромки золотника; F_i^{max} – максимальна довжина твірної щілини; F_i^{min} – мінімальна довжина твірної щілини; F_i – і-та довжина твірної щілини

а) конструктивне виконання; б) місце контакту золотника і корпусу; в) форма кромки золотника

Рисунок 3 – Дроселюючий гідророзподільник з активною щілиною у вигляді усіченого конуса

Перетворимо рівняння 1 в квадратичну залежність:

$$Q^2 = \mu_{др}^2 * U_{др}^2 \frac{2p_{др}}{\tau}. \quad (6)$$

З формули 6 виведемо квадратичну залежність між тиском $\rho_{др}$ та площею дроселюючої щілини $U_{др}$:

$$\rho_{др} = 0.5Q^2 \frac{\tau}{\mu_{др}^2 * U_{др}^2}. \quad (7)$$

Прийняті припущення дозволяють представити графічну квадратичну залежність за рівнянням 6

При цьому її доцільно представити у вигляді графіку, який складається із двох суміжних по осі абсцис характеристик: навантаження $\rho_{др}$ та площі дроселюючої щілини $U_{др}$ рис.5

Якщо задається лінійна характеристика дроселювання (пряма 1а), яка перетинає вісі координат в точках $U_{др} = U_{max}$, $x_3 = x_{max}$, то відповідно її навантажувальна характеристика визначається кривою другого порядку 1б з початковою ординатою ρ_0 та вертикальною асимптотою $x_3 = x_{max}$.

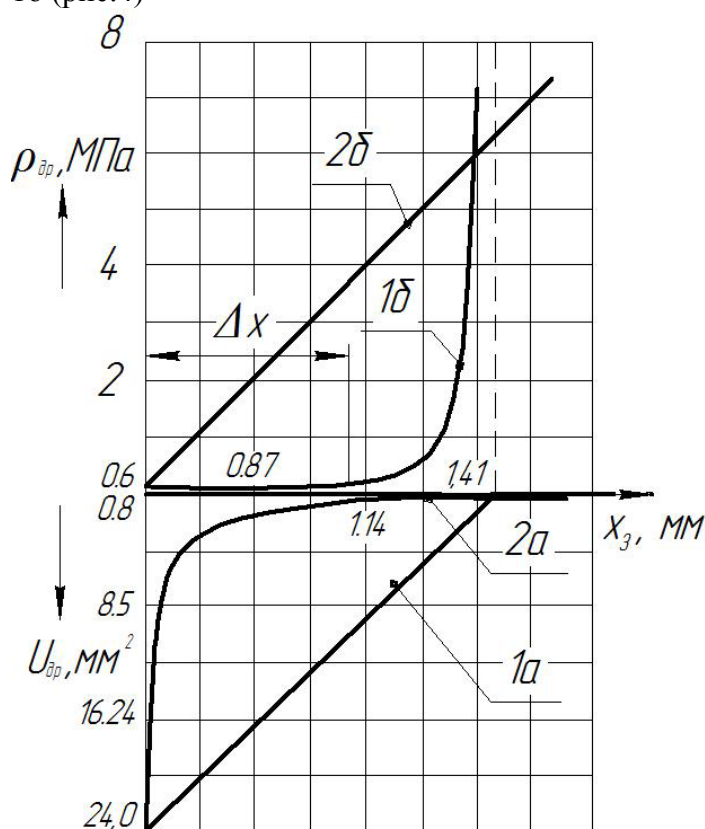
Після відповідних математичних перетворень отримаємо рівняння залежності падіння тиску $\rho_{др}$ в діагоналі від величини переміщення золотника x_3 .

$$\rho_{др} = \frac{1}{\sqrt{x_{max} - x_i} \mu_{др}^2 * U_{др}^2}. \quad (8)$$

де x_{max} – максимальне значення переміщення золотника;

x_i – поточне положення переміщення золотника.

Відповідно до рівняння (8) побудована навантажувальна характеристика лінія 1б (рис.4)



$U_{др}$ – площа дроселюючої щілини;
 x_3 – переміщення золотника;
 $\rho_{др}$ – падіння тиску дроселюючої щілини;
 Δx – зона нечутливості розподільника;
 1а – лінійна зміна площі дроселювання;
 1б – криволінійна навантажувальна характеристика;
 2а – криволінійна (гіперболична) зміна площі дроселювання;
 2б – лінійна навантажувальна характеристика.

Рисунок 4 – Статичні характеристики дроселюючого розподільника

Така навантажувальна характеристика має значну зону нечутливості в межах Δx_3 , або має значну гідравлічну інерційність.

Усунути гідравлічну інерційність можливо шляхом створення нелінійної характеристики дроселювання (лінія 2а). При цьому навантажувальна характеристика (лінія 2б) має лінійну залежність з відсутністю зони нечуттєвості.

Визначимо рівняння довжини i -тої твірної дроселюючої щілини

$$F_i = \frac{U_{др}}{\pi r(1 + U_{др})}. \quad (9)$$

Отриманий робочий профіль золотника y в залежності від величини його переміщення буде характеризуватися наступним рівнянням:

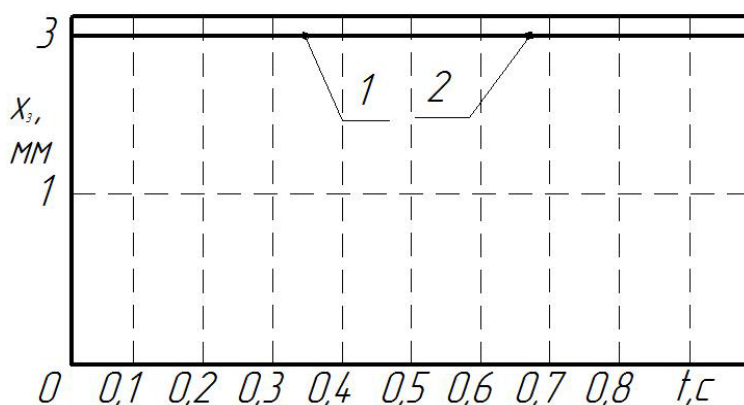
$$y = 0.04x_3^2 - 0.237x_3 + 0.468. \quad (10)$$

Таким чином, за рахунок лінеаризації характеристики дроселювання з лінійної на нелінійну, можливо забезпечити безінерційність роботи дроселюючого розподільника.

Тобто, рівняння передавальної функції буде мати вигляд:

$$W_{др} = \frac{Q_{др}}{x_3} = \mu_{др} F_i U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}. \quad (11)$$

Використовуючи отримане рівняння передавальної функції дроселюючого гідророзподільника після лінеаризації побудуємо перехідну характеристику (рис.5)



1 – вхідна величина $x_3=f(t)$;
2 – вихідна величина $Q_{др}=f(t)$;

Рисунок 5 – Перехідна характеристика дроселюючого гідророзподільника

Отримана перехідна характеристика засвідчує відсутність інерційності в умовах перехідного режиму функціонування дроселюючого гідророзподільника, що підтверджується співпадінням вхідної та вихідної величини.

Отже, за рахунок проведеної лінеаризації статичних характеристик дроселюючого гідророзподільника вдалося забезпечити вимоги безінерційності та можливість використання обумовленого гідророзподільника в СРРР.

Список літератури

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмоститом. Учеб. для машиностроительных вузов. М. Машиностроение 1976.
2. Куликов С.И. Хонингование. Справочное пособие / С.И. Куликов, В.А. Романчук, Ф.Ф. Ризванов, Ю.М. Евсеев. / М.: Машиностроение, 1973. с.168.
3. Хохлов В.А. Электрогидравлический привод, изд-во «Наука», М., 1966.
4. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением, изд-во «Машиностроение», М., 1975.
5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979.-232с.

Mikhail Podgaetskiy, Kirill Scherbina

Kirovograd National Technical University

Linearization of the static characteristic throttle hydrodistributor systems of regulation of the radial size

Research of process of correction of static description throttle hydrodistributor systems of regulation of the radial size of honing head due to the change of form of throttle crack.

Considered process of linearization of static description throttle hydrodistributor providing of the fast-response functioning in the conditions of transient. A dynamic analysis is resulted throttle hydrodistributor on the basis of existent static researches, as a result, which certainly, that loading description has unrectilinear character and results in the presence of inertance in the conditions of transient behavior. During the leadthrough of linearizing of static loading description throttle hydrodistributor it was succeeded to remove an inertance in the conditions of transient behavior. Linearization succeeded to be changed due to structural perfection of form of throttle crack.

After linearization of static description of throttle hydrodistributor certainly, that it answers the terms of the use in the systems of adjusting of radial size honing head.

linearization, throttle hydrodistributor, loading description, fast-response, systems of regulation of the radial size

Одержано 04.03.14

УДК 621.733:621.783

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз можливої газопроникності сталевих труб газопроводів під час рекуперативного підігрівання природного газу

У статті описано методику оцінки ймовірності підсмоктування водяної пари з внутрішнього простору рекуперативних теплообмінних апаратів, які можуть використовуватися для підігрівання природного газу на теплових електростанціях

тепло, рекуператор, труба, газопроникність, дифузія, швидкість, температура

Б.Б. Крышкин, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

В статье описана методика определения возможности просачивания водяных паров из внутреннего пространства рекуперативных теплообменных аппаратов, которые могут использоваться для подогрева природного газа на тепловых электростанциях

тепло, рекуператор, труба, газопроницаемость, диффузия, скорость, температура

У зв'язку з нагальною потребою зменшення споживання природного газу та впровадженню енергозощаджувальних технологій свого часу було розроблено та представлено інноваційний проект, що стосується зменшення витрат газу на теплогенеруючих підприємствах шляхом ефективної рекуперації тепла.

Відповідна експертна комісія утрималася від позитивного відгуку. У висновку експертної комісії щодо цього проекту було зазначено, зокрема, наступне:

© Б.Б. Кришкін, 2014

1. "Підігрів горючих газів до температури вище 50°C на сучасних теплогенеруючих підприємствах не застосовується, оскільки "хімічні процеси в підігріваємих горючих газах складні та недостатньо вивчені".

2. "Конструктивом всіх котлоагрегатів не передбачено додаткова рекуперація тепла".

3. Незрозумілим є теплоносі, який буде використовуватися для цілей рекуперації: відпрацьований пар із турбіни чи тепло відхідних газів з котла.

Тому у даній статті вирішено було зупинитися на схемі встановлення і підключення рекуператора та на розрахунках щодо: а) ефективності процесу рекуперації; б) унеможливлення просочування газу крізь стінку труби рекупераційної установки, по якій проходить горючий (природний) газ.

Оскільки питання ефективності вже обґрунтовувалися раніше [1], більш ретельно розглянемо проблему безпеки підігрівання газу теплом відпрацьованої пари (наприклад, з турбінного агрегату теплоелектроцентралі). Дані щодо вищезазначеного теплофізичного процесу аналізувалися і визначалися за допомогою програмного редактора Microsoft Excel.

Для умов підігрівання газу теплом відпрацьованої водяної пари із застосуванням трубчастого рекуперативного теплообмінника (РТА) типу «труба в трубі» (рис. 1) були визначені наступні вихідні дані [1]:

- температура пари $t_n = 340^{\circ}\text{C}$;
- тиск пари $p_n = 700\text{кПа}$;
- тиск газу, що підігріватиметься $p_n = 60\text{кПа}$;
- питома витрата газу $Q_g = 1,11\text{м}^3/\text{с}$;
- корисна площа проходу теплоносія $F = 0,06\text{м}^2$;
- швидкість переміщення теплоносія $v_n = 16,71\text{м}/\text{с}$;

Зазначені дані були узгоджені з кіровоградським комунальним підприємством КП «ТЕЦ».

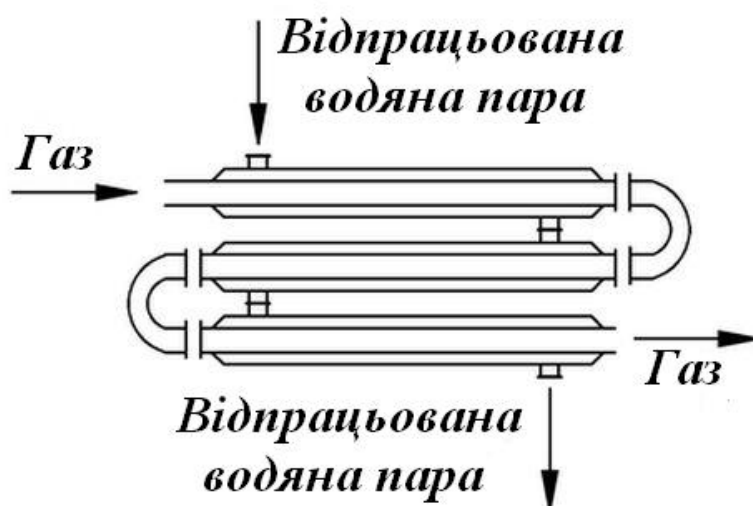


Рисунок 1 – Принципова схема РТА типу «труба в трубі»

Відомо, що газопроникність залежить від типу матеріалу, його хімічної природи і структурних характеристик, а також від природи газу і температури. Коефіцієнт газопроникності виражається кількістю газу, що пройшов за нормальних умов в

одиницю часу і перепаду тиску, рівного одиниці, через одиницю поверхні матеріалу одиничної товщини.

Як правило, визначають об'ємну газопроникність. При цьому використовують наступні методи:

- манометричний - реєструються покази манометра, сполученого з розрідженим об'ємом, куди поступає газ, що пройшов через зразок;
- об'ємометричний - заміряється об'єм газу, що пройшов через зразок за певний час, при постійному його тиску з протилежного боку;
- вимір швидкості зміни концентрації газу з того або іншого боку зразка, для чого можуть бути використані хроматографічні, мас-спектрометричні, хімічні та інші методи.

Листовий і сортовий прокат, з якого звичайно виготовляють газові труби, має неоднакову вакуумну щільність в різних напрямках. Шлакові включення утворюють волокна у напрямі деформації матеріалу при його обробці. Тому перевірка безпечності елементів трубчастого рекуператора має принципове значення.

Концентрація газів, розчинених в твердому тілі, залежить від його температури, тиску і типу кристалічної решітки. У металах, для яких характерний гомополярний металевий зв'язок між електропозитивними атомами, залежність розчинності від тиску і температури має наступний вигляд :

$$S = S_0 p^{\frac{1}{n}} \exp\left(\frac{Q_s}{nRT}\right), \quad (1)$$

де n - число атомів в молекулі газу;

Q_s - енергія активації при розчиненні;

S_0 - постійний коефіцієнт, фізичним змістом якого є дифузійна активність матеріалу при певних теплофізичних умовах.

Залежність розчинності газів в металах від тиску є статичною функцією з показником степені $1/n$. Це пов'язано з тим, що гази розчиняються в металах в атомарному стані і перед розчиненням відбувається дисоціація молекул на атоми. Розчинність газів в металах пропорційна тиску дисоційованого газу.

Процес абсорбції розчинення газів в твердих тілах здійснюється за рахунок дифузії молекул газу в кристалічну решітку або по межах зерен. Дифузійний потік пропорційний градієнту концентрації. Оскільки для стаціонарного газового потоку через стінку завтовшки $2h$ градієнт концентрації дорівнює

$$\frac{ds}{dx} = \frac{(S_1 - S_2)}{2h}, \quad (2)$$

то

$$q = -D \frac{S_1 - S_2}{2h}, \quad (3)$$

де q — число молекул, що проходять в одиницю часу через одиницю площі поперечного перерізу у напрямі осі x ;

D — коефіцієнт дифузії;

S_1 і S_2 — концентрації газу на межах стінки.

При підвищенні температури коефіцієнт D сильно зростає:

$$D = D_0 \exp\left(-\frac{Q_D}{nRT}\right), \quad (4)$$

де Q_D — енергія активації при дифузії;

n — число атомів в молекулі газу для металів, для неметалів $n = 1$;

D_0 — коефіцієнт пропорційності, незалежний від температури.

Підставляючи в (3) вираження для D і S з (2), отримаємо формулу для встановлення значення градієнту газопроникності для металу трубчастого РТА

$$q = k_0 \frac{p_2^{\frac{1}{n}} - p_1^{\frac{1}{n}}}{2h} \exp\left(-\frac{Q_D \pm Q_S}{nRT}\right), \quad (5)$$

де $K_0 = D_0 S_0$ — константа проникності..

Енергію активації пари встановлювали за залежністю

$$Q_S = iG, \quad (6)$$

де i — ентальпія гріючої пари;

$G = 20$ т/год - максимально можливі витрати пари для умов КП «ТЕЦ».

Ентальпію гріючої пари встановлювали виходячи з її характеристик при робочій температурі $316,54^\circ\text{C}$ (максимальна температура м'ятої пари з урахуванням втрат у паропроводах під час транспортування теплоносія від місця відбору до місця рекуперації пари) [3]. Теплофізичні характеристики пари за вищезазначеної температури наступні [2]:

- густина пари $\rho = 3,91 \text{ кг/м}^3$;
- теплопровідність $\lambda = 4,74 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$;
- теплоємність $c = 2,25 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$;
- кінематична в'язкість $\nu = 5,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Тоді

$$i_n = C_n^n \cdot t_n^n = 2,25 \cdot 316,54 = 712,22 (\text{кДж} / \text{кг})$$

Зазначимо, що фактична ентальпія пари буде дещо нижчою внаслідок теплових втрат у самому РТА, проте подальші розрахунки проводили при вищеперерахованих, найважчих умовах експлуатації РТА.

При фактичних витратах пари $Q = 1,08 \text{ м}^3/\text{с}$ (отримане для реальних значень трубопроводів – внутрішнього d_1 і d_2 і зовнішнього D_1 і D_2 , а також при визначених швидкостях переміщення теплоносія v_1 і газу v_2 , рис. 2), енергія активації пари становить

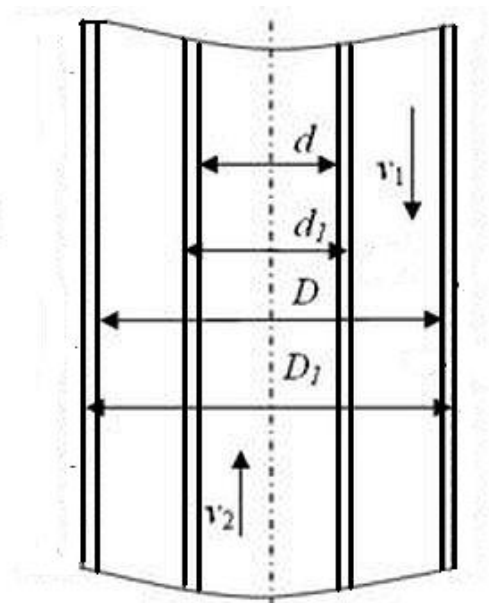


Рисунок 2 – Схема току газу та теплоносія в РТА

$$Q_s = 212,22 \cdot 1,08 = 769,19 (\text{кДж})$$

Результат аналізу ймовірності газопроникнення водяної пари до потоку природного газу у газопровідній трубі представлено на експериментальному графіку, який побудовано за допомогою програмного редактора Microsoft Excel (рис. 3).

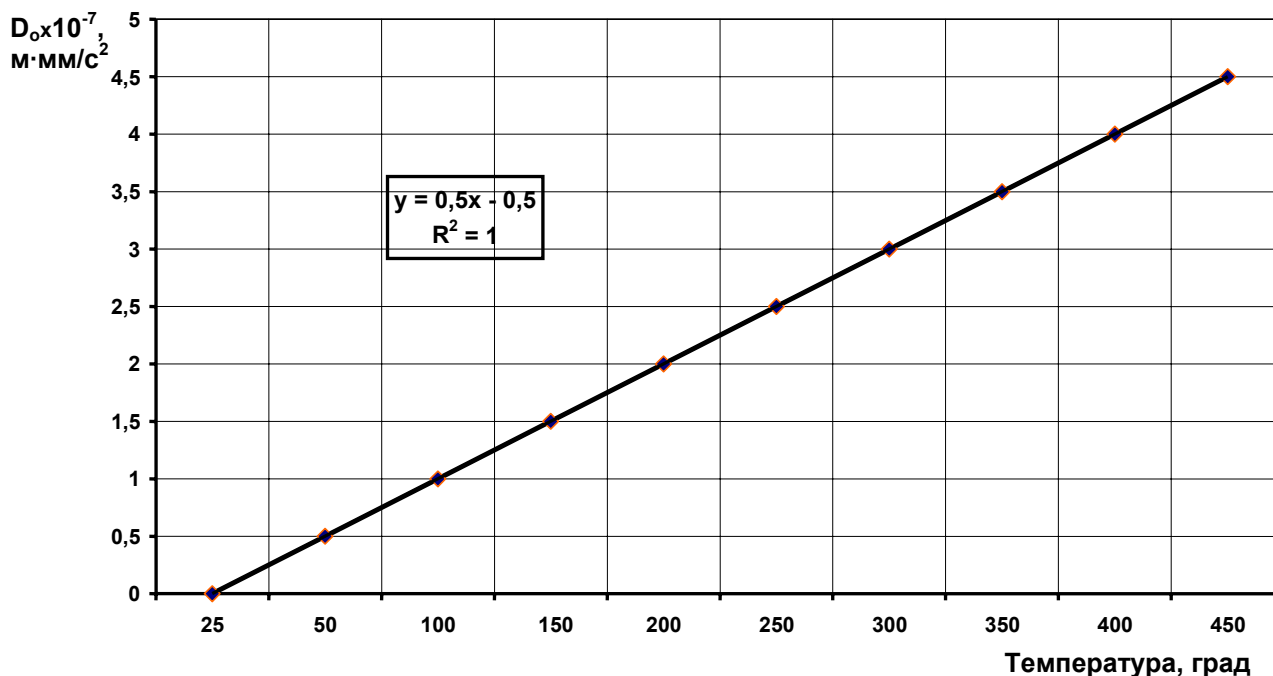


Рисунок 3 – Експериментальний графік залежності коефіцієнту дифузії від температури теплоносія

З графіку видно, що при розрахунковій температурі пари $316,54^\circ\text{C}$ (розрахункове значення для забезпечення ефективності рекуперації) початковий коефіцієнт дифузії становить $D_0 = 3,25 \cdot 10^{-7} \text{ м} \cdot \text{мм} / \text{с}^2$. Тоді фактичне значення коефіцієнту газопроникності для водяної пари, що отримується від турбінного агрегату (трьохатомний газ, тобто $n = 3$)

$$D = D_0 \exp\left(\frac{Q_s}{3RT}\right) = 3,25 \cdot 10^{-7} \exp\left(\frac{769,19}{3 \cdot 8,31 \cdot 43,54}\right) = 0,66 \cdot 10^{-7} (\text{м} \cdot \text{мм} / \text{с}^2).$$

З метою співставлення початкових умов ймовірної газопроникності, встановимо теоретичне значення градієнту газопроникності водяної пари у металеву стінку труби РТА, застосовуючи формулу (5):

$$q = k_0 \frac{p_2^n - p_1^n}{2h} \exp\left(-\frac{Q_D \pm Q_s}{nRT}\right) = \frac{8,69 - 3,86}{5} \exp\left(\frac{769,19}{3 \cdot 8,31 \cdot 43,54}\right) = 1,96 (\text{мм}^{-1}).$$

Оскільки $q < h$ (тут h – товщина стінки труби, по якій проходить природний газ), то при тривалій роботі РТА підсмоктування водяної пари крізь стінку труби не очікується і герметичність трубопроводу подачі природного газу буде безумовно збережено.

Таким чином можна зробити висновок, що в процесі підігрівання природного газу теплом відпрацьованої пари проникнення теплоносія всередину труби з газом неможливе.

Результати аналізу та наведених вище розрахунків можуть бути використані в конструкціях теплообмінних пристроїв для ефективного застосування енергозощаджувальних технологій, що стосуються зменшення витрат природного газу на всіх теплогенеруючих підприємствах, які обладнані турбінними установками.

Список літератури

1. Б.Б. Кришкін. Розробка енергозощаджувальних процесів спалювання газу в теплоенергетичних пристроях промислових підприємств //Тези доповідей Першої Міжнародної науково-технічної конференції «Машинобудування та металообробка – 2003». – Кіровоград:КДТУ, 2003. - С.124-125.
2. С.В. Пономарёв, С.В. Мищенко, А.В. Дивин. Теоретические и практические аспекты теплофизических измерений. Тамбов. Изд-во Тамб.гос. техн. ун-та. 2006. - 216 с.
3. <http://koledj.ru/docs/index-7020.html>. Марченко В.М. Элементы расчёта теплообменных аппаратов тепловых электростанций.

Boris Kryshkin

Kirovograd state national university

The analysis of possible steel tubes gas heat vapour emissivity during of natural gas recuperative heating

In the article the method of determination of possibility of seepage of aquatic steams is described from internal space of rekuperative heat-exchange vehicles which can be used for heating of natural gas on thermal power-stations.

It is rotined that at the existent modes of heating of natural gas the danger of penetration of water steams through the layer of metallic seamless pipe absents practically.

The method of estimation can be used for planning of tubular recuperators
warm, recuperator, pipe, gas-penetrability, diffusion, speed, temperature

Одержано 23.04.14

УДК 621.791.927.5: 621.787.4

М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, И.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, А.А. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Аль Соодани Салем М. Муташаир, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Анализ эффективности существующих и перспективных методов обработки деталей с покрытиями

В статье рассмотрены основные методы обработки деталей с покрытиями, полученными методами наплавки, напыления и наварки. Проанализированы достоинства и недостатки этих методов, определены области применения. Установлены тенденции применения механических видов обработки покрытий, находящихся в нагретом состоянии. Выполнен анализ научных работ в направлении механической обработки покрытий в горячем состоянии.

наплавка, напыление, наварка, шлифование, резание

М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, І.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвієнко, доц., канд. техн. наук, Аль Соодані Салем М. Муташайр, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз ефективності існуючих та перспективних методів обробки деталей з покриттями

В статті розглянуті основні методи обробки деталей з покриттями, отриманими методами наплавлення, напилювання і наварювання. Проаналізовані переваги та недоліки цих методів, визначені галузі застосування. Встановлені тенденції застосування механічних видів обробки покриттів, що знаходяться в нагрітому стані. Виконаний аналіз наукових робіт в напрямку механічної обробки покриттів в гарячому стані.

наплавлення, напилювання, наварювання, шліфування, різання

Постановка проблемы. Развитие современного машиностроения неразрывно связано с обеспечением повышения надежности и долговечности деталей машин, широким использованием новых прогрессивных технологий их изготовления и ремонта, а также снижением энерго- и материалоемкости производства.

В этой связи огромное значение имеет обеспечение защиты деталей и конструкций от износа на стадии проектирования, технологической подготовки и эксплуатации методами модифицирования поверхностей и нанесения покрытий.

На сегодняшний день наиболее эффективными, экономически выгодными и активно развивающимися технологическими методами нанесения покрытий являются наплавка, напыление и наварка. Однако применение покрытий за счет ряда специфических свойств, сдерживается в связи с недостатком научно обоснованных рекомендаций по их производительной и качественной механической обработке.

Применение износостойких покрытий при упрочнении и восстановлении деталей машин способствует повышению их надежности, но при этом ограничивается трудностью их механической обработки в холодном состоянии. Как правило, нанесенные покрытия обладают высокой твердостью и неравномерным распределением её по длине детали, неоднородностью структуры, большой высотой выступов и впадин наплавленного слоя (0,5...0,9 мм).

В соответствии с вышеизложенным, не только целесообразным, но и весьма перспективным направлением повышения эффективности упрочнения и восстановления изношенных цилиндрических деталей машин является разработка технологий обработки износостойких покрытий.

Цель работы. Целью данной работы является анализ существующих и перспективных технологий обработки износостойких покрытий.

Результаты исследований. Анализ способов механической обработки наплавленного металла показал, что на ремонтных предприятиях обработку наплавленного металла деталей в основном производят такими методами, как точение, фрезерование и шлифование и др.

Существующие технологии обработки детали, восстанавливаемые наплавкой, в зависимости от твердости слоя и величины припуска можно разделить на три группы (рис. 1) [1].

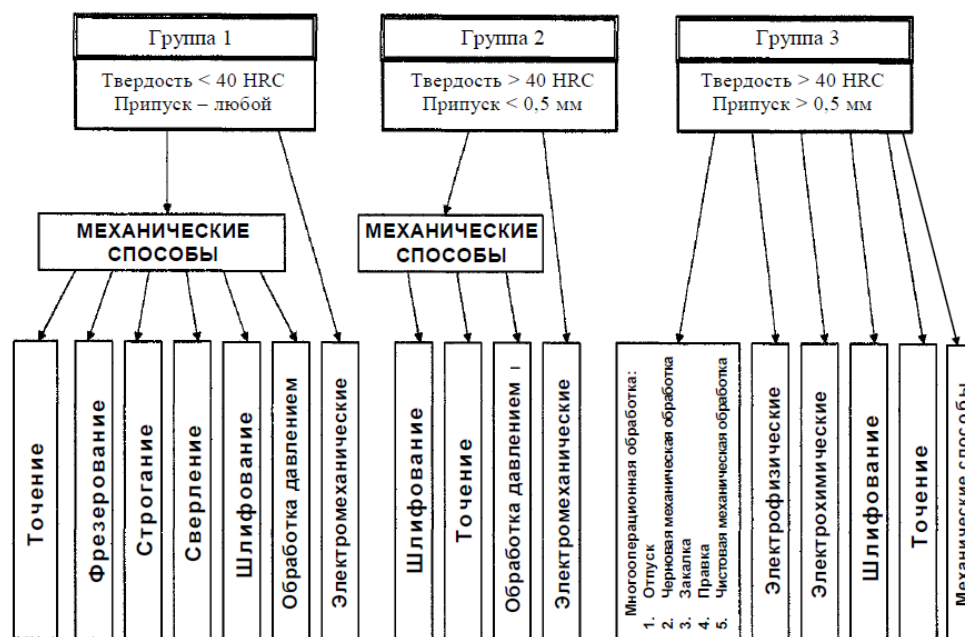


Рисунок 1 - Методы обработки наплавленных поверхностей в зависимости от их твердости

Обработка деталей 1 группы наименее сложна, поэтому для таких деталей возможно применение большинства существующих технологических методов. Обработка деталей групп 2 и 3 затруднительна вследствие необходимости снимать слой высокой твердости, неоднородный по химическому и структурному составу, с высокой макронеровностью.

Как видно из рис. 1, наиболее распространенными технологиями обработки деталей с покрытиями являются методы обработки резанием (точение, фрезерование, шлифование), обработка давлением, электрофизические и электрохимические методы.

Обработка покрытий точением. Обработка наплавленных слоев точением исследуется в работах [2-8 и др.].

В работе С.А. Клименко [3] рассмотрены вопросы обработки резанием деталей с наплавленными и напыленными покрытиями режущими инструментами, оснащенными твердыми сплавами и поликристаллическими сверхтвёрдыми материалами на основе кубического нитрида бора. Перспективными методами обработки износостойких покрытий являются точение инструментом из твердых сплавов (ТС) и с поликристаллическими сверхтвёрдыми материалами (ПСТМ) на основе кубического нитрида бора (КНБ). Режущие инструменты, оснащенные ПСТМ на основе КНБ, эффективно обрабатывают наплавленные и напыленные покрытия твердостью 40–60 HRC и на чистовых операциях позволяют получать обработанную поверхность с шероховатостью $Ra\ 0,2\text{--}1,0\ \mu\text{м}$.

Исследования, проведенные автором, показали, что широкие технологические возможности при формообразовании поверхностей деталей с покрытиями имеют гибридные методы обработки резанием, основанные на обеспечении режущему инструменту дополнительной степени свободы движения и введении в зону резания дополнительного энергетического воздействия - точения ротационным инструментом в холодном состоянии и с предварительным нагревом срезаемого слоя плазменной дугой, точение с наложением высокочастотных колебаний на режущий инструмент.

Ю. Б. Борисовым [5] исследованы вопросы износа резцов из твердого сплава при обработке металла, наплавленного дуговой электросваркой, и установлено, что износ

инструмента при обработке наплавленного слоя даже невысокой твердости более интенсивен по сравнению с износом при обработке сталей и чугунов. Увеличение износа инструмента объясняется наличием в наплавленном слое значительного количества нитридов, окислов железа, шлаков, пор и трещин, что приводит к увеличению как абразивного, так и других видов износа.

Д. Д. Медведевым [6] рассмотрены вопросы установления допустимого износа, выбора марки твердого сплава и определения геометрических параметров твердосплавных резцов при точении валов, наплавленных электродами ЦН-350 в два слоя продольными швами.

Так как условия работы резцов при точении металла, наплавленного продольными швами и по винтовой линии, существенно различаются, то результаты, полученные в [7], не могут быть использованы для практического внедрения при обработке металла, наплавленного большинством современных автоматических способов.

В [8] приведены результаты исследования оптимальных режимов резания при точении металла различной твердости, наплавленного вибродуговым способом, при восстановлении деталей горношахтного оборудования. Однако в работе отсутствуют сведения о допустимом износе и нормах стойкости резцов. Это не позволяет произвести оценку эффективности предложенных рекомендаций и выбрать экономический период стойкости резца. Указанные обстоятельства затрудняют практическое использование результатов работы.

В [9] определены оптимальные геометрические параметры только твердосплавных резцов: рациональные материалы режущей части резцов, оптимальные режимы резания при черновом и получистовом точении деталей, восстановленных автоматической наплавкой и осталиванием.

Ю. Г. Кудрявцевым [10] установлено, что для обработки поверхностей, наплавленных вибродуговым способом, целесообразна двухстадийная обработка. При первом проходе снимается корка наплавленного металла резцами с напайками из твердого сплава типа ВК8, после чего обработку целесообразно осуществлять минералокерамическими резцами из сплава ЦМ-332. В [11] доказано, что преобладающим при обработке наплавленного слоя является абразивно-механический износ, и обосновывается целесообразность применения минералокерамического инструмента.

Однако в связи с тем, что наплавленный металл обладает пористостью, трещиноватостью и наличием инородных включений по глубине слоя, использование минералокерамических резцов даже на чистовом проходе связано с усиленным выкрашиванием режущей части из-за низкой ударной вязкости минералокерамики.

Б. Ю. Борисовым [5] оптимизирован выбор режимов резания, геометрии и марки материала твердосплавных резцов для точения поверхностей деталей, наплавленных автоматическим электродуговым способом под слоем флюса, в среде углекислого газа и в водяном паре.

Однако рекомендации [5] при точении вибродуговой наплавкой могут быть нерациональными вследствие существенного различия физико-механических свойств слоев металла, наплавленного различными способами.

Для точения наплавленного слоя высокой твердости геометрические параметры режущей части резцов следует назначать исходя из особенностей физико-механических свойств слоя.

Следовательно, геометрия резцов для точения наплавленного слоя должна обеспечить:

- возможно большую механическую прочность режущих кромок в условиях работы с переменной силой резания;
- хороший отвод тепла из зоны резания;
- уменьшение давления на задние грани.

Практический опыт изготовления деталей с наплавленными и напыленными покрытиями показывает, что их обработка резанием сопровождается высокими силами, температурами в зоне резания, интенсивным изнашиванием режущего инструмента. При обработке покрытий существенно затруднено формирование состояния поверхностного слоя детали, обеспечивающего их повышенную работоспособность в эксплуатации – на обработанной поверхности низкой шероховатости, а в поверхностном слое отсутствие структурно-фазовых превращений и создание сжимающих остаточных напряжений.

При точении у резцов происходит затупление режущей кромки, из-за чего глубина резания уменьшается к концу прохода, поверхность характеризуется наличием зон вырывания межваликовых выступов, волнистостью с углублениями, которые являются результатом отжима резца от детали. Это является следствием того, что в наплавленном металле присутствуют твердые шлаковые включения, представляющие собой окислы металлов (MnO , FeO , Al_2O_3 , SiO_2) или соединение нескольких окислов, повышающих истирающие свойства наплавленного металла. В результате чего стойкость режущего инструмента понижается, что влечет за собой уменьшение скорости резания, а следовательно, и производительности процесса. Применение заниженных скоростей резания способствует интенсивному наростообразованию на режущих кромках инструмента, повышению шероховатости обработанной поверхности, образованию трещин и надрывов, которые приводят к понижению качества восстанавливаемых деталей.

Низкая обрабатываемость резанием покрытий является следствием неоднородной структуры и нестабильных механических свойств, большой истирающей способности карбидных и боридных включений, склонности к адгезии с материалом инструмента и ряда других факторов.

В отличие от монолитных материалов, покрытия, как правило, имеют: – повышенную хрупкость; – различную твердость по поверхности и по глубине; – неоднородный химический состав по сечению; – большое количество составляющих микроструктуры (карбиды, бориды, интерметаллиды и другие частицы высокой твердости); – значительную пористость. Это приводит к тому, что силы резания, действующие при обработке, имеют переменный характер, а температура резания покрытий превышает температуру при обработке монолитных материалов идентичного состава. Эти явления приводят к интенсификации износа инструмента.

При обработке наплавленного слоя точением твердосплавными и минералокерамическими резцами можно достичь только шероховатости поверхности $Ra = 1,5...2,5$ мкм и обеспечить точность размера не выше 11...12 квалитетов [10]. Поэтому, с целью достижения меньшей шероховатости ($Ra = 0,8...2$ мкм) и большей точности размеров восстанавливаемой детали (6...9 квалитетов), в настоящее время на ремонтных предприятиях чаще всего применяют абразивное шлифование.

Фрезерование. Фрезерование, в отличие от точения и шлифования, характеризуется большей производительностью процесса, а также способствует появлению благоприятных сжимающих напряжений в поверхностном слое металла. Но в результате фрезерования нанесенных покрытий цилиндрических деталей на поверхности образуются значительная огранка, волнистость, получается низкий класс

шероховатости, поэтому фрезерование рекомендуется применять только для черновых и обдирочных операций.

Обработка покрытий шлифованием. Наибольшее распространение при обработке наплавленных поверхностей получило абразивное шлифование, несмотря на присущие ему недостатки. В [11] изложены методики выбора характеристики круга для обработки конкретного материала и получения требуемой шероховатости поверхности и точности размера. Однако разработанные рекомендации не всегда могут быть использованы при шлифовании поверхностных слоев, восстановленных наплавками, физико-механические свойства которых существенно отличаются от свойств обычных углеродистых и легированных сталей.

Г. М. Зильберманом [9] установлены особенности абразивного шлифования поверхностей, восстановленных наплавкой, а именно - влияние твердости и зернистости круга на коэффициент режущей способности и шероховатость обработанной поверхности. Доказано [13], что применение абразивного шлифования для обработки высокотвердых наплавленных поверхностей ограничивается из-за значительного удельного износа абразивных кругов, достигающего 100 % и более от объема снятого металла. С увеличением твердости круга удельный вес уменьшается, однако при этом увеличивается радиальная сила, что приводит к появлению на поверхности микротрещин на глубину до 0,6 мм при шлифовании на режимах с повышенными параметрами.

Исследование обрабатываемости наплавленных поверхностей шлифовальными кругами различных характеристик, в том числе и из новых износостойких абразивных материалов [14], показало низкую эффективность шлифования наплавленных поверхностей по всем показателям процесса. Так, по сравнению с обрабатываемостью нормализованной стали 45 обрабатываемость слоя металла, наплавленного вибродуговым способом проволокой Нп-65Г, хуже: по износу шлифкруга в 15–35 раз, по удельной производительности – в 10–40 раз. Кроме того, в деформированном поверхностном слое в результате термического воздействия увеличиваются остаточные напряжения растяжения, величина которых может достигнуть 588 МПа и выше [15].

При шлифовании высокотвердых наплавленных слоев металла, по мнению авторов [16], ухудшается качество поверхностного слоя, что отрицательно сказывается на долговечности обрабатываемых деталей.

С применением шлифования связано появление в деталях прижогов, трещин и вредных растягивающих напряжений [17]. Подбор оптимальных режимов шлифования и характеристик инструмента не позволяет полностью исключить дефекты, возникающие в поверхностном слое. Это вызвано погрешностями от предыдущих операций механической обработки, колебаниями шпинделя от неуравновешенности шлифовального круга и наличия других дефектов, зависящих от природы самого процесса шлифования [18, 19]. Нагревание поверхностного слоя металла в процессе шлифования изменяет характер протекания пластической деформации металла, его механические свойства, микроструктуру и напряженное состояние, что накладывает значительный отпечаток на весь процесс образования поверхностного слоя. При этом структурные изменения в металле вызванные наличием высоких температур внешне характеризуются прижогами. Так же на поверхности деталей после шлифования часто наблюдаются трещины вызванные действием остаточных внутренних напряжений.

Обработка давлением (поверхностно-пластическое деформирование). Поверхностно-пластическим деформированием (ППД) можно существенно изменить геометрические параметры поверхности, структуру и свойства нанесенных покрытий.

Отсутствие прижогов и микротрещин в покрытиях после обработки ППД является важным показателем, определяющим долговечность упрочненной детали.

В работах [20, 21] исследована возможность применения метода ППД до и после наплавки. Предварительное поверхностное пластическое деформирование перед точением вызывает увеличение твердости поверхностного слоя покрытия, глубиной 1,0...1,3 мм с HRA 48...53 до HRA 54...62. Шероховатость после токарной обработки снижается на 30 %, достигая $Ra=0,4$ мкм, что доказывает влияние предварительного пластического поверхностного деформирования на процесс формирования микрогеометрии поверхности при последующей обработке резанием. Применяемое после точения, поверхностное пластическое деформирование снижает шероховатость поверхности до $Ra=0,06...0,24$ мкм. Твёрдость поверхности увеличивается с HRA 48...53 до HRA 54...62.

Кроме повышения микро- и макрогеометрических показателей, методы ППД способствуют упрочнению наплавленных покрытий и снижению усталостной прочности. Повышение долговечности и выносливости изделий достигается созданием оптимальных полей остаточных напряжений в теле деталей.

Недостатком методов ППД являются значительные усилия, прикладываемые к деформирующему элементу, а также невозможность обработки хрупких покрытий.

Многостадийная обработка.

Применение многостадийной обработки экономически нецелесообразно из-за дополнительных термических операций и межоперационных перемещений восстанавливаемых деталей.

Электрохимические и электрофизические методы обработки.

Электрохимические и электрофизические методы в достаточной мере оправдывают себя при обработке труднообрабатываемых восстанавливаемых деталей сложной конфигурации, громоздких размеров и т. п., т. к. обладают определенными достоинствами, такими как возможность обработки деталей сложной формы без силового воздействия инструмента на деталь, возможность получения высокой точности и малой шероховатости обработки, использование электрической энергии с высоким КПД и др. Однако им присущи и следующие недостатки, имеющие существенное значение при внедрении этих методов на ремонтных предприятиях:

- необходимость использования сложного дорогостоящего оборудования;
- коррозионное воздействие электролитов на металлические части станков;
- необходимость дополнительного переоборудования обычных станков для механической обработки;
- дополнительное потребление электрической энергии;
- токсическое воздействие паров электролита на организм человека [1].

Наиболее сложна механическая обработка высокотвердых поверхностей (твердость выше 40 HRC).

Особенности строения высокотвердых наплавленных поверхностей существенно отличают процесс их обработки от процесса обработки закаленных стальных поверхностей с постоянным припуском на обработку. Наличие в наплавленном слое неметаллических включений способствует быстрому истиранию инструмента при механической обработке, а значительная макронеровность поверхности, трещины и раковины, имеющиеся в слое, вызывают выкрашивание инструмента вследствие ударных нагрузок [10].

Таким образом, для обработки твердых покрытий (группа 3, рис. 1) традиционные методы обработки резанием, шлифованием электрофизической и электрохимической обработки не всегда являются эффективными.

Перспективные технологии обработки деталей с твердыми покрытиями. Актуальным направлением является разработка ресурсосберегающей технологии упрочнения и восстановления изношенных цилиндрических деталей машин за счет совмещения в единой технологической схеме процессов нанесения покрытия (наплавки, напыления, наварки) с методами резания и последующего шлифования еще не остывшего нанесенного слоя металла.

Автором [22] предложена технология, которая позволяет совмещать в единой технологической схеме процессы электродуговой наплавки под слоем легирующего флюса с одновременным фрезерованием и последующим шлифованием горячего наплавленного металла.

В данной работе установлено, что при шлифовании горячего наплавленного металла мягкими кругами силы резания уменьшаются в 2...3 раза по сравнению со шлифованием холодного наплавленного металла на тех же режимах, износ шлифовальных кругов уменьшается в 2...4 раза, а производительность повышается в 1,5...3,5 раза. Шероховатость поверхности при обработке детали в горячем состоянии, измеренная вдоль детали, составляет 8...10 мкм. В наплавленном металле исчезают шлифовальные трещины, которые наблюдаются при шлифовании наплавленного металла в холодном состоянии.

Также, установлено, что фрезерование и шлифование горячего наплавленного металла не ухудшает, а способствует улучшению структуры наплавленного металла. По длине детали структура наплавленного металла получается более однородна. Разработанный метод обработки обеспечивает повышение износостойкости, а также создание благоприятных сжимающих напряжений, которые способствуют повышению усталостной прочности упрочненных или восстановленных деталей.

Авторами работ [23] рассматривалась возможность обработки ППД деталей с покрытиями, полученными контактной наваркой металлических порошков.

Обработка производилась с целью уменьшения припуска на механическую обработку и улучшения макрогеометрических показателей поверхности.

Суть предложенного метода состояла в том, что на поверхность детали наносится припекаемый металлический порошок, который подается под электрод-ролик машины для контактной наварки. В результате последовательного пропускания импульсов тока длительностью 0,08 с выполнялось нагревание порошка до температур порядка 1200 °С и приварка его к детали.

Авторами было предложено выполнять ППД в одном технологическом цикле с наваркой, т.е. использовать тепло, накопленное деталью при нагревании припекаемого покрытия и производить обкатку сразу же после наварки, пока покрытие находится в пластическом состоянии.

Установлено, что в покрытии после наварки в течение 1...1,5 с сохраняется температура не менее 0,6Т_{пл} (температуры плавления порошка), что является достаточным для термомеханической обработки покрытия.

Покрытия, полученные по предложенной технологии, характеризуются шероховатостью не более Ra 1,6...3,2 мкм; снижается радиальное биение, что позволяет значительно уменьшить припуск на дальнейшую механическую обработку, уменьшается волнистость покрытий. Исследования микроструктур показали отсутствие микротрещин и других дефектов. Снижения прочности сцепления покрытий не наблюдалось.

Выводы.

1. Применение износостойких покрытий при упрочнении и восстановлении деталей машин способствует повышению их долговечности, но при этом

ограничивается трудностью их механической обработки в холодном состоянии. Как правило, нанесенные покрытия обладают высокой твердостью и неравномерным распределением её по длине детали, неоднородностью структуры, большой высотой выступов и впадин нанесенных слоев (0,5...0,9 мм).

2. Наиболее распространенные технологии обработки деталей с покрытиями, которые применяются на сегодняшний день в машиностроении - обработка резанием (точение, фрезерование, шлифование), обработка давлением, электрофизические и электрохимические методы имеют ряд недостатков и не всегда являются целесообразными.

3. Для деталей, имеющих твердость покрытий выше 40 HRC перспективно использование технологий обработки методами резания (шлифование, точение) и ППД с использованием остаточного тепла после наплавки, напыления или наварки. Обработка покрытий в нагретом состоянии позволяет снизить силы резания, повысить производительность обработки при одновременном повышении параметров качества обрабатываемых поверхностей.

Список литературы

1. Галямин В. Д. Исследование электроабразивной обработки наплавленных поверхностей автотракторных деталей при их ремонте: Автореф. дис. канд. техн. наук / Галямин В. Д. – Челябинск, 1973. – 27 с.
2. Ангелло Г. И. Основные показатели качества поверхностного слоя наплавленных деталей, обработанных резцами из эльбора-Р // Технология и организация ремонта машин: Сб. науч. тр. / Ангелло Г. И. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 1976. – Вып. 116. – С. 83–88.
3. Клименко С. А. Обработка резанием деталей с покрытиями / Клименко С. А., Коломиец В. В., Хейфец М. Л., Пилипенко А. М., Мельничук Ю. А., Бурыкин В. В. Под общей редакцией С. А. Клименко. – К.: ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, 2011. – 353 с.
4. Кожуро Л. М. Обработка износостойких покрытий / Кожуро Л. М., Мрочек Ж. А., Хейфец М. Л. и др. – Мн.: Дизайн ПРО, 1997. – 208 с.
5. Борисов Ю. Б. Исследование и оптимизация параметров обрабатываемости точением наплавленных деталей, восстанавливаемых в условиях ремонтных предприятий: Автореф. дис. канд. техн. наук / Борисов Ю. Б. – Л., 1975. – 23 с.
6. Медведев Д. Д. Резцы для обработки наплавленного металла // Станки и инструмент / Медведев Д. Д. – 1960. – № 12. – с. 9–11.
7. Николаева Г. С. Исследование обработки деталей железнодорожного подвижного состава резцами новой конструкции: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Николаева Г. С. – Челябинск, 1966. – 23 с.
8. Шилов П. И. Исследование некоторых вопросов вибродуговой наплавки для восстановления изношенных деталей угледобывающих машин. Автоматическая вибродуговая наплавка / Шилов П. И., Фролов К. В., Демидович Н. С. – Челябинск: Челяб. рабочий, 1960. – 44 с.
9. Зильберман Г. М. Вопросы обработки деталей, восстановленных автоматической наплавкой и осталиванием // Тр. ПСХИ, В. О. «Россельхозтехника» / Зильберман Г. М., Мальцев Г. М. – Пермь, 1971. – С. 6–9.
10. Кудрявцев Ю. Г. Исследование точения твердосплавными и минералокерамическими резцами слоя, наплавленного вибродуговым способом: Автореф. дис. канд. техн. наук / Кудрявцев Ю. Г. – Челябинск, 1967. – 19 с.
11. Кудасов Г. Ф. Влияние некоторых параметров характеристики абразивного инструмента на его шлифующую способность. Высокопроизводительное шлифование / Кудасов Г. Ф. – М.: Изд-во АН СССР, 1962. – С. 33–36.
12. Полонський Л. Г. Особливості точіння газополумених порошкових покриттів інструментами із кібориту: Дис. к.т.н. / Полонський Л. Г. – К.: ІНМ АН України, 1992. – 184 с.
13. Кондратьев А. Б. Результаты исследования и опыт внедрения скоростного шлифования металлов. Основные вопросы высокопроизводительного шлифования / Кондратьев А. Б. – М.: Машиностроение, 1960. – 96 с.
14. Меламед В. И. Обрабатываемость наплавленных поверхностей шлифованием // Тр. ЧИМЭСХ. – Вып. 109 / Меламед В. И., Ангелло Г. Н. – 1975. – С. 15–21 с.

15. Шальнов В. А. Шлифование и полирование высокопрочных материалов/Шальнов В. А. – М.: Машиностроение, 1972. – 215 с.
16. Ткачев В. Б. Методы повышения долговечности деталей машин / В. Б. Ткачев, Б. М. Фиштейн, В. Д. Власенко, В. А. Уланов. – М.: Машиностроение, 1971. – 270 с.
17. Шоршов М.Х. Металловедение сварки стали и сплавов титана / М.Х. Шоршов. – М.: Наука, 1965. – 301 с.
18. Якимов, А.В. Оптимизация процесса шлифования / А.В. Якимов. – М.: Машиностроение, 1975. – 85 с.
19. Филд, М.Д. Повышение эффективности процесса шлифования твердых сплавов / М.Д. Филд – М.: Машиностроение, 1971. – 62 с.
20. Федоров В.А. Технологическое обеспечение качества поверхностного слоя деталей машин с плазменными бронзовыми покрытиями. Дис. канд. техн. наук./Федоров В.А. Барнаул, 2002. -152 с.
21. Бохан С.Г. Повышение качества цилиндрических деталей с газотермическими покрытиями методом поверхностного пластического деформирования. Дис. канд. техн. наук / Бохан С.Г.- Минск, 1984. – 246 с.
22. Фисенко К.С. Повышение эффективности восстановления цилиндрических деталей машин за счет совмещения процессов наплавки и механической обработки. Автореф. дис. канд. техн. наук, Ростов-на Дону, 2013. – 25 с.
23. Лопата Л.А. Поєднання процесів електроконтактного припикання порошків і теплового пластичного деформування // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів /Лопата Л.А., Красота М.В. – Київ, НТУ, 2001. – вип. 12, с. 73-79.

Mykhailo Krasota, Ihor Shepelenko, Oleksander Matvienko, Al Soodani Salem M. Mutashair

Kirovohrad National Technical University

The analysis of Efficiency of Current and Perspective Methods of Treatment of Parts with Coverings

Application of wear-proof coverings while hardening and renewal of machine parts facilitates the increase of their reliability but at the same time it makes their treatment in cold working more complicated. Coverings have high level of hardness and its uneven distribution in the length of a part, a heterogeneous structure, a big height of lugs and cavities of the hard-facing layer.

The objective of the work is to analyse current and perspective technologies of treatment of wear-proof coverings.

The research has been done on most extensive treatment technologies of covered parts which are used in machine building today. They include cutting treatment (turning, milling, grinding), shaping, electro-physical and electrochemical methods. It was defined that they have a range of disadvantages and are not always efficient.

Parts that have covering hardness more than 40 HRC can be effectively treated using the technologies of treatment of cutting methods such as grinding and turning of upper plastic deformation using residual heat after hard facing, spraying or welding on. Treatment of coverings in heated conditions allows decreasing cutting force and increasing productivity of treatment and improving parameters of quality of treated surfaces.

welding, spraying, grinding, cutting

Одержано 17.01.14

УДК:621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук., Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд.техн. наук, Р.А. Осін, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз існуючих уявлень про механізм виникнення пульсацій миттєвої подачі шестеренного насоса

В статті наведені теоретичні дослідження спрямовані на розробку фізичної моделі та відповідної їй аналітичної залежності миттєвої подачі, що дозволяють пояснити причини і механізм пульсації миттєвої подачі шестеренного насоса.

шестеренний насос, миттєва подача, пульсація миттєвої подачі, пульсація тиску

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осін, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, інж.

Кировоградский национальный технический университет

Анализ существующих представлений о механизме возникновения пульсаций мгновенной подачи шестеренного насоса

В статье приведены теоретические исследования, целью которых является разработка физической модели и соответствующей ей аналитической зависимости мгновенной подачи, что позволяет объяснить причины и механизм пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса.

шестеренный насос, мгновенная подача, пульсация мгновенной подачи, пульсация давления

Актуальність. Шестеренні насоси (НШ), завдяки особливостям конструкції і принципу роботи, здатні працювати у важких умовах підвищеної запиленості та високих температур, що дозволяє їм знайти широке поширення в найрізноманітніших галузях техніки.

Як відомо, одним з недоліків НШ, що обумовлений його конструктивною особливістю, є нерівномірність подачі за часом - пульсація миттєвої подачі (МП). Пульсація подачі є причиною пульсації тиску, що розвивається НШ. Однак, якщо пульсація тиску і подачі не має істотного впливу на якість роботи робочих органів машин, то включення гідросистем з таким пульсуючим насосом до системи управління просто неприпустиме. Отже, усунення пульсації подачі та тиску НШ має велике значення для подальшого вдосконалення і розширення галузі використання НШ.

Постановка проблеми. Зазначена проблема пульсації МП і тиску не може бути вирішена без встановлення фізичної суті процесів, що відбуваються при подачі робочої рідини в НШ.

Аналіз результатів, як теоретичних [1] так і експериментальних [2] досліджень, опублікованих у науково-технічних джерелах показав, що вони мають досить суперечливий характер. Також, слід відмітити певну невідповідність експериментальних результатів теоретичним, що дає підстави стверджувати про те, що існуючі фізико-математичні моделі, які пояснюють процес пульсації не відповідають в повній мірі існуючому стану речей.

Зв'язок проблеми з важливими науковими та практичними задачами.

Розглянута проблема пов'язана з важливими науковими та практичними задачами виробництва НШ. Підвищення технічного рівня НШ буде сприяти підвищенню їх конкурентоспроможності та подальшому просуванню на ринку об'ємних насосів. Це також забезпечить розвиток та поширення гідроприводу в різних технічних системах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як зазначено вище, дана публікація безпосередньо пов'язана з попередніми працями [1, 2], присвяченими аналізу відомих результатів теоретичних і експериментальних досліджень проблеми пульсації МП і тиску НШ. Однак представлені в роботах [1, 2] результати не дозволили якісно наблизитися до вирішення проблеми пульсації. Таким чином, існує необхідність у проведенні подальших досліджень, як у теоретичному, так і в експериментальному напрямку.

Визначення мети і завдань досліджень. Метою досліджень є розробка фізичної та математичної моделі миттєвої подачі шестеренного насоса, які дозволять пояснити механізм виникнення пульсації миттєвої подачі і тиску в процесі робочого циклу НШ.

Викладення матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів.

Визначимо математичне рівняння миттєвої подачі шестеренного насоса від положення точки зачеплення на лінії зачеплення.

Відразу відзначимо, що під миттєвою подачею (МП) розуміється миттєва геометрична подача без урахування об'ємних втрат, які зазвичай характеризуються об'ємним ККД насоса.

Для дослідження характеру поведінки подачі в процесі роботи НШ необхідно отримати залежність МП від положення точки зачеплення на лінії зачеплення або від кута (фази) повороту ведучої шестерні. Для цього розглянемо схему зубчатого зачеплення шестерень насоса, представлену на рис. 1.

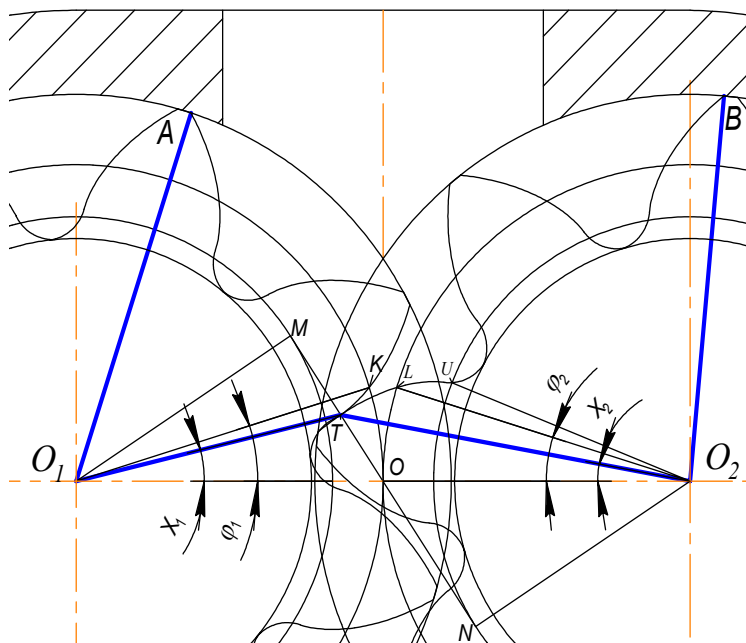


Рисунок 1 - Схема зубчатого зачеплення для визначення миттєвої подачі шестеренного насоса

Для спрощення досліджень процес подачі НШ представимо у вигляді наступної моделі. Зуби шестерень замінимо системою пластин O_1A , O_2B , O_1T та O_2T (див. рис. 1).

Цей прийом був вперше запропонований Т.М. Баштою [3] і далі неодноразово використовувався іншими авторами [4, 5, 6]. Проте, для виведення залежності МП, даний підхід вперше запропонований вперше в наших працях [7, 8].

Основні передумови математичного рівняння МП НШ полягають в наступному [7, 8].

На схемі зубчатого зачеплення (рис. 1), представлені наступні елементи шестерень та їх взаємозв'язки: MN - лінія зачеплення зубів шестерень; O - полюс зачеплення; $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ - радіуси, проведені з центрів обертання шестерень в поточну точку; T - точка зачеплення евольвентних профілів на лінії зачеплення MN ; $OT = x$ - координата точки зачеплення евольвентних профілів на лінії зачеплення; $O_1K = \frac{d_1}{2}$ і $O_2L = \frac{d_2}{2}$ - радіуси, проведені з центрів обертання шестерень в точку перетину робочої сторони евольвентного профілю з початковим колом; X_1, X_2 - кути повороту радіусів O_1K і O_2L , відповідно; ϕ_1 і ϕ_2 - кути, на які необхідно повернути радіуси O_1K і O_2L , щоб точки K і L одночасно опинилися в полюсі зачеплення - O . При цьому точка зачеплення - T переміщується по лінії зачеплення MN на відстань $PT = x$.

Зуби шестерень замінюємо системою пластин $O_1A, O_2B, O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ (рис. 1). При цьому пластини O_1A, O_2B при своєму русі сприяють подачі НШ, а пластини $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ - зубам шестерень, які знаходяться в зачепленні – протидіють процесу подачі і зменшують її. Слід зазначити, що таке спрощення не приводить до спотворення механізму подачі робочої рідини в НШ.

Розкриваючи більш детально пропоновану модель подачі НШ, відзначимо наступне. На рис. 1 можливо встановити, що нагнітання робочої рідини в НШ можна розділити на два процеси, що відбуваються одночасно. По-перше, при обертанні пластин O_1A і O_2B відбувається зменшення об'єму камери нагнітання, що сприяє процесу подачі робочої рідини. Другий процес полягає в тому, що при обертанні пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ відбувається збільшення об'єму камери нагнітання, що перешкоджає подачі робочої рідини.

На рис. 1, бачимо, що в процесі роботи НШ пластини O_1A і O_2B не змінюють своїх геометричних розмірів, в той час, як кожна з пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ і сума довжин пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ змінюються в процесі обертання при русі точки зачеплення уздовж лінії зачеплення. Крім цього, сума довжин пластин O_1A і O_2B протягом циклу нагнітання залишається більша, ніж сума довжин пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$. Ця особливість і забезпечує позитивний баланс подачі робочої рідини, оскільки швидкість зменшення об'єму камери нагнітання вища, ніж її збільшення.

Припустимо, що точка T відображає поточне положення точки зачеплення на лінії зачеплення зубів шестерень насоса. Початок відліку виберемо в полюсі зачеплення (точка O). При цьому, координаті поточної точки на лінії зачеплення - T відповідає відрізок $OT = x$ (див. рис. 1).

Введемо наступні позначення: $O_1L = r_1, O_2E = r_2, O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$. Тоді з рис. 1 бачимо:

O - полюс зачеплення – початок координатної осі відліку: при цьому вправо догори $x < 0$, а вліво донизу $x > 0$;

x - координата точки зачеплення на лінії зачеплення;

$\chi_1 = \angle OO_1T$ - кут, на який необхідно повернути радіус ρ_1 , щоб він зайняв нульове (горизонтальне) положення - O_1O ;

$\chi_2 = \angle OO_2T$ - кут, на який необхідно повернути радіус ρ_2 , щоб він зайняв нульове (горизонтальне) положення - O_2O ;

$\varphi_1 = \angle OO_2K$ - кут, на який необхідно повернути ведучу шестерню, щоб радіус ρ_1 зайняв нульове (горизонтальне) положення O_1O ;

$\varphi_2 = \angle OO_2L$ - кут, на який необхідно повернути ведену шестерню, щоб радіус ρ_2 зайняв нульове (горизонтальне) положення O_2O .

Крім цього, випишемо наступні очевидні співвідношення:

$$\varphi_{1n} = \frac{2\pi}{z} ; \varphi_1 = \frac{2\pi}{z} \varepsilon ; \varphi_2 = \varphi_1 \frac{r_1}{r_2} ; u = \frac{r_1}{r_2}, \quad (1)$$

де φ_{1n} - кут повороту ведучої шестерні, за який відбувається один робочий цикл роботи НШ, номінальний кут циклу у випадку якщо коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення $\varepsilon = 1$;

φ_1 - кут повороту ведучої шестерні, за який відбувається один робочий цикл роботи НШ, фактичний кут циклу у випадку якщо коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення $\varepsilon > 1$;

ε - коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення;

φ_2 - кут повороту веденої шестерні, за який відбувається один робочий цикл роботи НШ, фактичний кут циклу;

u - передаточне відношення зубчастої передачі НШ;

r_1 і r_2 - радіуси початкових кіл відповідно ведучої і веденої шестерень.

В першу чергу, знайдемо взаємозв'язок між положенням точки зачеплення T на осі зачеплення x і кутом повороту ведучої шестерні φ_1 . Такий взаємозв'язок за умови, що початок координат знаходиться в полюсі зачеплення O , має вигляд:

$$\varphi_1 = \frac{x}{r_{01}}, \quad \varphi_2 = \frac{x}{r_{02}}. \quad (2)$$

Із формул (2) можна отримати і зворотні залежності:

$$x = \varphi_1 r_{01}, \quad x = \varphi_2 r_{02}. \quad (3)$$

Далі знайдемо залежність довжин радіусів ρ_1 і ρ_2 від положення точки зачеплення на лінії зачеплення MN - x і від кута повороту ведучої шестерні - φ . Відповідно рис. 1 за теоремою Піфагора та з урахуванням знаку аргументу отримаємо:

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha + x)^2 + r_{01}^2. \quad (4)$$

Аналогічно:

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha - x)^2 + r_{02}^2. \quad (5)$$

Підставивши значення x від φ у відповідні формули, отримаємо:

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2. \quad (6)$$

Аналогічно:

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2. \quad (7)$$

З (6) і (7), отримаємо:

$$\rho_1 = \sqrt{(r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2}, \quad (8)$$

$$\rho_2 = \sqrt{(r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2} . \quad (9)$$

Графіки залежностей (8) і (9) представлені на рис. 2 для випадку, коли $z_1 = 7$ і $z_2 = 9$ та на рис. 3 для випадку $z_1 = z_2 = 8$. Коментуючи отримані графіки, слід зазначити, що зміна довжини радіусів ρ_1 і ρ_2 підкоряється нелінійним залежностям. При цьому, якщо радіус ведучої шестерні ρ_1 постійно зростає від мінімального до максимального свого значення, то радіус веденої шестерні ρ_2 , навпаки постійно зменшується від максимального до мінімального свого значення.

Набагато більше значення для подальшого розуміння особливостей подачі НШ представляє собою характер поведінки напівсуми квадратів радіусів ρ_1 і ρ_2 . Ці графіки представлені на рис. 4 і 5. На рис. 4 і 5, бачимо, що напівсуми квадратів радіусів змінюються за параболічними залежностями.

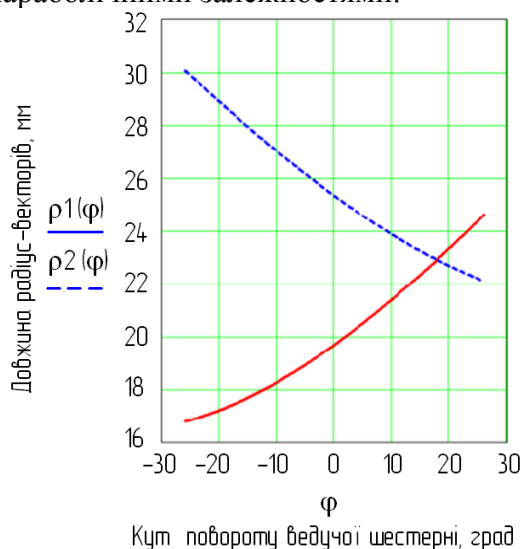


Рисунок 2 - Характер зміни радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень за умови, що $z_1 = 7$ і $z_2 = 9$

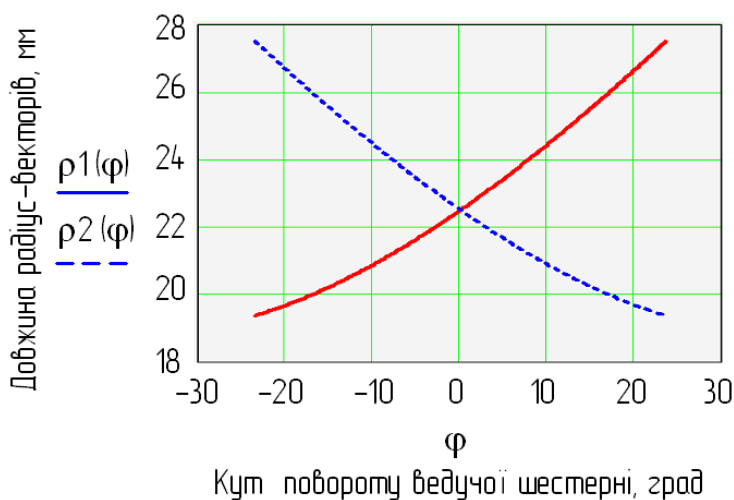


Рисунок 3 - Характер зміни радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень за умови, що $z_1 = z_2 = 8$

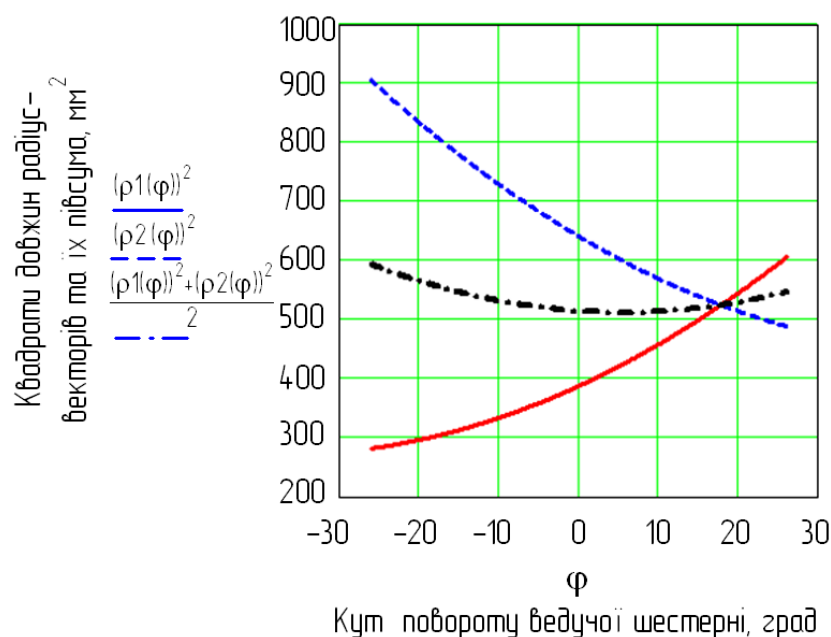


Рисунок 4 - Характер зміни квадратів радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень і напівсуми квадратів за умови, що $z_1 = 7$ і $z_2 = 9$

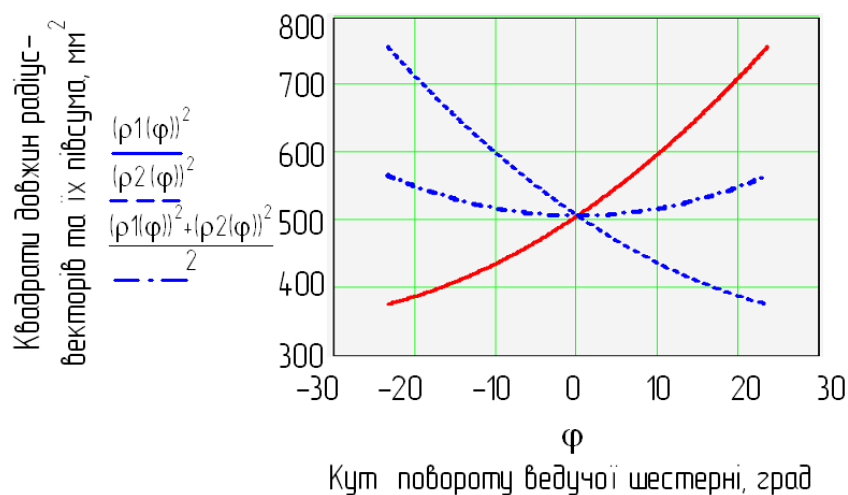


Рисунок 5 - Характер зміни квадратів радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень і напівсуми квадратів за умови, що $z_1 = z_2 = 8$

Для шестерень з різною кількістю зубів – крива напівсуми квадратів радіусів також підкоряється параболічному закону, але носить асиметричний характер, досягаючи максимального значення на початку зачеплення, а мінімального – після проходження полюса зачеплення (рис. 4).

Для шестерень з однаковою кількістю зубів крива напівсуми квадратів радіусів носить параболічний симетричний характер, досягаючи максимального значення на початку і в кінці зачеплення, а мінімальне значення доводиться на зачеплення в полюсі O (рис. 5). Вказана особливість зміни напівсуми квадратів радіусів дозволяє пояснити пульсуючий характер подачі робочої рідини НШ.

З рис. 5 бачимо, що напівсума квадратів радіусів лежить в межах $507 < \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} < 565 \text{ мм}^2$. Для шестерень насоса НШ-32УК-3 з числом зубів $z_1 = z_2 = 8$ довжина радіуса складає $O_1A = 27,5 \text{ мм}$, а його квадрат $O_1A^2 = 756,25 \text{ мм}^2$. Порівнюючи квадрат радіуса O_1A^2 з напівсумою квадратів радіусів ρ_1 і ρ_2 бачимо, що їх різниця позитивна, що і забезпечує позитивну подачу НШ.

Далі перейдемо до виведення залежності зміни об'єму робочої камери НШ від кута повороту ведучої шестерні φ_1 . Надамо куту повороту ведучої шестерні приріст $\Delta\varphi$. Тоді квадрати довжин радіусів ρ_1 і ρ_2 складуть:

$$\rho_1^2(\Delta\varphi) = [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\varphi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 + r_{01}^2, \quad (10)$$

$$\rho_2^2(\Delta\varphi) = \left[r_{01} \operatorname{tg}\alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta\varphi \right) r_{01} \right]^2 + r_{02}^2. \quad (11)$$

Виходячи з схеми зубчатого зачеплення, представленої на рис. 1, приріст об'єму камери нагнітання НШ можна представити у вигляді

$$\Delta V(\Delta\varphi) = b \left[\frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} (R_{e1}^2 - R_{i1}^2) + \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} \frac{r_1}{r_2} (R_{e2}^2 - R_{i2}^2) - \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} (\rho_1^2 - R_{i1}^2) - \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} \frac{r_1}{r_2} (\rho_2^2 - R_{i2}^2) \right], \quad (12)$$

де R_{e1} і R_{e2} - радіуси кола вершин зубів шестерень, відповідно ведучої і веденої шестерень;

R_{i1} і R_{i2} - радіуси кола западин зубів шестерень, відповідно ведучої і веденої шестерень;

r_1 і r_2 - радіуси початкових кіл зубчатого зачеплення шестерень насоса, відповідно ведучої і веденої шестерень;

b - ширина шестерні.

Перетворивши (12), отримаємо

$$\Delta V(\Delta\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{2} b \left(R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - \rho_1^2 - \frac{r_1}{r_2} \rho_2^2 \right). \quad (13)$$

Підставимо в (13) значення квадратів радіусів з формул (10) і (11):

$$\Delta V(\Delta\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\varphi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \left[-\frac{r_1}{r_2} \left[r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta\varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (14)$$

Визначимо середню швидкість зміни об'єму робочої камери НШ за один радіан

$$VV_{cp}(\varphi) = b \cdot \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi} = \frac{1}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\varphi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \left[-\frac{r_1}{r_2} \left[r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta\varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (15)$$

Переходячи до границі – перейдемо від середньої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ до миттєвої

$$VV_{\text{мит}}(\varphi) = b \cdot \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi} = \frac{1}{2} b \left[\begin{aligned} &R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 r_{01})^2 - r_{01}^2 - \\ &-\frac{r_1}{r_2} \left(r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \frac{r_1}{r_2} \varphi_1 r_{02} \right)^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \end{aligned} \right]. \quad (16)$$

Виконавши перетворення попереднього виразу, отримаємо

$$VV_{\text{мит}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left\{ \begin{aligned} &R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{01}^2) - 2\varphi_1 r_{01}^2 \operatorname{tg} \alpha - \varphi_1^2 r_{01}^2 - \\ &-\frac{r_1}{r_2} (r_{02}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{02}^2) + 2 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_1}{r_2} \varphi_1 r_{02}^2 \operatorname{tg} \alpha - \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 r_{02} \right)^2 \end{aligned} \right\}. \quad (17)$$

На рис. 1, бачимо, що

$$r_1^2 = r_{01}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{01}^2, \quad r_2^2 = r_{02}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{02}^2. \quad (18)$$

Тоді (17) можна представити у вигляді

З урахуванням того, що $r = \frac{r_0}{\cos \alpha}$, вираз (17) можна записати у вигляді:

$$VV_{\text{мит}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left[R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \varphi_1^2 r_{01}^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (19)$$

Для випадку $z_1 = z_2$ отримаємо:

$$VV_{\text{мит}}(\varphi) = b (R_e^2 - r^2 - \varphi_1^2 r_{01}^2). \quad (20)$$

Або миттєва швидкість зміни об'єму робочої камери НШ через диференціал складе:

$$VV_{\text{мит}}(\varphi) = \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{2} b \left[R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \varphi_1^2 r_{01}^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (21)$$

Для випадку $z_1 = z_2$ отримаємо:

$$VV_{\text{мит}}(\varphi) = \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = b (R_e^2 - r^2 - \varphi_1^2 r_{01}^2). \quad (22)$$

Таким чином, отримані залежності миттєвої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ у функції від кута повороту ведучої шестерні φ_1 .

Проте, в початкових умовах при виведенні вказаної залежності відмічено, що як незалежний параметр може виступати координата точки зачеплення на лінії зачеплення - x , а також час обертання шестерень - τ .

Провівши заміну перемінних можна записати, що

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dV(x)}{dx} \frac{dx}{d\varphi}, \quad (23)$$

але оскільки

$$\frac{dx}{d\varphi} = r_0, \quad (24)$$

то вираз (23) перепишемо у вигляді:

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dV(x)}{dx} r_0. \quad (25)$$

Тоді залежність миттєвої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ від положення точки зачеплення на лінії зачеплення - x можна представити у вигляді (див.

залежності (21, 22)):

– для випадку, коли $z_1 \neq z_2$

$$VV_{\text{мит}}(x) = \frac{dV(x)}{dx} = \frac{b}{2r_{01}} \left[R_{e1}^2 + R_{e1}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - x^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]; \quad (26)$$

– для випадку, коли $z_1 = z_2 = z$

$$VV_{\text{мит}}(x) = \frac{dV(x)}{dx} = \frac{b}{r_0} (R_e^2 - r^2 - x^2). \quad (27)$$

По аналогії з попереднім випадком можемо записати, що

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dV(\tau)}{d\tau} \frac{d\tau}{d\varphi} = \frac{dV(\tau)}{d\tau} \frac{1}{\omega}. \quad (28)$$

Відзначимо, що швидкість зміни об'єму в одиницю часу є подачею насоса і вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$.

Тоді залежність МП від часу обертання шестерень можна представити у вигляді (див. залежності (21, 22, 26, 27)):

– для випадку $z_1 \neq z_2$

$$q_{\text{мит}}(\tau) = \frac{dV(\tau)}{d\tau} = \frac{1}{2} b\omega \left[R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \tau_1^2 \omega_1^2 r_{01}^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (29)$$

Для випадку $z_1 = z_2$ отримаємо

$$q_{\text{мит}}(\tau) = \frac{dV(\tau)}{d\tau} = b\omega (R_e^2 - r^2 - r_0^2 \tau^2 \omega^2). \quad (30)$$

Юдіним Є.М. [9] були отримані аналогічні залежності для визначення МП НШ від положення точки зачеплення на лінії зачеплення з припущенням, що початок відліку руху точки зачеплення знаходиться в полюсі O .

Отримані вирази (21, 22, 26, 27, 29, 30) відображають миттєву швидкість зміни об'єму робочої камери НШ залежно від положення точки зачеплення на лінії зачеплення. Положення точки зачеплення може визначатися в даному випадку або кутовою координатою – кутом повороту ведучої шестерні - φ , або лінійною координатою положення точки зачеплення на лінії зачеплення - x , або часом - τ . У останньому випадку миттєва швидкість зміни об'єму робочої камери НШ від часу є миттєвою подачею НШ.

Одиницею вимірювання миттєвої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ є $\text{м}^3/\text{рад}$ (залежності (21, 22)) або $\text{м}^3/\text{м}$ (залежності (26, 27)), або $\text{м}^3/\text{с}$. Фізичний сенс її полягає в тому, що при зміні координати точки зачеплення на $\Delta\varphi$ [рад/с] або Δx , [м], або $\Delta\tau$, [с] швидкість зміни об'єму робочої камери НШ зміниться на Δq , м^3 .

Аналіз отриманих залежностей (21, 22, 26, 27, 29, 30) показує, що миттєва швидкість зміни об'єму робочої камери НШ у тому числі і МП складається з двох складових: постійної і змінної. Змінна складова підкоряється квадратичній залежності, а кривими вказаних залежностей є параболи, направлені вершинами догори. Максимальне значення вони набувають в момент, коли координата точки зачеплення $x = 0$, якій відповідає кут повороту ведучої шестерні - $\varphi_1 = 0$ або часу повороту ведучої шестерні $\tau_1 = 0$, тобто в полюсі зачеплення зубів шестерень - O , а далі вона зменшується за параболічною залежністю.

Таким чином, у відповідності до запропонованої фізичної моделі процесу подачі НШ процес подачі складається з двох складових: постійної складової, що сприяє подачі і є результатом руху пластин O_1A і O_2B назустріч одна одній, та змінної складової, яка

перешкоджає процесу подачі і є наслідком руху пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ - радіусів, проведених з центрів обертання шестерень в поточну точку T дотикання евольвентних профілів на лінії зачеплення MN . Ці пластини обертаються в напрямку від камери нагнітання тим самим зменшуючи подачу. НШ. Окрім цього з попередніх досліджень з'ясовано, що сума квадратів цих радіусів є змінною величиною, що підкорюється квадратичній залежності (6, 7, 10 і 11), а також рис. 4 і 5.

А отже, якщо від постійної величини відняти змінну величину, що підкорюється квадратичній залежності, то отримаємо графічну залежність, що представлена на рис. 6.

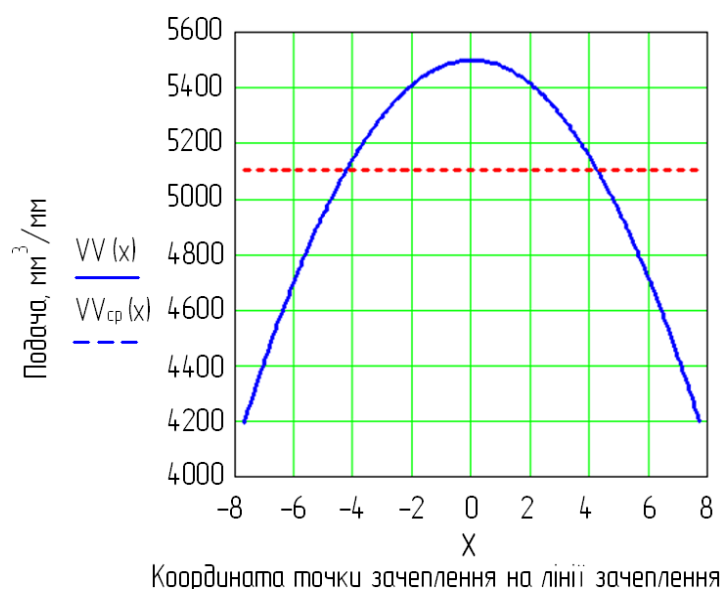


Рисунок 6 - Миттєва і усереднена швидкість зміни об'єму робочої камери за цикл роботи шестеренного насоса

При цьому під циклом роботи розумітимемо тривалість роботи НШ за час зачеплення однієї пари зубів.

Висновки.

1. Запропонована нова фізична модель і відповідна їй математична модель процесу миттєвої подачі НШ, суть яких полягає в тому, що процес подачі складається з двох одночасно виникаючих процесів: процесу зменшення об'єму, який сприяє подачі і процесу збільшення об'єму, що перешкоджає подачі.

2. Запропонована математична модель дозволяє пояснити пульсуючий характер миттєвої подачі НШ особливостями зміни радіусів, що сполучають центри шестерень з точкою зачеплення, і які при своєму обертанні протидіють подачі.

Список літератури

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин/ Петров В.А. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
2. Машиностроительный гидропривод/ [Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А., Никитин Г.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
3. Башта Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты: [конструкция и расчет]/ Башта Т.М. –М.: Гос. издат. оборонной промышленности, 1951. – 356 с.
4. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / [Башта Т.М. , Руднев С.С., Некрасов Б.Б и др.]. – М.: Машиностроение, 1970. – 593 с.

5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: [учебник для машиностроительных вузов] / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
6. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
7. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса: збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. – Кіровоград, КНТУ. – 2008. – № 20. – С. 253–262.
8. Кулешков Ю.В. Математическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса. Матеріали XVII Міжнародної науково - технічної конференції «Гідромеханіка в інженерній практиці» 17 – 20 квітня 2012 р. Черкаси, Україна - 2012. – С. 158-161.
9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/ Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

Yuriy Kuleshkov, Tymofiy Rudenko, Mykhailo Krasota, Ruslan Osin, Ksenia Kuleshkova

Kirovohrad National Technical University

The Analysis of Current Conception of Mechanism of Occurrence of Pulsations of Immediate Flow of Gear Pump

The objective of the research is the elaboration of a mathematical physical model of immediate flow of a gear pump which allows explaining the mechanism of occurrence of pulsations of immediate flow and pressure in the process of work cycle of a gear pump.

We suggested a new physical model and a corresponding mathematical model of the process of immediate flow of a gear pump which show that the process of flow consists of two simultaneously occurring processes: the process of volume reduction which stimulates flow and the process of volume increase which blocks flow.

The suggested mathematical model allows explaining the pulsating character of immediate flow of a gear pump due to the peculiarities of changes of conditional radiuses which connect the centres of gears with the contact point and while rotation they block the flow.

gear pump, instantaneous flow, instantaneous flow pulsation, pressure pulsation

Одержано 17.01.14

621.664

М.М. Підгаєцький, доц., канд.тех.наук, А.Г. Шевчук, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз гідро-кінематичної схеми кульково-гвинтового гідропідсилювача

Розроблений аналіз гідро-кінематичної схеми кульково-гвинтового гідропідсилювача. Даний аналіз вміщує: опис об'єкта випробувань, устрій кульково-гвинтового гідропідсилювача, принцип дії кульково-гвинтового гідропідсилювача, конструктивне виконання кульково-гвинтового гідропідсилювача, аналіз гідро кінематичної схеми гідро підсилювача по забезпеченню стійкості при роботі в перехідному режимі.

гідро-кінематична схема, кульково-гвинтовий гідропідсилювач, устрій

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, А.Г. Шевчук, магистр

Кіровоградский национальный технический университет

Анализ гидро-кинематической схемы шарико-винтового гидроусилителя

© М.М. Підгаєцький, А.Г. Шевчук, 2014

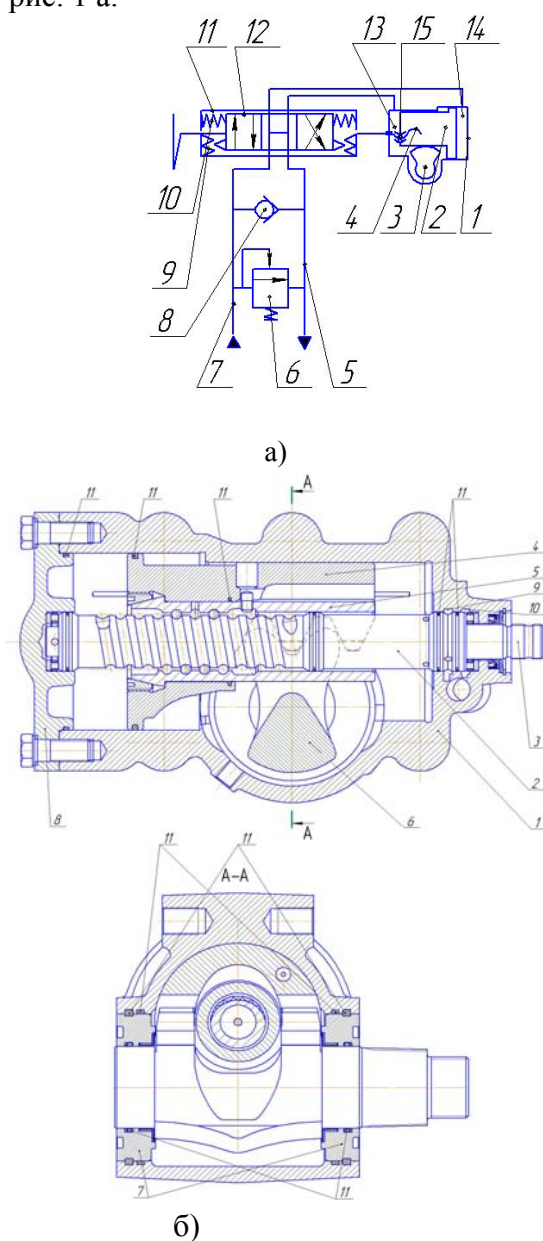
Разработанный анализ гидро-кинематической схемы шарико-винтового гидроусилителя. Данный анализ содержит: описание объекта испытаний, устройство шарико-винтового гидроусилителя, принцип действия шарико-винтового гидроусилителя, конструктивное исполнение шарико-винтового гидроусилителя, анализ гидро кинематической схемы гидроусилителя по обеспечению устойчивости при работе в переходном режиме

гидро-кинематическая схема, шарико-винтовой гидроусилитель, устройство

Опис об'єкта випробувань. Кульково-гвинтові гідропідсилювачі (далі КГП) призначені для рульового управління транспортними засобами зі швидкостями руху 60 км/год і більше.

Керування здійснюється за рахунок механічних передач з гідропідсиленням.

Устрій КГП. Для пояснення устрою і принципу дії розглянемо гідрокінематичну схему рис. 1 а.



а) гідрокінематична схема; б) конструктивне виконання

Рисунок 1 – Кульково-гвинтовий гідропідсилювач (КГП)

КГГП складається із декількох елементів розміщених в єдиному картері 1. Тобто:

- гідравлічного розподільника утвореного зовнішнім 11 і внутрішнім 12 золотниками, пружних елементів 10, муфти передачі крутного моменту 9;
- напірної 7 і зливної 5 магістралей;
- запобіжного 6 і зворотнього 8 клапанів;
- рейкової передачі утвореної рейкою – поршнем 2 і валом сектором 3;
- кульково-гвинтової передачі, утвореної гвинтом 4 і гвинтовим отвором рейки поршня 2;
- опозитних порожнин 13, 14 утворених поділкою картера 1 рейкою поршнем 2 на дві герметично ізольовані частини.

Принцип дії КГГП. КГГП відноситься до механізмів подвійної дії. Це обумовлено тим, що переміщення вихідної ланки, якою є вал сектор 3 здійснюється двома паралельними потоками:

- механічними передачами, кульково-гвинтовою і рейковою;
- гідравлічною передачею, переміщенням рейки поршня 2 в картері 1 за рахунок гідравлічного тиску в порожнинах 13 і 14.

При роботі в штатному режимі навантаження вала сектора 3 долається гідравлічним тиском, а механічні передачі здійснюють лише відслідковуючу дію.

При роботі в нештатному режимі, в разі відмови гідравліки, працюють механічні передачі для подолання навантаження на валу – секторі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11 на кут обмеженим муфтою 9, в будь яку із сторін, робоча рідина із магістралі напору 7 проходить через відповідні канали обумовлених золотників і заповнює одну із порожнин 13 або 14.

При цьому за рахунок гідравлічного тиску здійснюється прямолінійне переміщення рейки поршень 2 в картері 1, і поворот вал – сектора 3 внаслідок взаємодії його зуб'їв із зуб'ями рейки поршня. Робоча рідина із опозитної порожнини буде витісняється в зливну магістраль 5.

Переміщення рейки поршня 2 супроводжується синхронним обертанням гвинта 4 кульково – гвинтової передачі 4, 15 внаслідок того, що зовнішній золотник 11 з гвинтом 4 утворює єдину ланку.

Обумовлене переміщення буде здійснюватись до моменту припинення повертання внутрішнього золотника 12. При цьому зовнішній золотник 11 під дією пружних елементів 10 повернеться в нейтральне положення, в якому відповідні канали розподільника з'єднують магістралі зливу і напору, і тиск в порожнинах 13 і 14 вирівнюється до значень тиску холостого ходу.

Запобіжний клапан 6 спрацьовує при перевищенні тиску в напірній магістралі 7 внаслідок дії несанкціонованих навантажень на вал – сектора 3.

Точність управління КГГП обумовлена величиною часу між керуючим рухом внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11, який є вхідною ланкою і виконавчим коловим рухом вала – сектора 3, який є вихідною ланкою.

Величина часу повернення золотників 11 та 12 у вихідне положення залежить від швидкості переміщення внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11.

Ця швидкість залежить від двох факторів:

- з одного боку це величина вільного руху золотника 12 відносно золотника 11 в межах, які дозволяє муфта 9;
- з іншого боку це жорсткість пружного елемента 10 від якої залежить швидкість зворотнього руху в нейтральне положення.

Чим більша величина обумовленого часу тим довше буде відбуватись дія попередньої команди, що зменшує точність керування, бо вихідна ланка буде продовжувати рух, який був переданий їй попередньою командою

Підвищення точності керування можливо за рахунок підвищення жорсткості пружного елемента 10 і зменшення кута муфти 9.

При відмові гідравліки робота КГП відбувається в нештатному режимі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 на кут обмежений муфтою 9 починає обертатись зовнішній золотник 11 з гвинтом 4, внаслідок чого рейка – поршень 2 переміщується обертаючи вал – сектор 3.

При переміщенні рейки поршень 2 в одній із порожнин 13 або 14, яка збільшується в своєму об'ємі, виникає від'ємний тиск.

Обумовлений від'ємний тиск провокує спрацьовування зворотнього клапана 8 при цьому рідина із опозитної порожнини, яка зменшується, витісняється в збільшуючу порожнину.

Наявність клапана 8 дає змогу функціювати КГП в нештатному режимі.

Конструктивне виконання КГП. На рис. 1 б представлено конструктивне виконання КГП.

В картері 1, який має форму двох перетинаючихся під прямим кутом циліндрів розміщені складальні одиниці.

Гвинт 2 в складі з ротором 3 і поршнем 4, який з гайкою 5 утворює кульково – гвинтову передачу.

Рейка поршень 4 в складі з гайкою взаємодіє з вал – сектором 6, утворюючи з останнім рейкову передачу.

Вал – сектор 6 розміщений в спеціальних обоймах 7.

Таким чином внутрішня циліндрична поверхня гвинта 2 є зовнішнім золотником, а зовнішня циліндрична поверхня ротора 3 є внутрішнім золотником.

До картера 1 приєднується кришка 8. В картері розташований розподільник в якому знаходяться канали напору 9, зливу 10, а також порожнини в яких вмонтовані запобіжники та зворотній клапани.

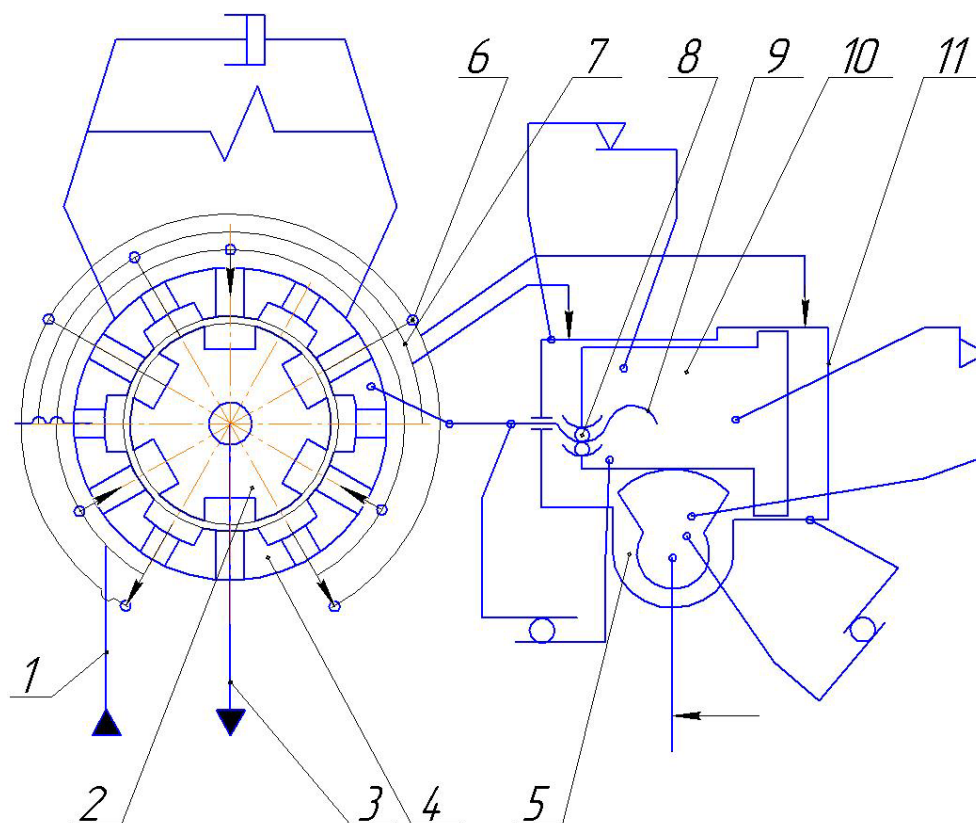
Для забезпечення зовнішньої та внутрішньої герметичності в КГП передбачені ущільнюючі елементи 11.

Кульково-гвинтовий гідро підсилювач як правило працює в перехідному режимі це обумовлено тим що водій постійно здійснює підрулення при якому змінюється напрямлення потоків робочої рідини. Зміна потоків робочої рідини в гідро розподільнику супроводжується явищами характерними для перехідного процесу, тобто, розгалуженнями між вхідними і вихідними сигналами. Тому необхідно провести динамічний аналіз кульково-гвинтового гідро підсилювача.

Аналіз гідрокінематичної схеми гідропідсилювача по забезпеченню стійкості при роботі в перехідному режимі

Як видно із схеми рис.2. гідро підсилювач типу КГП укомплектований з'єднаннями, які мають нестійкі динамічні характеристики, особливо при роботі в перехідному режимі, тобто:

- пружність в роботі розподільника;
- тертя ковзання статичне і кінематичне;
- схиліть до кавітації робочої рідини при проході контурів робочих кромek розподільника.



1 – магістраль напору; 2 – внутрішній золотник; 3 – магістраль зливу; 4 – зовнішній золотник; 5 – вал сошки; 6,7 – магістралі; 8 – кулько-гвинтова передача; 9 – гвинт; 10 – рейка; 11 – картер

Рисунок 2 – Гідрокінематична схема КГТП

Значну частину часу – приблизно 90% гідропідсилювач працює в умовах перехідного режиму. Будь яке підрулювання при прямолінійному русі або повні повороти при паркуванні супроводжуються перемінними значеннями кута розкриття розподільника. При цьому змінюються розміри і форма поперечного перерізу потоку рідини, який переміщується крізь контури кромки розподільника. Необхідно мати на увазі те, що загальний потік рідини в напірній магістралі поділяється між декількома кромками, які працюють паралельно. При такій схемі роботи розподільника може виникати кавітація (руйнування потоку), яке супроводжується автоколиваннями гідравлічної системи. Відомий ряд конструктивних прийомів запобігання явищу кавітації полягають в створенні геометричного контуру робочих кромки, який би забезпечив плавність при зменшенні або збільшенні розмірів поперечного перерізу потоку рідини.

Наведені підстави вимагають здійснення теоретичного і експериментального дослідження роботи гідророзподільника в перехідному режимі.

Для проведення дослідження побудуємо функціональну схему на основі гідрокінематичної схеми КГТП рис.2.

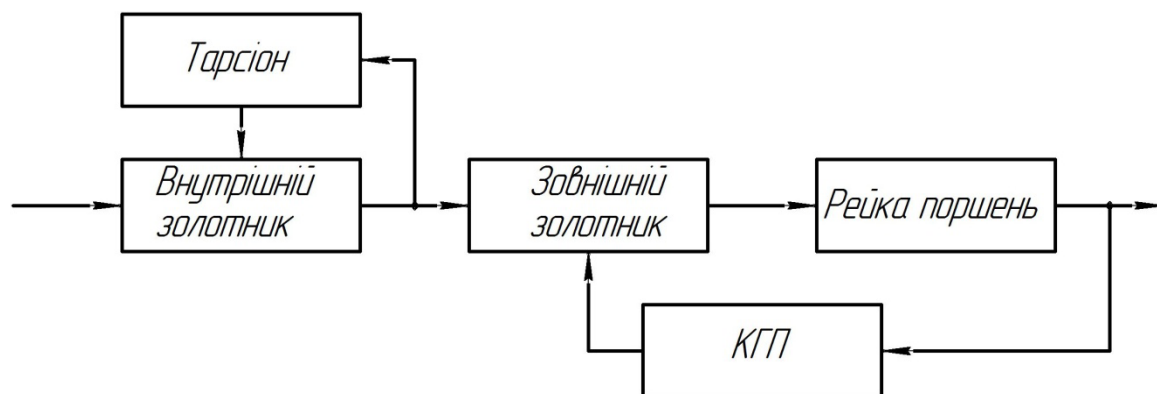


Рисунок 3 – Функціональна схема КГП

Виходячи з функціональної схеми КГП рис.3. необхідно визначити рівняння руху рейки поршня і кульково-гвинтової передачі та визначити рівняння витрат рідини в гідророзподільнику.

Визначимо рівняння роботи КГП в динаміці для подальшого його дослідження [1].

$$\frac{V_2}{EF_2} \frac{dp_2}{dt} + \frac{F_2}{m} p_2 + \frac{\mu F_2}{F_2} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} p_2 = \frac{F_2}{m} p_1 - \frac{1}{m} p_c \quad (1)$$

де p_1, p_2 – тиск у порожнинах гідроциліндру;

p_c – тиск опору;

F_2 – площа поршня у без штоковій камері гідроциліндру;

F_1 – площа поршня у штоковій порожнині гідроциліндру;

m – маса поршня гідроциліндру;

V_2 – об'єм рідини в без штоковій камері;

μ – коефіцієнт

E – модуль

Отримане рівняння перетворимо з використанням оператора Лапласу для визначення передавальної функції рейки поршня в динаміці.

$$W = \frac{k}{Tp + 1}, \quad (2)$$

де $k = \frac{S_F}{c}$,

$$T = \sqrt{\frac{m_F}{c}}.$$

Рівняння вказує, на те що передавальна функція рейки поршня відповідає характеристичному рівнянню коливальної ланки.

Визначимо рівняння передавальної функції КГП.

$$W = k \quad (3)$$

де k – передавальна функція КГП

Отримане рівняння відповідає характеристичному рівнянню без інерційної ланки.

На основі отриманих рівнянь та функціональної схеми рис.3 побудуємо структурну схему роботи КГП.

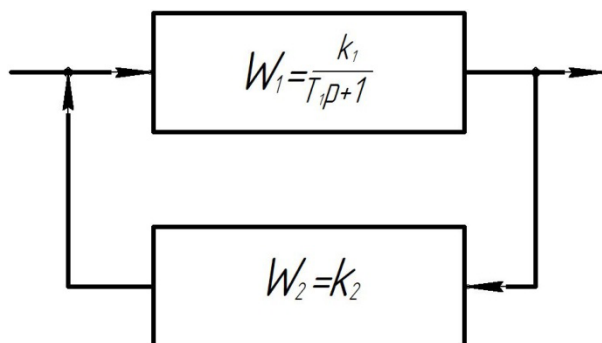


Рисунок 4 – Структурна схема КГП

На основі структурної схеми КГП визначимо загальну передавальну функцію.

$$W = \frac{k_1 k_2}{(T_1 p + 1)} \quad (6)$$

Перетворимо отримане рівняння передавальної функції для подальшого аналізу в динаміці.

$$W = \frac{k}{a_1 p + 1} \quad (7)$$

де

$$k = k_1 k_2;$$

$$a_1 = T_1.$$

Отримане рівняння відповідає характеристичному рівнянню третього порядку. На основі характеристичного рівняння 7 та програмного продукту побудуємо амплітудно-фазову частотну характеристику (рис.5) та логарифмічні частотні характеристики (рис.6).

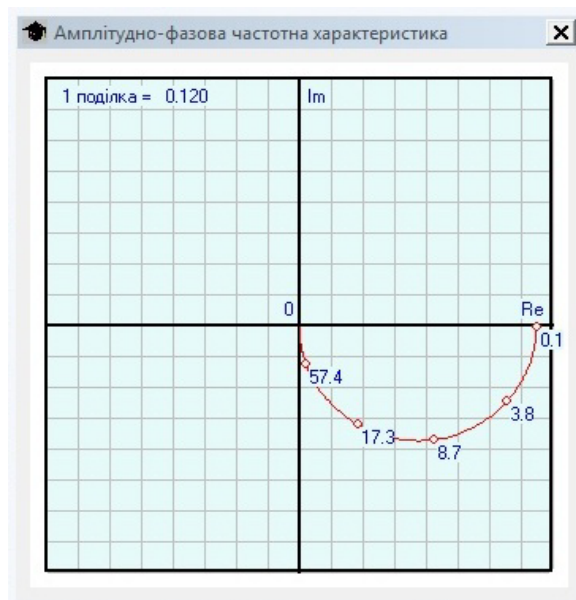


Рисунок 5 – Амплітудно-фазова частотна характеристика

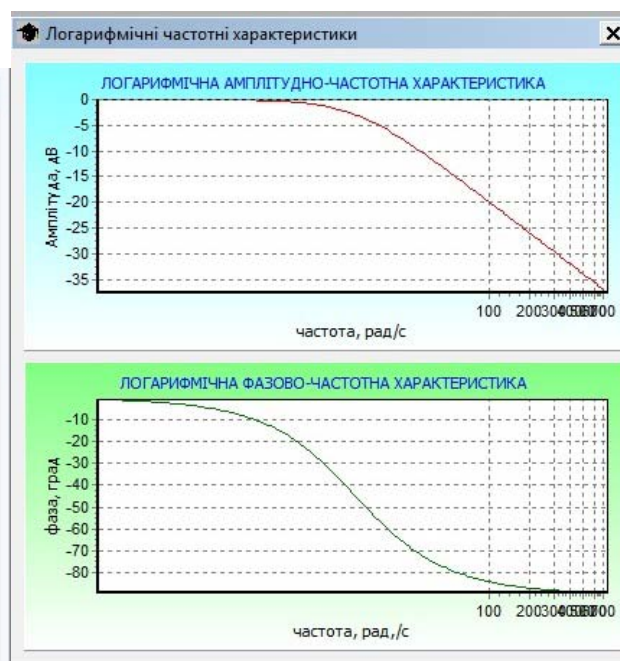


Рисунок 6 – Логарифмічно-частотна характеристика

На основі критерію стійкості Михайлова та амплітудно-фазової частотної характеристики можливо прийти до висновку, що КГПП є стійкою.

Список літератури

1. ГОСТ Р 52453 – 2005 «Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем и рулевые гидроусилители. Технические требования и методы испытаний». М.: Стандартинформ, 2008. – 30с.
2. ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний». М.: Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР, 1989. – 48с.
3. ОСТ 37.001.471-88 «Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем грузовых автомобилей и автобусов. Общие технические требования и методы стендовых испытаний» М.: Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР, 1989. – 36с.
4. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 121 с.
5. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176с.

Mikhail Podgaetsky, Andrei Shevchuk

Kirovograd technical national university

Analysis of hydro-kinematic scheme Ballpoint-helical hydraulic booster

Designed analysis of hydro - kinematic scheme ball- screw -steering . This analysis includes : a description of the test object , the device ball- screw -steering , the principle of operation of ball screw steering , type of ball screw steering , analysis of hydro -steering kinematic scheme to ensure stability when operating in transition mode . Considerable time ball- screw -steering works in the transition regime. When rudder work on rectilinear motion distributor ball- screw -steering accompanied variable values of the opening angle . This changes the size and shape of the cross section of the flow of fluid that moves through the contours of the edges of the distributor. The overall flow of the liquid in the pressure line is divided between several edges distributor operating in parallel , so if such a scheme work distributor cavitation may occur (the destruction of the flow) , which is accompanied by self-oscillations of the hydraulic system.

It was a detailed analysis ball- screw -steering dynamics. On the basis of calculations and equations of structural schemes defined a common transfer function for subsequent analysis in the dynamics . The resulting equations have helped build the amplitude - frequency response and phase logarithmic frequency response.

hydro-kinematic scheme, Ballpoint-helical hydraulic booster, construction

Одержано 17.01.14

УДК 621.9.04

С.В. Струтинський, канд. техн. наук, здобувач

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

Розробка інерційних демпферів коливань виконавчого органу просторової системи приводів та оцінка ефективності їх застосування шляхом математичного моделювання

Обґрунтована необхідність розробки спеціальних демпферів для підвищення показників динамічної якості просторової системи приводів. Наведено розроблені конструкції інерційних демпферів коливань, їх характерні параметри.

Для оцінки ефективності застосування демпферів проведено математичне моделювання. Розроблена динамічна модель демпфера, який встановлений на виконавчому органі просторової системи приводів. Складені рівняння динамічної рівноваги та знайдена передавальна функція демпфера. Ефективність демпфера визначена його впливом на зміну максимуму квадрата модуля частотної передавальної функції системи. Показано, що застосування демпферів зменшує величину максимуму в 2...3 рази.

система приводів, демпфер, конструкції, рівняння, передавальна функція, частотна характеристика, ефективність

С.В.Струтинский, канд. техн. наук, соискатель

НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина

Разработка инерционных демпферов колебаний исполнительного органа пространственной системы приводов и оценка эффективности их применения путем математического моделирования

Обоснована необходимость разработки специальных демпферов для повышения показателей динамического качества пространственной системы приводов. Приведены разработанные конструкции инерционных демпферов колебаний, их характерные параметры.

Для оценки эффективности применения демпферов проведено математическое моделирование. Разработана динамическая модель демпфера, который установлен на исполнительном органе пространственной системы приводов. Составлены уравнения динамического равновесия и найдена передаточная функция демпфера. Эффективность демпфера определена его влиянием на изменение максимум квадрата модуля частотной передаточной функции системы. Показано, что применение демпферов уменьшает величину максимуму в 2 ... 3 раза.

система приводов, демпфер, конструкции, уравнения, передаточная функция, частотная характеристика, эффективность

Актуальність досліджень. На основі просторової системи приводів реалізується прогресивне технологічне обладнання. Розроблені металорізальні верстати, промислові роботи, маніпулятори, вимірювальні машини та інші пристрої. Технологічне обладнання характеризується високими швидкостями, знакозмінним рухом робочого органу та значними прискореннями. Тому просторова система приводів має недостатньо плавний рух виконавчого органу. Для збільшення плавності руху і відповідно підвищення показників динамічної якості обладнання актуальним є

застосування спеціальних демпферів коливань.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Підвищення показників динамічної якості просторової системи приводів являє собою складну науково-технічну проблему. Вона включає розробку методів аналізу динамічних коливань процесів, розробку засобів поліпшення динамічних характеристик та створення надійних методик аналізу ефективності запропонованих технічних рішень.

Зв'язок проблеми із важливими науковими і практичними завданнями

Поліпшення динамічних характеристик просторової системи приводів є основою вирішення важливих наукових і практичних завдань створення ефективного технологічного обладнання. Підвищення показників динамічної якості просторової системи приводів дає можливість реалізувати нові прогресивні конструкції технологічного обладнання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В літературних джерелах наявна значна кількість досліджень присвячених розробці та застосуванню просторових систем приводів [1, 2]. Автори розглядають схемні та конструктивні рішення, проблеми забезпечення точності обладнання [3]. Ряд публікацій присвячено дослідженню динамічних процесів у просторових системах приводів [4, 5]. Результатів дослідження по підвищенню показників динамічної якості просторової системи приводів за допомогою спеціальних демпферів коливань у літературних джерелах не виявлено.

Вирішення невирішеної раніше частини загальної проблеми. До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка конструкції демпферів коливань просторової системи приводів та оцінка ефективності демпфера шляхом математичного моделювання. Розглянута науково-технічна проблема є основою досліджень викладених в даній статті.

Мета і задачі досліджень. Метою досліджень є підвищення динамічної якості просторової системи приводів шляхом застосування спеціально розроблених інерційних демпферів коливань. Задачами досліджень є розробка конструкції демпферів та підтвердження ефективності їх роботи шляхом математичного моделювання для підвищення показників динамічної якості просторової системи приводів.

Виклад основного матеріалу досліджень

Запропоновані конструкції демпферів

При русі просторової системи приводів виникають особливі динамічні процеси, що супроводжуються різкими рухами, ударами, наявністю вібрацій виконавчого органу просторової системи приводів. Для підвищення динамічної якості системи запропоновано демпфування коливань виконавчого органу спеціальними інерційними демпферами. Розроблено ряд конструкцій інерційних демпферів коливань просторової системи приводів.

Однією із перспективних конструкцій є демпфер рідинного тертя, який має масивну кулю встановлену у сферичній порожнині заповненій мастилом. Інерційний демпфер даного типу (рис. 1) має корпус 1 в сферичній порожнині якого знаходиться куля 2.

Корпус закрито кришкою 3. Куля встановлена в порожнині корпуса з зазором. Середній радіальний зазор є складає 0,01...0,06 мм. Зазор заповнений мастильною рідиною, що вводиться в порожнину корпуса через отвір, який в подальшому закритий заглушкою 4.

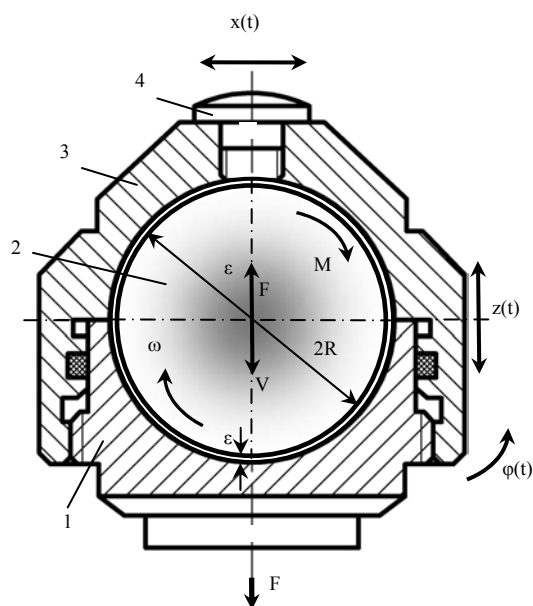


Рисунок 1 – Конструктивна схема інерційного демпфера рідинного тертя



а – зовнішній вигляд демпфера;
б – деталі демпфера
Рисунок 2 – Дослідний зразок інерційного демпфера рідинного тертя

Внаслідок поступальних переміщень корпусу демпфера $z(t)$ або $x(t)$ виникають інерційні сили F які діють на кулю. Вони обумовлюють її переміщення відносно корпусу. При цьому в шарі мастила, яке знаходиться в зазорі, має місце течія рідини. При течії рідини в малорозмірному зазорі виникають сили в'язкого тертя які забезпечують дисипацію енергії коливань корпусу демпфера.

Поперечно кутові переміщення корпусу демпфера φ обумовлюють відносний поворотний рух кулі відносно корпусу. Внаслідок цього виникає момент тертя M , що забезпечує дисипацію енергії при поперечно-кутових коливаннях корпусу.

Демпфер рідинного тертя реалізовано в якості дослідного зразка (рис. 2)

Демпфер має металеву кулю відхилення від сферичності якої не перевищує 0,005 мм. Сферична порожнина корпусу виготовлена з використанням спеціально розробленої технології.

Для підвищення ефективності демпфування коливань просторової системи приводів розроблено енергоємний демпфер інерційного типу з пакетними амортизаторами. Демпфер (рис. 3) має корпус 1 в порожнині якого розміщено інерційний елемент 2.

Корпус закрито кришкою 3. В отворах корпусу і кришки встановлені амортизатори 4-7 які мають вигляд пакетів пластин товщиною 0,1 мм, зазори між якими заповнені мастилом. Мастило також знаходиться в герметичній порожнині 8 корпусу 1.

При наявності вібропереміщень корпусу в напрямках $x(t)$ або $y(t)$ інерційний елемент 2 зміщується відносно корпусу. При цьому в пакетах пластин 5, 6 або 4, 7 має місце течія рідини в зазорах між пластинами. Сили в'язкого опору при русі рідини обумовлюють втрати енергії, а відповідно і демпфування коливань корпусу демпфера.

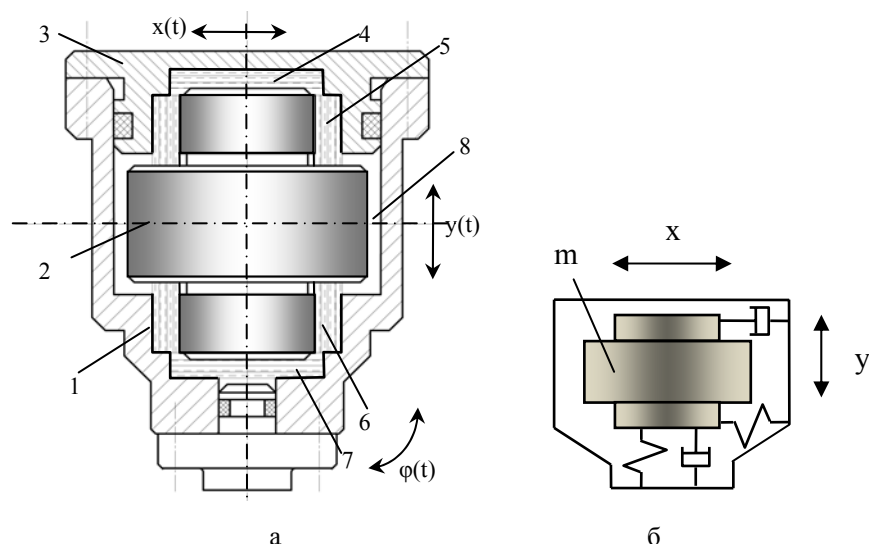


Рисунок 3 – Конструктивна схема інерційного демпфера з пакетними амортизаторами (а) та його динамічна модель (б)

Математичне моделювання ефективності застосування інерційних демпферів

Демпфери встановлюються на виконавчому органі системи приводів.

Система приводів (рис. 4 а) має виконавчий орган 1 і приводи 2 [6]. Розглянемо основні закономірності, що визначають рух, виконавчого органу системи приводів на основі лінійної динамічної моделі (рис. 4 б).

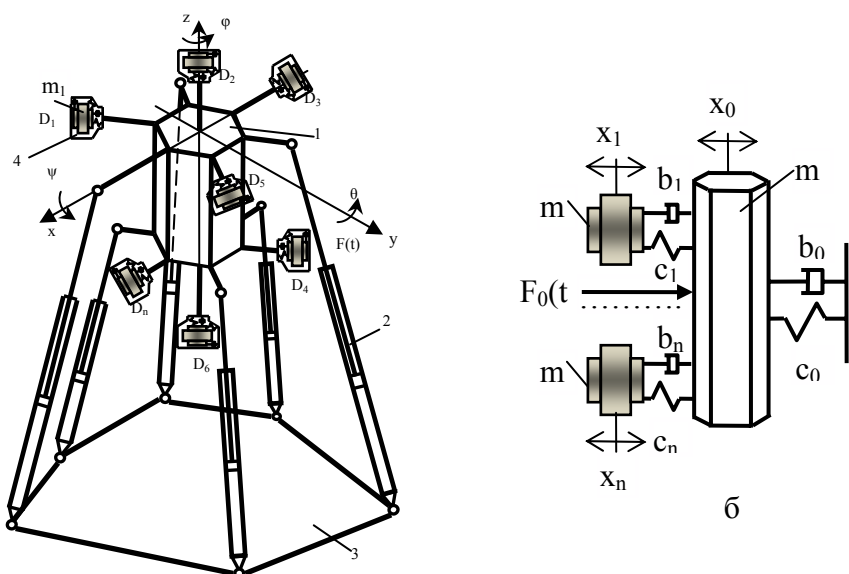


Рисунок 4 – Принципова схема просторової системи приводів із розміщеними на виконавчому органі інерційними демпферами коливань (а) та еквівалентна динамічна модель системи приводів з демпферами (б)

Приводи встановлені на нерухомій платформі 3. Виконавчий орган на своїх кронштейнах має інерційні демпфери 4. Інерційні демпфери $D_1 - D_n$ розташовані в характерних точках і забезпечують ефективне демпфування коливань виконавчого органу. Виконавчий орган системи приводів як тверде тіло має шість ступенів

вільності. Це поступальні переміщення виконавчого органу в напрямку вісей x , y , z та поперечно кутові переміщення ψ , θ , ϕ відносно вказаних вісей.

Демпфування коливань при поступальних переміщеннях виконавчого органу забезпечується всіма демпферами $D_1 - D_n$. Демпфування коливань при поперечно-кутових переміщеннях здійснюється лише частиною демпферів. Зокрема поперечно-кутові коливання ϕ які виникають при повороті виконавчого органу навколо вісі z демпфуються всіма інерційними демпферами крім демпферів D_2 , D_6 . Вказані демпфери D_2 , D_6 в силу розташування інерційного елемента вздовж вісі z мають низьку ефективність при демпфуванні крутильних коливань виконавчого органу які відбуваються навколо вісі z .

Для визначення ефективності роботи демпферів проведено теоретичні дослідження динамічної системи шляхом аналізу її частотних характеристик. Для дослідження взято парціальну динамічну підсистему поступальних переміщень виконавчого органу в напрямку вісі x .

Рівняння динамічної рівноваги виконавчого органу з демпферами запишемо у вигляді [7]:

$$m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} = F_0 - b_0 \frac{dx_0}{dt} - c_0 x_0 - \sum_{i=1}^n F_i, \quad (1)$$

де F_0 - збурююча сила;

m_0 - маса;

x_0 - переміщення;

b_0 - коефіцієнт опору;

c_0 - жорсткість;

F_i - сила взаємодії виконавчого органу з інерційним елементом i -го демпфера.

Сила взаємодії визначається пружно-дисипативними характеристиками зв'язку між корпусом демпфера та інерційним елементом і складає:

$$F_i = b_i \left(\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_i}{dt} \right) + c_i (x_0 - x_i), \quad (2)$$

де b_i , c_i - характеристики пружно-дисипативного зв'язку;

x_i - переміщення інерційного елемента i -го демпфера.

Приведемо рівняння (1) до стандартного виду. Для цього підставимо в рівняння (1) значення сили згідно (2). Після перетворення одержимо:

$$m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + \left(b_0 + \sum_{i=1}^n b_i \right) \frac{dx_0}{dt} + \left(c_0 + \sum_{i=1}^n c_i \right) x_0 = F_0 + \sum_{i=1}^n b_i + \sum_{i=1}^n c_i x_i. \quad (3)$$

Введемо коефіцієнти, що характеризують інерційні, дисипативні та деформативні параметри системи:

$$T_0 = \sqrt{\frac{m_0}{c_0 + \sum_{i=1}^n c_i}}, \quad \xi_0 = \frac{b_0 + \sum_{i=1}^n b_i}{2\sqrt{m_0\left(c_0 + \sum_{i=1}^n c_i\right)}}, \quad k_0 = \frac{1}{c_0 + \sum_{i=1}^n c_i}, \quad k_{0i} = \frac{c_i}{c_0 + \sum_{i=1}^n c_i}, \quad r_i = \frac{b_i}{c_i}.$$

При цьому рівняння (3) набуде вигляду:

$$T_0^2 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + 2\xi_0 T_0^2 \frac{dx_0}{dt} + x_0 = K_0 F_0(t) + \sum_{i=1}^n K_{0i} \left(x_i + \tau_{0i} \frac{dx_i}{dt} \right). \quad (4)$$

Перетворимо рівняння (4) по Лапласу при нульових початкових умовах:

$$X_0(S) [T_0^2 S^2 + 2\xi_0 T_0 S + 1] - \sum_{i=1}^n K_{0i} (1 + \tau_{0i} S) X_i(S) = K_0 F_0(S), \quad (5)$$

де $X_0(S)$, $X_i(S)$, $F_0(S)$ - зображення по Лапласу відповідних величин.

Складемо рівняння динаміки для i -тої приєднаної маси:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = b_i \left(\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_i}{dt} \right) + c_i (x_0 + x_i).$$

Після перетворень даного рівняння одержимо:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} + b_i \frac{dx_i}{dt} + c_i x_i = b_i \frac{dx_0}{dt} + c_0 x_0. \quad (6)$$

Введемо позначення коефіцієнтів:

$$T_i = \sqrt{\frac{m_i}{c_i}}, \quad \xi_i = \frac{b_i}{2\sqrt{m_i \cdot c_i}}, \quad K_i = \frac{c_0}{c_i}, \quad \tau_i = \frac{b_i}{c_0}. \quad (7)$$

Із врахування значень констант (7) із (6) одержимо рівняння:

$$T_i^2 \frac{d^2 x_i}{dt^2} + 2\xi_i T_i \frac{dx_i}{dt} + x_i = K_i \left(x_0 + \tau_i \frac{dx_0}{dt} \right).$$

Перетворимо дане рівняння по Лапласу і знайдемо з нього:

$$X_i(S) = \frac{K_i (1 + \tau_i S)}{(T_i^2 S^2 + 2\xi_i T_i S + 1)} \cdot X_0(S). \quad (8)$$

Підставимо значення $X_i(S)$ з (8) в (5) і одержимо відношення зображень по Лапласу переміщення виконавчого органу системи приводів та діючої на нього сили:

$$\frac{X_0(S)}{F_0(S)} = W_{xF}(S) = K_0 / \left[(T_0^2 S^2 + 2\xi_0 T_0 S + 1) - \sum_{i=1}^n \frac{K_{0i} \cdot K_i (1 + \tau_{0i} S)(1 + \tau_i S)}{(T_i^2 S^2 + 2\xi_i T_i S + 1)} \right]. \quad (9)$$

Одержана передавальна функція (9) служить основою для знаходження частотних характеристик [8] переміщення виконавчого органу системи приводів при дії на нього збурюючої сили F_0 .

Амплітудно-фазова частотна характеристика $W_{xF}(j\omega)$ одержана підстановкою в (9) $S \rightarrow j\omega$, де $j = \sqrt{-1}$. Результати розрахунків типової амплітудно-фазової частотної характеристики системи приводів подано у графічному вигляді (рис. 5).

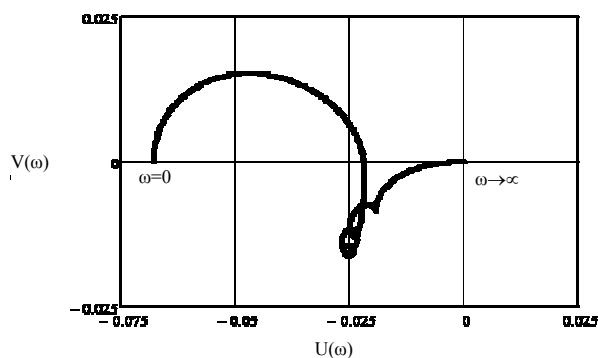


Рисунок 5 – Типова амплітудно-фазова частотна характеристика виконавчого органу системи приводів при вході у вигляді збурюючої сили $F_0(t)$ і виході у вигляді переміщення виконавчого органу $x_0(t)$

Характеристика побудована в координатах:

$$U(\omega) = \operatorname{Re}[W_{xF}(j\omega)], \quad V(\omega) = \operatorname{Im}[W_{xF}(j\omega)]$$

Одержана амплітудно-фазова частотна характеристика є основою для визначення ефективності застосування інерційних демпферів. Ефективність демпферів визначається значенням коливальності системи, що являє собою максимальне значення квадрата модуля амплітудно-фазової частотної характеристики [9]. Виконано порівняння характеристик системи без демпферних пристроїв та системи із демпферами (рис. 6)

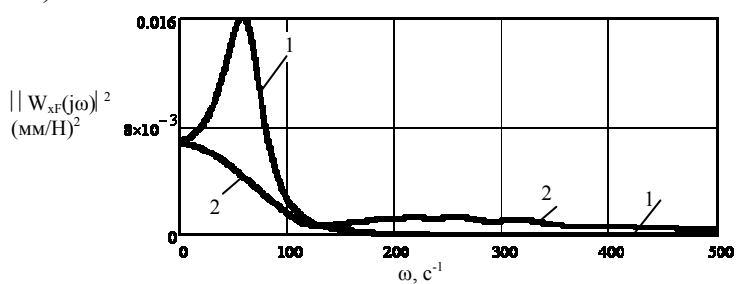


Рисунок 6 – Порівняння квадратів модулів амплітудно-фазових частотних характеристики системи без демпферних пристроїв (крива 1) та системи з демпферами (крива 2, 3)

В результаті визначено максимальні значення характеристик. Як впливає із порівняння характеристик наведених на рисунку, застосування демпферних пристроїв знижує величину локальних максимумів характеристики та зміщує резонанс системи з демпфером у височастотну область. Загальна дисперсія амплітуд коливань пропорційна інтегралу від вказаних характеристик [10]. Обчислення інтегралів характеристик показало, що наявність демпферів суттєво знижує інтегральні характеристики коливань виконавчого органу системи приводів. Цим підвищуються показники динамічної якості просторової системи приводів.

Висновки:

1. Поліпшення динамічних властивостей просторової системи приводів доцільно здійснити застосувавши спеціальні демпфери, які встановлюються на виконавчому органі системи приводів. Рекомендуються до застосування демпфери, які мають кулю встановлену з зазором відносно корпусу. При цьому зазор заповнено в'язкою рідиною. Рациональними є демпфери, які мають інерційні маси встановлені в корпусах на пружно-дисипативних елементах у вигляді пакетів пластин із шаром мастила між ними.

2. В результаті математичного моделювання встановлено, що застосування демпферних пристроїв змінює загальну дисперсію коливань виконавчого органу системи приводів в 2 – 3 рази. При цьому резонансна частота коливань виконавчого органу підвищується із 8 ... 10 Гц до 30 ... 50 Гц при зниженні коливальності в 2...3 рази.

3. Як напрямок подальших досліджень рекомендується оптимізація параметрів інерційних демпферів та вибір раціональних місць їх встановлення на виконавчому органі системи приводів.

Список літератури

1. Рыбак Л.А., Ержуков В.В., Чичварин А.В. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 148 с. ISBN978-5-9221-1296-3.
2. Merlet J.P. Parallel Robots. Solid Mechanics and Applications /J.P. Merlet/ – Berlin: Springer, 2006. – 394 p.
3. Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю. М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
4. Струтинський С.В., Гуржій А.А. Експериментальне визначення динамічних характеристик та побудова на їх основі математичної моделі просторової системи приводів / Технологічні комплекси. Міжнародний науковий журнал №1 (7)/ ISSN: 2304-4519/ - 2013. – С.10-18.
5. Струтинський С.В. Просторові системи приводів: Монографія / ав. Струтинський С.В., Гуржій А.А. – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с.
6. Strutynsky S., Gurzhiy Assessing the impact of transverse vibrations of pneumatic building on the parameters of the spatial vibration field of the drive system/ Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», серія «Машинобудування» №67 . – Київ, 2013 – С. 101-109
7. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
8. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 768 с.
9. Пугачев В.С. Введение в теорию вероятностей. – М.: Наука, 1968. – 368 с.
10. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ: ЗАТ «Тираж-51», 2005. – 530 с.

Sergey Strutins'kij

The National Technical University of Ukraine, "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine

Development of inertial dampers spatial fluctuations of the executive body of the drive system and evaluation of its application by mathematical modeling

The aim of the research is to increase the quality of spatial dynamic drive systems through the use of specially designed dampers inertial oscillations.

The necessity of developing special dampers to improve the dynamic performance as a spatial system drives. Shows developed designs inertial dampers fluctuations, their characteristic parameters. To assess the efficacy of dampers mathematical modeling. Developed a dynamic model of the damper that is mounted on the executive body of the space of reasons. Composite dynamic equilibrium equation and found the transfer function of the damper. The efficiency of the damper its influence to change maximum square modulus of the frequency transfer system functions. It is shown that the use of dampers reduces the value of a maximum of 2 ... 3 times.

drive systems, damper, design, equations, transfer function, frequency response, efficiency

Одержано 19.02.14

УДК 631.816.33

**В.А. Дейкун, канд. тех. наук, В.М. Сало, проф., д-р тех. наук,
О.М. Васильковський, доц., канд. тех. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. тех. наук**
Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження рівномірності розподілу гранул мінеральних добрив по ширині захвату лапового робочого органа

В статті наведені результати досліджень пристрою для внутрішньогрунтового внесення гранульованих мінеральних добрив. В результаті проведення експериментів встановлені залежності рівномірності розподілення туків від дальності їх поперечного польоту у підлаповому просторі та кута встановлення лапи ґрунторозпушувача.

гранульовані мінеральні добрива, рівномірність внесення, розподіл туків, коефіцієнт варіації

В.А. Дейкун, канд. тех. наук, В.М. Сало, проф., д-р тех. наук, А.М. Васильковский, доц., канд. тех. наук, С.Н. Лещенко, доц., канд. тех. наук

Кировоградский национальный технический университет

Экспериментальные исследования равномерности распределения гранул минеральных удобрений по ширине захвата лапового рабочего органа

В статье представлены результаты исследований устройства для внутрипочвенного внесения гранулированных минеральных удобрений. В результате проведения экспериментов установлены зависимости равномерности распределения туков от дальности их поперечного полёта в подлаповом пространстве и угла установки рыхлителя почвы.

гранулированные минеральные удобрения, равномерность внесения, распределение туків, коэффициент вариации

Розвиток рослинництва передбачає широке впровадження ґрунтозахисних, енергозберігаючих технологій мінімальної обробки ґрунту. Інтенсивне вирощування сільськогосподарських культур вимагає як підтримання родючості ґрунтів, так і підживлення рослин шляхом внесення органічних і мінеральних добрив. Багаторічний досвід штучного підживлення рослин підтверджує доцільність використання останніх, але ступінь засвоєння мінеральних добрив рослинами залежить не тільки від їх стану і властивостей, а й від агротехніки внесення.

Найбільш ефективним способом внесення добрив є внутрішньогрунтове розміщення їх в потрібних горизонтах на заданій глибині [1-5] за допомогою лапових робочих органів, оснащених тукорозподільниками. Однак питання рівномірного розподілення гранул у підлаповому просторі є складним і недостатньо вивченим, тому потребує проведення подальших досліджень.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування КНТУ було створено пристрій [6] для внутрішньогрунтового розподілення гранульованих мінеральних добрив у підлаповому просторі ґрунторозпушувача, в основі якого лежить використання простого призматичного елемента - розсіювача, встановленого на виході з тукопроводу (рис. 1).

Для встановлення залежності показника рівномірності розподілу мінеральних добрив в ґрунті по ширині захвату робочого органа від заданої дальності поперечного польоту l_n^n їх основної маси та кута нахилу β самого робочого органа відносно горизонтальної площини була розроблена спеціальна лабораторна установка на базі ґрунтового каналу кафедри сільськогосподарського машинобудування (рис. 1).

Вона складається з транспортного візка та навішеного на нього експериментального робочого органа.



Рисунок 1 – Загальний вигляд тукорозподільного пристрою



Рисунок 2 – Загальний вигляд експериментальної установки в ґрунтовому каналі

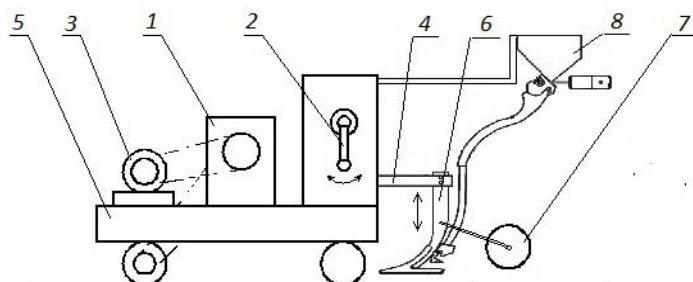


Рисунок 3 – Схема транспортного візка

Лабораторна експериментальна установка представляє собою візок 5 із закріпленим електродвигуном 3 і працює наступним чином. За допомогою причіпного пристрою 4 гряділь з експериментальною лапою 6 та натискними котками 7 приєднується до транспортного візка. Конструкція транспортного візка дозволяє регулювати швидкість переміщення за допомогою коробки зміни передач 1, а також

висоту розташування робочого органа відносно ґрунту за допомогою важеля 2. У верхній частині візка на кронштейні закріплено бункер 8 для добрив з штифтовим туковисівним апаратом, який має привід від мотор-редуктора з плавним регулюванням частоти обертання.

В реальних умовах процес розподілу добрив відбувається в закритому просторі, який формується знизу поверхнею борозни, а зверху шаром ґрунту, який підкидається на певну висоту робочою поверхнею лапи.

Щоб створити умови максимально наближені до реальних, імітація верхнього шару ґрунту здійснювалася двома транспортерними стрічками, розміщеними по дві сторони від осі переміщення робочого органа і щільно стикувалися по центру ґрунтового каналу в місці проходу стояка.

Довжина закритого простору під стрічками залежить від відстані між краєм лапи та прикочуючих котків і є теоретично і експериментально обґрунтована [7]. Котки розташовуються на одній висоті з нижнім обрізом лапи і притискають транспортерні стрічки після проходу робочого органа до дна сформованої борозни. Таким чином, час перерозподілу гранул добрив після першого контакту з дном борозни є обмеженим і наближеним до реальних умов.

Порядок проведення експериментальних досліджень був наступним. В конструкцію робочого органа встановлювався розподільник з параметрами, які забезпечують одну із чотирьох дальностей поперечного польоту основної маси добрив і обґрунтованими теоретичними та попередніми експериментальними дослідженнями. Лапу робочого органа також встановлювали відносно горизонту під одним із п'яти кутів від 0 до 4°. Холостим проходом лабораторної установки над ґрунтовым каналом формували дно борозни з певним кутом нахилу правої і лівої сторони. Після цього поверхню відкритої борозни накривали транспортерними стрічками.

Встановивши відповідну швидкість переміщення, потрібну норму внесення добрив та висоту розташування лапи над поверхнею ґрунту, при якій між ними відбувається легкий контакт, установка запускалася в роботу.

Після встановлення стійкого руху, вмикався двигун приводу тукового апарата. Добрива з нього потрапляли в туконапрячник, рухаючись по якому, гранули набирали максимальної швидкості і потрапляли на розподільник, після чого розподілялися по поверхні борозни в закритому просторі.

Після проходу залікової ділянки транспортерні стрічки розкривали і по довжині смуги, покритої гранулами добрив (рис. 4), послідовно накладали рамку (рис. 5) з відстанню між струнами 4 см. Розподіл добрив на поверхні борозни під рамкою фотографувався. Оцінка отриманого розподілу встановлювалася після обробки даних. В аналогічній послідовності досліди були повторені для всіх заданих значень вихідних параметрів l_n^n (2, 6, 10, 14 см) та β (0, 1, 2, 3, 4°).



Рисунок 4 – Розподіл добрив по ширині захвату робочого органа під час проведення дослідів



Рисунок 5 – Використання рамки зі струнами для встановлення показника розподілу добрив

Результати експериментальних досліджень проведених в ґрунтовому каналі підтвердили суттєвий перерозподіл гранул по ширині захвату робочого органа на поверхні дна борозни. Даний процес не є однаковим, але очевидним є те, що більша частина гранул після контакту з ґрунтом встигає скотитися на певну відстань по напрямку нахилу дна борозни. Підтверджено, що керувати показником якості виконання технологічного процесу рівномірності розподілу гранул по ширині захвату робочого органу, в якості числової характеристики якого обраний коефіцієнт варіації, можна зміною відстані l_n^n подачі основної маси M добрив в поперечному напрямку від вісі самого робочого органу при різних значеннях установочного параметра – кута нахилу лапи у вертикальній площині β .

Так, в межах зміни впливових факторів мінімального значення коефіцієнта варіації $V=9\%$ було досягнуто при $l_n^n=11$ см та $\beta=4^\circ$ (рис. 6).

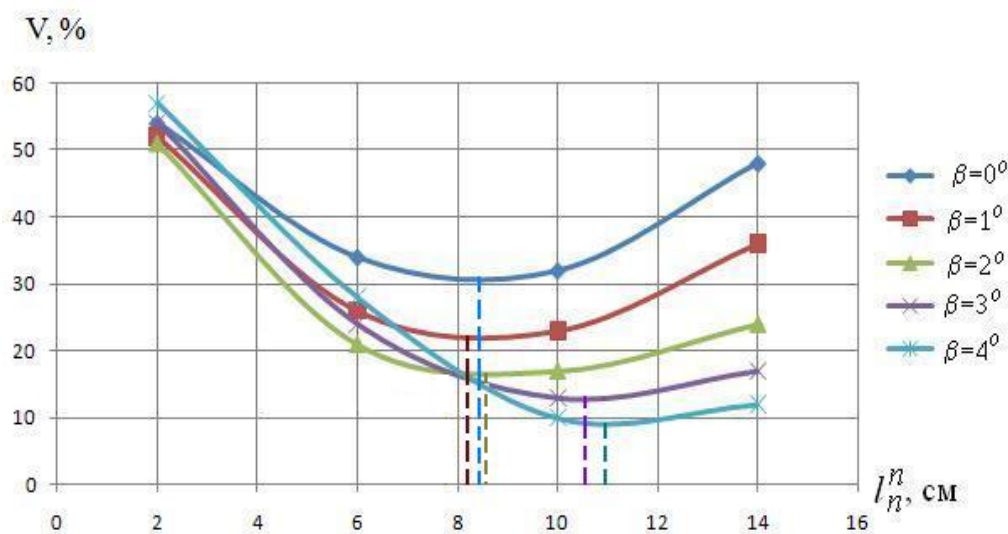


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта варіації V від дальності польоту гранул добрив l_n^n при різних значеннях кута нахилу стрільчатої лапи β

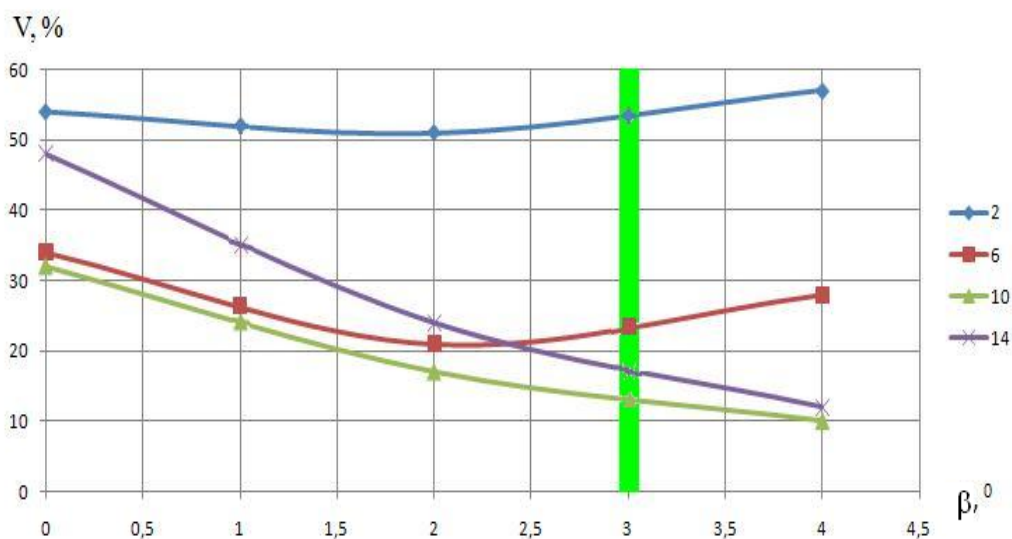


Рисунок 7 – Залежність коефіцієнта варіації V від кута нахилу лапи β при різних дальностях польоту гранул добрив l_n^n

З іншої сторони, кут нахилу важкої стрілкової лапи залежить від стану ґрунту, який необхідно обробляти. Відомо, що кут нахилу стрілкової лапи β потрібно збільшувати зі збільшенням твердості ґрунту, яка залежить від його вологості та механічного складу [7].

Так, можна припустити, що для супіщаних і піщаних ґрунтів $\beta = 0-1^\circ$, для суглинків $\beta = 1-2^\circ$, для глини і важкої глини $\beta = 3^\circ$. Зважаючи на те, що в умовах центральної України більшість ґрунтів мають глинисту структуру, стрілкові ґрунтообробні робочі органи в більшості випадків працюють в важких умовах і для їх заглиблення кут β має бути близьким до 3° . При даному куті установки стрілкової лапи, мінімальний коефіцієнт варіації розподілу гранул мінеральних добрив $V \approx 14\%$ досягається при дальності поперечного польоту гранул $l_n^n = 10 \dots 10,5$ см (рис. 6, 7).

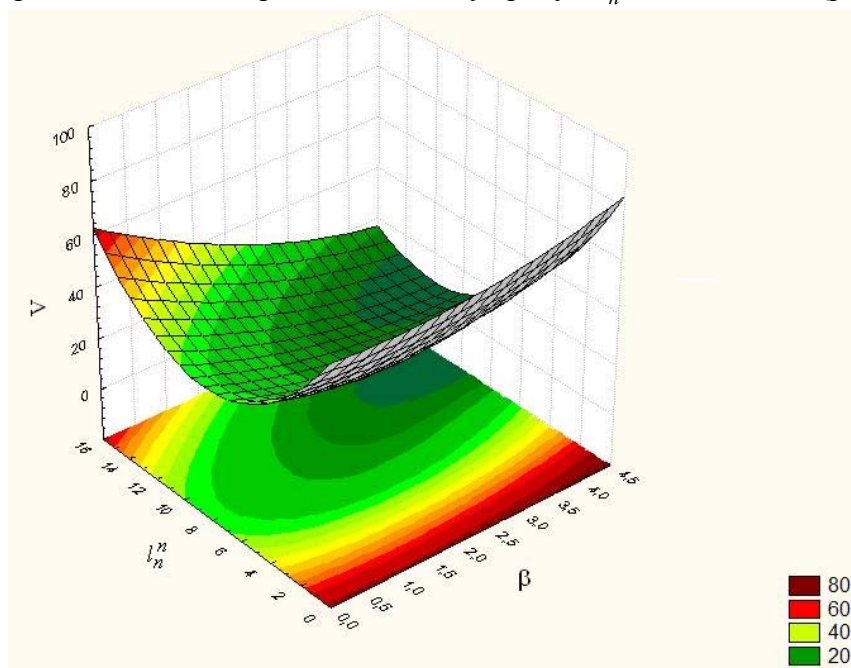


Рисунок 8 – Взаємний вплив кута нахилу стрілкової лапи β та дальності поперечного польоту гранул l_n^n на коефіцієнт варіації V

Аналіз взаємного впливу на рівномірність розподілу гранул по ширині захвату робочого органа (рис. 8) дальності поперечного польоту гранул і кута нахилу робочого органа свідчить про те, що зі збільшенням кута нахилу робочого органа досягти мінімально можливого значення коефіцієнта варіації можна зміщенням подачі основної маси добрив до крил лапи.

Таким чином, при використанні в якості робочого органа важкої культиваторної лапи з конструктивною шириною захвату 33 см та нахилом вперед 3° для роботи на важких ґрунтах, максимальної рівномірності розподілу добрив по ширині захвату можна досягти при подачі їх основної маси на відстань 10...11 см від поздовжньої осі робочого органа.

Список літератури

1. Булаев В.Е. Агрохимические основы и технология локального внесения удобрений. // Способы внесения удобрений. / Труды ВАСХНИЛ. – М.: Колос, 1986. – С. 5-40.
2. Вильдфлуш Р.Т. Миграция питательных веществ в почве и особенности питания растений при

- локальном внесении основного минерального удобрения / Р.Т. Вильдфлуш // Бюл. ВИУА. – 1974. – №18. – С. 64-79
3. Геряев М. Суперфосфат лучше вносит локально. / М. Геряев, Р. Геряева // Земледелие. – 1974. – № 3. – С. 86-90.
 4. Гіліс М.Б. Локальне внесення добрив / М.Б. Гіліс. – К.: УАСГН, 1962. – 192 с.
 5. Дейкун В.А. Аналіз способів внесення мінеральних добрив / В.А. Дейкун, В.М. Сало, О.М. Васильковський // Наукові записки. – Вип. 5. – Кіровоград, КНТУ, 2004. – С. 12-15.
 6. Пат. 3724. Робочий орган для локального внесення мінеральних добрив / Дейкун В.А., Сало В.М., Васильковський О.М.; заявник і патентотримач Кіровоградський державний технічний університет. – №2004021299; заявл. 23.02.2004; опубл. 15.12.2004, Бюл. №12.
 7. Сало В.М. Науково-технологічні основи обґрунтування складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь: дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук. – Кіровоград, 2008. – 377 с.

Viktor Deikun, Vasily Salo, Aleksei Vasylovskii, Sergey Leshchenko

Kirovograd national technical university

Experimental study of equability distribution granules fertilizers on width paw working body

Purpose of work is increase the equability of sowing fertilizer in the space under the paw.

In this article presents the results of determining the equability of seeding granular fertilizers space under the paw during cultivation. The authors determined the pattern of distribution of granular fertilizers in width paws cultivator for different angles of inclination. Dependences of the coefficient of variation suggest about the efficiency and effectiveness of a new device for dispensing granular fertilizers in the space below paw.

When used as a working body of heavy cultivators legs with delight constructive width 33 cm and a slope next 3° to work on heavy soils, maximum equability of distribution of fertilizers in width can be achieved by bypassing the bulk of a 10...11 cm from the longitudinal axis of the working body.

granular fertilizers, uniformity making, distribution of the fat, coefficient of variation

Одержано 23.04.14

УДК 621.891:631.31

В.В. Аулін, проф., канд. ф.-м. наук, А.А. Тихий, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Модель взаємодії дисперсного середовища ґрунту з поверхнею робочих органів ґрунтообробних та землерийних машин

В статті наведено механізм взаємодії РОГЗМ з дисперсним середовищем ґрунту та побудовано математичну модель цього процесу, модель достатньо повно відповідає будові і взаємодії прилеглого до РОГЗМ граничного шару ґрунту під час його обробітку. Наведено аналіз числа перетину абразивних частинок по їх діаметру у випадку моно-і полідисперсного середовища ґрунту з використанням геометрично-ймовірнісних методів.

ґрунт, абразивна частинка, робочий орган ґрунтообробної та землерийної машини, модель взаємодії, граничний шар, щільність розподілу

В.В. Аулин, проф., канд. ф-м. наук, А.А. Тихий, канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Модель взаимодействия гетерофазной дисперсной среды почвы с поверхностью рабочих органов почвообрабатывающих и землеройных машин

В статье приведен механизм взаимодействия РОПЗМ с дисперсной средой почвы и построена математическая модель этого процесса, модель достаточно полно соответствует строению и взаимодействию прилегающего к РОПЗМ граничного слоя грунта при его обработке. Приведен анализ числа пересечений абразивных частиц по их диаметру в случае моно-и полидисперсной среды почвы с использованием геометрически вероятностных методов.

почва, абразивная частица, рабочий орган почвообрабатывающей и землеройной машины, модель взаимодействия, граничный слой, плотность распределения

Постановка проблеми. Під час взаємодії робочих органів ґрунтообробних та землерійних машин (РОГЗМ) підлягають різним видам зношування: абразивному, корозійному, адгезійному та втомному. При цьому переважно більша частка приходить на абразивний знос. Природа абразивного зносу, його механізм на сьогодні остаточно не з'ясовано. Це обумовлено складністю процесу взаємодії локальних ділянок поверхні РОГЗМ з абразивними частинками, що знаходяться в прилеглому шарі ґрунту. На характер і величину зносу впливають фізико-механічні, фізико-хімічні, трибологічні та реологічні характеристики поверхневих шарів РОГЗМ і прилеглого до нього шару ґрунту, їх напружено-деформовані стани (НДС) та зношувальна здатність [1,2]. Для характеру взаємодії важливим є концентрація, форма, твердість абразивних частинок в прилеглому до РОГЗМ шарі ґрунту, а також ймовірність їх співударання, тобто закономірності процесів контактної взаємодії та розподілу абразивних частинок в ньому. Знаючи це та керуючи умовами взаємодії можна реалізувати в триботехнічній системі (ТТС) "РОГЗМ-ґрунт" процеси і стани самоорганізації, при яких інтенсивність зносу РОГЗМ буде мінімальною, а коефіцієнт тертя - оптимальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасному сільськогосподарському, дорожньому та будівельному машинобудуванні велику увагу приділяють проблемі підвищення зносостійкості їх деталей та робочих органів, оскільки в процесі експлуатації в ґрунті вони підлягають інтенсивному абразивному зношуванню (АЗ), механізм і природа якого потребує більш ретельного дослідження. В науковій літературі розповсюджене пояснення механізму абразивного зношування, розглянуті в роботах В.Ф. Лоренца, В.Д. Кузнецова, А.К. Зайцева, В.Н. Кашеєва, як результат дряпання матеріалу робочої поверхні деталей абразивними частинками (АЧ), яке викликає її мікрорізання. М.М. Хрущов і М.А. Бабічев розглядають руйнування поверхні металу АЧ мінерального походження, а Б.І. Костецький стверджував, що руйнування при АЗ відбувається унаслідок зминання й зрізання мікроб'ємів металу та утворення стружки сколювання й спостерігається одночасно процес зміцнення поверхневих шарів.

В роботі [3,7] систематизовано АЗ за характером дії АЧ на контактні поверхні зношування: ковзання по монолітному абразиву; удар по абразиву; кочення по абразиву; дія абразивного потоку; рух у масі незакріплених абразивних частинок. Разом з тим відсутній чіткий математичний опис по цим видам зношування, тобто математичне моделювання АЗ та процесу взаємодії в ТТС "РОГЗМ-ґрунт". Питання математичного моделювання процесу зношування в абразивному середовищі відображені в роботах У.А. Ікрамова, М.М. Тененбаума, М.М. Севернева, М.М. Хрущова, Б.І. Костецького, І.В. Крагельського та інші.

У.А. Ікрамов [4] запропонував математичну модель для визначення величини зносу при мікрорізання початково-вільними АЧ в якій зношування в реальній абразивній масі має змішаний характер. М.М. Тененбаум [5] увів поняття критичного степеню змішаності деформуючих і різальних частинок, який відповідає відношенню зносу при полідеформаційному й прямому руйнуванні. Визначено, що навіть при малій кількості зерен, які різуть поверхню, вони зношують її більше, ніж в результаті пластичної деформації. М.М. Севернев [6] запропонував математичну залежність для визначення величини зносу деталей.

Перехід від пружного до пластичного деформування й до зрізу матеріалу досліджував І.В. Крагельский [7]. Отримані закономірності, встановлені для металічних тіл, не враховували факторів (міцність абразивних зерен, ступеня закріпленості, форма абразиву), характерних для зношування в абразивному середовищі. У праці Б.І. Костецького [3] з мікроскопічної точки зору зношування РОГЗМ на основі класичної схеми протікання процесу описано стохастичним диференціальним рівнянням.

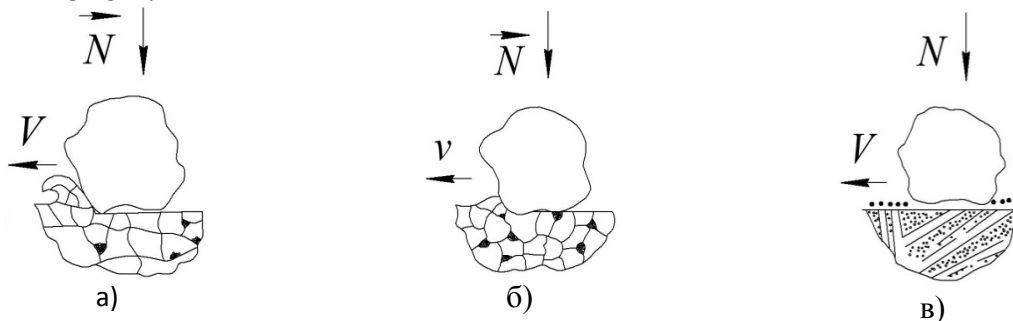
Разом з тим в існуючих математичних моделях зносу деталей машин, що працюють в абразивному середовищі, не враховано можливість зношування локально зміцнених поверхонь деталей, обмеженість набору параметрів, які впливають на знос, їх дослідження на мультиколінійність, гетероскедастичність та автокореляцію, детерміністський та стохастичний характер взаємодії АЧ ґрунту з РОГЗМ та зв'язок його характеристик з триботехнічними параметрами ТТС [2,8].

Постановка завдання. З'ясувати механізм взаємодії РОГЗМ з дисперсним середовищем ґрунту та побудувати математичну модель цього процесу.

Виклад основного матеріалу. Досліджуючи процес зношування в ТТС "РОГЗМ-ґрунт" можна виділити основні фактори, що впливають на інтенсивність зношування в абразивній масі ґрунту: природа і форма структурних складових матеріалу РОГЗМ; природа і твердість абразивного матеріалу ґрунту; ступінь зв'язаності АЧ ґрунту; тиск АЧ на робочу поверхню РОГЗМ; зношувальна здатність ґрунту.

Характерним для зношування РОГЗМ є три основні види руйнування поверхні металу при взаємодії з АЧ (рис. 1).

Руйнування поверхні в процесі мікрорізання наведено на рис. 1 а. В процесі деформації поверхні тертя дрібні карбіди відтісняються по краям подряпин (рис. 1 б), а потім видаляються разом з пластичною основою. Крупні карбіди в твердих сплавах руйнуються в результаті стирання окисної плівки і поступово викришуються (рис. 1 в). Сплави, що мають співвідношення твердості $H_{cn} > H_a$ в основному руйнуються за рахунок корозійно-механічного зносу. Це найменш ефективна форма руйнування поверхні РОГЗМ.



а) мікрорізання; б) пластичне відтиснення; в) корозійно-механічний і утомний знос

Рисунок 1 - Основні види руйнування поверхні матеріалу РОГЗМ при взаємодії з абразивною частинкою ґрунту

Інтенсивність зношування РОГЗМ визначається не тільки твердістю, але й формою АЧ, наявних в ґрунті, а також їх зв'язком між собою. Для якісної оцінки форми АЧ однієї фракції в роботі М.М. Тененбаума [5] запропоновано критерій - коефіцієнт форми:

$$K_{\phi} = \frac{M[n_i]M[D_i - d_i]}{M[R_i]}, \quad (1)$$

де $M(n_i)$, $M(R_i)$ і $M(D_i - d_i)$ – відповідні математичні очікування числа вершин АЧ ґрунту, їх радіусів і різниці діаметрів кіл, описаного і вписаного в їх контур.

Виявлено, що перехід до прямого руйнування (зрізу) здійснюється при збільшенні K_{ϕ} , зокрема, при достатньо великій ймовірності контакту АЧ по виступу з малим радіусом кривизни, а форма частинки далека від сферичної. Разом з тим проф. М.М. Севернев [6] встановив, що більшість АЧ у ґрунті мають заокруглену форму, що виключає можливість процесу зрізу металу РОГЗМ абразивом. Дослідженнями проф. В.М. Ткачова [9] встановлено, що в процесі АЗ РОГЗМ, процес мікрорізання поверхні практично неможливий, а процес зношування відбувається за рахунок пластичного деформування поверхні матеріалу під час взаємодії з АЧ, прилеглого до РОГЗМ шару ґрунту, особливості будови якого часто не враховуються.

При моделюванні цей шар ґрунту може бути розбитий на підшари, що складаються з геометрично подібних різнорозмірних елементів і розподілені за ознакою геометричної подібності. Фізико-механічні властивості шару ґрунту змінюються у вигляді функціональних залежностей від координат (по глибині), що мають випадковий характер і володіють стаціонарністю і ергодичністю [3,10].

Для опису щільності розподілу розмірів АЧ в ґрунті використовуються закони Гаусса, Розина-Раммлера, Вейбулла-Гнеденка, Максвелла, Реллея, логнормального закону та ін., а в якості моделі структурного елемента АЧ - куля, еліпсоїд, паралелепіпед, октаедр та ін. При цьому доцільними є геометрично-ймовірнісні методи, які дають можливість вивчати стереометричні характеристики АЧ ґрунту на основі статистичного аналізу їх перерізів площинами паралельними робочій поверхні РОГЗМ. В основі методів лежать основні принципи і положення стереології сформульовані С.А. Салтиковим [11].

При моделюванні реальних АЧ кульками враховуються відхилення від правильної геометричної форми за допомогою фактора форми, під яким розуміють відношення найбільшого розміру до найменшого або найбільш ймовірну величину цього відношення [5].

Статистичний опис геометрії АЧ дозволяє уточнити їх розподіл за розміром і масою, а також отримати рівняння ущільнення ґрунту, прилеглого шару до РОГЗМ з урахуванням НДС. При цьому залежність площі пружного контакту від нормального навантаження прямує від нелінійної (по Герцу) до лінійної, а середній тиск стає постійним і є пружною твердістю. Таким чином, в будь-який момент часу змінюється характер контактної взаємодії і зв'язані з нею деформаційні властивості поверхневого шару РОГЗМ.

При фізичному моделюванні використовується подібність процесів фрикційної взаємодії РОГЗМ, з ґрунтом [12]: необхідно і достатньо, щоб у моделі і у об'єкта "РОГЗМ-ґрунт" реалізувалися практично однакові температурно-силові поля. На основі аналізу властивостей ґрунту як дисперсного матеріалу і його деформаційних властивостей вважається, що фрикційна взаємодія РОГЗМ з ґрунтом визначається рядом критеріїв:

$$\pi_1 = \varepsilon_a \cdot v \cdot p_a \cdot \frac{A_a}{k_r}; \pi_2 = k_r \cdot S^2 \left(\frac{H_m}{H_a} \right) \cdot \left(\frac{\psi_m}{\psi_a} \right); \pi_3 = 1; \pi_4 = a_{TH} \cdot k_k \cdot A_k \cdot \frac{W_{\text{пит}}}{\lambda \cdot L};$$

$$\pi_5 = \frac{H_{1,2}}{N^2 \cdot S_{1,2}^2}; \pi_6 = \frac{\sigma_{T1,2}}{N^2 \cdot S_{1,2}^2}; \pi_7 = \frac{n}{v \cdot S_{1,2}^{1/2}}; \pi_8 = t \cdot v \cdot S_{1,2}^{1/2}, \quad (2)$$

де ε_a – абсолютна деформація під дією одиничного удару АЧ з питомою потужністю N_a ; v – швидкість; p_a – номінальний тиск; k_r – комплекс, рівний відношенню номінальної площі контакту A_a до характерного розміру S . Критерій π_1 враховує деформацію ґрунту, π_2 характеризує абразивність ґрунту, яка визначається величиною і формою АЧ, їх числом на одиниці площі ψ_a і твердістю H_a . Третій критерій характеризує масу води в одиниці об'єму ґрунту. π_4 – корозійну активність робочої поверхні, тобто втрату маси з одиниці площі контакту за одиницю часу при зміні температури на градус: k_k , A_k – втрата маси внаслідок корозії; $W_{\text{пит}}/\lambda \cdot L$ – енергетичні витрати на корозійну активність на одиницю шляху тертя; λ , L – коефіцієнти теплопровідності; a_{TH} – коефіцієнт розподілу теплових потоків; $W_{\text{пит}}$ – питома (масова) робота сил тертя. Критерій π_5 і π_6 враховують механічні властивості матеріалу і абразиву: $H_{1,2}$ – твердість ТЕ; N – навантаження; $\sigma_{T1,2}$ – границя матеріалів ТЕ. Критерій π_7 і π_8 враховують тривалість взаємодії поверхонь: n – число взаємодії; t – час.

Особливу увагу приділяють критерію π_7 , який дає можливість вибрати кількість АЧ, що знаходяться одночасно в зоні контакту. При цьому фізична подібність потребує тотожності механізмів контактування: однакового мікрорельєфу і мікроструктури матеріалів поверхонь РОГЗМ, забезпечення умов взаємодії близьких до натурних.

Ґрунт розглядали як пружно-в'язке середовище за допомогою моделі Кельвіна-Фойгта [1,3], враховували його питому в'язкість і жорсткість. Деформованість прилеглого шару ґрунту до РОГЗМ, крім навантаження, визначали часом впливу і періодом релаксації.

Для теоретичного аналізу контактної взаємодії дисперсного середовища ґрунту з твердою поверхнею РОГЗМ вважали, що АЧ має сферичну форму. В основі моделі шару ґрунту покладено наступне: розподіл діаметрів АЧ відповідає дослідним даним про фракційний склад; для кожної фракції граничний шар ґрунту являє собою наполовину заповнений абразивними частинками, які рівномірно розподілені у займаному об'ємі; нормальне зусилля абразивних частинок, що увійшли одночасно в контакт і що діють на тверду поверхню РОГЗМ пропорційно її поперечному перерізу; приріст загального нормального зусилля рівномірно розподіляється по усім контактуючим АЧ.

Нехай маємо шар ґрунту, з однаковим розміром АЧ (рис.2).



Рисунок 2 – Схема взаємодії поверхневого шару РОГЗМ і АЧ прилеглого шару ґрунту

Розглядаємо поздовжній і поперечні перерізи прилеглого шару ґрунту. Площина АА – це гранична поверхня РОГЗМ, площина ВВ – площина, яка розміщена на відстані D від площини АА і перетинає ряд АЧ. Аналогічно виділені площини СС, ЕЕ і т.д.

Використовуючи принципи стереології, число АЧ, що перетинаються випадковою площиною дорівнює:

$$m_{S_n} = S_n \cdot n \cdot D, \quad (3)$$

де S_n – площа перерізу шару ґрунту; n, D – концентрація та діаметр АЧ.

Елементарна їх кількість і елемент шару ґрунту становлять:

$$dm_s = \frac{m_s}{D} dz, \quad dz = \frac{d \partial d}{2\sqrt{D^2 - d^2}} \quad (4)$$

Використовуючи попереднє щільність розподілу діаметрів d перерізів АЧ випадковою поперечною площиною дорівнює:

$$f(d) = \frac{dm_s}{m_s \partial d} = \frac{d}{2D\sqrt{D^2 - d^2}} \quad (5)$$

Математичне очікування діаметра перерізу і його квадрату дорівнюють:

$$M(d) = \pi D/4; \quad M(d^2) = 2D^2/3. \quad (6)$$

Середній розмір площинки перерізу абразивної частинки довільною поперечною площиною становить:

$$\Delta \bar{A} = \pi d_{ck}^2/4 = 2\pi D^2/12 = 2/3 \Delta S_{mp}. \quad (7)$$

Якщо врахувати відношення щільності елементів ТТС "РОГЗМ-ґрунт", $\alpha_\rho = \rho_c/\rho_T$, то площа прилеглого шару ґрунту дорівнює:

$$A = \alpha_\rho \cdot S_{mp}, \quad (8)$$

де S_{mp} – площа поверхні тертя.

Враховуючи (7) і (8), маємо:

$$m_s = A/\Delta \bar{A} = 6\alpha_\rho S_{mp}/\pi D^2. \quad (9)$$

Виходячи із (9) і (10), знайдемо вміст абразивних частинок в шарі ґрунту:

$$n = 6 \cdot \alpha_\rho / \pi \cdot D^3. \quad (10)$$

Розглянемо як розподіляються АЧ по глибині шару ґрунту, тобто їх центри лежать між січними площинами на $u \geq D$. Площа перерізу АЧ, вершини яких віддалені на відстані z , рівна:

$$\Delta A = 0,25\pi d = \pi \left[0,25D^2 - (0,5D + u - z)^2 \right]. \quad (11)$$

Оскільки елемент площі перерізу АЧ становить: $dA = dm_s \cdot \Delta A = S_{mp} n \Delta A du$, то після інтегрування, маємо:

$$A = \int_0^z dA = \pi S_{mp} n z^2 \left(\frac{3D - 2z}{6} \right). \quad (12)$$

Доцільним є використання відносних величин: $z_0 = z/z_m$, $z_m = \Delta$, Δ – глибина шару ґрунту. Частка перерізу прилеглого шару ґрунту, що зайнята АЧ, пропорційна відносній щільності:

$$\eta_z = A/S_{mp} = \alpha_\rho z_0^2 (3 - 2z_0). \quad (13)$$

У першому випадку діаметр перерізу АЧ знаходиться в інтервалі $(0; \sqrt{Dz - z^2})$, тоді щільність розподілу діаметрів площинок їх перерізу дорівнює:

$$f_1(d) = \frac{dm_s}{m_s \cdot \partial d} = \frac{d}{2z\sqrt{D^2 - d^2}}. \quad (14)$$

У другому випадку діляться на дві групи: АЧ, центри яких лежать нижче площини перерізу, і частинки, центри яких лежать вище площини перерізу. Щільність розподілу при цьому становить:

$$f_2(d) = f_{21}(d) + f_{22}(d). \quad (15)$$

Отримати $f_{21}(d)$ і $f_{22}(d)$ можна використавши формулу (14), але межі зміни діаметру площинки перерізу абразивних частинок будуть різні: для щільності $f_{21}(d)$ - $(0; D)$, для щільності $f_{22}(d) = \left(2\sqrt{Dz - z^2}\right)$. Зазначене враховується при знаходженні математичних очікувань діаметру перерізу і площі перерізу.

Для випадку $z \leq D/2$.

$$M_1[d] = \frac{1}{2z} \int_0^{2\sqrt{Dz-z^2}} \frac{d^2 \partial d}{\sqrt{D^2 - d^2}} = \frac{1}{2z} \left(\frac{D}{2} \arcsin^2 \frac{\sqrt{D_z^2 - z^2}}{D} - 2D - 2z \cdot \sqrt{Dz - z^2} \right). \quad (16)$$

При $z = D/2$: $M_1[d] = \pi \cdot D/4$

Для випадку $z \geq D/2$, маємо:

$$\begin{aligned} M_2[d] &= \frac{1}{2z} \left[\int_0^D \frac{d^2 \partial d}{\sqrt{D^2 - d^2}} + \int_{2\sqrt{Dz-z^2}}^D \frac{d^2 \partial d}{\sqrt{D^2 - d^2}} \right] = \\ &= \frac{1}{2z} \left[\frac{\pi D^2}{2} + \frac{D^2}{2} - \frac{D^2}{2} \arcsin^2 \frac{2\sqrt{D_z - z^2}}{D} + (D - 2z) \sqrt{D_z - z^2} \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

При $z = D$, $M_2[d] = \pi D/4$, а при $z \geq D$ граничний шар завершується. Математичне очікування площі перерізу АЧ подається подібним чином:

- для випадку $z \leq D/2$

$$M_1[\Delta A] = \frac{\pi d_{\text{ср}}}{4} = \frac{\pi}{8z} \int_0^{2\sqrt{Dz-z^2}} \frac{d^2 \partial d}{\sqrt{D^2 - d^2}} = \frac{\pi}{8z} \left(\frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{3} (2D^2 - d^2) \right) \Bigg|_0^{2\sqrt{Dz-z^2}} = \frac{\pi}{6} z (3D - 2z); \quad (18)$$

- для випадку $z \geq \frac{D}{2}$

$$M_2[\Delta A] = \frac{\pi}{8z} \left[\int_0^D \frac{d^3 \partial d}{\sqrt{D^2 - d^2}} + \int_{2\sqrt{Dz-z^2}}^D \frac{d^3 \partial d}{\sqrt{D^2 - d^2}} \right] = \frac{\pi}{6} z (3D - 2z). \quad (19)$$

Якщо $z = D/2$, то $M_1[\Delta A] = M_2[\Delta A] = \pi D/6 = 2\Delta S_{\text{ср}}/3$. (20)

Розглянемо розподіл площинки перерізу АЧ граничного шару полідисперсного ґрунту випадковою площиною, використовуючи рис. 3.

Для полідисперсного матеріалу ґрунту співвідношення (4) справедливо для будь якої фракції, тобто можна застосувати формулу (3) для АЧ з діаметром в інтервалі $(D, D+dD)$, фракційний склад при цьому характеризується щільністю розподілу по діаметру:

$$dndD/n = \phi(D). \quad (21)$$

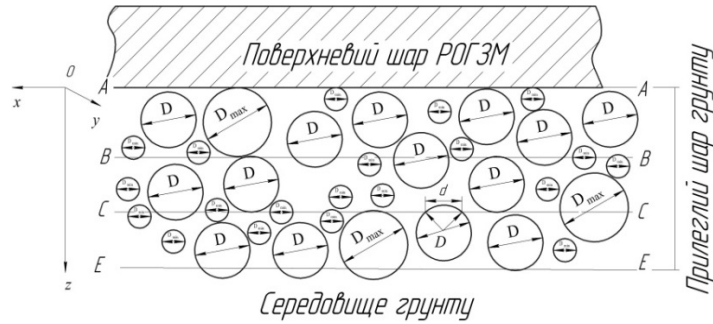


Рисунок 3 – Схема взаємодії поверхневого шару РОГЗМ і прилеглого шару полідисперсного середовища ґрунту

Число частинок усіх діаметрів, які перетинає випадкова поперечна площина, з урахуванням (3) і (21), дорівнює:

$$dm_s = S_{mp} D d_n = S_{mp} D n \phi(D) dD, \quad (22)$$

$$m_s = \int_{D_{min}}^{D_{max}} dm_s = S_{mp} D d_n = S_{mp} n \int_{D_{min}}^{D_{max}} D \phi(D) dD = S_{mp} M[\bar{D}], \quad (23)$$

де $M[\bar{D}]$ - математичне очікування поточного діаметра АЧ; D_{min} і D_{max} - відповідні діаметри найменших і найбільших частинок.

Щільність розподілу АЧ, перетнутих випадковою площиною становить:

$$\phi(D) = \frac{dm_s}{m_s dD} = \frac{\bar{D}}{M[\bar{D}]} \phi(D). \quad (24)$$

Перший і другий моменти цього розподілу для абразивних частинок ґрунту, що попали в площину перерізу, рівні:

$$\left\{ \begin{aligned} M[\bar{D}] &= \frac{1}{\bar{D}} \int_{D_{m_1}}^{D_{m_2}} D^2 \phi(D) dD = \frac{M[\bar{D}^2]}{M[\bar{D}]} \\ M[\bar{D}^2] &= \frac{1}{\bar{D}} \int_{D_{min}}^{D_{max}} D^3 \phi(D) dD = \frac{M[\bar{D}^3]}{M[\bar{D}]} \end{aligned} \right. \quad (25)$$

$$\left\{ \begin{aligned} M[\bar{D}^2] &= \frac{1}{\bar{D}} \int_{D_{min}}^{D_{max}} D^3 \phi(D) dD = \frac{M[\bar{D}^3]}{M[\bar{D}]} \\ M[\bar{D}^3] &= \frac{1}{\bar{D}} \int_{D_{min}}^{D_{max}} D^4 \phi(D) dD = \frac{M[\bar{D}^4]}{M[\bar{D}]} \end{aligned} \right. \quad (26)$$

де $M[\bar{D}^2]$, $M[\bar{D}^3]$ - математичні очікування квадрату і кубу діаметра АЧ в об'ємі.

АЧ займають частину матеріалу прилеглого до РОГЗМ шару:

$$\alpha_p = \pi n \bar{D}^3 / 6, \quad (27)$$

де $\pi \bar{D}^3 / 6$ - середній об'єм АЧ, n - їх концентрація:

$$n = 6\alpha / \pi \bar{D}^3. \quad (28)$$

Після урахування виразів (4), (25) і (27), у формулі (23), маємо:

$$m_s = 6\alpha S_{mp} M[\bar{D}] / \pi \bar{D}^3. \quad (29)$$

Сума площ різних груп перерізів АЧ дорівнює:

$$A = A_1 + A_2 + A_3. \quad (30)$$

Елемент площі перерізу АЧ першої групи A_1 з діаметром в інтервалі $(D, D+dD)$ становить:

$$dA_1 = \pi S_{mp} z^2 (D/2 - z/3) dn = \pi S_{mp} z^2 (\Delta/2 - z/3) n \phi(\bar{D}) dD,$$

де $dn = n\phi(\bar{D})dD$.

Після інтегрування маємо:

$$A_1 = \int_{2z}^{D_{\max}} dA = \pi S_{mp} n z^2 \left[0,5 \int_{2z}^{D_{\max}} \phi(D) dD - \frac{z}{3} \int_{2z}^{D_{\max}} \phi(D) dD \right]. \quad (31)$$

Площа перерізу АЧ другої групи дорівнює:

$$A_2 = A_{21} + A_{22}, \quad (32)$$

$$\text{де } A_{21} = \frac{\pi}{12} S_{mp} n \int_z^{2z} D^3 \phi(\bar{D}) dD; \quad A_{22} = \frac{\pi}{12} S_{mp} n \left[\int_z^{2z} D \phi(D) dD - \int_z^{2z} D^3 \phi(D) dD - 4y^3 \int_z^{2z} \phi(D) dD \right].$$

Додавши A_{21} і A_{22} , остаточно маємо:

$$A_2 = \frac{\pi}{6} S_{mp} n z^2 \left[3 \int_z^{2z} D \phi(\bar{D}) dD - 2z \int_z^{2z} \phi(\bar{D}) dD \right]. \quad (33)$$

Відповідно площа перерізу АЧ третьої групи дорівнює:

$$A_3 = \frac{\pi}{6} S_{mp} n \int_{D_{m_i}}^z D^3 \phi(\bar{D}) dD. \quad (34)$$

Підсумовуючи площі перерізів трьох груп абразивних частинок, маємо:

$$A = \frac{1}{6} \pi S_{mp} n \left[z^2 \left(3 \int_z^{D_{\max}} D \phi(D) dD - 2z \int_z^{D_{\max}} \phi(D) dD \right) + \int_{D_{\min}}^z D^3 \phi(D) dD \right]. \quad (35)$$

Враховуючи відносну координату і відносний діаметр $D_0 = \bar{D}/D_{\max}$, маємо відносну площину перерізу у вигляді:

$$\eta_s = \frac{A}{S_{mp}} = \frac{\alpha_p}{\bar{D}^3} \left[z_0^2 \left(3 \int_{z_0}^1 D_0 \phi(D_0) dD_0 - 2z_0 \int_{z_0}^1 \phi_0(D_0) dD_0 \right) + \int_{D_{m_0}}^{z_0} D_0^3 \phi_0(D_0) dD_0 \right]. \quad (36)$$

де $\phi(D_0)$ - відносна щільність розподілу абразивних частинок по діаметру.

Формула (36) дозволяє також розраховувати зміну пористості в граничному прилеглому до РОГЗМ шарі ґрунту по його глибині: $\theta = 1 - \eta_s$

Висновки.

1. Розглянутий аналіз числа перетину АЧ по їх діаметру у випадку моно-і полідисперсного середовища ґрунту, свідчить, що для обчислень числа їх взаємодій необхідно знати закон їх розподілу по діаметру.

2. Запропонована модель достатньо повно відповідає будові прилеглих до РОГЗМ шарів ґрунту під час його обробітку.

3. Застосування моделі дозволяє розрахувати площу контакту абразивних частинок при взаємодії з матеріалом РОГЗМ.

Список літератури

1. Аулін В.В. Зношувальна здатність ґрунтового середовища та закономірності спрацювання деталей РОГМ / В.В. Аулін, М.І. Черновол, А.А. Тихий // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХДУ, 2010.-№2- С.6-10.
2. Аулін В.В. Вплив твердої фази ґрунту на характер і величину зношування поверхні РОГМ / В.В. Аулін, М.І. Черновол, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий // Инженерия поверхности и реновация изделий. Материалы 9-й междунаучн.-техн. конф., 25–29 мая 2009, г. Ялта. – Киев: АТМ України, 2009. – С.235-237.
3. Костецкий Б.И. Фундаментальные закономерности трения и износа/Б.И. Костецкий. – Киев: Знание, 1981. – 31 с.

4. Икрамов У.А. Расчетные методы оценки абразивного износа/ У.А. Икрамов . – М: Машиностроение, 1987. – 288 с.
5. Тененбаум М.М. Износостойкость и долговечность сельскохозяйственных машин/ М.М. Тененбаум, С.Н. Шамшетов. – Нукус: Каракалпакстан, 1986.–150 с.
6. Севернев М.М. Износ деталей сельскохозяйственных машин/ М.М. Севернев. - Л.: Колос, 1972.– 288 с.
7. Крагельский И.В. Трение и износ/И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
8. Аулін В.В. Абразивна зносостійкість лазерно-модифікованих композиційних покриттів / В.В.Аулін // Зб. наук. праць КДТУ "Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузі машинобудування". – Вип. 12. – 2003. – С.219-223.
9. Ткачев В.Н. Работоспособность деталей в условиях абразивного изнашивания / В.Н. Ткачев. – М. Машиностроение, 1995. – 336 с.
10. Аулін В.В. Стохастична модель динаміки процесу абразивного зношування різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин/В.В. Аулін, В.М. Бобрицький// Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ:Видавництво ЛНАУ, 2007, - №76(99). – С 15-18.
11. Салтыков С.А. Стереология в материаловедении/ С.А. Салтыков. М.: Металлургия, 1974. - 168 с.
12. Беркович И.И. Теоретические основы фрикционного взаимодействия дисперсных материалов с твердой поверхностью: монография/ И.И. Беркович, А.Н. Болотов, Ю.И. Морозова; Тверь: ТвГТУ, 2012. – 92 с.

Viktor Aulin, Andrey Tihy

Kirovograd Technical National University

Model the interaction of dispersed soil environment with working parts of cultivation and digging machines

The article describes the mechanism of interaction between working parts of cultivation and digging machines (WPCDM) to disperse the soil environment and the mathematical model of the process, which sufficiently meets the structure and interaction of adjacent WPCDM soil layers during its cultivation.

The process of deterioration in tribosystem "WPCDM - ground" and highlighted the main factors affecting the intensity of abrasive wear in bulk soil : the nature and shape of the structural components of the material WPCDM; nature and hardness of the abrasive soil; degree of coherence abrasive soils in parts (AP); AP pressure on the working surface WPCDM; wearing capacity of the soil.

Consider three basic types of fracture surface of the metal in the interaction of AP during wear WPCDM and investigated the mechanisms of their occurrence. The influence of the ratio of the hardness of alloys on the nature of their destruction by corrosion- mechanical wear.

With the physical modeling of the processes used similarity frictional interaction WPCDM from the ground: it is necessary and sufficient that the model and the object "WPCDM -ground" realized almost identical temperature and force fields . By analyzing the properties of the soil as particulate material and its deformation properties considered that frictional interaction WPCDM of soil is determined by several criteria.

For theoretical analysis of contact interaction of dispersed soil environment with a solid surface WPCDM taken AP spherical shape. The model soil on the following: the distribution of diameters corresponding to research data on the fractional composition; for each fraction boundary layer of soil is half filled with abrasive particles are uniformly distributed in the volume occupied ; normal force of abrasive particles that are included in touch and at the same time acting on the solid surface WPCDM proportional to its cross -section; Growth of the normal force is evenly distributed over all contacting AP.

To describe the density distribution of the size of AP in the soil used geometric - probabilistic methods that make it possible to study AP stereometric characteristics of soil based on statistical analysis of cross-sections by planes parallel to the work surface WPCDM.

When creating models of real AP balls accounted for deviations from the regular geometric forms with form factor, which is defined as the ratio of the largest size to the smallest or most probable value of this ratio.

Shows statistical description of geometry AP, that allows to specify their distribution in size and weight, and get the equation compaction adjacent layer to WPCDM, given of stressedly-deformed state (SDS). The dependence of the elastic contact area of the normal load goes from linear to non-linear, and the average pressure becomes constant and is elastic firmness. Thus, at any time change the nature of the contact interaction and the related deformation properties of the surface layer WPCDM.

soil, grit, working parts of cultivation and digging machines, interaction model, the boundary layer, the density distribution

Одержано 28.04.14

УДК 631.316.022

М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, Т.К. Марченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальне дослідження двохярусного розпушувача з метою зниження руйнівного впливу на агрегатну структуру ґрунту

В статті проведено моделювання взаємодії двохярусного розпушувача з ґрунтом в програмному середовищі SolidWorks. В програмі MathCad отримано математичну модель оптимізації для робочих органів верхнього та нижнього ярусів. Експериментальним шляхом визначено параметри і режими роботи двохярусного розпушувача, при яких досягається мінімальне ущільнення ґрунту робочими органами і мінімально достатнє перекриття суміжних борозен.

ізобари в ґрунті, двохярусний розпушувач, ущільнення ґрунту, перекриття суміжних борозен

Н.Н. Петренко, проф., канд. техн. наук, Т.К. Марченко, асп.

Кіровоградский национальный технический университет

Экспериментальное исследование двухярусного рыхлителя с целью снижения разрушительного воздействия на агрегатную структуру почвы

В статье проведено моделирование взаимодействия двухярусного рыхлителя с почвой в программной среде SolidWorks. В программе MathCad получена математическая модель оптимизации для рабочих органов верхнего и нижнего ярусов. Экспериментальным путем определены параметры и режимы работы двухярусного рыхлителя, при которых достигается минимальное уплотнение почвы рабочими органами и минимально достаточное перекрытие смежных борозд.

ізобари в почве, двухъярусный рыхлитель, уплотнение почвы, перекрытие смежных борозд

Постановка проблеми. Актуальною проблемою ХХІ сторіччя є деградація земель внаслідок інтенсивного землеробства, в тому числі основної обробки ґрунтів. Основними напрямками збереження агрегатної структури ґрунтів під час розпушування є зниження повторного впливу на ґрунт, а також зменшення ступеня ущільнення ґрунтових гліб під час обробки.

Дослідженню взаємодії робочих органів ярусних розпушувачів з ґрунтом присвячені роботи В.М. Сало, Г.М. Дьяченко, Ю.І. Мозгового, А.Г. Дьяченко, С.Г. Соловйова, М.П. Ерзамаева, А.Г. Акчуріна, А.П. Лук'янчука та ін. Загальним недоліком запропонованих ними конструкцій є трапецієвидна форма профілю борозни, яка призводить до утворення високих гребенів дна орного горизонту. Для усунення цього недоліку суміжні робочі органи зближують по ширині захвату, але це, в свою чергу, призводить до перетину верхніх частин суміжних борозен і повторного впливу на ґрунт, підвищуючи його структурну деградацію.

Одним з головних показників пошкодження агрегатів ґрунту є їх ущільнення під дією робочих органів. Умови появи ущільненого ядра перед робочим органом досліджувалися Є. Дінгідером, У. Ратьє, А. С. Кушнар'євим, Payne PSI, Tanner DW, Dexter AL [1 - 3]. Згідно з дослідженнями І.Я. Айзеншток, О.М. Зеленіна, С.О. Сидорова [4, 5] можна припустити, що процедура утворення ущільненого ядра носить циклічний характер. Розмір ущільненого ґрунтового ядра залежить від властивостей ґрунту, кута різання та стану робочої поверхні.

Мета дослідження - експериментальним шляхом визначити параметри і режими роботи двохярусного розпушувача, при яких досягається мінімальне ущільнення ґрунту робочими органами і мінімально достатнє перекриття суміжних борозен.

Схема установки робочих органів секції розпушувача представлена на рис. 1.

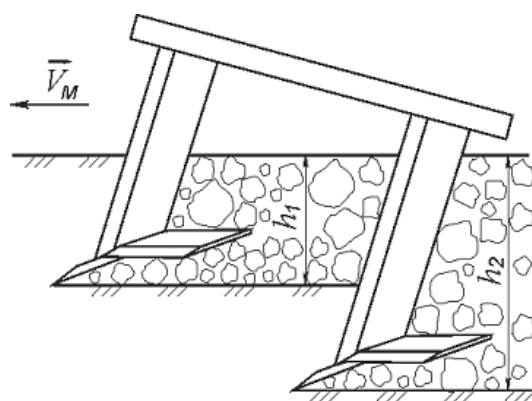


Рисунок 1 - Схема установки робочих органів секції розпушувача

В якості цільових функцій були прийняті:

1) коефіцієнт перекриття суміжних борозен k_{Π} ,

$$k_{\Pi} = \frac{S_{\Pi}}{S_p},$$

де S_{Π} – площа перекриття суміжних борозен, м^2 ;

S_p – площа поперечного перетину борозни, одержуваної одним робочим органом, м^2 (рис. 2);

2) коефіцієнт ущільнення грудок ґрунту k_y ,

$$k_y = \frac{\rho_d}{\rho_{\Pi}},$$

де ρ_d – об'ємна маса ґрунту до обробітку, г/см^3 ;

ρ_{Π} – об'ємна маса грудок ґрунту після обробітку, г/см^3 ;

3) коефіцієнт гребнистості дна борозни

$$k_r = \frac{S_r}{S_p},$$

де S_r – площа гребеня на дні борозни, м^2 .

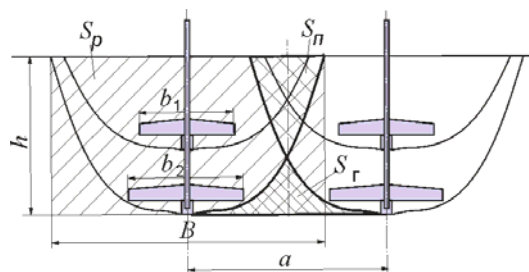


Рисунок 2 – Схема до визначення коефіцієнта перекриття борозен

Моделювання взаємодії двохярусного розпушувача з ґрунтом в програмному середовищі SolidWorks (рис. 3) дозволило вивчити форму ізобар, що виникають у ґрунті під час проходження робочих органів і зробити висновок, що при певних співвідношеннях параметрів робочих органів верхнього та нижнього ярусів можна досягти більш повної, прямовисної форми профілю борозни. Це дозволяє зменшити ступінь перекриття суміжних борозен і, одночасно, гребенистість дна.

Встановлено, що на перераховані цільові функції у найбільшій мірі впливають ширина робочого органу x_1 , кут розхилу ножів x_2 , кут кришення ножів x_3 , глибина x_4 і швидкість обробітку x_5 , а також фізико-механічні властивості ґрунту - вологість x_6 і щільність x_7 .

Експериментальні дослідження процесу розпушування проводилися на ґрунтовому каналі (рис. 4) у два етапи. На першому етапі (рис. 4,а) досліджувалися

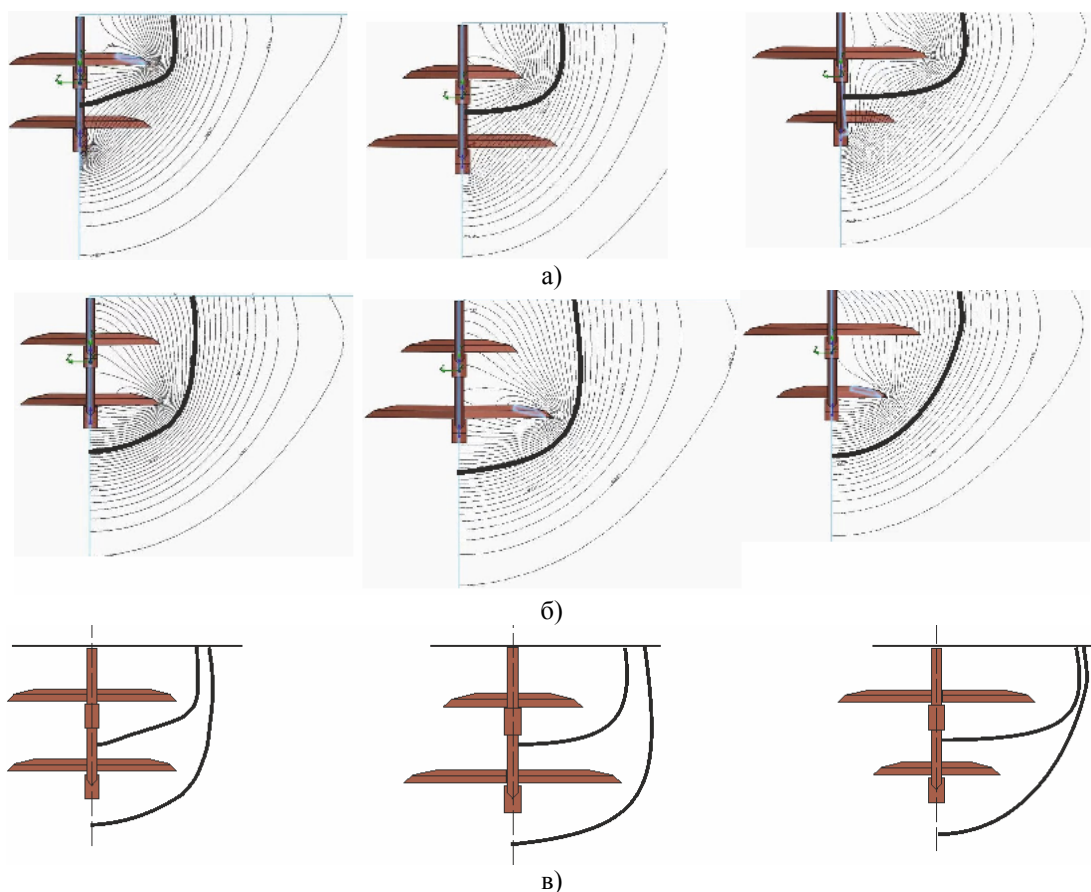
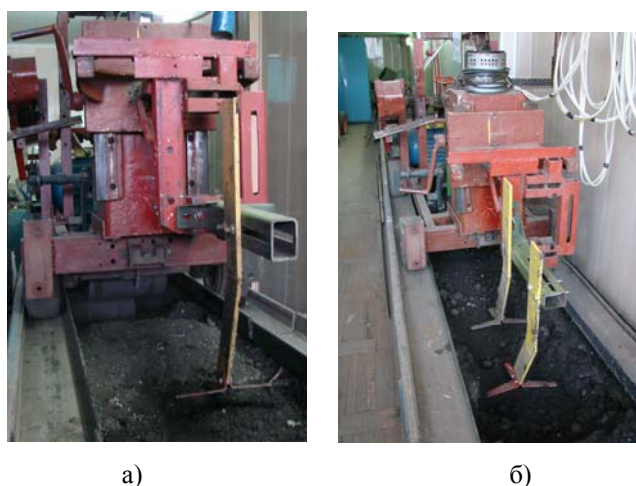


Рисунок 3 – Ізобари в ґрунті - перетин по робочому органу верхнього ярусу (а), перетин по робочому органу нижнього ярусу (б); поперечний профіль борозни при різних варіантах ширини захвату за ярусами (в)

вплив конструктивних параметрів і швидкості руху одиночного робочого органу на ширину і форму борозни, які визначають ступінь перекриття суміжних борозен і величину гребнистості дна борозни, а також на ступінь ущільнення грудок ґрунту робочим органом у процесі розпушування.



а) одиночний робочий орган; б) поярусно розташовані робочі органи

Рисунок 4 – Дослідження робочих органів розпушувача на ґрунтовому каналі

Для дослідження форми і розмірів борозни використовувався метод контрольних маркерів [6]. Загальна глибина розпушування двоярусним розпушувачем становить 0,2 м. У ґрунт закладалися маркери чотирьох кольорів на глибинах 0,05, 0,10, 0,15 і 0,20 см у вигляді тривимірної решітки з кроком 0,05 м. Після проходження робочого органу вимірювалися і фіксувалися нові координати маркерів (рис. 5).

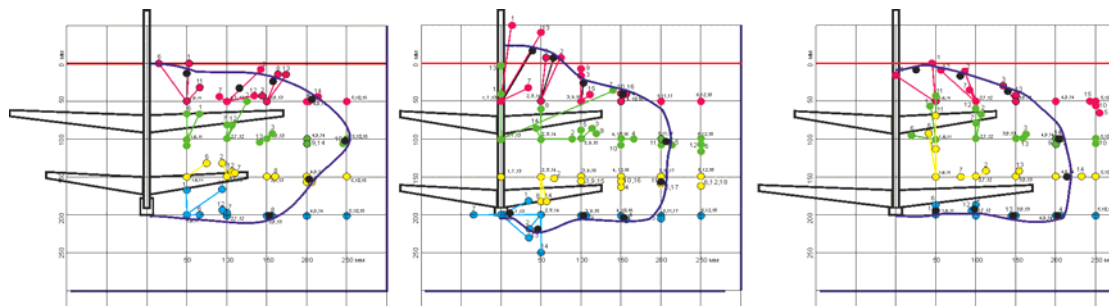


Рисунок 5 – Форма борозни, отримана методом контрольних маркерів при різних розмірах ножів

Ущільнення грудок ґрунту оцінювалося визначенням їх об'ємної маси до і після впливу робочого органу. Перед проходженням робочого органу відбирали шість проб ґрунту за допомогою шанцевого інструменту і зважували на електронних вагах з точністю до 0,01 г. Визначали об'єм кожної навіски, занурюючи її в ємність, наповнену водою. Об'єм навіски приймався рівним об'єму витісненої води. Об'ємну вагу обчислювали за формулою

$$\rho_a = \sum_{i=1}^n m_i / \sum_{i=1}^n V_{ei},$$

де m_i – маса i -навіски ґрунту, г;

V_{ei} – об'єм витісненої i -навіскою води, см^3 ;

i – порядковий номер навіски;

n – кількість навісок.

Після проходження робочого органу знову відбирали проби ґрунту і визначали об'ємну масу грудок за вищеописаною методикою. Обчислювали коефіцієнт ущільнення як відношення об'ємної маси ґрунту після обробки до його об'ємної маси до обробки.

Експериментальним шляхом отримано рівняння регресії ширини борозни на поверхні залежно від параметрів робочого органу та ґрунтових умов

$$Y_1 = 0,46 + 0,04 \cdot x_1 + 0,047 \cdot x_3 + 0,018 \cdot x_4 + 0,017 \cdot x_6 + 0,028 \cdot x_7 - 0,074 \cdot x_1^2 + 0,056 \cdot x_2^2 - 0,117 \cdot x_3^2 + 0,042 \cdot x_4^2 - 0,061 \cdot x_5^2 + 0,039 \cdot x_6^2 + 0,069 \cdot x_7^2 + 0,357 \cdot x_3 \cdot x_7. \quad (1)$$

Ущільнення грудок ґрунту деформаторами робочого органу, пов'язане з параметрами робочого органу наступною залежністю

$$Y_2 = 1,11 + 0,015 \cdot x_2 + 0,036 \cdot x_3 + 0,012 \cdot x_5 + 0,018 \cdot x_6 - 0,011 \cdot x_7 + 0,016 \cdot x_1^2 - 0,017 \cdot x_3^2 - 0,03 \cdot x_4^2 + 0,015 \cdot x_6^2 + 0,024 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,012 \cdot x_2 \cdot x_4. \quad (2)$$

Гребнистість дна борозни пов'язана з впливовими факторами залежністю

$$Y_3 = 0,04 - 0,019 \cdot x_1 - 0,005 \cdot x_2 - 0,014 \cdot x_3 + 0,029 \cdot x_4 - 0,024 \cdot x_5 - 0,005 \cdot x_6 - 0,003 \cdot x_7 + 0,006 \cdot x_1^2 - 0,008 \cdot x_2^2 + 0,005 \cdot x_3^2 - 0,036 \cdot x_4^2 - 0,007 \cdot x_5^2 - 0,009 \cdot x_6^2 - 0,01 \cdot x_7^2 + 0,007 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,006 \cdot x_1 \cdot x_6 + 0,013 \cdot x_2 \cdot x_3 - 0,031 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,006 \cdot x_3 \cdot x_6. \quad (3)$$

У системі точного землеробства відхилення від паралельності при обробі ґрунту з використанням gprs-навігації та гідравлічного автопілоту на тракторах становить ± 2 см на полі площею в 100 га [7]. Поперечний крок установки робочих органів у знаряддя - прототипу ГРН - 2,9 [8] становить 0,325 м. Таким чином, мінімальна ширина борозни по поверхні поля, що забезпечує роботу без пропусків, становить $B = 0,325 + 2 \cdot 0,02 = 0,365$ м.

Робочу глибину для першого, верхнього ярусу обмежили 0,1 ... 0,15 м, що в кодованій формі становить $x_4 = -1 \dots 0$. При середніх значеннях щільності $\rho = 1500$ кг/м³ і вологості $\omega = 20$ % (стиглий ґрунт) математична модель оптимізації має вигляд

$$\begin{cases} B_1 = 0.365 \\ Y_2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \rightarrow \min \\ x_6 = 0, x_7 = 0 \\ x_1, x_2, x_3, x_5 \in [-1; 1] \\ x_4 \in [-1; 0] \end{cases}.$$

Результати оптимізації для робочого органу верхнього ярусу: $x_1 = 0$ ($b = 0.26$ м), $x_2 = -1$ ($\gamma = 60^\circ$), $x_3 = -1$ ($\alpha = 15^\circ$), $x_4 = -1$ ($h_1 = 0.1$ м), $x_5 = -1$ ($v = 1,42$ м/с).

На другому етапі (рис. 4, б) досліджувалося співвідношення розмірів робочих органів двох ярусів з метою мінімізації ступеня перекриття суміжних борозен за умови мінімального ущільнення ґрунту робочими органами. Фактори, що впливають на ці показники наведені у табл. 1:

Таблиця 1 - Фактори, що впливають на показники якості роботи розпушувача і рівні їх варіювання

№ пп.	Фактори		Рівні варіювання			Інтервал варіювання
	Найменування	Позначення	Нижній (-)	Нульовий (0)	Верхній (+)	
1	Глибина установки робочого органу верхнього ярусу, h_1 , м	x_1	0,08	0,10	0,12	0,02
2	Ширина захвату робочого органу нижнього ярусу, b_2 , м	x_2	0,2	0,26	0,32	0,06
3	Кут кришення ножів нижнього ярусу, α_2 , град	x_3	20	25	30	5
4	Кут розхилу ножів нижнього ярусу, γ_2 , град	x_2	60	90	120	30
5	Швидкість розпушування, v_m , м/с	x_5	1,42	2,36	3,31	0,94
6	Вологість ґрунту, ω , %	x_6	16	20	24	4
7	Щільність ґрунту, ρ , кг/м ³	x_7	1400	1500	1600	100

Експериментальним шляхом для двох робочих органів отримана регресійна модель для коефіцієнта перекриття суміжних борозен

$$Y_4 = 0,21 - 0,013 \cdot x_1 - 0,016 \cdot x_2 + 0,019 \cdot x_3 + 0,014 \cdot x_5 + 0,015 \cdot x_6 + 0,013 \cdot x_7 - 0,043 \cdot x_2^2 + 0,011 \cdot x_3^2 - 0,015 \cdot x_5^2 - 0,023 \cdot x_6^2 - 0,01 \cdot x_7^2. \quad (4)$$

Виходячи з цих міркування, математична модель оптимізації для робочих органів нижнього ярусу запишеться наступним чином

$$\begin{cases} B_2 = B_1 = 0.365 \\ op = m_1 \cdot Y_4(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) + m_2 \cdot Y_2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \rightarrow \min \\ x_6 = 0, x_7 = 0 \\ x_1, x_2, x_3, x_5 \in [-1; 1] \\ x_4 = -1 \end{cases},$$

де op – узагальнений показник якості;

m_1, m_2 – вагові коефіцієнти цільових функцій (у розрахунках приймалися $m_1 = 0.6, m_2 = 0.4$).

На основі рівнянь регресії (1 - 4) була проведена оптимізація коєнструктивних і режимних параметрів робочого органу розпушувача. Вологість x_6 і щільність ґрунту x_7 фіксувалися на рівнях, відповідних реальним ґрунтовим умов для чорнозему типового.

Результати оптимізації робочого органу нижнього ярусу: $x_1 = 0.476$ ($b = 0.289$ м), $x_2 = -1$ ($\gamma = 60^\circ$), $x_3 = -0.706$ ($\alpha = 21.5^\circ$), $x_4 = 1$ ($h_1 = 0.2$ м). Оскільки умову $B_2 = B_1$ не вдається виконати при $x_5 = -1$, вибираємо мінімальне значення швидкості, при якому ця умова починає виконуватися $x_5 = 0.681$ ($v = 3$ м/с). При цьому досягнута ступінь ущільнення ґрунтових грудок $k_y = 1.05$, гребнистість дна борозни $k_r = 0.094$.

Висновок. Значення оптимальних параметрів та режимів роботи двохярусного розпушувача, отримані для сукупності показників якості: $x_1 = 1$ ($h_1 = 0.12$ м), $x_2 = 1$ ($b_2 = 0.32$ м), $x_3 = -0.864$ ($\alpha = 21.5^\circ$), $x_4 = -1$ ($\gamma = 60^\circ$), $v = 1.42$ м/с. При цих параметрах робочих органів отримано ступінь перекриття суміжних борозен $k_n = 0.04 - 0.104$, ступінь ущільнення ґрунтових грудок в результаті розпушування $k_y = 1.02 - 1.04$.

Список літератури

1. Кушнарєв А.С. Механическое воздействие сельскохозяйственной техники на почву / Сборник научных трудов. – Киев, 1982. – С. 21 – 29.
2. Paine P.C.I., Tanner D.W. The relationship between angle and the performance of simple implement. I. Ag 2. Eng. №4, vol. 4, 1959. p. 312...325.
3. Dexter A.R., Tanner D.W. The response of unsaturated soils to isotropic stress. Journal of soil science, vol. 24. №4. 1973, p. 491 – 502.
4. Айзеншток И.Я. О физической теории резания ґрунтов // Горный журнал. 1949, №5. - С. 51-54.
5. Зеленин А.Н. Основы разрушения ґрунтов механическими способами. М.: Машгиз, 1968. – С. 375.
6. Агафонов В.В., Устюжанин И.А. Математическая модель зоны деформации почвы рыхлительными лапами культиваторов / Наука и студенты: новые идеи и решения. Сборник материалов VIII-й внутривузовской научно-практической студенческой конференции; (Кемерово, 23 апреля 2009 г.); Кемеровский ГСХИ. – Кемерово: Информационно-издательский отдел, 2009.- С. 64-69.
7. Набок В. Точность – 2 сантиметра на поле в 100 га / В. Набок // Зерно. – 2011. – № 2. – С. 138–141.

Nikolay Petrenko, Tatiana Marchenko

Kirovograd National Technical University

Experimental study bunk ripper to reduce the devastating impact on the aggregate structure of the soil

The article is a review of research on the interaction of working tiered ripper to soil compaction and soil clods under its working bodies.

Through modeling of a two-tier ripper with the soil in the SolidWorks software environment isobars obtained in the soil profile and transverse grooves in various combinations width in tiers. The program MathCad mathematical model that allowed to optimize design and operating conditions of the working separately for the upper and lower tiers.

Experimental study on the process of loosening the soil channel, which resulted in the constructed regression the width of the grooves, the coefficient of soil compaction and coefficient of overlapping adjacent furrows according to the working body and the soil conditions. Methods experiment was as follows: to study the

shape and size of grooves used method of control markers, lumps of soil compaction was estimated determination of their bulk density before and after exposure to the working body.

Experimentally determined parameters and modes a two-tier ripper, which is achieved with minimal soil compaction and working bodies of minimum overlap of adjacent furrows. The value of the optimal parameters obtained for each indicator as a mixing distribution: $x_1 = 1$ ($h_1 = 0.12$ m), $x_2 = 1$ ($b_2 = 0.32$ m), $x_3 = -0.864$ ($\alpha = 21,5^\circ$), $x_4 = -1$ ($\gamma = 60^\circ$), $v = 3$ m/c. With these parameters of working bodies received the degree of overlap of adjacent furrows $k_p = 0,04 - 0,104$, degree of compaction of soil clods resulting loosening $k_u = 0,02 - 0,04$.

isobars in the soil, a two-tier ripper, lumps of soil compaction, the overlap of adjacent furrows

Одержано 10.04.14

УДК 631.315:629.783:525

В.Й. Лобов, доц., канд. техн. наук, І.І. Дубовик, асп.

Державний вищий навчальний заклад «Криворізький національний університет»

Застосування новітніх технологій висіву просапних культур

Для досягнення оптимальних показників при виконанні сукупних механізованих технологічних операцій за допомогою сільськогосподарської сівалки запропоновано узагальнену схему, яка дозволяє керувати у реальному часі сівалкою з достовірною інформацією про стан посівного поля і машино-тракторного агрегату

сівалка, параметри ґрунту, узагальнена схема, термографічний пристрій, керування

В.Й. Лобов, доц., канд. техн. наук, І.І. Дубовик, асп.

Государственное высшее учебное заведение «Криворожский национальный университет»

Применение новейших технологий посева пропашных культур

Для достижения оптимальных показателей при выполнении совокупных механизированных технологических операций с помощью сельскохозяйственной сеялки предложено обобщенную схему, которая позволяет управлять в реальном времени сеялкой с достоверной информацией о состоянии посевного поля и машинно-тракторного агрегата

сеялка, параметры почвы, обобщенная схема, термографическое устройство, управление

Актуальність. Основними функціями сільськогосподарської сівалки (СГС) для просапних культур є забезпечення механізації робіт по внесенню посівного насіння, добрива, пестицидів, концентрованих біологічних речовин тощо, при посіву із заданими агротехнічними вимогами. При цьому, важливо знати, з якою якістю і продуктивністю працює СГС при виконанні кожної технологічної операції на кожній ділянці посівного поля.

На сьогодні складається ситуація, коли при розробці і удосконаленні СГС, одним з загальноприйнятих шляхів є необхідність врахування всіх діючих зовнішніх і внутрішніх фактори, а також збурень, що діють на цю техніку, і надалі необхідно виконати складання і дослідження математичної моделі СГС, провести аналіз і синтез отриманої моделі.

Для систем точного землеробства сівалки (СТЗС) використовують масиви місцевизначених даних параметрів ґрунту, таких як вологість, температура, щільність, кислотність, рівень поживних речовин й інших. Прийнято ці параметри записувати на магнітну стрічку і пов'язувати їх до координат сільськогосподарського поля, за допомогою сигналів глобальної системи позиціонування ГСП. Про те, виникає процес накопичення помилок при обчисленні координат, старінні даних і реалізації заданих норм внесення насіння, добрив, пестицидів тощо, що відбиваються на якості виконання механізованих операцій зі змінними нормами внесення технологічних матеріалів. Ці помилки можуть сягати 30-50% від істинно необхідної у даному місці величини норми внесення. Для зменшення технологічних втрат і підвищення врожайності просапних культур виникає питання враховувати фізико-механічних параметрів ґрунту та визначити закономірності руху СГС в реальному часі у процесі посіву насіння, тому тема статі є актуальною для виробників, які займаються посівом насіння за допомогою СГС.

Аналіз останніх публікацій з даної проблеми. Як показали дослідження [1...5], на роботу СГС в польових умовах діє цілий ряд зовнішніх факторів, які впливають на якість сівби шляхом неперервної зміни норми висіву з урахуванням дійсного стану посівного ложе. При дослідженні технологій СТЗС важливо зосередитись на закономірностях руху технологічних потоків, так як любий сільськогосподарський агрегат, в тому числі і СГС, працює в умовах випадкових навантажень і збурень [1,3]. При роботі сівалки для висіву просапних культур за критерій оптимальності виконання технологічного процесу беруть, як правило, такі параметри, як дотримання норми висіву насіння і рівномірність розподілу насіння вздовж рядка без урахування потрібної глибини залягання насіння в ґрунті посівної борозни та без визначення фізико-хімічних параметрів цього ґрунту і без введення потрібних об'ємів води, активованих добрив і стимуляторів росту при переміщені по посівному полю машино-тракторного агрегату [1,2]. Оцінкою цих критеріальних факторів може бути відсоток насіння, що попадає в допуск фактора та відсоток відхилення фізико-хімічних параметрів ґрунту посівного поля при СТЗС. Максимальне виконання умов критеріїв оптимальності є метою оптимального функціонування СГС і визначає перспективи впровадження презиційного землеробства і побудови сучасних автоматизованих систем землеробства впровадження їх в АПК України [5,6,8...10]. Ці завдання в сукупності утворюють складну проблему, яка в даний час в повному обсязі не вирішена. Формальне рішення отримано лише для низки приватних завдань оптимізації деяких окремих технологічних механізмів СГС навіть при реалізації СТЗС.

Мета дослідження. Для досягнення оптимальних показників при виконанні сукупних механізованих технологічних операцій за допомогою СГС виникає необхідність в керуванні щільностями (нормами і дозами) внесення - добрив, насіння, пестицидів тощо та визначення оптимальної глибини посівної борозни і загорнення і ущилання її - в залежності від фізико-хімічних параметрів ґрунту у посівному ложе борозни під час роботи агрегату, тобто у реальному часі з достовірної інформацією про параметрів ґрунту і гумусу в ньому в кожній точці посівного поля [2...7]. При цьому необхідно забезпечити потрібну глибину висіву при необхідній вологості і це є першорядними завданнями сівалки. Тому метою роботи є обґрунтування вибору параметрів регулювання норми висіву системою автоматичного керування сівалки з урахуванням основних параметрів ґрунту в посівному ложе посівного поля.

Виклад основного матеріалу. Основною рисою керування технологічними процесами сівби СГС у реальному часі є: визначення реального стану ґрунту посівної борозни сільськогосподарського поля, та точність внесення у борозну насіння, активованих добрив, стимуляторів росту, пестицидів тощо, і при цьому є не тільки

задача з отримання максимального прибутку при мінімальних витратах цих матеріалів, але із покращення умов росту та розвитку рослин в близькій і віддаленій перспективі. Цілеспрямоване і послідовне застосування технології точного визначення фізико-хімічних параметрів ґрунту в кожному місці посівного ложа для місцевизначеного внесення насіння і добрив допомагає зменшити їх витрати та отримати оптимальну величину врожаю сільськогосподарської культури поточного року і забезпечити тенденцію на покращення родючості ґрунту на майбутні роки.

Такий підхід в розумінні сутності технологічних процесів, що їх виконує СГС, ставить нагальну задачу обґрунтування теорії визначення фізико-механічних параметрів ґрунту в посівному ложі безконтактним способом та місцевизначеного керування потоками внесення насіння та активованих добрив і стимуляторів росту, а також виконати аналіз і синтез конструкцій СГС, як динамічних об'єктів компенсаційного типу. Важливим моментом при цьому є обґрунтування і обрання базисних передумов, що використовуються для побудови моделі СГС [4]. Узагальнена схема керування СГС показана на рис. 1, яка складається із: блока керування (БК) сівалкою із використанням термографічного пристрою з вбудованою цифровою камерою (ТМП), пульта керування (ПК) і блока управління машино - тракторного агрегату.

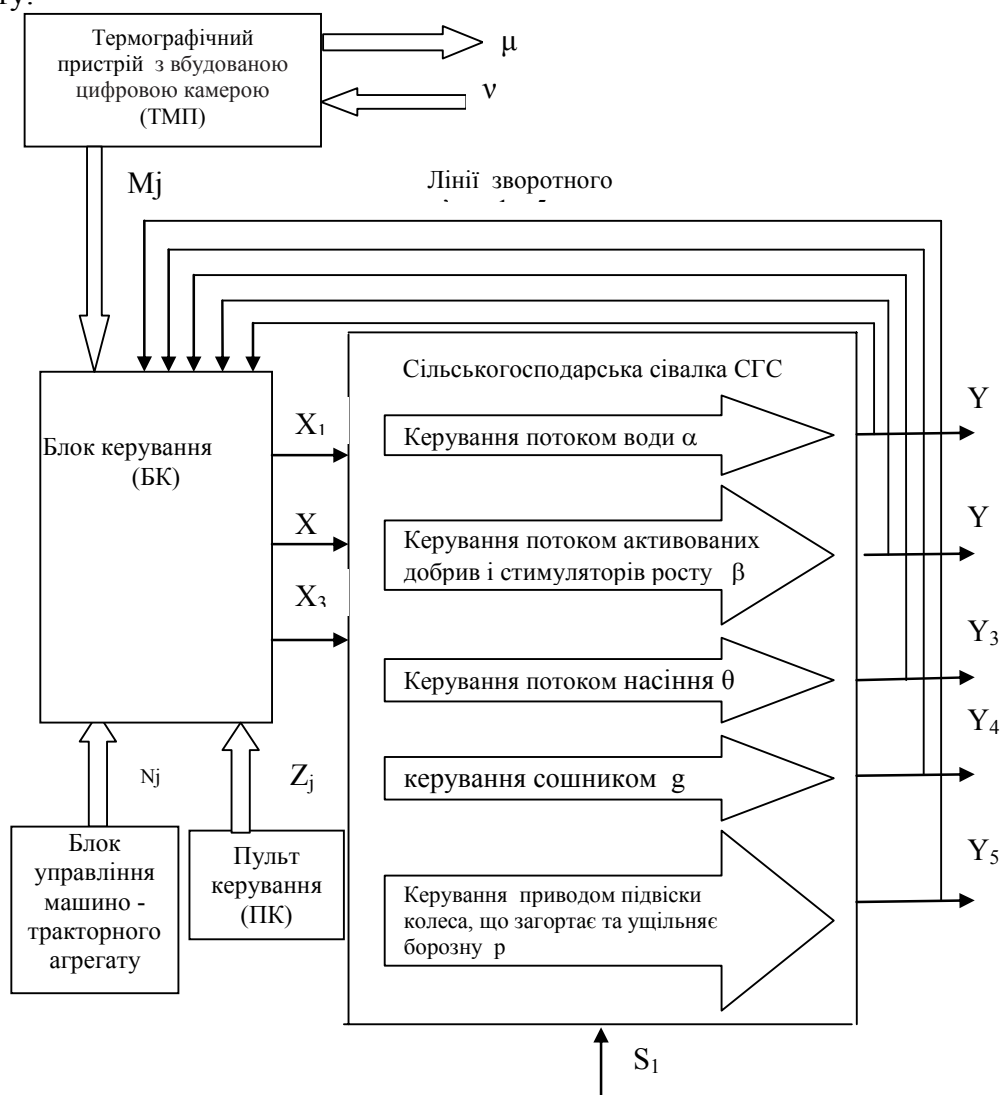


Рисунок 1 – Узагальнена схема керування СГС

При аналізі функціонування СГС в технологіях точного посіву насіння у ложе борозни, як динамічного об'єкту регулювання, треба враховувати зміни керуючих $X_1...X_5$ сигналів, відповідно потоками води α , активованих добрив і стимуляторів росту β і насіння θ та керування сошником g і механізмом жорсткості пружини підвіски колеса, що загортає та ущільняє борозну p і вхідних M_j і N_j , а також збурення S_l , що діє на СГС в цілому.

В загальному випадку вихідні сигнали $Y_1...Y_5$, керуючи відповідно механізмами подачі води, активованих добрив і стимуляторів росту і насіння, сошником, який визначає глибину посівної борозни, і механізмом підвіски колеса, що ущільняє борозну і є функціями означених параметрів:

$$\begin{aligned} Y_1 &= f_1(X_1, S_1, M_t, N_j, Z_j) \\ Y_2 &= f_2(X_2, S_1, M_t, N_j, Z_j) \\ Y_3 &= f_3(X_3, S_1, M_t, N_j, Z_j) \\ Y_4 &= f_4(X_4, S_1, M_t, N_j, Z_j) \\ Y_5 &= f_5(X_5, S_1, M_t, N_j, Z_j). \end{aligned} \quad (1)$$

Де у виразі (1) прийняті позначення:

$X_1...X_5$ - вихідні параметри сигналів із блоку керування, які визначають стан робочих механізмів СГС;

M_t - вихідні параметри сигналів із термографічного пристрою з вбудованою цифровою камерою, $t=v, g$ – відповідно параметри температури, вологи і стану гумусу в посівній борозні;

N_j – вихідні параметри з блоку управління трактора, $j=1...5$ – відповідно витрати палива, швидкості переміщення, параметри тиску повітря (масла) у трубопроводах, напруги живлення, положення сошників;

Z_j - вихідні параметри сигналів із пульта керування, $j=1...5$ – відповідно нормовані параметри температури, вологи, стану польового стану, глибина борозни і зусилля ущільнення борозни.

Керуючі $X_1...X_5$ сигнали надходять від блоку керування БК, що зв'язаний з вихідними сигналами $Y_1...Y_5$ робочих механізмів СГС зворотними лініями зв'язку 1...5. В якості збурення S_l виступають такі фактори, як неоднорідність фізико-хімічних параметрів матеріалів, знос механічного і електротехнічного обладнання, нестабільність параметрів енергопостачальних систем тощо. Дію збурень враховують з метою підвищення рівня адекватності моделі реальному об'єкту.

При використанні СГС, необхідно передбачити дію таких факторів, як місця визначення параметрів: температури, вологи і стану гумусу в посівній борозні сільськогосподарського поля [2,3]. Для визначення цих факторів використовується термографічний пристрій (ТМП), який встановлюється на СГС. Основою термографії цього пристрою є використання інфрачервоного випромінювання, побудованого на електронно - оптичних елементах для реєстрації й вимірювання випромінювання променистої енергії (електромагнітних хвиль). ТМП використовує електронно-оптичні елементи для випромінювання μ і вимірювання потоку випромінювання ν , що дає можливість обчислювати параметри M_j , тобто температурне поле і вологу обстежуваних борозен та визначити його реальну наявність гумусу в ґрунті.

Сукупність місцевизначених характеристик температурного M_t і вологісного M_v параметрів борозен та реальний стан сільськогосподарського поля M_r , які визначаються термографічним пристроєм з вбудованою цифровою камерою, в математичному аспекті є скалярними величинами на двомірній сітці координатної площини борозен Оху:

$$\begin{aligned} M_z &= F_z(x, y) \\ M_v &= F_v(x', y') \\ M_r &= F_r(x'', x'') \end{aligned} \quad (2)$$

Рівень значущості впливу факторів у виразах (2), з точки зору оптимального використання агробіологічних ресурсів поля, за певних умов на порядок перевищує значущість інших діючих навантажень і збурень. З іншого боку, потоки води α , активованих добрив і стимуляторів росту β й насіння θ , що рухається по робочих органах СГС набуває трансформацій і щільність його потоку змінюється в часі і просторі.

Як правило, трансформації технологічного потоку відбуваються таким чином, що їх важко описати одним рівнянням. В такому випадку цей процес можна розбити на декілька фаз. Тоді рівняння технологічного потоку СГС можливо шукати у вигляді:

$$\begin{aligned} X_1 &= [f_{v1}(M)]_r, M, M_z, M_v \\ X_2 &= [f_{v2}(M)]_r, M_z, M_v, X_1 \\ X_3 &= [f_{v3}(M)]_r, M_z, M_v, X_1, X_2 \\ X_4 &= [f_{v4}(M)]_r, M_v, X_3 \\ X_5 &= f_{v5}(M_v, X_4) \end{aligned} \quad (3)$$

Де у виразі 3 прийняті наступні позначення:

X_1 - вхідний сигнал щільності потоку води;

X_2 - вхідний сигнал щільності потоку активованих добрив і стимуляторів росту;

X_3 - вхідний сигнал щільності потоку насіння;

X_4 - вхідний сигнал визначення глибини ложе борозни сошником;

X_5 - вхідний сигнал визначення зусилля для ущилення борозни.

Висновки.

Таким чином, керування технологічними режимами роботи СГС із забезпеченням точного землеробства необхідно проводити у реальному часі та урахуванням рівня і характеру місцевизначених фізико-механічних параметрів ґрунту сільськогосподарського поля, а також динамічних характеристик робочих органів СГМ, машино-тракторного агрегату, тощо. Місцевизначені параметри ґрунту, після їх збору, аналізу та параметричної інтерпретації мають, в широкому розумінні, детермінований характер і значною мірою визначають закон керування щільністю потоків води, активованих добрив і стимуляторів росту, насіння та визначає глибину ложе посівної борозни, зусилля для загортання насіння та ущилення борозен після висіву у них насіння. Математичні вирази, надані у статті, подалі можуть бути використані для побудови алгоритмів керування і побудови автоматизованої системи керування сівалки та забезпечити різні режими її роботи.

Список літератури

1. Пат. №57099 Україна, МПК А01С7/00. Спосіб сівби насіння та пристрій для його реалізації/ Білоконь О. П. - №2109431 заявл. 27.04.98; опубл.16.06.2003 р. Бюл.№6
2. Аніскевич Л.В. Елементи теоретичного обґрунтування системи точного землеробства. Збірник наук. праць КІСМ. – Кіровоград. – 1998. - вип. 2. - С. 184-189.
3. Пат. на корисну модель № 84931 Україна, МПК 2013.01, А01С 7/00. Пристрій для висіву насіння просапних культур і внесення добрив/ Лобов В. Й., Назаренко В. М., Дубовик І.І.; заявл.26.03.2013, опубл.11.11.2013, Бюл.№ 21.
4. Пат. на корисну модель № 84925 Україна, МПК 2013.01, А01С 7/00. Спосіб сівби просапних культур і внесення добрив/ Лобов В. Й., Назаренко В. М., Дубовик І.І.; заявл.26.03.2013, опубл.11.11.2013, Бюл.№ 21.
5. Аніскевич Л.В. Аналіз місцевизначеної інформації в системі точного землеробства // Науковий

- вісник НАУ. – К.: НАУ, 2000. - Т. 33. - С. 139-145.
6. Басин В.С., Брей В.В., Погорелый Л.В. и др. Машины для точного посева пропашных культур: конструирование и расчет. Под ред. Л.В.Погорелого. - К.: Техніка, 1987, с.130.
 7. Лобов В.Й., Дубовик І.І. Перспективи впровадження систем презиційного землеробства в АПК України //Вісник Криворізького технічного університету. Збірник наукових праць. -2012. – №32. - 199 с.
 8. Жукова О.А. Точность на полях. // Агропрофи. № 3, 2008г., С. 12-34.
 9. Пархоменко Ю.М. Дослідження факторів впливу на сталість норми висіву зернових культур у польових умовах / Ю.М. Пархоменко, В.О. Кондратець, М.Д. Пархоменко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб-к. – 2012. – Вип. 42, Ч. I. – С.121-127.
 10. Калініченко А.В. Оптиміальне використання земельних ресурсів – надійний засіб досягнення балансованості агро екосистем // Агроекологічний журнал. – 2005. – № 1. С.15-22.

Vyacheslav Lobov, Igor Dubovik

State higher educational institution «National University of Krivoy Rog»

Application of the newest technologies seeding of tilled

To achieve optimum performance when performing comprehensive mechanized process operations using agricultural sowing proposed generalized scheme, which allows you to manage real-time drill with accurate information about the state of the field and sowing machinery tractor unit.

Proposed to use the method of operation in which the determined temperature, humidity and humus content in the soil, with subsequent correction executive signals depending on the values of these parameters.

The combination of location characteristics defined temperature and humidity settings furrow and the real state of agricultural fields which are defined thermographic device with built-in digital camera, in the mathematical aspect is a scalar quantity in a two-dimensional grid coordinate plane.

planter, soil parameters, generalised, thermographic device management

Одержано 19.03.14

УДК 631.33.02

**О.М. Васильковський, доц. канд. техн. наук, В.В. Абрамова, асп.,
К.В. Васильковська, інж., Д.І. Петренко, доц., канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата для висіву насіння просапних культур

В статті розглядається серія експериментальних досліджень нового пневмомеханічного висівного апарата для висіву насіння просапних культур. Результати досліджень свідчать про можливість підвищення ефективності точного висіву.

експеримент, висівний апарат, додатковий диск, комірка, насіння

А.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, В.В. Абрамова, асп., Е.В. Васильковская, инж., Д.И. Петренко, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

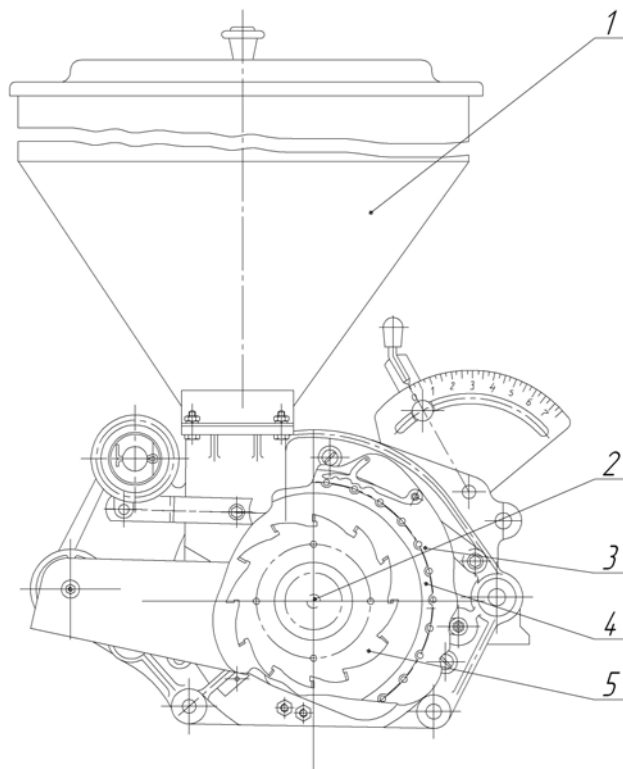
Экспериментальные исследования пневмомеханического высевающего аппарата для высева семян пропашных культур

В статье рассматривается серия экспериментальных исследований нового пневмомеханического высевающего аппарата для посева семян пропашных культур. Результаты исследований свидетельствуют про возможность повышения эффективности точного посева.

эксперимент, высевающий аппарат, дополнительный диск, ячейка, семена

Метою точного висіву є отримання рівномірно розміщених по площі поля рослин, які, в цьому випадку, мають однакову площу живлення та розвиваються найкращим чином. Рівномірність розміщення насіння в рядку залежить від рівномірності розташування насіння на висівному диску [1], для чого потрібно правильно орієнтувати насіння на стадії його захоплення висівним диском.

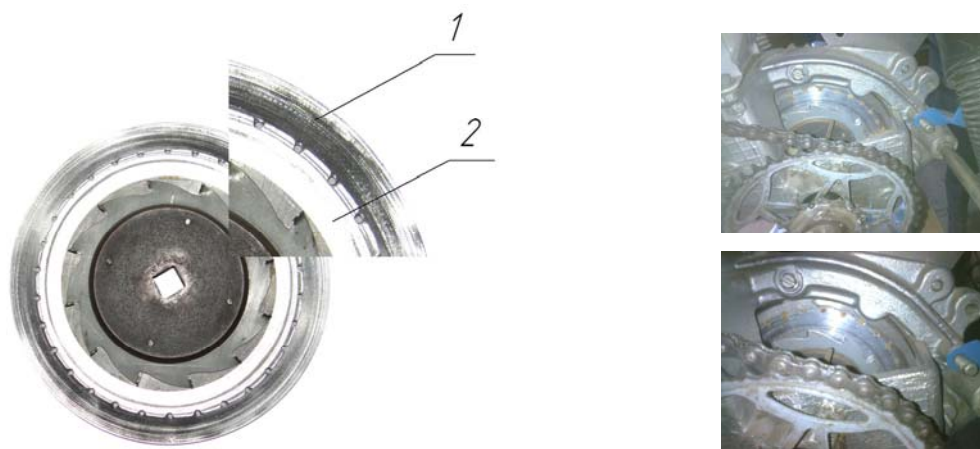
З метою підвищення ефективності точного висіву насіння просапних культур на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено і виготовлено дослідний зразок нового пневмомеханічного висівного апарата, головною особливістю якого є наявність додаткового висівного диска, який завдяки оригінальній конструкції спрямовує насіння до присмоктувального отвору [2]. Причому, біля присмоктувального отвору розташовується тільки одна насінина. Якщо відбувається захоплення двох насінин, то друга насінина знаходиться над верхньою кромкою додаткового диска і повністю видаляється скидачем зайвого насіння.



1 – корпус; 2 – вал висівного апарата; 3 – висівний диск; 4 – додатковий диск; 5 – воружилка

Рисунок 1 – Схема експериментальної конструкції пневмомеханічного висівного апарата

Завдяки використанню додаткового висівного диска (рис. 2), формується однозерновий потік насіння без пропусків та двійників на оптимальних режимах роботи сівалки.



1 – висівний диск; 2 – додатковий диск

Рисунок 2 – Загальний вигляд та процес присмокування насіння цукрових буряків до комірок висівного диска

Результати серії попередніх досліджень [3] показали, що при виборі оптимальних конструктивних параметрів додаткового висівного диска (товщини додаткового диска δ та радіусу западин r), а також оптимальних параметрів роботи сівалки (тиску в системі P та швидкості обертання валу висівного диска V) можна досягти рівномірного однозернового висіву насіння просапних культур. Дана конструкція висівного та додаткового диску суттєво підвищує умови захоплення і транспортування насіння до місця скидання.

Для визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод багатофакторного планування експерименту.

Метою серії дослідів була реалізація матриці плану 2^4 Бокса-Хантера, в результаті чого встановлено вплив факторів розрідження у вакуумній камері (P), швидкості обертання висівного і додаткового диска (V), товщини додаткового диска (δ) та радіуса западини додаткового диска (r).

Висівна здатність апарата оцінювалась коефіцієнтом заповнення комірок, який дорівнює відношенню кількості фактично висіяного насіння за певний проміжок часу до кількості комірок висівного диска, які пройшли точку скидання за той же час.

В той же час, коефіцієнт заповнення комірок може бути рівним 1 при наявності деякої кількості пропусків і такої ж кількості двійників. Для контролю результатів досліджень, проводилась цифрова фото- та відеофіксація процесу висіву [5].

Результати кодування факторів представлено в таблиці 1.

Коефіцієнт заповнення комірок K_z вибрано критерієм оптимізації.

Результат реалізації матриці планування експерименту наведені в таблиці 2.

Для обробки експериментальних даних використовувався пакет STATISTICA 6.0 [5, 6].

Таблиця 1 – Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодові		
				верхні	нульові	нижні	верхні	нульові	нижні
Товщина додаткового диска, мм	δ	x_1	0,5	2,5	2,0	1,5	+1	0	-1
Радіус западини додаткового диска, мм	r	x_2	1	3	2,5	2	+1	0	-1
Швидкість обертання висівного та додаткового диска, м/с	V	x_3	0,05	0,35	0,3	0,25	+1	0	-1
Розрідження у вакуумній камері, кПа	P	x_4	0,5	2,5	1,45	0,4	+1	0	-1

Таблиця 2 – Результати реалізації матриці планування експерименту 2^4

Номер досліду	Фактори				Критерій
	Товщина додаткового диска; δ , мм	Радіус западини додаткового диска; r , мм	Швидкість обертання висівного та додаткового диска; V , м/с	Розрідження у вакуумній камері; P , кПа	Коефіцієнт заповнення комірок; K_3
	x_1	x_2	x_3	x_4	Y
1	1,5	2	0,24	0,4	0,82
2	2,5	2	0,24	0,4	0,33
3	1,5	3	0,24	0,4	0,51
4	2,5	3	0,24	0,4	0,30
5	1,5	2	0,35	0,4	0,29
6	2,5	2	0,35	0,4	0,16
7	1,5	3	0,35	0,4	0,33
8	2,5	3	0,35	0,4	0,19
9	1,5	2	0,24	2,5	1,07
10	2,5	2	0,24	2,5	1,09
11	1,5	3	0,24	2,5	1,31
12	2,5	3	0,24	2,5	1,00
13	1,5	2	0,35	2,5	0,99
14	2,5	2	0,35	2,5	0,76
15	1,5	3	0,35	2,5	1,16
16	2,5	3	0,35	2,5	0,99

Отримано статистичну математичну модель для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_3 ($y=K_3$).

Рівняння регресії має вигляд:

$$Y = 0,70625 - 0,2075x_1 + 0,035x_2 - 0,195x_3 + 0,68x_4 + 0,04x_1x_3 + 0,035x_1x_4 + 0,0825x_2x_3 + 0,1025x_2x_4 + 0,0525x_3x_4 \quad (1)$$

Табличне значення критерію Кохрена дорівнює 0,242 [7]. Число 0,242 більше ніж 0,217, тому можна зробити висновок, що досліди рівноточні.

Дисперсія відтворюваності (помилка досліду) складає 0,0007, що свідчить про те що процес відтворюється.

Провівши аналіз Парето-карти для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска (рис. 3) можливо зробити висновки, що на якість роботи висівного апарата найбільший вплив має значення величини розрідження у вакуумній камері x_4 , а величини – товщина додаткового диска x_1 та швидкість обертання висівного x_3 мають дещо менший вплив у прийнятому інтервалі варіювання, а радіус западин додаткового диска взагалі не є значимим.

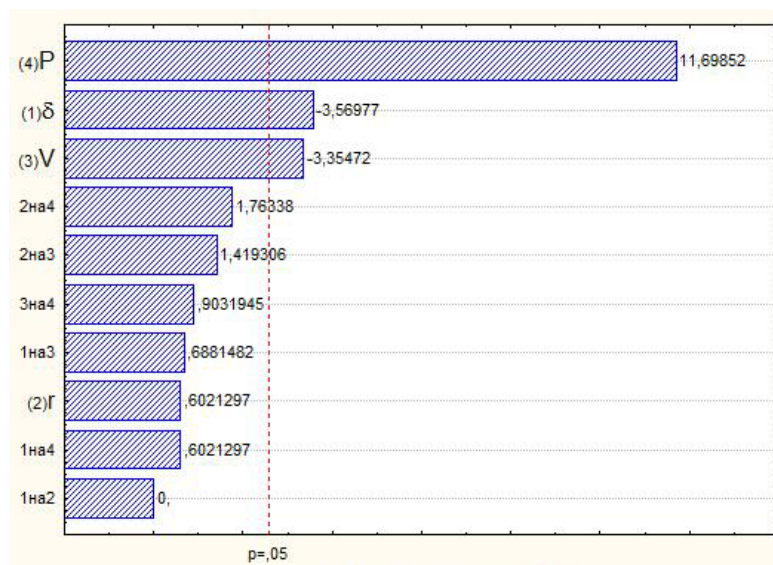


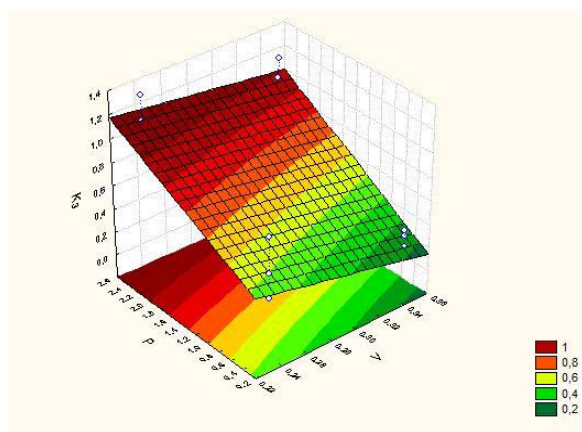
Рисунок 3 – Стандартизована Парето-карта для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_z

Побудовані поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_z (рис. 4).

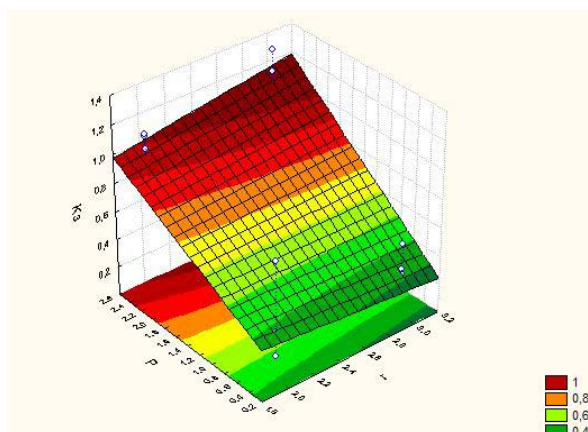
Аналіз поверхонь відгуку та ліній рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_z , дозволяє визначити оптимальні значення досліджуваних факторів, а саме:

- величина товщини додаткового диска $x_1 \rightarrow \delta$, повинна знаходитись у межах від 1,4 до 1,6 мм;
- радіус западин додаткового диска $x_2 \rightarrow r$, повинен бути в межах від 3 до 3,2 мм;
- величина розрідження у вакуумній камері $x_3 \rightarrow P$, повинна знаходитись в межах від 2,0 до 2,4 кПа;
- швидкість обертання комірок висівного диска $x_4 \rightarrow V$, повинна знаходитись в діапазоні від 0,22 до 0,26 м/с.

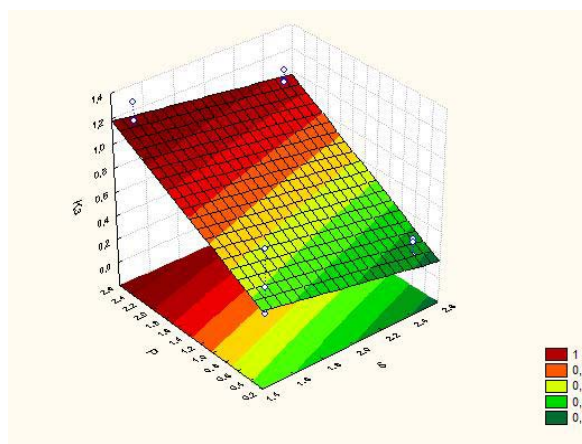
Тобто, на якісне виконання процесу висіву насіння просапних культур, а саме на рівномірне заповнення комірок висівного диска суттєво впливають тиск у системі та швидкість обертання комірок висівного диска. В той же час, для більш якісного процесу відбору насінин, спрямування їх до центру комірок висівного диска та забезпечення однозернового висіву насіння просапних культур необхідно вибрати додатковий диск з оптимальними конструктивними параметрами (товщина та радіус западин). Це дає змогу забезпечити якісне виконання процесу висіву без пропусків на «двійників».



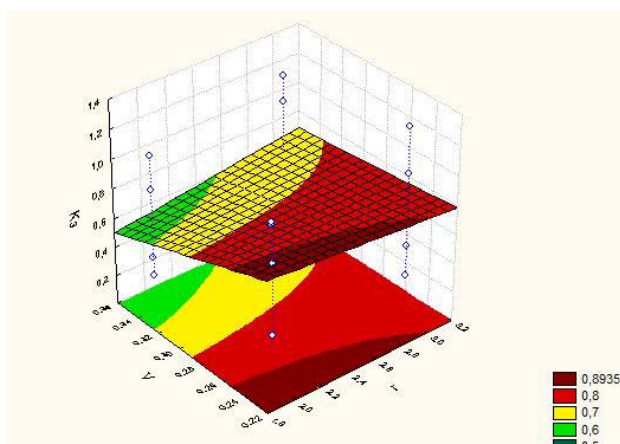
а



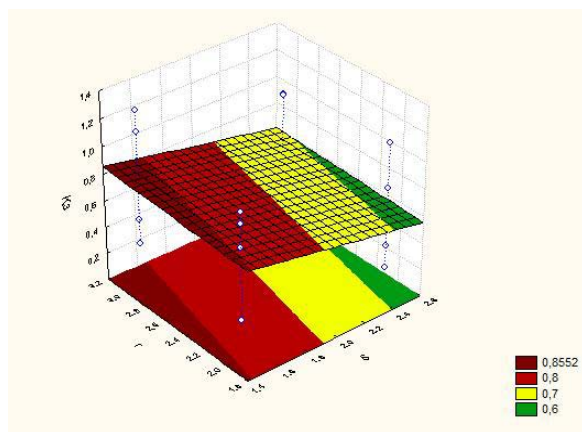
б



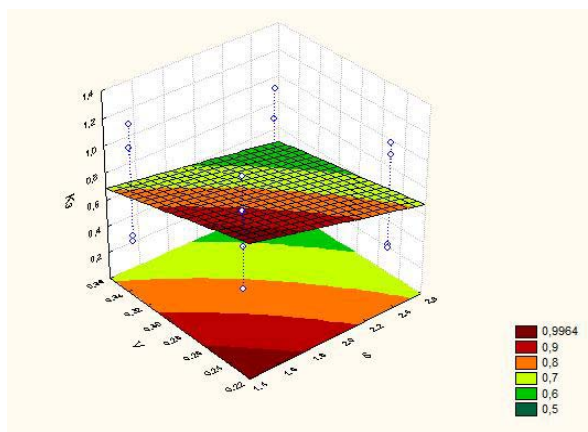
в



г



Г



Д

а – залежність K_z від тиску у системі P та швидкості обертання висівного диска V ; б – залежність K_z від тиску у системі P та радіусу западин додаткового диска r ; в – залежність K_z від тиску у системі P та товщини додаткового диска δ ; г – залежність K_z від швидкості обертання висівного диска V та радіусу западин додаткового диска r ; Г – залежність K_z від радіусу западин додаткового диска r та товщини додаткового диска δ ; д – залежність K_z від швидкості обертання висівного диска V та товщини додаткового диска δ .

Рисунок 4 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска

Таким чином використання додаткового висівного диска надає змогу правильно спрямовувати насінину на стадії її захоплення до центра комірки; усувати можливість захоплення двох і більше насінин; підтримувати насінину в процесі транспортування до місця скидання, що позитивно впливає на рівномірність розташування насіння в рядку.

Список літератури

1. Петренко М.М. До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 41, частина 1. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 288-293.
2. Патент № 63895, Україна, МПК А₀₁С7/04Пневматичний висівний апарат /Шмат С.І., Свірень М.О., Абрамова В.В., Лушніков В.М./ Опубл. 25.10.2011 р. – 2 с.
3. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 24. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – С. 3 – 9.
4. Васильковская Е.В. Исследование пневмомеханического высевашего аппарата с периферийным расположением ячеек для точного посева семян пропашных культур / Васильковская Е.В., Петренко Н.Н., Васильковский М.И., // Вестник аграрной науки Дона №2 (22) 2013. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. – С. 27-32.
5. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов / Владимир Боровиков. – СПб. : Питер, 2003. – 688 с.
6. Вуколов Э.А. Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов STATISTICA и EXCEL: Учебное пособие. / Э.А. Вуколов. – М.: Форум, 2008. – 464 с.
7. Петренко М.М. Основи наукових досліджень в сільськогосподарському машинобудуванні / М.М. Петренко. – Кіровоград: Кіровоградське державне видавництво, 1997. – 148 с.

Aleksey Vasylovskiy, Viktoria Abramova, Ekaterina Vasylovskaya, Dmitriy Petrenko

Kirovograd National Technical University

Experimental studies of pneumomechanical sowing device for seed row crops

The aim is to obtain precise seeding evenly placed on the area of the field plants, which, in this case, have the same area and power developing best. The uniformity of seed placement in the line depends on the uniformity of seed placement on the seed disc, which requires properly orient the seed at the stage of seed capture drive.

In order to improve precision seeding cultivated crops at the Department of Agricultural Engineering Kirovograd National Technical University has developed and manufactured a prototype of a new pneumomechanical sowing device, the main feature of which is the presence of extra seed disk that thanks to the original design directs seed to suction hole. Moreover, at suction hole located just one seed. If captures two seed, the second seed is above the upper edge of the extra drive and completely removes unnecessary seeds.

In the article the new series of experimental studies pneumomechanical sowing device for sowing seeds of cultivated crops. The research results indicate the possibility of increasing the efficiency of precise seeding.

Analysis of response surfaces for fill factor cells of seed disk, to determine the optimal values of the studied factors, namely: value of additional disk thickness should be in the range of 1.4 to 1.6 mm; radius cavity additional disk should be in the range of 3 to 3.2 mm; value of vacuum in the vacuum chamber should be in the range of 2.0 to 2.4 kPa; the rotational speed of the sowing disc cells should be in the range of 0.22 to 0.26 m/s.

experiment sowing device, additional disk, cell, seed grains

Одержано 20.04.14

УДК 631.354:633.1

Д.А.Дерев'янка, доц., канд. с.-г. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Дослідження впливу механічних навантажень на травмування насіння барабанними та аксіально-роторними обмолочувальними апаратами

В статті проводяться теоретичні розрахунки та обґрунтування впливу різних обмолочувальних апаратів на травмування насіння зернових культур.

Розглядаються головні відмінності режимів роботи таких апаратів та їх вплив на пошкодження і травмування зернівок.

барабан, ротор, травмування, навантаження, зернівки

Д.А. Деревьянко, доц., канд. с.-г. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Исследование влияния механических нагрузок на травмирование семян барабанными и аксиально-роторными молотильными аппаратами

В статье приведены теоретические расчёты и обоснования влияния различных обмолачивающих аппаратов на травмирование семян зерновых культур.

Рассмотрены главные различия работы таких аппаратов и их влияние на повреждения и травмирование зерновок.

барабан, ротор, усилия, травмирование, повреждения

Постановка проблеми. Протягом останніх років на поля сільськогосподарських підприємств почали поступати такі комбайни, як «Славутич» та «Обрій» з аксіально-роторними пристосуваннями, а також барабанним – «Лан», «Славутич КЗС-9-1», «Скіф-230», «Скіф-250», «Скіф-290» та інші.

Такі типи комбайнів, тільки різних фірм та марок, випускаються та поставляються багатьма зарубіжними фірмами, які поряд із вітчизняними заводами виробниками витримують випробування часу, вдосконалюються, модернізуються, покращуються показники продуктивності їхньої роботи та поліпшуються їхні технічні характеристики.

Відомо, що молотильні пристосування мають певне секундне поступлення всієї солом'яно-зернової маси, а тому якщо зростає швидкість проходження соломи, то зростає секундне поступлення всієї маси, внаслідок чого збільшується загальна продуктивність та ефективність машин.

При зростанні поступлення зернового вороху, його сепарація при проходженні через деку молотильного пристосування знижується в наслідок зменшення рихлості солом'яного шару, зростає кількість невимолочених колосків та подрібненого і травмованого зерна внаслідок чого його частина зростає повільно або не змінюється. Таким чином, загальні втрати за комбайном зростають у вигляді вільного та невимолоченого зерна, а також не відібраного із соломи з погіршенням його якості в результаті пошкодження та травмування.

Аналіз останніх досліджень. Травмування зернівок внаслідок впливу

механічних навантажень багатьох елементів технологічного процесу як жниварки, молотильного барабану, решітного стану, шнеків зернозбиральних комбайнів, різноманітних машин і механізмів післязбирального оброблення та підготовлення насіння, завантаження й транспортування, протруювання та сівби.

Результати досліджень І.Г. Строни, О.П. Тарасенка та інших свідчать про те, що під час збирання зернових культур травмування зернівки сягає більше 20%, а після дороблення зернового вороху та під час виконання наступних технологічних операцій підготовки насіння аж до сівби їх кількість збільшується ще у 2-3 рази.

Дослідження В.М. Дрінча свідчать, що травмування зернівок комбайнами становить навіть більше 35%, під час оброблення зернового вороху після збирання та підготовлення насіння досягають 50%, а послідовними агрегатами травмування в межах 6%, за його даними при вологості 14-16% гранична величина удару, при якому проявляються зовнішні ознаки травмування, знаходиться в межах 0,11-0,16 Дж, що впливає на зниження польової схожості на 23%.

Дослідження науково-дослідного інституту зернового господарства країни показують, що навіть після одноразового проходження зернової маси через трієри та насіннепроводи схожість насіння знижується на 2-3%, а сила початкового росту на 6-12%.

Протягом останніх років велику роботу проводило Л.В.Фадєєвим з розроблення та впровадження в виробництво принципово нових очисно-калібрувальних технологічних ліній.

У створенні фундаменту наукових основ теорії взаємовпливу робочих поверхонь механізмів та різних матеріалів, а також сучасного їх розвитку в тому числі зернових матеріалів значний внесок зробили такі визначні вчені, як П.М.Василенко, Л.В.Погорілий, В.П.Гарячкін, О.П.Тарасенко, В.М.Дрінча, В.В.Адамчук, Л.М.Тіщенко, П.М.Заїка, Б.І.Котов та інші.

Дослідження Ю.В.Лукинського свідчать про те, що при обмолочуванні комбайнами з автоматичним регулюванням завантаженням, пошкодження жита не перевищувало 2%, а при його відсутності сягало 8-12%.

Результати досліджень. Барабанний молотильний апарат, через який проходить уся солом'яно-зернова маса складається із бильного барабана та решітного підбарабання.

Били барабану відокремлюють зернівки із колосків багаторазовими прямими ударами по них і вибивають та витирають їх при протягуванні зернового вороху барабаном по підбарабання, яке охоплює барабан знизу дугою 126°.

Швидкість руху зернового вороху між барабаном і підбарабанням менша, ніж швидкість обертання бил барабану, у зв'язку з чим хлібна маса піддається багаторазовим прямим ударами, від чого добре подрібнюється та перетирається, що негативно впливає на якість насіння.

Молотильний апарат, що обладнаний роторним, аксіально-сипарувальним пристосуванням обмолочування хлібної маси забезпечує повздовжнім переміщенням її у молотильному апараті. У результаті обертання ротора і затягування ним зернового вороху, тобто непрямих, як у барабанному апараті, а сковзаючих, щадящих ударів та витирання зернівок із колосків роторними пристосуваннями, зменшується травмування зернівок, що засвідчили теоретичні розрахунки, обґрунтування, лабораторні та виробничі дослідження, які проводилися автором у різних сільськогосподарських підприємствах Лісостепу та Полісся України.

У результаті досліджень виявлено, що головні ділянки найбільшого травмування та подрібнення зернівок знаходяться в місцях, де різко змінюється вектор швидкості

хлібної маси. У зв'язку з тим, що він може змінюватися як за величиною, так і за напрямком, то зона найбільшого травмування знаходиться у першій половині процесу обмолочування.

При порівнянні характеру першої половини обмолочування барабаними та роторними молотильними пристосуваннями стає очевидним, що ці ділянки значно «ощадливіші» у роторних молотілох, у зв'язку з чим травмування та подрібнення зернівок у них значно менше, ніж у барабаних.

Мікротравмування насіння достатньо велике у обох типів молотильних агрегатів, але в силу різних осей обертів по відношенню до поступлення зернового вороху воно менше при застосуванні роторних молотильних агрегатів.

Кількісна величина травмування виникає від ударного імпульсу сили, який можна визначити із теореми імпульсів:

$$m \cdot V_2 - m \cdot V_1 = S(t), \quad (1)$$

де $S(t) = \int_{t_1}^{t_2} F(t) dt$ – ударний імпульс;

V_1 та V_2 – вектори швидкості елемента зернового вороху до і після проходження повз били. У проекціях на осі координат рівняння (1) матиме наступний вигляд:

$$\begin{cases} m \cdot V_{x1} - m \cdot V_{x2} = S_x(t) \\ m \cdot V_{y1} - m \cdot V_{y2} = S_y(t) \end{cases}, \quad (2)$$

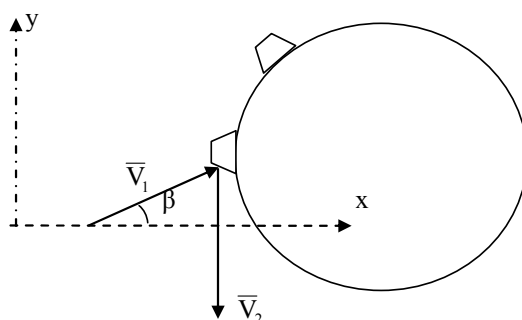


Рисунок 1 – Схема швидкості зернівок при барабанному обмолочуванні

При обмолочуванні хлібної маси барабаним молотильним агрегатом, початковий шлях обмолочування спрощено можна подати згідно рис. 1.

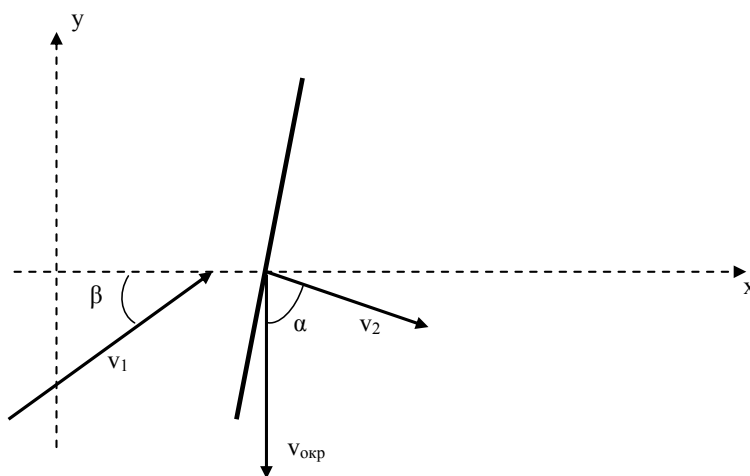


Рисунок 2 – Схема швидкості зернівок при роторному обмолочуванні

У такому випадку система (2) матиме вигляд:

$$\begin{cases} 0 - V_1 \cdot \cos\beta = S_{x/m} \\ -V_2 - V_1 \sin\beta = S_{y/m} \end{cases}, \quad (3)$$

де β – кут поступлення зернового вороху.

У такому разі

$$S/m = \sqrt{V_1^2 \cos^2\beta + V_2^2 + V_1^2 \sin^2\beta + 2V_1 V_2 \sin\beta} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2 + 2V_1 V_2 \sin\beta}, \quad (4)$$

А враховуючи, що V_2 дорівнює вектору кругової швидкості $V_{кр.}$:

$$S/m = \sqrt{V_1^2 + V_{кр.}^2 + 2V_1 V_{кр.} \sin\beta}. \quad (5)$$

При обмолочуванні хлібної маси роторним молотильним агрегатом початковий шлях обмолочування спрощено можна надати наступним виглядом рис.2.

У цьому випадку система (2) матиме наступний вигляд:

$$\begin{aligned} V_2 \sin\alpha - V_1 \cos\beta &= S_{x/m} \\ -V_2 \cos\alpha - V_1 \sin\beta &= S_{y/m}. \end{aligned} \quad (6)$$

Тоді

$$\begin{aligned} S/m &= \sqrt{V_2^2 \sin^2\alpha + V_1^2 \cos^2\beta - 2V_1 V_2 \sin\alpha \cdot \cos\beta + V_2^2 \cos^2\alpha + V_1^2 \sin^2\beta +} \\ &\quad \sqrt{+2V_1 V_2 \sin\beta \cdot \cos\alpha} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2 - 2V_1 V_2 (\sin\alpha \cdot \cos\beta - \sin\beta \cdot \cos\alpha)} = \\ &= \sqrt{V_1^2 + V_2^2 - 2V_1 V_2 \sin(\alpha - \beta)} \end{aligned} \quad (7)$$

Враховуючи, що $V_2 = V_{кр.} \cdot \cos\alpha$.

$$S/m = \sqrt{V_1^2 + (V_{кр.} \cdot \cos\alpha)^2 - 2V_1 V_{кр.} \cos\alpha \cdot \sin(\alpha - \beta)}. \quad (8)$$

Відношення імпульсів ударяння на першій половині обмолочування барабанним агрегатом до роторного Р дорівнюватиме:

$$P = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_{кр.}^2 + 2V_1 V_{кр.} \sin\beta}{V_1^2 + (V_{кр.} \cdot \cos\alpha)^2 - 2V_1 V_{кр.} \cos\alpha \cdot \sin(\alpha - \beta)}}. \quad (9)$$

Із цієї формули очевидна значна перевага імпульсного ударяння при барабанному обмолочуванні порівняно із роторним.

Експериментальні дослідження різних видів комбайнів із молотильними агрегатами барабанного та роторного типів, показують результати, що наведені в таблицях 1 та 2 у вигляді відсоткових значень мікротравмування зернівок (функція y_1) і подрібнення зернівок (функція y_2), у залежності від частоти обертання ротора та барабана (x , об/хв).

Таблиця 1 – Барабанний молотильний агрегат

x	600	700	750	800	820	900	980
y ₂	0,81	0,82	1,38	1,46	3,30	-	6,17
y ₁	26,4	26,9	-	28,2	-	32,4	-

Таблиця 2 – Роторний молотильний агрегат

x	600	700	750	800	840	900	980
y ₂	0,08	0,18	0,12	0,24	0,95	0,92	2,10
y ₁	21,40	24,30	-	26,37	-	30,14	-

На рис. 3. надані графічні залежності відсоткового відношення подрібнення зернівок молотильними агрегатами барабанного та роторного типів в залежності від частоти їх обертання.

Наведено графічні залежності відсоткового мікротравмування зернівок молотильними агрегатами барабанного та роторного типів в залежності від частоти обертання, зображено на рис. 3.

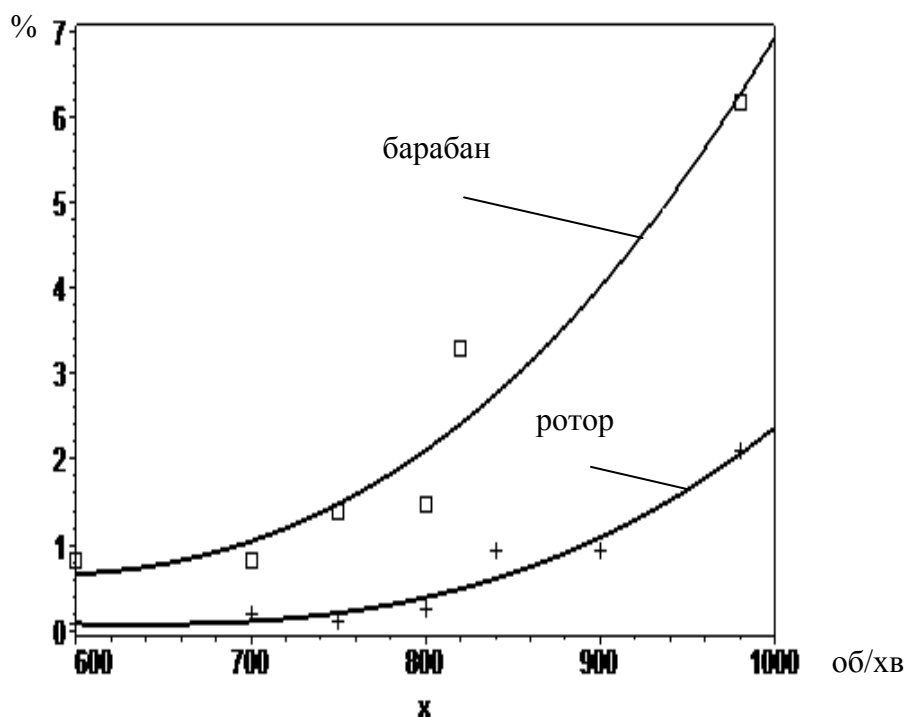


Рисунок 3 – Залежність відсоткового відношення подрібнення зернівок від частоти обертання.

Висновки. Таким чином, теоретичний розрахунок та графічні залежності мікротравмування і подрібнення зернівок підтверджують експериментально-виробничі дослідження, що, при застосуванні барабанних молотильних агрегатів у порівнянні з

роторними, ці показники значно вищі, тобто травмування і подрібнення насіння озимої пшениці та жита при збиранні роторними комбайнами значно менше, а відтак якість насіння краща.

Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. / П.М.Василенко. – К.:УАСХ. 1960-284с.
2. Дринча В.М. Исследования сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. / В.М. Дринча.- Воронеж, 2006. – 382с.
3. Котов В.І. Тенденції розвитку конструкції машин та обладнання для очищення і сортування зерно матеріалів. / Б.І.Котов, С.П. Степаненко, М.Г.Пастушенко / КВЕСГ машин – Кіровоград: КДТУ. 2003- Вип.33. - С53-59.
4. Котов Б.І. та ін. Теоретичне обґрунтування руху частинки зерна на вібропневморешеті при дії розпушуючих робочих органів / Б.І.Котов, С.П.Степаненко, Р.А.Калініченко, Науковий вісник НАУ.-К.,2007.-Вип.115. - С.112-117.
5. Присяжнюк М.В., Адамчук В.В., і ін.. Теорія вібраційних машин сільськогосподарського виробництва / М.В. Присяжнюк, В.В.Адамчук, В.М.Булгаков, О.М.Черниш, В.В.Яременко.-К.: Аграрна наука, 2013. - 439с.
6. Тарасенко А.П. Снижения травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке. / А.П.Тарасенко. – Воронеж, 2003 – 331с.
7. Тищенко Л.Н. Виброрешетная сепарация смесей. / Л.Н.Тищенко, В.П.Ольшанский, С.В.Ольшанский, - Харьков: «Міськдрук», 2011-280 с.
8. Uhe.J.B. Pneumatik separation of grain and straw mixtures./J.B. Uhe, B.J. Lamp. Transaction of the ASAE. – 1966. Vol. 9. - P.244 – 246.
9. Zoltzman A. Separating flower bulbs and stones in fluidized bed. / A. Zoltzman, Z. Schmilovitch, A. Mizrach. Agricultural Engineerin. – 1985. Vol. 237. №2. - P.63 – 67.

Dmitry Derevianko

Zhytomyr National Agroecological University

The substantiation and the theoretical calculations of the effects of the mechanic loadings on the seed damage caused by the drum-like devices as well as by the axial-rotor threshing devices

The theoretical calculations and the substantiations of the effects of different threshing devices on the damage of the grain crops seeds are given in the paper.

The principal differences in the work regimes of such devices as well as their effects on the weevils damage and compression are considered in the paper.

drum, rotor, damage, loading, weevil

Одержано 24.05.14

УДК 637.62:677. 076.24

В. О. Сухарльов, проф., канд. с.-г. наук

Харківська державна зооветеринарна академія

В. В. Лиходід, канд. техн. наук, Е. Б. Алієв, канд. техн. наук, В. В. Полюсов, асп.¹,

В. В. Івлєв, інж.²

ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН, м. Київ

Обґрунтування розробки техніко-технологічного модуля для переробки грубої вовни в утеплювач тваринницьких приміщень

Наведено огляд наукової інформації з питання переробки овечої вовни в повсть. Викладено значення овечої вовни в сьогоденні, розкрито її унікальні технологічні властивості та розглянуто основні принципи перетворення її у важливий валяний виріб яким є повсть. Стверджується, що доцільним є створення в місцях утримання овець техніко-технологічних модулів для організації переробки значних обсягів незатребуваної вовни в екологічно безпечну товарну продукцію у вигляді утеплювача тваринницьких приміщень **вівчарство, тваринницькі приміщення, груба вовна, первинна переробка, утеплювальні матеріали, повсть, техніко-технологічний модуль, обґрунтування, розробка**

В. А. Сухарлєв, проф., канд. с.-г. наук

Харьковская государственная зооветеринарная академия

В. В. Лиходед, канд. техн. наук, Э. Б. Алиев, канд. техн. наук, В. В. Полюсов, асп. В. В. Ивлєв, инж.

ННЦ «Институт механизации электрификации сельского хозяйства» НААН, г. Киев

Обоснование разработки технико-технологического модуля для переработки грубой шерсти в утеплитель животноводческих помещений

Приведен обзор научной информации по вопросу переработки овечьей шерсти в войлок. Изложено значение шерсти в настоящее время, раскрыты её уникальные технологические свойства и рассмотрены основные принципы превращения ее в важное войлочное изделие которым является войлок. Утверждается, что целесообразным есть создание в местах содержания овец технико-технологических модулей для осуществления переработки значительных объемов неостребованной шерсти в экологически безопасную товарную продукцию в виде утеплителя животноводческих помещений **овцеводство, животноводческие помещения, грубая шерсть, первичная переработка, утеплительные материалы, войлок, технико-технологический модуль, обоснование, разработка**

Обсяги незатребуваної овечої вовни в Україні (рис. 1) на сьогодні складають 3415 т.

Проте з переробкою цієї вовни є певні проблеми: вона або реалізується за низькою ціною, або ж зовсім не використовується за призначенням. При такій ситуації виникла потреба в розробленні новітніх ресурсозберігаючих механізованих технологій і технічних засобів для обробки та переробки значних обсягів незатребуваної вовни в товарну продукцію безпосередньо в місцях виробництва сировини [1, 2]. Такий підхід стимулюватиме товаровиробника за рахунок підвищення реалізаційних цін на кінцеву товарну продукцію.

© В. О. Сухарльов, В. В. Лиходід, Е. Б. Алієв, В. В. Полюсов, В. В. Івлєв, 2014

¹ Науковий керівник – Шевченко І. А., член-кор. НААН, д. т. н. (Україна), д. с.-х. н. (Польща), професор.

² Науковий керівник – Павленко С. І., к. т. н., доцент.

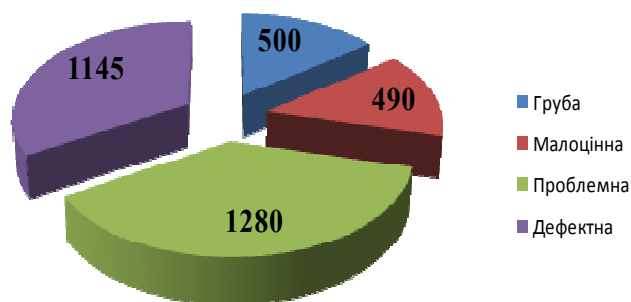


Рисунок 1 – Обсяги незатребуваної овечої вовни в Україні

Аналіз останніх наукових праць щодо первинного оброблення вовни за різними технологіями свідчить про доцільність проведення подальших наукових досліджень в напрямку організації поглибленої переробки грубої, малоцінної та проблемної вовни в товарну екологічно безпечну продукцію (повсть та повстяні вироби) безпосередньо в умовах сільськогосподарських формувань [3-5].

Зокрема, вирішення цієї проблеми можливе за умови розроблення мало затратних технологій оброблення та перероблення грубої вовни в повсть й створення для їх реалізації комплексу малогабаритного обладнання у вигляді техніко-технологічного модуля [6]. Тому, дослідження спрямовані на розроблення й створення технічних засобів для переробки грубої, малоцінної та проблемної вовни в товарну екологічно безпечну продукцію у вигляді утеплювача тваринницьких приміщень, мають народногосподарське значення і є актуальними й перспективними.

Мета досліджень. Визначити можливості та ефективність перероблення овечої вовни в утеплювальні матеріали для тваринницьких ферм.

Результати досліджень. Вовнова промисловість – одна з провідних підгалузей текстильної промисловості, а первинна обробка та переробка овечої вовни, особливо грубої, в товарну продукцію (виготовлення ткацької пряжі, вовнових і напіввовнових тканин, трикотажних виробів, валяльно-повстяної і килимової продукції) – важлива і одна з головних складових технологічного процесу вовнового виробництва [7].

Проте, конкурентоспроможність сучасного вовнового виробництва України (як і країн СНД) обмежена низкою об'єктивних факторів: утримання значного (до 70%) поголів'я овець у невеликих селянських і фермерських господарствах, низька закупівельна ціна на вовну, висока вартість доставки продукції у місця її переробки тощо. За таких умов виробництво вовни (особливо грубої та низькоякісної) є економічно не вигідним.

Окрім того, однією із характерних особливостей дрібнотоварного вівчарства в селянсько-фермерських господарствах при незначних обсягах виробництва продукції в них є досить низька товарна якість вовни (груба та помісна вовна, багато дефектної, засміченої й кізячної) і тому значна частина вовни не використовується або продається за безцінь.

Найбільш малоцінною серед нижчих сортів вовни є кізячна (кљонкер). Від окремих господарств такої вовни поступає до 25%. Середній відсоток виходу митого волокна з неї становить 5-17%. Транспортування і переробка кізячної вовни є дуже затратними і тому економічно не вигідними [8]. Тому, вирішення цієї проблеми, як відмічає [9], можливе за умови розроблення та створення малогабаритних техніко-технологічних модулів (цехів) для первинної обробки та переробки грубої овечої вовни

в промиту вовнову стрічку (для повсті чи валяного взуття) або прочесану (слівер і топс) для виготовлення пряжі, на ковдри тощо) в місцях виробництва сировини.

В Росії на 2007 рік працювало 5 великих спеціалізованих фабрик з первинної обробки вовни (ФПОВ), 9 малих підприємств і 5 окремих виробництв при вовнопереробних підприємствах [10].

В Україні завжди існувало дві фабрики ПОВ – Харківська та Чернігівська. ЗАО «Харків-вовна» ім. Мануїльського заснована у 1875 році як фабрика первинної обробки вовни. На підприємстві встановлено два мийно-сушильних агрегати фірми „Текстима” (Німеччина), потужність кожного по тонкій вітчизняній вовні – 2,3 т/зміну (кросбреду на 1 т більше). Останнім часом на цьому підприємстві проведено технологічну реконструкцію виробництва.

Оскільки фабрики ПОВ сьогодні працюють на мінімальному режимі через низький рівень поставок вовни її виробниками, питання створення мережі малих цехів (модулів) ПОВ у місцях виробництва сировини стало більш актуальним [11].

Особливо це реально з прийняттям постанов уряду України по створенню виробничих і обслуговуючих кооперативів у кожному населеному пункті, в тому числі з переробки продукції [12, 13].

У цьому аспекті актуальним є організація на селі сільськогосподарських обслуговуючих кооперативів з переробки вовни, овчин і іншої продукції вівчарства. Але, як показує стан справ галузі, особливо не вигідною є переробка грубої овечої вовни, яка раніше в основному використовувалась для виготовлення валяного взуття.

В Україні груба вовна сьогодні отримується від овець таких грубововнових порід: каракульська і сокільська (смушкові), гірсько-карпатська (вовно-молочна), романівська (м'ясо-шубна) та курдючні (м'ясо-сальні) вівці Криму. Окрім того її продукують помісі від тонко- і напівтонкорунних маток з грубововновими баранами.

М.Ф. Іванов (1912) писав, що грубововнова вівця є необхідною і незамінною твариною у селянському господарстві. Вона дає селянинові все необхідне для життя [14].

Серед цих порід найкраща груба вовна від романівських овець. Романівська порода овець була вперше завезена в Україну в 1991 році професором ХДЗВА В.О. Сухарльовим. Ці вівці поліестричні і багатоплідні (200-500%), швидкостиглі, а тому користуються у селян найбільшим попитом. Це селянські вівці і тому вони розводяться по всій Україні крім гірських місцевостей Криму і Карпат [15].

Вовна романівських овець відрізняється від іншої тим, що має багато пуху (80-95%) і мало ості, ость коротший від пуху в 2-3 рази і тому він, підпираючи пух, не дає йому звальюватися на овчині.

П.М. Кулешов (1925), розділяючи всю вітчизняну грубу вовну на три групи, називав романівську як багату підшерстком тобто багатопуховою, вовну смушкових овець – мало пуховою. Тому теплозахисні властивості овчин романівських овець і валяних виробів з їх вовни – неперевершені.

Проте, у романівському вівчарстві повинна діяти виробнича система з розведення овець цієї породи, одержання продукції (м'яса, овчин і вовни) та її переробки і реалізації. Для переробки продукції романівських овець необхідно передбачати цехи з переробки овчин і вовни у хутрові, кушнірні, валяльні та в'язані вироби. При цьому отримувана населенням сировина повинна перероблятися в місцях її виробництва в готові товарні вироби (шуби, кожухи, куртки та інші хутрові речі і в'язаний одяг, а також у валянки та повсті) [16].

Овеча вовна, на відміну від інших текстильних волокон, володіє такими унікальними технологічними властивостями, як здатність прятися у нитку і

звалюватися у щільну і міцну масу – повсть (звалок) за рахунок необоротного переплетення і зближення вовнових волокон лусочками.

Здатність вовни до звалювання – є необхідною ознакою для виготовлення валяних виробів - фетр, повсть (рос. - войлок), валянки і бурки. При цьому можна використовувати дуже коротку і низькоякісну вовну.

Крім того слід зазначити, що ні одне текстильне волокно не може зрівнятися з вовною за її здатністю до звалювання. Зваляність – це одне з відмінних властивостей волокон тваринного походження, проте навіть між вовною різної якості ця властивість коливається в значній мірі. У тонкорунної вовни волокна звалюються гірше, у напівгрубої вона понижена, а в грубої-висока. Висока ступінь зваляності грубої вовни дає можливість виготовляти з неї дуже щільну тканину в результаті її усадки. Добрим прикладом використання такої тканини є широко відомі фетрові шляпи.

Одна із причин зваляності або усадки вовни – нестійкість перехресних зв'язків між кератиновими ланцюгами. Зваляність вовни відбувається із-за того, що невеликі виступи або зазублини сусідніх волокон (лусочки шерстинок) зчіплюються між собою, поки складові волокна не об'єднаються, утворюючи щільну тканину. На здатність грубої вовни звалюватися впливають товщина волокна, його звивистість і еластичність [17].

Зваляність вовни підвищується при високій температурі і визначеній вологості, дії хімічних речовин і механічної сили. Наявність у вовні, особливо грубій, здатності до зваляності дозволяє легкій промисловості виготовляти різноманітні повстяні вироби: повсть, валянок, кошми, фетр, тощо [18].

Більш звита вовна впливає на зваляність краще. Коротка вовна краще для валяння, ніж довга, проте вироби із волокон в 6-7 см будуть не міцними. Для валяних виробів найбільш придатна вовна довжиною 4,0-5,5 см [19]. Навіть у дуже щільних виробках (фетр, повсть) є багато повітряних просторів, які створюють неспроможність тепла; чим тонше сировинна вовна, тим більш ефективні в низькій теплопровідності будуть вироби із неї. Ця ознака разом із легкістю вовнових виробів робить одяг придатним для холодних умов. Більш грубі і менш еластичні типи вовни не «повзуть», тому еластичність в поєднанні з зусиллям (впливом сили) відіграє велику роль у звалюванні. При цьому чим тонші шерстинки, тим краще вони звалюються (із-за підвищеної лускатості і добре вираженою зубчастістю). Коли якась маса шерстинок, що змочені водою чи іншим агентами, піддається поперемінному впливу тиску і його зняття, то відбувається звалювання вовни [20].

Валкоздатність настільки притаманна овечій вовні, що вона може звалюватися і на тілі вівці, якщо для цього є відповідні умови. За наявними даними здатність вовни до звалювання, насамперед залежить від її макроструктури. Ступінь зваляності волокон (СЗВ) залежить від ступеню асиметрії їх коркового шару. Цьому сприяє видозмінена макроструктура і, передусім, менший вміст гамма кератоци, тобто білків з високим вмістом сірки. Із фізичних показників найбільшу роль у звалюванні вовни відіграє форма волокон (поперечного перетину та ступінь звивистості). Та все ж вирішальний вплив на здатність звалюватися вовни справляють пружно-еластичні властивості, звивистість і наявність гострих кутів лусочок кутикулярного шару шерстинок. Ступінь звивистості зростає при зменшенні кількості вовнового воску в жиропоті. Зваляність вовни залежить від породи, статі овець, умов утримання, механічних сил при переробці, миючих засобів, температури, рН кислого або лужного середовища [21].

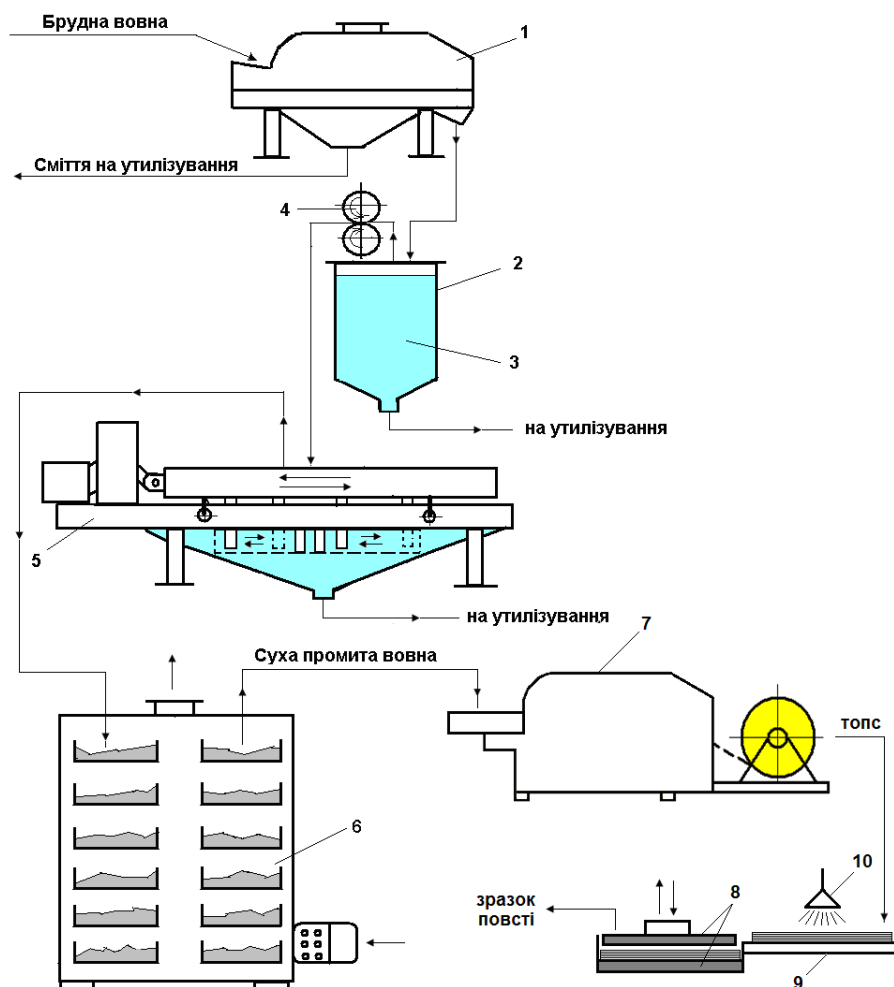
Зваляність вовни являє собою деяке переплутування і зближення шерстинок під впливом визначених факторів. Основними факторами звалювання вовни є її вологість, луската будова, механічний вплив.

Значну роль в процесі звалювання грубої вовни відіграє її вологість. При

набуханні волокна лусочки розкриваються, кути розвинутих лусочок виступають вперед, сприяючи кращому їх зчепленню між собою. Коефіцієнт тертя набухлої вологої шерстинки в декілька разів вище ніж у сухої [22].

Таким чином, виходячи з вище зазначеного можна стверджувати, що використовуючи унікальні технологічні властивості овечої вовни доцільним є розроблення й створення техніко-технологічного модуля для організації перероблення значних обсягів незатребуваної вовни безпосередньо в місцях її виробництва в товарну екологічно безпечну товарну продукцію у вигляді утеплювача тваринницьких приміщень.

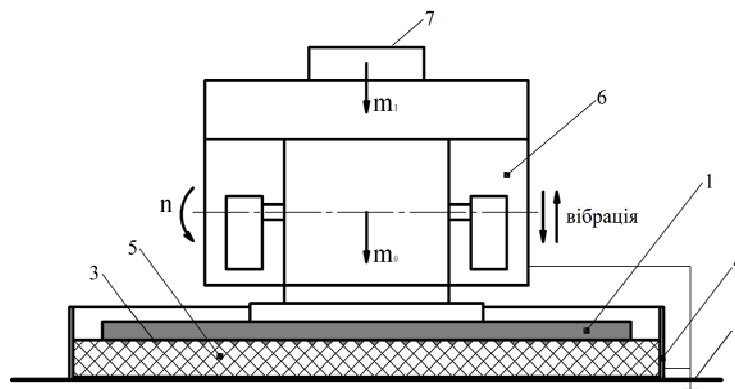
Першою спробою організації поглибленої переробки грубої, малоцінної та проблемної вовни в товарну екологічно безпечну товарну продукцію (утеплювач тваринницьких приміщень) безпосередньо на місцях утримання овець в умовах сільськогосподарських формувань є розроблення ІМТ НААН, м. Запоріжжя механізованої технології та конструктивно-технологічної схеми технологічного модуля [23] для оброблення та перероблення грубої вовни в повсть (рис. 2).



- 1 – машина тріпальна МТ-001А-12; 2 – блок замочування; 3 – робочий об'єм; 4 – віджимний пристрій УВП-10; 5 – мийно-віджимна машина МВМ-0,24; 6 – камера сушильна КС-1; 7 – чесальна машина ЧМБ-0,21; 8 – плитно-валяльна машина; 9 – формувальний стіл; 10 – зволожувач

Рисунок 2 – Технологічний модуль оброблення та перероблення грубої вовни в повсть

Основою такого технологічного модуля має бути малогабаритна пересувна плитно-валяльна машина з інтенсивною ударно-вібруючою дією на шар зволоженої грубої вовни в процесі валяння, але на сьогодні вітчизняною промисловістю подібні машини не випускаються. Існуючі ж конструкції валяльних машин через ряд суттєвих недоліків й відмінні особливості конструкцій не забезпечують належної реалізації розробленого технологічного процесу валяння грубої вовни. З метою позбавлення цих недоліків, нами, в подальшому було розроблено новітню конструкцію малогабаритної плитно-валяльної машини [24], яка буде базовою в подальшій нашій роботі (рис. 3).



1 – верхня рухома плита; 2 – нижня нерухома плита; 3 – рифлі;
4 – піддон; 5 – шар вовни; 6 – дебалансний вібродвигун; 7 – вантаж

Рисунок 3 – Конструкційна схема малогабаритної плитно-валяльної машини

Висновки. 1. Вівчарство України має неефективне вовнове виробництво, що обумовлене низькими закупівельними цінами на продукцію і незадовільною її якістю.

2. Для підвищення ефективності галузі необхідно впровадити масову переробку грубої й малоцінної овечої вовни в повстяні вироби в місцях її виробництва.

3. Відродження українського вівчарства можливе на основі його інтенсифікації, що потребує розробки і впровадження малогабаритних техніко-технологічних модулів з переробки продукції, зокрема грубої вовни в утеплювальні матеріали для тваринницьких приміщень.

Список літератури

1. Наумов О. Б. Організація виробництва та первинної обробки вовни у місцях сировинної бази. Автореф дис. ... канд. техн. наук: 08.06 01 / О. Б. Наумов. – К.: НАУ, 2000. – 22 с.
2. Сокол О. І. Шляхи відродження вівчарства України / О. І. Сокол. – Харків: Бізнес Інформ, 2001. – С. 63.
3. Туринський В. М. Обґрунтування і розробка системи технологічних рішень та способів виробництва продукції вівчарства: дис. ... доктора с.-г. наук: 06.02.04 / Туринський Василь Михайлович. – Асканія-Нова, 2005. – 416 с.
4. Сухарльов В. О. Переробка овечої вовни у малих підприємствах / В. О. Сухарльов, В. В. Лиходід, І. М. Романцов // Проблеми зооінженерії та ветеринарної медицини: Зб. наук. пр. – Вип. 16 (41). – Ч. 1 – Сільськогосподарські науки / М-во аграр. політики України, Харківська держ. зоовет. акад. – Харків: РВВ ХДЗВА, 2008. – С. 292-296.
5. Лиходід В. В. Технологічний модуль первинного оброблення вовни ТМ ПОВ-8,0 в умовах господарств / В. В. Лиходід, В. М. Забудченко, І. С. Цис // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету «Сучасні проблеми землеробської механіки». – Спец. вип. №2-09. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. – С. 157-161.
6. Сухарльов В. О. Обґрунтування розроблення техніко-технологічного модуля для виготовлення повсті на місцях виробництва вовни / В. О. Сухарльов, В. В. Лиходід, І. М. Романцов // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН. – Запоріжжя, 2010. – Вип. 1 (5, 6). – С. 116-119. – ISSN 2075-1591.

7. Разумеев К. Э. Научно-техническая и нормативная продукция ОАО НПК «ЦНИИШерсть» / К. Э. Разумеев, И. Г. Рашкован, Ю. В. Логинов, В. Л. Молоков, М. Ю. Савостьянова // Овцы, козы, шерстяное дело. – 2000. – №2. – С. 32-37.
8. Негуляева Т. В. Механическая обработка шерсти клонкер / Т. В. Негуляева, Т. В. Нечиненная, Н. И. Слуконцов // Овцеводство. – 1988. – №3. – С. 34-36.
9. Сухарльов В. О. Розробка технологічного модуля для первинної переробки вовни в місцях її виробництва / В. О. Сухарльов, В. В. Лиходід, К. І. Яковлев // Проблеми зооінженерії та ветеринарної медицини: Зб. наук. пр. - Вип.26. - Ч.1 - Сільськогосподарські науки / М-во аграр. політики України, Харківська держ. зоовет. акад. –Харків: РВВ ХДЗВА, 2013. - С.48-57.
10. Тимошенко Н. К. Состояние и перспективы развития первичной обработки шерсти / Н. К. Тимошенко // Овцы, козы, шерстяное дело. – 2007. – №4. – С. 46-50.
11. Высочанский Ф. Д. Дубленки, ковры, шерстяные изделия на межколхозной фабрике / Ф. Д. Высочанский // Овцеводство. – 1990. – №3. – С. 41.
12. Семена М. Нині гирлига і ракета поруч стоять / М. Семена // Пропозиція. – 2009. – №12. – С. 18-24.
13. Степанюк О. Чи можливий розвиток без науки. / О. Степанюк // Агробізнес сьогодні. – 2010. – №7. – С. 12-13.
14. Иванов М. Ф. Современное состояние овцеводства России. / М. Ф. Иванов // ПСС. – Т. 3. – М.: Колос, 1964. – С. 27-32.
15. Сухарльов В. О. Вівчарство. Навчальний посібник / В. О. Сухарльов, О. П. Дерев'яно. – Харків: Еспада, 2003. – 256 с.
16. Жиряков А. М Производственная система получения, переработки и реализации продукции романовского овцеводства / А. М. Жиряков, В. Г. Двалишвили, В. И. Чинаров, В. Д. Мильчевский // Овцы, козы, шерстяное дело. – 2010. – №1. – С. 53-56.
17. Мороз В. А. От травы к шерсти / В. А. Мороз. – М.: Колос, 1997. – С. 219-220.
18. Васильев В. Г. Овцеводство и технология производства шерсти и баранины / В. Г. Васильев, В. К. Целютин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1990. – С. 49.
19. Ерохин А. И., Ерохин С. А. Овцеводство / А. И. Ерохин, С. А. Ерохин; Под ред. А. И. Ерохина. – Учебники и учеб. пособие для высш. учеб. заведений. – М.: Изд-во МГУП, 2004. – С. 126.
20. Мороз В. А. Мериносы Австралии / В. А. Мороз. – М.: Колос, 1992. – С. 175-179.
21. Вади овчої вовни. Методичні рекомендації (вид. 2-ге оновлене та доповнене). – Львів, 2006. – С. 15-16.
22. Рогачев Н. В., Васильева Л. Г., Тимошенко Н. К. и др. Шерсть. Первичная обработка и рынок: Монография / Н. В. Рогачев, Л. Г. Васильева, Н. К. Тимошенко и др.; Под ред. Н. К. Тимошенко. – М.: ВНИИМП РАСХН, 2000. – С. 112.
23. Пат. 67501 Україна, МПК (2012,01) D01B3/00. Технологічний модуль оброблення та перероблення грубої вовни в повсть / Шевченко І. А., Лиходід В. В., Сухарльов В. О., Забудченко В. М., Павленко С. І., Івлєв В. В.; заявник і патентовласник Ін-т мех. тв.-ва НААН. – № u2011 09080; заявл.20.07.2011; опубл.27.02.2012, Бюл. № 4, 2012.
24. Пат. 67502 Україна, МПК (2012,01) D01H1/00. Плитно-валяльна машина для виготовлення повсті / Шевченко І. А., Лиходід В. В., Забудченко В. М., Павленко С. І., Івлєв В. В.; заявник і патентовласник Ін-т мех. тв.-ва НААН. – № u2011 09081; заявл.20.07.2011; опубл.27.02.2012, Бюл. № 4, 2012.

Vyacheslav Sucharlev

Kharkiv State Veterinary Academy

Viktor Lykholdid, Elchin Aliev, Vasily Polusov, Vitaly Ivlev

NSC "Institute of Agricultural Engineering and Electrification" of NAAS, Kyiv

Justification of design of technical and technological module for processing the rough wool in insulation of livestock buildings

Justification of the need the development of technical and technological module for processing rough wool insulating materials for livestock buildings.

Provides an overview of the scientific information on the processing of sheep wool into felt. Stated the value of sheep wool in the present, reveals its unique technological features and the basic principles of turning it into an important fulled product which is felt. It is argued that it is advisable to establish in the area of detention of sheep technical and process modules for the processing of significant amounts of unclaimed wool in an environmentally safe commodity products as insulation of livestock buildings. The first attempt of deep processing of rough, low value and problem wool in an environmentally safe commodity products as insulation of livestock buildings directly on places maintenance of sheep in the conditions of agricultural units is working out by IMAH NAAS, Zaporozhye the mechanized technology and constructive-technological scheme of

technological module for treatment and processing of rough wool into felt. The basis for such technological module should be compact mobile slab - felting machine with intense shock vibrating action on the damp layer of rough wool in the process of felting, but today the domestic industry are not produced such machines. Existing designs of felting machines through a number of serious shortcomings and distinctive features of designs do not provide proper implementation of the developed technological process of rough wool felting. To get rid of these shortcomings, developed latest design of compact slab - felting machine that will be the base to further our work.

Increasing efficiency in the sheep breeding industry is possible on the basis of its intensification through the development and manufacturing application of compact technical and technological modules with the processing of products , in particular rough wool into insulating materials for livestock buildings.

sheep, livestock buildings, rough wool, primary processing, insulating materials, felt, technical and technological module, justification, development

Одержано 12.02.14

УДК 631. 362. 36

**С.М. Мороз, канд. техн. наук, О.М. Васильковський, канд. техн. наук,
О.В. Анісімов, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Технічні засоби для одночасного завантаження та розділення зернового вороху за розмірами

В статті проведено аналіз конструкцій робочих органів сільськогосподарських машин для одночасного транспортування та решітного очищення зернового вороху від крупних домішок. Проведений аналіз дозволив встановити їх основні переваги та недоліки і запропонувати оригінальну конструкцію нового транспортера-сепаратора зерна.

транспортер, сепаратор, розділення за розмірами, решітна поверхня, решето, зерновий ворох, зерно

С.Н. Мороз, канд. техн. наук, А.М. Васильковский, канд. техн. наук, А.В. Анисимов, інж.

Кировоградский национальный технический университет

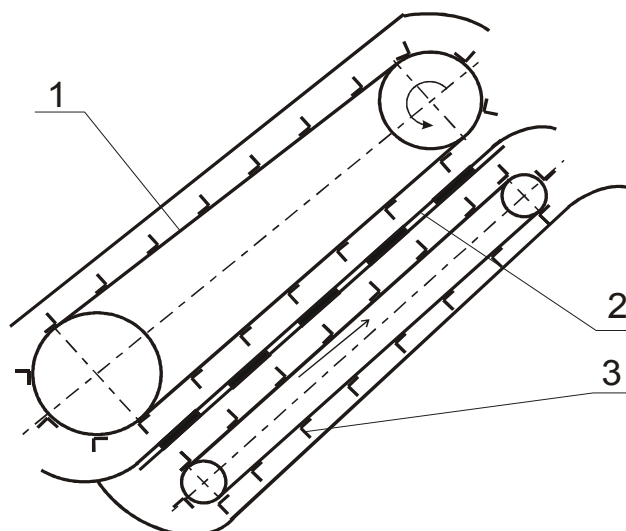
Технические средства для одновременной загрузки и разделения зернового вороха по размерам

В статье проведен анализ конструкций рабочих органов сельскохозяйственных машин для одновременной загрузки и решетной очистки зернового вороха от крупных примесей. Проведенный анализ их составных элементов позволил установить преимущества и недостатки и предложить оригинальную конструкцию нового транспортера-сепаратора зерна.

транспортер, сепаратор, разделение по размерам, решетная поверхность, решетка, зерновой ворох, зерно

Найбільш розповсюдженим пристроєм, де здійснюється суміщення, тобто одночасне виконання означених вище двох операцій, є похила камера зернозбирального комбайна

Відома конструкція похилої камери зернозбирального комбайна, в якій встановлено транспортер-сепаратор [1] (рис. 1). Таким пристроєм виділяється із вороху до 25–30% зерна [5].



1 – верхній транспортер; 2 – решітчаста дека; 3 – нижній транспортер

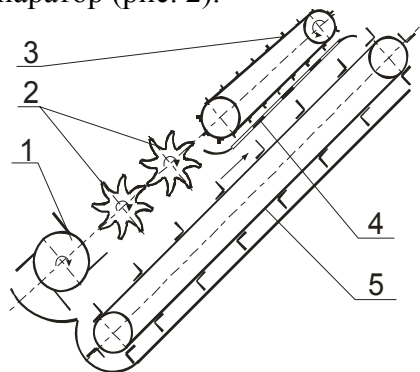
Рисунок 1 – Схема транспортера-сепаратора похилої камери зернозбирального комбайна а.с. № 203350 СРСР

Подібна за конструкцією похила камера комбайна [2]. Різниця полягає в тому, що транспортер для виділеного зерна приймає також зерно, вимолочене молотильним барабаном жатки.

В НВО "Ефірмасло" (м. Сімферополь) розроблено та виготовлено пристрій ПЗК–5 для збирання коріандру, конструкція якого подібна до попередніх. Дослідження показали, що його використання дозволяє виділити із зернового вороху та направити безпосередньо до органів очистки комбайна понад 20% зерна, що знаходиться у вільному стані, що зменшує травмування зерна на 1,2% [10].

До недоліків вказаних транспортерів-сепараторів слід віднести використання в якості робочої поверхні для сепарації прутково-планчастого решета з великими розмірами отворів, що сприяє просіванню крізь них значної кількості крупних часток (колоски, їх рештки, насіння бур'янів, тощо). Тому такі робочі органи придатні лише для попереднього (грубого) виділення крупних домішок.

Відомий також зернозбиральний комбайн [6], в похилій камері якого встановлено транспортер-сепаратор (рис. 2).

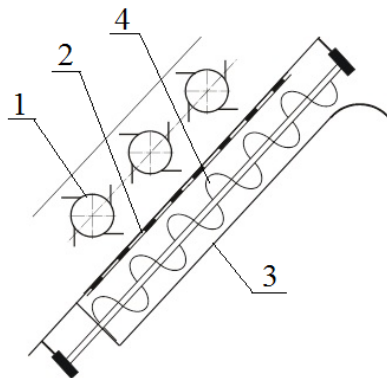


1 – штифтовий барабан; 2 – решітно-планчасті бітери; 3 – скребковий транспортер;
4 – решітне днище; 5 – стрічково-планчастий транспортер

Рисунок 2 – Схема транспортера-сепаратора похилої камери конструкції Саратовського СГІ

Недоліком даного сепаруючого органу є значна складність конструкції та високі матеріалоемність і енергоємність, а також незадовільна надійність технологічного процесу.

В Татарському НДІСГ розроблена та виготовлена конструкція похилої камери [3] (рис. 3). Її перевага полягає у використанні високопродуктивних пальцевих бітерів та розміщених під ними нерухомих пруткових решіт, в яких відсутні поперечні перетинки, що дозволяє знизити травмування зерна, внаслідок відсутності удару по ним.

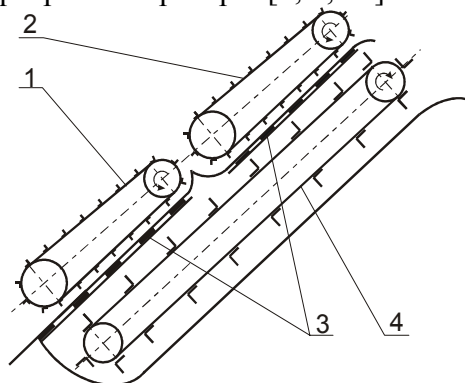


1 – пальцевий бітер; 2 – решітка; 3 – решітне днище; 4 – шнек

Рисунок 3 – Схема транспортера-сепаратора Татарського НДІСГ

Недоліками цієї конструкції є її високі матеріал– та енергоємність, складність приводу робочих органів, та ненадійна робота бітерів внаслідок забивання простору між пальцями соломистою масою.

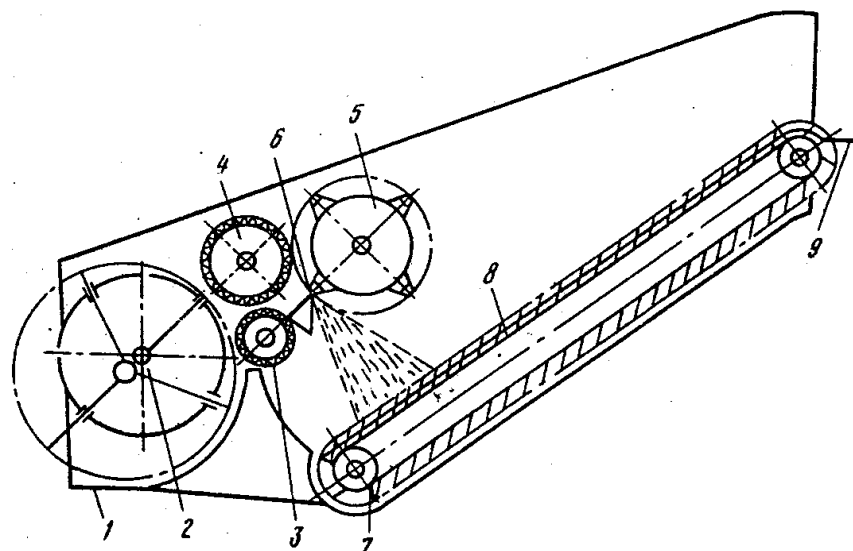
Для виділення вільного зерна із вороху, після обчісування колосків зернових культур обчісуючим пристроєм, розроблена конструкція транспортера-сепаратора [11] (рис. 4). До переваг даної конструкції слід віднести те, що за рахунок різкої зміни напрямку та швидкості руху оброблюваний матеріал розпушується, в наслідок чого здійснюється виділення вільного зерна із шару вороха. Недоліки ті ж що і в розглянутих вище транспортерів-сепараторів [1, 2, 10].



1 – передній транспортер; 2 – задній транспортер; 3 – прутково-планчасте решето;
4 – нижній транспортер

Рисунок 4 – Схема транспортера-сепаратора конструкції М.П. Шабанова

В Московському ПСП розроблена конструкція похилої камери [4] (рис. 5).



1 – корпус; 2 – бітер; 3, 4 – вальці; 5 – молотильний барабан; 6 – дека;
7 – стрічково-ланчастий транспортер; 8 – решітка; 9 – відсікач вороху

Рисунок 5 – Похила камера зернозбирального комбайна конструкції МПСП

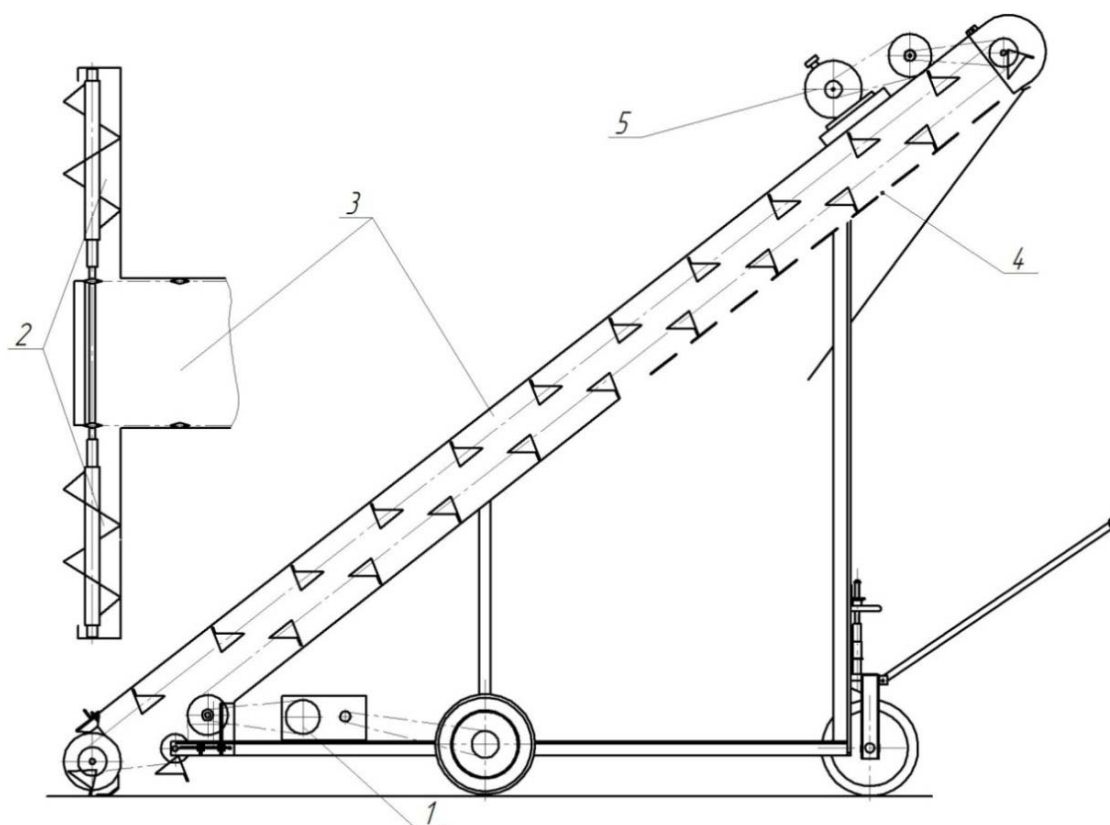
Перевага конструкції полягає у використанні пруткової решітки з отворами нескінченної довжини. Це дозволяє уникнути травмування зерна та збільшує просівну здатність решета. При цьому опуклий переріз поздовжніх перетинок покращує орієнтацію зернових часток відносно отворів решітки та збільшує ймовірність проходження зернин крізь сепаруючу поверхню.

Недоліками цього транспортера-сепаратора є те, що його граблини здійснюють незадовільне розпушення шару зернового вороху, який надходить на поверхню решітки і тому обмежується самосепарація його часток. Внаслідок цього, частина вороху, що сходить з поверхні пруткового решета, містить в собі вільне зерно.

Головна задача розглянутих транспортерів-сепараторів, що використовуються в зернозбиральних комбайнах, полягає у виділенні із хлібної маси вільного зерна з метою уникнення його подальшого травмування молотильним апаратом та розвантаження останнього. Для цього розміри їх робочих отворів значно перевищують розміри зерна, а в якості решітної робочої поверхні для сепарації в них використовуються переважно прутково-ланчасті решітки, які не забезпечують якісного очищення зернового вороху від крупних домішок. Тому їх використання в зерноочисних машинах для відокремлення із зерна як крупних, так і дрібних домішок є недоцільним.

Таким чином, приведені вище конструкції решіт транспортерів-сепараторів непридатні для використання в завантажувачах-сепараторах ЗОМ в зв'язку з їх невідповідною сепаруючою здатністю.

З урахуванням визначених переваг і недоліків існуючих технічних рішень транспортерів-сепараторів, а також відповідних вимог до них для ЗОМ, для досягнення поставленої мети, нами було запропоновано нову принципову схему завантажувача-сепаратора зерна [7–9], (рис. 6), використання якого дозволяє забезпечити реалізацію оптимальної послідовності технологічних операцій, а за відповідних умов, і підвищення на цій основі, як технологічної, так і економічної ефективності очищення зерна. Ефективність запропонованої схеми завантажувача-сепаратора, насамперед, залежить від ефективності роботи його сепаруючої частини, раціональну конструкцію і параметри якої необхідно визначити і обґрунтувати.



1 – рама; 2 – живильник; 3 – похилий транспортер; 4 – сепаруюче решето;
5 – привод транспортера

Рисунок 6 – Принципова схема запропонованого завантажувача-сепаратора

Конструкції живильників і похилих транспортерів у існуючих завантажувачів зерна, в тому числі і ЗОМ, використовуються двох типів: шнековий (СМ-4, ЗМ-10 та ін.) та ланцюгово-скребковий (ОВП-20, ОВС-25, СВС-15).

Особливість запропонованої схеми завантажувача-сепаратора, порівняно з існуючими схемами транспортерів-завантажувачів зерна, в тому, що вона передбачає також сепарування зерна за розмірами в верхній частині похилого транспортера-завантажувача 3, під яким встановлено сепаруючу решітку 4 для відокремлення крупних та (або) дрібних домішок. Для цього конструкція і параметри транспортуючого елемента похилого транспортера 3 і сепаруючого решета 4 повинні забезпечувати відповідні умови для ефективного виділення зерна від крупних та дрібних домішок без його пошкодження і травмування. Тому в запропонованій схемі передбачено використання сепаруючого решета з робочими отворами нескінченної довжини, тобто решета без поперечних перетинків, до яких відносять пруткові та струні решета.

Застосування нового транспортера-сепаратора у складі зерноочисних машин дозволить зменшити пошкодження зерна під час завантаження і підвищити якість подальшого очищення.

Список літератури

1. А.с. 203350 СССР, МКИ А 01d 41/12. Наклонная камера зерноуборочного комбайна / Л.А. Барсуков (СССР). №1078897/30-15; Заявлено 24.05.66; Опубл. 28.11.67, Бюл. №20. – 2 с.

2. А.с. 232642 СССР, МКИ А 01d 41/42. Зерноуборочный комбайн / А.Д. Логин, В.М. Медведчиков, В.П. Гаврилов, Ю.И. Прибытков (СССР). №1172163/30–15; Заявлено 10.08.67; Оpubл. 11.11.68, Бюл. № 1 за 1969. – 2 с.
3. А.с. 235451 СССР, МКИ А 01d 41/12. Наклонная камера зерноуборочного комбайна / Р.К. Калимуллин (СССР). №1222191/30–15; Заявлено 28.02.68; Оpubл. 16.01.69, Бюл. № 5. – 2 с.
4. А.с. 971149 СССР, МКИ А 01 D 41/42. Наклонная камера / С.Г. Ломакин, Н.И. Кленин, Ю.А. Ярмашев, В.И. Кукушкин, М.И. Иванов, А.И. Гетьманов, В.Е. Бердышев (СССР). №2748920/30–15; Заявлено 09.04.79; Оpubл. 07.11.82, Бюл. №41. – 2 с.
5. Барсуков Л.А. Исследование возможности частичного обмолота хлебной массы наклонным транспортером зерноуборочного комбайна: Автореф. дис...канд. тех. наук: 05.20.01. – Омск, 1975. – 18 с.
6. Борисов М.И., Жуков А.А., Кунц Р.В. Обмолот хлебной массы в наклонной камере комбайна // Тр. Саратовского СХИ. – Саратов. – 1976. – Вып.68. – С. 98–103.
7. Васильковский М.И., Осипов И.М., Васильковский О.М., Мороз С.М. Вдосконалення технологічного процесу очищення зерна зерноочисними машинами загального призначення // Вісник Л.д.а.у.: Агроінженерні дослідження. – 1999, №3. – С. 103–106.
8. М. Васильковский, М. Косинов, С. Мороз, Р. Киселев, И. Булей. Совершенствование технологий и рабочих органов зерноочистительных машин // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.–техн. збірник. – Кіровоград: КДТУ. – 1999. – Вип. 29. – С. 36–38.
9. Васильковский М.И., Васильковский А.М., Косинов М.М., Мороз С.М. К созданию нового поколения зерноочистительных машин общего назначения // Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарського господарства, вип.. 22. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 29–32.
10. Приспособление к зерноуборочному комбайну СК–5 для уборки кориандра: Отчет о НИР/ Всесоюзный НИИ эфиромасличных культур. – Симферополь. – 1983. – 108 с.
11. Шабанов М.П. Розробка та обґрунтування пристрою для сепарації очесаного вороху в похилій камері зернозбирального комбайна: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.01/ КДАУ. – Симферополь. – 1997. – 26 с.

Sergey Moroz, Aleksey Vasylovskii, Aleksandr Anisimov

Kirovograd national technical university

Technical means for simultaneous loading and separation of the grain heap size

The aim of the article is to determine the most efficient working body for loading and separation of the grain size at the same time.

The article is review and analysis of modern facilities for transporting and separating the grain size simultaneously. Exposed advantages and disadvantages of existing structures. A new original conveyor-separator that provides cleaning of grain from large impurities.

Application of the new conveyor-separator will reduce grain damage during loading and improve further purification.

conveyor, separator, separation by size, grate surface, sieve, grain heap, grain

Одержано 23.04.14

УДК 631.363.285

В.В. Братішко, ст. наук. співроб., канд. техн. наук

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», смт. Глеваха

Узгодження конструкційних параметрів матриць гвинтових грануляторів кормів за тиском та пропускною здатністю

В статті наведено результати теоретичних досліджень руху пластифікованої кормосуміші крізь матрицю гвинтового гранулятора кормів. На основі спільного аналізу об'ємної продуктивності та зміни тиску в каналах матриці гранулятора було знайдено математичний вираз, що дозволяє здійснити узгодження конструкційних параметрів матриць гвинтових грануляторів кормів за тиском та пропускною здатністю.

гвинт, гранулятор, канал, матриця, продуктивність, тиск

В.В. Братишко, ст. научн. сотр., канд. техн. наук

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства», пгт. Глеваха
Согласование конструкционных параметров матриц винтовых грануляторов кормов по показателям давления и пропускной способности

В статье приведены результаты теоретических исследований движения пластифицированной кормосмеси сквозь матрицу винтового гранулятора кормов. На основе совместного анализа объемной производительности и изменения давления в каналах матрицы гранулятора было найдено математическое выражение, позволяющее осуществить согласование конструкционных параметров матриц винтовых грануляторов кормов по показателям давления и пропускной способности.

винт, гранулятор, давление, канал, матрица, производительность

Постановка проблеми. Тенденції розвитку світового кормовиробництва свідчать про збільшення частки використання кормів у вигляді гранул. Так, у Нідерландах 86% кормів у тваринництві використовується у гранульованому вигляді [1], зокрема 99% кормів для годівлі ВРХ, 93% – свиней та 54% – птиці.

Серед машин для виробництва кормових гранул знайшли своє місце гранулятори гвинтового типу, однією з переваг яких є відносна легкість заміни формувальних матриць. При цьому постає задача забезпечення сталості робочих характеристик грануляторів при використанні матриць різного виконання.

В загальному випадку продуктивність роботи гвинтових грануляторів кормів визначається на основі сумісного розгляду двох залежностей – продуктивності гвинта та пропускної здатності матриці, як функцій тиску [2, 3, 4].

Точка перетину цих функцій і є робочою продуктивністю гранулятора (рисунок 1).

Виробництво гранульованих комбікормів з різними діаметрами гранул потребує використання матриць з формувальними отворами (каналами) відповідного діаметра. При цьому, припускаючи, що формування кормових гранул відбувається при забезпеченні необхідного тиску, створюваного гвинтом гранулятора, постає питання

щодо узгодження параметрів змінних матриць різних конструкцій (з відмінними довжиною, діаметром та кількістю формувальних каналів) між собою. А таке узгодження передбачає відповідність характеристик «тиск-продуктивність» для кожної змінної матриці гранулятора.

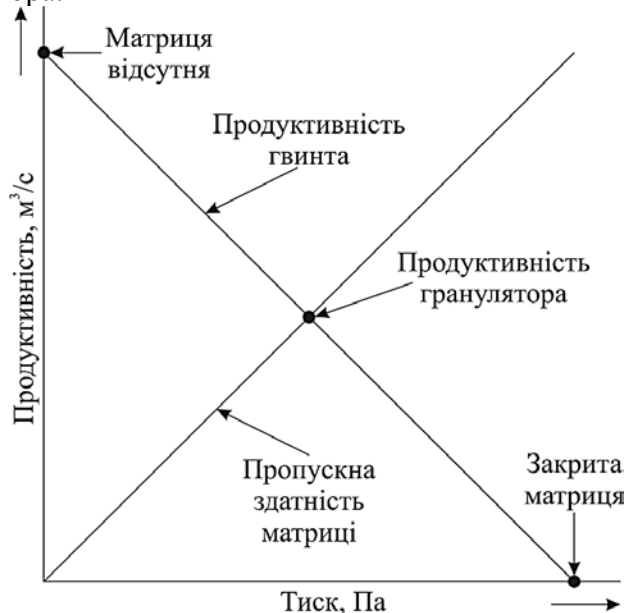


Рисунок 1 – Схема співвідношення продуктивності гвинта та пропускної здатності матриці

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В науковій практиці існує декілька підходів для аналізу пропускної здатності формувальних пристроїв пресів різного виконання. Основна відмінність між цими підходами полягає у представленні моделі матеріалу (рідини), що формується. Так, з наведеного у [5] аналізу течії під тиском неньютонівської рідини «ступеневого» типу у круглому каналі можна записати вираз відповідної об'ємної продуктивності Q_m матриці гранулятора:

$$Q_m = n \frac{\pi d_m^2}{4} \left(\frac{s+1}{s+3} \right) \frac{d_m}{2(s+1)} \left(\frac{d_m}{4m} \frac{\partial p}{\partial z} \right)^s, \quad (1)$$

де n – кількість отворів матриці, шт.;

d_m – діаметр отвору матриці, м;

s – величина, обернена індексу течії;

m – показник консистенції пластифікованої кормосуміші; $\partial p / \partial z$ – градієнт тиску в напрямку осі отвору матриці, Па/м.

Наведена залежність (1) має декілька недоліків для її практичного застосування. Зокрема, невідомими є індекс течії та показник консистенції пластифікованої кормосуміші, значення яких здійснюють визначальний вплив на пропускну здатність матриці. До того ж, при проведених раніше теоретичних дослідженнях руху пластифікованої кормосуміші у каналі гвинта гранулятора [6] нами було прийняте припущення, що пластифікована кормосуміш розглядається саме як ньютонівська рідина.

Формулювання цілей. Метою цієї роботи є пошук математичного апарату, що дозволяє забезпечити сталість показників робочого тиску та продуктивності гвинтових

грануляторів кормів при виробництві кормових гранул різного діаметра шляхом обґрунтування відповідних конструкційних параметрів змінних матриць.

Виклад основного матеріалу. З огляду на вищенаведене, скориставшись наведеним у [4] методом розрахунку формувальних елементів екструдерів, запишемо вираз об'ємної продуктивності Q_m матриці гранулятора для умов ньютонівської рідини:

$$Q_m = n \frac{K_f \Delta p}{\eta}, \quad (2)$$

де K_f – коефіцієнт геометричної форми каналу, м^3 ;

Δp – перепад тиску в матриці, Па;

η – в'язкість пластифікованої кормосуміші, Па·с.

У свою чергу, за даними [3, 7] коефіцієнт геометричної форми циліндричного формувального каналу матриці можна представити так:

$$K_f = \frac{\pi d_m^4}{128 l_m}, \quad (3)$$

де l_m – довжина каналу матриці (товщина матриці), м.

Скориставшись результатами досліджень [8] щодо розподілу тиску в пресувальній камері закритого типу, аналогічно запишемо у загальному вигляді рівняння зміни тиску у відкритому циліндричному каналі матриці за віссю каналу (рисунк 2):

$$p \frac{\pi d_m^2}{4} - (p - dp) \frac{\pi d_m^2}{4} + \mu p f \pi d_m dl_m = 0, \quad (4)$$

де p – тиск у каналі матриці, Па;

f – коефіцієнт тертя пластифікованої кормосуміші по матеріалу стінок каналу матриці;

μ – коефіцієнт бічного тиску.

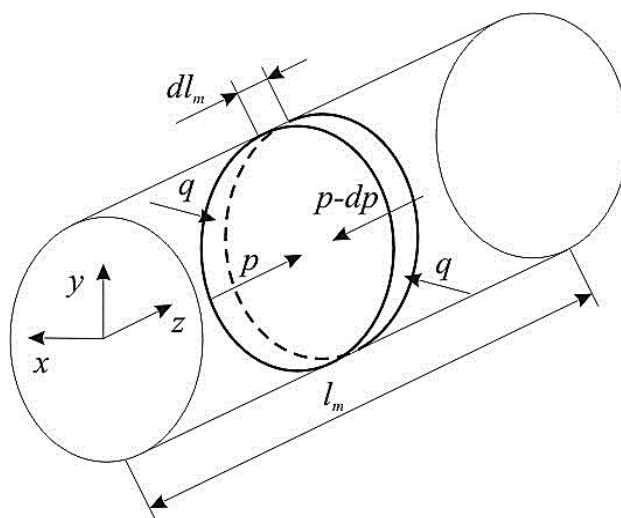


Рисунок 2 – Схема каналу матриці: $q = \mu p$ – бічний тиск

Розділивши змінні та зробивши деякі спрощення рівняння (4) запишеться так:

$$\frac{1}{p} dp = -\frac{4\mu f}{d_m} dl_m. \quad (5)$$

Оскільки межами значень змінних є $p \in [p_m; p_0]$ та $l_m \in [0; l_m]$ після інтегрування залежність (5) запишеться як:

$$\ln p_0 - \ln p_m = -4\mu f \frac{l_m}{d_m}, \quad (6)$$

звідки

$$p_m = p_0 e^{-4\mu f \frac{l_m}{d_m}}. \quad (7)$$

Зважаючи на те, що атмосферний тиск є величиною меншого порядку, порівняно з тиском у матриці ($p_0 \ll p_m$) для подальшого аналізу приймемо припущення, що $\Delta p = p_m$. Тоді, з урахуванням залежностей (3) та (7), вираз об'ємної продуктивності матриці (2) запишеться так:

$$Q_m = \frac{\pi p_0}{128\eta} n \frac{d_m^4}{l_m} e^{-4\mu f \frac{l_m}{d_m}}, \quad (8)$$

де $\pi p_0 / 128\eta = \text{const}$ для кожного типу (рецепту) гранульованої кормосуміші.

А отже, можемо записати шуканий вираз умови узгодження параметрів матриць різної конструкції, що застосовуються для виготовлення кормових гранул за однаковим рецептом:

$$n_1 \frac{d_{m1}^4}{l_{m1}} e^{-4\mu f \frac{l_{m1}}{d_{m1}}} = n_2 \frac{d_{m2}^4}{l_{m2}} e^{-4\mu f \frac{l_{m2}}{d_{m2}}}, \quad (9)$$

де індексами 1 і 2 відповідно, позначені геометричні параметри різних матриць гранулятора, наприклад для виробництва кормових гранул різного діаметра.

Практичне застосування цієї залежності дозволяє, наприклад, встановити, що за умов використання матриць однакової товщини (довжини каналу) близькість характеристики «тиск-продуктивність» будуть забезпечувати матриці з такими кількістю та діаметрами отворів: матриця з 48 отворами діаметром 6 мм, матриця з 15 отворами діаметром 12 мм, матриця з 5 отворами діаметром 18 мм.

Висновок. В результаті теоретичних досліджень об'ємної продуктивності та зміни тиску в каналах матриці гранулятора було знайдено математичний вираз, що дозволяє забезпечити сталість показників робочого тиску та продуктивності гвинтових грануляторів кормів при виробництві кормових гранул різного діаметра шляхом узгодження відповідних конструкційних параметрів змінних матриць – кількості, довжини та діаметру їх каналів.

Список літератури

1. Машины и оборудование для производства комбикормов : [Справочное пособие] / Шаршунов В.А., Червяков А.В., Бортник С.А., Пономаренко Ю.А. – Мн: Экоперспектива, 2005. – 487 с.
2. Miller, R.C. Unit operations and equipment IV: extrusion and extruders. [In: R.B. Fast and E.F. Caldwell (eds) Breakfast Cereals and How They are Made]. American Association of Cereal Chemists, Inc., St Paul, MN, 1990 – P. 135-196.
3. Каплун Я.Б., Ким В.С. Формующее оборудование экструдеров. – М.: Машиностроение, 1967. – 168 с.
4. Ким В.С. Теория и практика экструзии полимеров. – М.: Химия, КолосС, 2005. – 568 с.: ил.
5. Рауендааль К. Экструзия полимеров / Пер. с англ. под ред. А.Я. Малкина. – СПб.: Профессия, 2008 – 768 с., ил.
6. Братішко В.В. Аналіз продуктивності гвинтового гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин», вип. 43, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 43-49.
7. Оборудование по переработке пластмасс: Справочное пособие по расчету и конструированию / Под. ред. В.К. Завгороднего. – М.: Машиностроение, 1976. – 406 с.
8. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А.В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.

Vyacheslav Bratishko

National scientific center “Institute for agricultural engineering and electrification”

Harmonization of structural parameters matrix pellet feed screw for pressure and throughput

The aim is to find a mathematical apparatus that ensures sustainability indicators working pressures and productivity screw pellet feed in the production of feed grains of different diameters through grounding of relevant structural parameters of matrix variables.

Productions of animal feed pellets with different diameters require the use of matrices with molding holes (channels) of the appropriate diameter. Thus, assuming that the formation of feed grains occurs at providing the necessary pressure created by screw presses, raises the issue of harmonization of different variables matrix structures (with different length, diameter and number of molding channels) between them. But this coordination involves matching characteristics "performance – pressure" for each variable pellet matrix.

In the article presents the results of theoretical research of plasticized mixed forage movement through matrix of pellet feed screw. Based on the joint analysis of volumetric efficiency and pressure changes in the channels of the matrix pellet was found mathematical expression that allows for coordination of structural parameters matrix pellet feed screw for pressure and productivity.

channel, matrix, pellet mill, pressure, productivity, screw

Одержано 29.04.14

УДК 62-755: 62-752

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, І.І. Філімоніхіна, доц., канд. физ.-мат. наук
Кіровоградський національний технічний університет

К.В. Стебліна, канд. техн. наук

Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича

Визначення енергетичним методом необхідних умов зрівноваження кульовим автобалансиром ротора, що здійснює плоский рух

Із застосуванням енергетичного методу, заснованого на застосуванні функції Гамільтона, визначені необхідні умови настання автобалансування при зрівноваженні кульовим (маятниковим чи роликовим) автобалансиром ротора, що здійснює плоский рух і встановлений на осесиметричні опори. При цьому знайдені усталені рухи роторної системи й необхідні умови їх стійкості (достатні умови нестійкості). Встановлено, що у ротора існує єдина резонансна швидкість обертання і на зарезонансних швидкостях обертання ротора можуть бути стійкі тільки основні рухи системи – на яких ротор найбільш зрівноважений.

автобалансир, ротор, дисбаланс, функція Гамільтона, стійкість

Г.Б. Филимоныхин, проф., д-р техн. наук, И.И. Филимоныхина, доц., канд. физ.-мат. наук

Кировоградский национальный технический университет

К.В. Стеблина, канд. техн. наук

Черновицкий национальный университет имени Юрия Федьковича

Определение энергетическим методом необходимых условий уравнивания шаровым автобалансиром ротора, совершающего плоское движение

С применением энергетического метода, основанного на применении функции Гамильтона, определены необходимые условия наступления автобалансировки при уравнивании шариковым (маятниковым или роликовым) автобалансиром ротора, совершающего плоское движение и установленного на осесимметричные опоры. При этом найдены установившиеся движения роторной системы и необходимые условия их устойчивости (достаточные условия неустойчивости). Установлено, что у ротора существует единственная резонансная скорость вращения и на зарезонансных скоростях вращения ротора могут быть устойчивыми только основные движения системы - на которых ротор наиболее уравновешен.

автобалансир, ротор, дисбаланс, функция Гамильтона, устойчивость

Постановка проблеми. Для зрівноважування на ходу роторів, що швидко обертаються, застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові, роликові тощо [1-4]. В них коригувальні вантажі (КВ) за певних умов з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і потім обертаються разом з ним як одне ціле, поки не почне змінюватися дисбаланс, кутова швидкість обертання ротора, чи не з'являться збурення іншого походження.

Процес визначення умов настання автобалансування ускладнює велика кількість усталених рухів, які теоретично може здійснювати система. На практиці будуть здійснюватися тільки ті рухи, які стійкі. В зв'язку з цим необхідним етапом визначення

умов настання автобалансування є пошук всіх усталених рухів системи ротор-АБ і оцінка їх стійкості.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Найбільш повний огляд основних методів і результатів з розв'язання цієї задачі наведений у роботі [4]. Відповідно до огляду, для визначення умов настання автобалансування, у абсолютній більшості робіт досліджується стійкість тільки так званих основних рухів – у яких АБ зрівноважує ротор. При цьому неявно припускається, що якщо основний рух стійкий, то всі інші можливі усталені рухи роторної системи, у яких АБ не зрівноважують ротор (побічні рухи) нестійкі. Але вірність цього припущення ніде не доводиться. В роботі [4] із застосуванням першого метода Ляпунова було досліджено стійкість всіх можливих усталених рухів ротора, що здійснює плоский рух і статично зрівноважується багатокульовим (багатороликовим, багатомаятниковим) АБ. Але такі дослідження навіть для плоскої моделі ротора і АБ занадто громіздкі і трудомісткі. Серед всіх методів оцінки стійкості усталених рухів при автобалансуванні виділяється енергетичний метод, застосований Муйжніском О.І. у роботах [5,6]. Перевагою цього методу є те, що для його реалізації не треба складати диференціальні рівняння руху системи. У методі використовується аналог потенціальної енергії системи. З його допомогою, із застосуванням теореми Лежен-Діріхле, досліджується стійкість всіх усталених рухів системи ротор – двохкульовий АБ. Як було показано у роботі [4], цей підхід був застосований без належного теоретичного обґрунтування і як наслідок були одержані невірні результати про стійкість на закритичних швидкостях обертання ротора побічного руху системи, у якому кулі максимально відхилені у легкий бік ротора. В роботах [7-10] був розвинений цей енергетичний підхід. Він заснований на використанні функції Гамільтона до дослідження кількості, умов існування і стійкості усталених рухів системи ротор-АБ. З його застосуванням було знайдено необхідні умови настання автобалансування при зрівноваженні пасивними автобалансирами будь-якого типу ротора, що має нерухому точку, чи здійснює просторовий рух [7-10]. Але при цьому досліджувалась стійкість тільки основних рухів.

Мета цієї роботи – визначити енергетичним методом необхідні умови зрівноваження багатокульовим (багатомаятниковим чи багатороликовим) АБ ротора, що встановлений на осесиметричні опори і здійснює плоский рух, та показати ефективність енергетичного методу при виділенні всіх усталених рухів роторної системи з АБ і оцінки їх стійкості.

Методи досліджень. Енергетичний метод застосовний до роторів, встановлених на осесиметричні пружні опори при зрівноваженні їх пасивними АБ з твердими КВ [7-10]. В таких системах руху КВ відносно ротора перешкоджають сили в'язкого опору. Нехай рух ротора визначають узагальнені координати q_j / $j = \overline{1, k}$ / , а рух КВ відносно ротора – φ_i , / $i = \overline{1, n}$ / . Використовуємо функцію Гамільтона, виражену через узагальнені координати і швидкості

$$H^* = T_2 + \Pi - T_0, \quad (1)$$

де Π – потенціальна енергія системи;

T_2, T_0 – складові кінетичної енергії, які є відповідно квадратичною формою узагальнених швидкостей, і незалежною від цих швидкостей функцією.

Для пошуку усталених рухів системи треба використовувати функцію Гамільтона при нульових значеннях узагальнених швидкостей

$$\tilde{H}^* = \Pi - T_0. \quad (2)$$

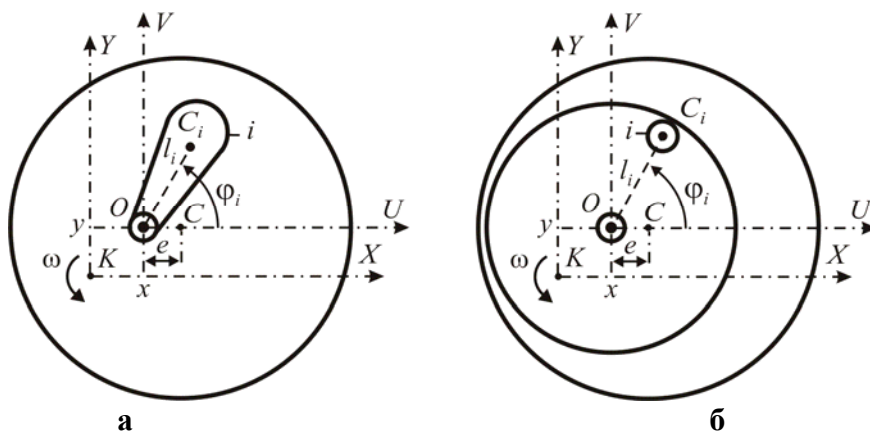
Рівняння усталених рухів мають вигляд

$$\partial \tilde{H}^* / \partial q_j = 0, \quad / j = \overline{1, k} /; \quad \partial \tilde{H}^* / \partial \varphi_i = 0, \quad / i = \overline{1, n} /. \quad (3)$$

Необхідною умовою стійкості певного усталеного руху є наявність умовного мінімуму на цьому русі функції Гамільтона (2) при виконанні рівнянь усталеного руху, складених для узагальнених координат ротора. Достатньою умовою нестійкості певного усталеного руху є відсутність навіть умовного неізолюваного мінімуму функції Гамільтона (2) при виконанні зазначених рівнянь усталеного руху.

Матеріали досліджень.

1. Опис роторної системи. Для дослідження динаміки системи прийнята так звана плоска модель ротора й АБ. У її рамках ротор – симетричний плоский диск маси M , насаджений з ексцентриситетом e на абсолютно жорсткий вал, перпендикулярний його площині (рис. 1). Ротор розташований вертикально, рухається плоскопаралельно в горизонтальній площині і обертається із сталою кутовою швидкістю ω . У випадку маятничового АБ (рис. 1, а) на вал ротора насаджено n маятників маси m_i , фізичної довжини l_i з осьовим моментом інерції J_{O_i} відносно осі, на яку насаджено, $/i = \overline{1, n} /$. У випадку кульового (роликового) АБ (рис. 1, б) n куль (роликів), масою m_i рухаються по кільцевих доріжках так, що відстань від осі вала ротора до центра кулі (подовжньої осі ролика) – l_i , причому кулі (ролики) мають скінчений радіус і осьовий момент інерції кулі (ролика) відносно осі вала ротора J_{O_i} , $/i = \overline{1, n} /$.



а – маятниковий АБ, б – кульовий (роликовий) АБ

Рисунок 1 – Плоска модель ротора і АБ

Зв'яжемо з ротором допоміжну рухому систему координат – осі U, V . Перша вісь U проходить через вал – точку O і центр мас ротора – точку C . Друга вісь V проходить через точку O і перпендикулярна осі U . Положення маятників відносно ротора визначаються кутами φ_i , що відраховуються від осі U до лінії, що виходить з осі вала ротора і спрямована у бік центра мас KB . Положення вала визначається координатами x, y відносно осей X, Y , що виходять з осі обертання – точки K і співнапрямлені відповідно з осями U, V . При русі маятника, ролика чи кулі номер i відносно ротора на них діють сили в'язкого опору, що перешкоджають відносному руху. При нерухомому роторі вал суміщений з віссю обертання. У процесі руху вал (точка O) відхиляється від осі обертання (точки K) і на нього починають діяти оновлююча сила $-c\vec{r}$, де $\vec{r} = \overrightarrow{KO}$.

2. Функція Гамільтона на усталеному русі. Для розглянутої системи

$$P = \frac{1}{2}c(x^2 + y^2). \quad (4)$$

В усталених рухах відносний рух КВ припиняється і тому похідні дорівнюють нулеві. Система поводить ся як абсолютно тверде тіло, що обертається зі сталою кутовою швидкістю ω . Її кінетична енергія не містить узагальнених швидкостей і може бути подана у вигляді

$$T_0 = J_K \omega^2 / 2, \quad (5)$$

де J_K – осьовий момент інерції системи відносно осі обертання.

У свою чергу

$$J_K = J_O + \sum_{i=1}^n J_{O_i} + M_{\Sigma}(x^2 + y^2) + 2xs_x + 2ys_y, \quad (6)$$

де: $M_{\Sigma} = M + \sum_{i=1}^n m_i$ – маса всієї системи;

$s_x = \sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me$; $s_y = \sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i$ – проекції сумарного статичного

дисбалансу ротора і АБ на осі X і Y відповідно.

Тоді функція Гамільтона на усталеному русі має вигляд:

$$2\tilde{H}^* = (c - M_{\Sigma}\omega^2)(x^2 + y^2) - \omega^2 \left[J_O + \sum_{i=1}^n J_{O_i} \right] - 2x\omega^2 s_x - 2y\omega^2 s_y. \quad (7)$$

Ця функція узагальнює аналог потенціальної енергії, одержаної у роботах [5,6] і розповсюджує її на випадок АБ з довільною кількістю різних КВ – маятників, роликів, куль.

3. Рівняння усталених рухів системи. Рівняння усталених рухів системи мають вигляд

$$\frac{\partial \tilde{H}^*}{\partial x} = (c - M_{\Sigma}\omega^2)x - \omega^2 s_x = 0, \quad \frac{\partial \tilde{H}^*}{\partial y} = (c - M_{\Sigma}\omega^2)y - \omega^2 s_y = 0, \\ \frac{\partial \tilde{H}^*}{\partial \varphi_i} = m_i l_i \omega^2 (x \sin \varphi_i - y \cos \varphi_i) = 0, \quad / i = \overline{1, n} /. \quad (8)$$

Це система $(n+2)$ нелінійних алгебраїчних рівнянь відносно $(n+2)$ невідомих $x, y, \varphi_i, / i = \overline{1, n} /$.

4. Усталені рухи системи. Усталені рухи є розв'язками системи алгебраїчних рівнянь (8).

4.1. Випадок, коли балансувальної ємності АБ вистачає для зрівноваження статичного дисбалансу ротора ($\sum_{i=1}^n m_i l_i \geq Me$). Припускається, що параметри КВ такі, що рівняння $s_x = 0, s_y = 0$ мають розв'язки. Тоді роторна система має такі усталені рухи.

1) Сім'я основних рухів (при $n \geq 3$), на яких АБ зрівноважує статичний дисбаланс ротора і відсутнє відхилення вала ротора від осі обертання

$$x = 0, y = 0, s_x = \sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me = 0, s_y = \sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i = 0. \quad (9)$$

2) Побічні рухи, на яких АБ не зрівноважує статичний дисбаланс ротора і є відхилення вала ротора від осі обертання

$$\varphi_i = \pi k_i, \quad /i = \overline{1, n}/, \quad y(k) = 0, \quad x(k) = \frac{\omega^2 [Me + s_{AB}(k)]}{c - M_\Sigma \omega^2}, \quad s_{AB}(k) = \sum_{i=1}^n m_i l_i (-1)^{k_i}, \quad (10)$$

де $k_i \in \{0, 1\}$, причому коли $k_i = 0$, то КВ i відхилений у бік центра мас ротора, а коли $k_i = 1$ – то у протилежний бік; k десяткове число, яке на одиницю більше за двійкове число $k_1 k_2 k_3, \dots, k_n$. Усього таких рухів 2^n .

На першому усталеному русі всі КВ відхилені у бік вектора статичного дисбалансу ротора, через що сумарний дисбаланс ротора і АБ найбільший

$$s_{\max} = Me + \sum_{i=1}^n m_i l_i.$$

4.2. Випадок, коли балансувальної ємності АБ не вистачає для зрівноваження статичного дисбалансу ротора ($\sum_{i=1}^n m_i l_i < Me$). Тоді рівняння $s_x = 0$ не має розв'язків і роторна система має усталені рухи (10).

На останньому усталеному русі всі КВ відхилені протилежно вектору статичного дисбалансу ротора, через що сумарний дисбаланс ротора і АБ найменший

$$s_{\min} = Me - \sum_{i=1}^n m_i l_i.$$

Тому це основний усталений рух, а решта є побічними.

5. Умови стійкості усталених рухів.

Дослідимо $\tilde{H}^*$ на умовний екстремум. Припускаємо, що виконуються перших два рівняння усталених рухів системи (8). Тоді функція $\tilde{H}^*$ приводиться до вигляду:

$$\tilde{H}^* = -\frac{\omega^4}{c - M_\Sigma \omega^2} \cdot \frac{s^2}{2}, \quad (11)$$

де $s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}$ – модуль сумарного статичного дисбалансу ротора і АБ.

З вигляду (11) можна зробити такі висновки про стійкість рухів:

1) якщо на усталеному русі s має мінімум (основний рух), то цей рух може бути стійким на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($\omega > \omega_p = \sqrt{c / M_\Sigma}$);

2) якщо s має максимум (побічний рух, що відповідає найбільшому сумарному статичному дисбалансу ротора і АБ), то цей рух може бути стійким на дорезонансних швидкостях обертання ротора ($\omega < \omega_p = \sqrt{c / M_\Sigma}$);

3) якщо s має неекстремальне (не мінімум і не максимум) значення (певний побічний усталений рух, у якому сумарний статичний дисбаланс ротора і АБ не приймає максимального значення), то рух нестійкий на будь-яких швидкостях обертання ротора.

Висновки.

1. Метод використання функції Гамільтона, як функції узагальнених координат і швидкостей ефективний для визначення необхідних умов зрівноваження пасивними автобалансирами роторів на осесиметричних пружних опорах.

2. Він дозволяє без складання диференціальних рівнянь руху системи визначати її усталені рухи і оцінювати їх стійкість.

3. При зрівноваженні кульовим (маятниковим чи роликовим) автобалансиром ротора, що здійснює плоский рух і встановлений на осесиметричні опори у ротора існує єдина резонансна швидкість обертання і:

- на дорезонансних швидкостях обертання ротора стійким може бути тільки той побічний рух, у якому всі коригувальні вантажі відхилені у важкий бік ротора;

- на зарезонансних швидкостях стійкими можуть бути тільки основні рухи (у яких ротор найбільше зрівноважений);
- автобалансування можливе тільки на зарезонансних швидкостях обертання ротора.

Список літератури

1. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 1 – Leblanc balancers / E. L. Thearle // Machine Design, 1950a, Vol. 22 No 9, pp. 119-124.
2. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers / E. L. Thearle // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.
3. Гусаров, А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия / А. А. Гусаров – М.: Наука, 2002. – 119 с.
4. Філімоніхін, Г. Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Г. Б. Філімоніхін – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
5. Муйжніек А.И. Исследование устойчивости автоматического динамического балансирующего / А.И. Муйжніек // Ученые записки Рижского политехнического института. 1959. -1. Вып. 1. - С. 155-170.
6. Муйжніек А.И. Некоторые вопросы теории автоматической динамической балансировки / А.И. Муйжніек // Вопросы динамики и прочности. Вып. -6. Рига: Изд-во АН ЛатССР, 1959. - С. 123-145.
7. Філімоніхіна І.І. Застосування функції Гамільтона до визначення умов настання автобалансування ротора з нерухомою точкою / І.І.Філімоніхіна // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", 2006. Вип.№36, С. 241-246.
8. Філімоніхіна І.І. Застосування функції Гамільтона до визначення умов зрівноваження автобалансирами ротора, здійснюючого просторовий рух / І.І.Філімоніхіна // Збірник наукових праць КНТУ, 2007. Вип. №18, С. 34-41.
9. Філімоніхін Г.Б. До визначення умов зрівноваження швидкообертючих роторів сільськогосподарських машин пасивними автобалансирами / Г.Б.Філімоніхін, І.І.Філімоніхіна // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", 2012. Вип. 42, частина I – С. 34 – 41.
10. Філімоніхіна І.І. Застосування енергетичного методу до визначення умов зрівноваження автобалансирами швидкообертючих роторів / І.І. Філімоніхіна, Г.Б.Філімоніхін // 3-я міжнародна науково-технічна конференція "Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій". Тези доповідей. Національний університет "Львівська політехніка", Львів. - 2012. С. 135-136.

Gennady Filimonikhin, Irina Filimonikhina

Kirovograd National Technical University

Katerina Steblina

Chernivtsi National University named after Yuriy Fedkovych

Determination by the energy method of the necessary conditions of balancing by ball auto-balancer of rotor which makes plane motion

The purpose of the article is to determine by the energy method of the necessary conditions of balancing by ball auto-balancer of rotor on axisymmetric bearings which makes plane motion.

With the use of the energy method which is based on the use of the Hamiltonian function:

- were found steady-state movements of the rotor system (the basic, in which the rotor is balanced and the side, in which the rotor is not balanced) and the conditions of their existence;
- were investigate the stability of steady motions;
- were found necessary conditions of their stability (sufficient conditions of instability);
- were found the conditions of offensive of autobalancing (stability of the basic and instability of the side movements).

Conclusions: rotor have only one resonant speed of rotation and autobalancing can occur only at the speeds of rotation of rotor above the resonance one.

auto-balancer, rotor imbalance, Hamiltonian function, stability

Одержано 28.05.14

УДК 631.365.22+621.317

С.И. Осадчий, д-р техн. наук, М.А. Федотова, асист., И.А. Скрынник, канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Упредитель Смита как средство компенсации запаздываний зерносушилки каскадного типа с кипящим слоем

В этой работе впервые использована методика расчёта структуры и параметров упредителя Смита на примере матрицы передаточных функций объекта с запаздыванием – зерносушилки с кипящим слоем каскадного типа.

кипящий слой, каскады-решета, запаздывание, упредитель Смита, матрица передаточных функций, уравнения состояний, многомерный объект с запаздываниями

С.И. Осадчий, д-р техн. наук, М.А. Федотова, асист., И.А. Скрынник, канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Упредитель Смита как средство компенсации запаздываний зерносушилки каскадного типа с кипящим слоем

В этой работе впервые использована методика расчёта структуры и параметров упредителя Смита на примере матрицы передаточных функций объекта с запаздыванием – зерносушилки с кипящим слоем каскадного типа.

кипящий слой, каскады-решета, запаздывание, упредитель Смита, матрица передаточных функций, уравнения состояний, многомерный объект с запаздываниями

Вступление. Кипящий слой используется во многих отраслях производства, в частности в области сушки свежесобранного урожая зерновых. В установках, в основе которых положен принцип кипящего состояния, процесс сушки происходит во много раз быстрее, чем в обычных зерносушилках. Это объясняется тем, что во взвешенном состоянии дисперсный материал омывается теплоносителем со всех сторон, что в значительной степени ускоряет процесс отдачи влажности в виде пара, то есть увеличивается скорость сушки при минимальной её экспозиции.

Качественно управлять быстротечными процессами возможно только при наличии автоматических систем, разработка которых для такого рода объектов представляет некоторые трудности.

Постановка задачи. Анализ конструкции и динамических характеристик новой зерносушилки, внешний вид которой показан на рис. 1 показал, что она относится к классу многомерных объектов с распределёнными параметрами и чистым запаздыванием. Большинство алгоритмов [2] синтеза оптимальных систем автоматического управления такими объектами в частотной области не имеют возможности оперировать матрицами, элементы которых имеют вид $A \cdot e^{-ts}$. Поэтому, перед тем как использовать те или иные алгоритмы синтеза, возникла потребность в компенсации этих самых запаздываний. Одним из эффективных способов компенсации является метод расчёта структуры и параметров матрицы передаточных функций

упредителя Смита $R(s)$, который применяется в случае, если динамика объекта задана в виде уравнений состояния (УС).



Рисунок 1 – Внешний вид новой конструкции зерносушилки с кипящим слоем

Цель работы. Целью данной работы является получение структуры и параметров упредителя Смита, который компенсирует чистое запаздывание в объекте, что задан в виде матрицы передаточных функций (МПФ), а не УС.

Решение задачи. Пусть зерносушилка с кипящим слоем (рис. 1) описывается матрицей передаточных функций вида $W_{об}(s)$, у которой входными сигналами является изменение положения шиберы S_h , что регулирует загрузку сушильной камеры, и вариация температуры агента сушки T ; выходными параметрами – высота кипящего слоя на каскадах h и конечная влажность высушенной продукции ω :

$$W_{об}(s) = \begin{bmatrix} \frac{\alpha_1(s + \beta_1)}{s + \beta_2} e^{-\tau_1 s} & 0 \\ \frac{\alpha_2(s - \varphi)}{s + p_2} e^{-\tau_2 s} & \frac{\alpha_3(s + \varphi)}{s + p_2} e^{-\tau_3 s} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где τ_1, τ_2, τ_3 – запаздывания по каналам $S_h - h$, $S_h - \omega$, $T - \omega$ соответственно;
 $\alpha_i, \varphi, \beta_i, p_2$ – коэффициенты;
 s – оператор Лапласа.

Тогда, согласно [2], нужно найти такую структуру и параметры компенсатора $R(s)$, параллельное соединение которого с объектом $W_{об}(s)$ исключит его запаздывания.

Расчёт компенсатора будем производить по такой формуле:

$$R(s) = \sum_{i=0}^l C_i e^{-\tau_i s} (sE_n - \sum_{i=0}^l A_i e^{-\tau_i s})^{-1} \cdot (\sum_{j=0}^r B_j - \sum_{j=0}^r B_j e^{-\tau_2 s}) + (\sum_{j=0}^r D_j - \sum_{j=0}^r D_j e^{-\tau_3 s}), \quad (2)$$

где E_n – единичная матрица размерностью $n \times n$;

A_i – числовая матрица размерностью $n \times n$;

B_j – числовая матрица размерностью $n \times m$;

C_i – числовая матрица размерностью $m \times n$;

D_j – числовая матрица размерностью $m \times m$.

С другой стороны МПФ (1) зерносушилки можна разложить на произведение матриц P^{-1} и M так, чтобы $W_{об}(s) = P^{-1}M$,

$$\text{где } P^{-1} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{21} & p_{22} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{11}e^{-\tau_1 s} & M_{12}e^{-\tau_3 s} \\ M_{21}e^{-\tau_2 s} & M_{22}e^{-\tau_3 s} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Представим матрицу M в виде суммы трёх:

$$M = M_1 + M_2 + M_3,$$

где в общем виде

$$M_1 = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ m_4 & 0 \end{bmatrix} e^{-\tau_1 s}, \quad M_2 = \begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ m_5 & 0 \end{bmatrix} e^{-\tau_2 s}, \quad M_3 = \begin{bmatrix} 0 & m_3 \\ 0 & m_6 \end{bmatrix} e^{-\tau_3 s}.$$

Тогда МПФ объекта приобретёт следующее описание:

$$W_{об}(s) = P^{-1}M = P^{-1}(M_1 + M_2 + M_3) = P^{-1}M_1 + P^{-1}M_2 + P^{-1}M_3$$

Для использования алгоритма [2] преобразуем МПФ (1) в уравнения состояния, в результате чего зерносушилка будет представлена в дифференциальной форме:

$$\begin{aligned} \text{МПФ } P^{-1}M_1 & \quad \begin{aligned} \dot{x}_1 &= A_1 x_1 + B_1 u; \\ y_1 &= C_1 x_1 + D_1 u \end{aligned} \\ \text{МПФ } P^{-1}M_2 & \quad \begin{aligned} \dot{x}_2 &= A_2 x_2 + B_2 u; \\ y_2 &= C_2 x_2 + D_2 u \end{aligned} \\ \text{МПФ } P^{-1}M_3 & \quad \begin{aligned} \dot{x}_3 &= A_3 x_3 + B_3 u; \\ y_3 &= C_3 x_3 + D_3 u \end{aligned} \end{aligned}$$

где u – вектор входных переменных;

x – фазовый вектор объекта управления;

y – вектор выходных переменных.

Тогда система дифференциальных уравнений для суммы матриц будет следующей:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= A_1 x_1 + O_n x_2 + O_n x_3 + B_1 u(t - \tau_1) \\ \dot{x}_2 &= O_n x_1 + A_2 x_2 + O_n x_3 + B_2 u(t - \tau_2) \\ \dot{x}_3 &= O_n x_1 + O_n x_2 + A_3 x_3 + B_3 u(t - \tau_3) \end{aligned}$$

где O_n – нулевая матрица размерностью $n \times n$.

А переменные состояния такие:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \quad \begin{aligned} y &= [y_1 + y_2 + y_3] = C_1 x_1 + C_2 x_2 + C_3 x_3 + D_1 u(t - \tau_1) + D_2 u(t - \tau_2) + D_3 u(t - \tau_3) \\ y &= Cx + D_1 u(t - \tau_1) + D_2 u(t - \tau_2) + D_3 u(t - \tau_3) \\ C &= [C_1, C_2, C_3] \end{aligned}$$

$$\dot{x} = Ax + B_1 u(t - \tau_1) + B_2 u(t - \tau_2) + B_3 u(t - \tau_3), \quad \text{де } A = \begin{bmatrix} A_1 & O_n & O_n \\ O_n & A_2 & O_n \\ O_n & O_n & A_3 \end{bmatrix}$$

Пример. Исходя из обработки экспериментально снятых динамических характеристик [3], зерносушилка с кипящим слоем (рис. 1) описывается дробно-рациональной матрицей вида:

$$W_{OB}(s) = \begin{bmatrix} 0.5137 \frac{s+0.09}{s+0.026} e^{-\tau_1 s} & 0 \\ 0.6441 \frac{s-0.07}{s+0.01} e^{-\tau_2 s} & 0.1795 \frac{s+0.07}{s+0.01} e^{-\tau_3 s} \end{bmatrix}.$$

Тогда для упрощения расчётов преобразуем МПФ в УС воспользовавшись встроенной функцией «ss» в ПП MatLab и получим, что для

$$P^{-1}M_1 = \begin{bmatrix} p_{11}m_1 + p_{12}m_4 & 0 \\ p_{21}m_1 + p_{22}m_4 & 0 \end{bmatrix} e^{-\tau_1 s}$$

$$A_1 = -0.026 \quad B_1 = [0.1813 \quad 0];$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0.1813 \\ 0 \end{bmatrix} \quad D_1 = \begin{bmatrix} 0.5137 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$P^{-1}M_2 = \begin{bmatrix} p_{11}m_2 + p_{12}m_5 & 0 \\ p_{21}m_2 + p_{22}m_5 & 0 \end{bmatrix} e^{-\tau_2 s}$$

$$A_2 = -0.01 \quad B_2 = [0.227 \quad 0];$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.227 \end{bmatrix} \quad D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0.6441 & 0 \end{bmatrix}$$

$$P^{-1}M_3 = \begin{bmatrix} 0 & p_{11}m_3 + p_{12}m_6 \\ 0 & p_{21}m_3 + p_{22}m_6 \end{bmatrix} e^{-\tau_3 s}$$

$$A_3 = -0.01 \quad B_3 = [0 \quad 0.1038];$$

$$C_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.1038 \end{bmatrix} \quad D_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0.1795 \end{bmatrix}$$

Теперь проверим правильность перехода, для этого воспользуемся формулой (8):

$$W(s) = C(sE_n - A)^{-1} \sum_{i=1}^3 B_i e^{-\tau_i s} + \sum_{j=1}^3 D_j e^{-\tau_j s} \quad (8)$$

Для нашего случая исходными выражениями станут:

$$C = [C_1, C_2, C_3] = \begin{bmatrix} 0.1813 & 0 & 0 \\ 0 & -0.227 & 0.1038 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & 0 & 0 \\ 0 & A_2 & 0 \\ 0 & 0 & A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.026 & 0 & 0 \\ 0 & -0.01 & 0 \\ 0 & 0 & -0.01 \end{bmatrix},$$

$$\sum_{i=1}^3 B_i e^{-\tau_i s} = e^{-\tau_1 s} [0.1813 \quad 0] + e^{-\tau_2 s} [0.227 \quad 0] + e^{-\tau_3 s} [0 \quad 0.1038] = [0.1813e^{-\tau_1 s} + 0.227e^{-\tau_2 s} \quad 0.1038e^{-\tau_3 s}]$$

$$\sum_{j=1}^3 D_j e^{-\tau_j s} = e^{-\tau_1 s} \begin{bmatrix} 0.5137 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + e^{-\tau_2 s} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0.6441 & 0 \end{bmatrix} + e^{-\tau_3 s} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0.1795 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5137e^{-\tau_1 s} & 0 \\ 0.6441e^{-\tau_2 s} & 0.1795e^{-\tau_3 s} \end{bmatrix}$$

Подставив вышенайденные выражения в формулу (8), получим конечную матрицу, полностью идентичную МПФ объекта (1). Переход сделан верно. Тогда, согласно (2), структура упредителя Смита будет найдена поэтапно:

$$\begin{aligned}
\left(\sum_{j=0}^r B_j - \sum_{j=0}^r B_j e^{-\Theta_j s}\right) &= \begin{bmatrix} 0,1813 & 0 \\ 0,227 & 0 \\ 0 & 0,1038 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0,1813e^{-\tau_1 s} & 0 \\ 0,227e^{-\tau_2 s} & 0 \\ 0 & 0,1038e^{-\tau_3 s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,1813(1-e^{-\tau_1 s}) & 0 \\ 0,227(1-e^{-\tau_2 s}) & 0 \\ 0 & 0,1038(1-e^{-\tau_3 s}) \end{bmatrix} \\
\left(\sum_{j=0}^r D_j - \sum_{j=0}^r D_j e^{-\Theta_j s}\right) &= \begin{bmatrix} 0,5137(1-e^{-\tau_1 s}) & 0 \\ 0,6441(1-e^{-\tau_2 s}) & 0,1795(1-e^{-\tau_3 s}) \end{bmatrix}, \\
\sum_{i=0}^l C_i e^{-\tau_i s} (sE_n - \sum_{i=0}^l A_i e^{-\tau_i s})^{-1} \cdot \left(\sum_{j=0}^r B_j - \sum_{j=0}^r B_j e^{-\Theta_j s}\right) &= \begin{bmatrix} \frac{0,1813^2(1-e^{-\tau_1 s})}{s+0,026} & 0 \\ -\frac{0,227^2(1-e^{-\tau_2 s})}{s+0,01} & \frac{0,1038^2(1-e^{-\tau_3 s})}{s+0,01} \end{bmatrix}.
\end{aligned}$$

Конечная сумма соответствующих элементов, что и будет МПФ компенсатора, получит вид:

$$R(s) = \begin{bmatrix} 0,5137 \cdot \frac{s+0,09}{s+0,026} (1-e^{-\tau_1 s}) & 0 \\ 0,6441 \cdot \frac{s-0,07}{s+0,01} (1-e^{-\tau_2 s}) & 0,1795 \cdot \frac{s+0,07}{s+0,01} (1-e^{-\tau_3 s}) \end{bmatrix}. \quad (9)$$

А если найденный компенсатор (9) присоединить к объекту (1) параллельно, то получим звено системы, уже не содержащий запаздываний в своей структуре:

$$\begin{aligned}
W_{об}(s) + R(s) &= \begin{bmatrix} 0,5137 \frac{s+0,09}{s+0,026} e^{-\tau_1 s} & 0 \\ 0,6441 \frac{s-0,07}{s+0,01} e^{-\tau_2 s} & 0,1795 \frac{s+0,07}{s+0,01} e^{-\tau_3 s} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0,5137 \frac{s+0,09}{s+0,026} (1-e^{-\tau_1 s}) & 0 \\ 0,6441 \frac{s-0,07}{s+0,01} (1-e^{-\tau_2 s}) & 0,1795 \frac{s+0,07}{s+0,01} (1-e^{-\tau_3 s}) \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} 0,5137 \cdot \frac{s+0,09}{s+0,026} & 0 \\ 0,6441 \cdot \frac{s-0,07}{s+0,01} & 0,1795 \cdot \frac{s+0,07}{s+0,01} \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

Вывод. Как видно, при параллельном соединении рассчитанного компенсатора к объекту, запаздывания в системе компенсируются, что, в значительной степени, упрощает один с этапов динамического проектирования – факторизацию дробно-рациональных выражений.

Список литературы

1. Азарсков В.Н. Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации / Азарсков В.Н., Блохин Л.Н., Житецкий Л.С. – Киев: Книжное издательство Национального авиационного университета, 2006. – С. 438.
2. Решение задачи синтеза системы автоматического управления многосвязным объектом с запаздываниями / А.З. Асанов, В.С. Каримов // Вестник УГАТУ, Управление, ВтиИ. – Уфа: УГАТУ, 2009. – т.13, №2(35). – С. 24-35.
3. Визначення структури і параметрів математичної моделі зерносушильної установки з киплячим шаром в реальних експлуатаційних умовах/ С.І. Осадчий, М.О. Калита, І.О. Скриннік // Збірник наукових праць КНТУ. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 345-349.

Sergey Osadchy, Marianna Fedotova, Ivan Skrynnik

Kirovohrad national technical university

Predictor smith as a means of compensating lags grain dryers cascade type with a boiling layer

In the result of structure-parametric identification of a dryer cascade type fluidized bed was obtained it, the transfer function matrix, elements of which are present lag, which greatly complicates one of the following stages dynamic design in the synthesis of the optimal regulator - factorization.

Therefore, this article shows how you can compensate unnecessary delay. For this, on the basis of the received model of a dryer cascade type of boiling layer was calculated structure and parameters of special compensatory lag device to the Smith predictor and proved that parallel to its accession to the object will cover the transport delay.

boiling layer, channels, lag, the Smith predictor, the transfer function matrix, the equation of state

Одержано 01.04.14

УДК 62-356

І.А. Швець, викл.

Первомайський політехнічний інститут національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Первомайськ

Математичне моделювання процесів що відбуваються в робочій порожнині електромеханічного актуатора подачі палива

В статті описані процеси що відбуваються в робочій порожнині електромеханічного актуатора подачі палива (ЕМАПП), який є основним складовим елементом імпульсної фазованої системи подачі газового палива. Представлено математичні залежності, що описують характер протікання зазначених процесів, а також наведено результати отримані на основі їх обрахунку.

баланс маси, стиснення палива, температурне розширення, актуатор, газовий потік, швидкість потоку, перепад тиску

И.А. Швец, препод.

Первомайский политехнический институт национального университета имени адмирала Макарова, Первомайск

Математическое моделирование процессов происходящих в рабочей полости электромеханического актуатора подачи топлива.

В статье описаны процессы, происходящие в рабочей полости электромеханического актуатора подачи топлива (ЕМАПП), который является основным составляющим элементом импульсной фазированной системы подачи газового топлива. Представлены математические зависимости, описывающие характер протекания указанных процессов, а также приведены результаты, полученные на основе их расчета.

баланс массы, сжатие топлива, температурное расширение, актуатор, газовый поток, скорость потока, перепад давления

Вступ. Переробка сировини (лузга, тирса, солома та т.і.) для отримання альтернативних видів палива таких як біогаз, чадний газ та інших в сільській місцевості, дозволить значно розширити можливості застосування мобільних електростанцій малої та середньої циліндрової потужності для забезпечення власних потреб фермерського господарства. Переведення двигунів внутрішнього згоряння для машин сільськогосподарського призначення, головним чином тракторних та комбайнових з рідкого палива на газове, дозволить значно знизити матеріальні витрати на паливо-мастильні матеріали під час посівних та збиральних робіт.

© І.А. Швець, 2014

За наявності існуючого парку сільськогосподарської техніки з паливною апаратурою орієнтованою на використання рідкого палива, постає завдання ефективного конвертування зазначених двигунів з метою зменшення матеріальних, людських, експлуатаційних та інших видів витрат при переході на газове паливо.

Постановка проблеми. На сьогодні існує значна кількість перспективних конструкторських рішень систем подачі газового палива, які набули широкого застосування під час конвертації двигунів. Ефективна конвертація двигуна повинна забезпечити умови, за яких після встановлення нового газового обладнання, не погіршаться, а в деяких випадках навіть покращаться техніко – економічні показники двигуна. В зв'язку з цим питання забезпечення високоефективної конвертації двигунів є актуальною проблемою.

В сьогоднішніх умовах отримання високих техніко-економічних показників під час конвертації двигуна може бути досягнуто за рахунок реалізації наступних заходів:

- вдосконалення способу подачі газового палива;
- покращення принципу роботи системи подачі газового палива;
- вдосконалення конструкції елементів системи подачі газового палива.

Реалізація вищеописаних заходів дозволить: покращити точність та своєчасність дозування газового палива, зменшити втрати на перетікання газу, отримати раціональне конструктивне виконання системи без суттєво збільшення масо-габаритних параметрів та т.і.

Серед значної кількості конструктивних рішень систем подачі палива представлених в [2] та інших джерелах, більшість систем вирішують поставлені вище завдання за рахунок механічного або електромеханічного керування дозуючих елементів системи подачі газового палива.

Окремо необхідно відмітити фазовану імпульсну систему подачі газового палива, яка описана в роботі [1] і яка буде розглянута в даній статі. Завдяки удосконаленого способу подачі газового палива який вона реалізує, вирішується більшість вищезгаданих проблем, та з'являється можливість підвищити ефективності конвертації двигуна. Важливою перевагою даного способу над іншими є короткочасне імпульсне фазоване дозування газового палива у відповідності з режимом роботи та навантаження двигуна, за рахунок застосування синхронної роботи трьох електромеханічних актуаторів: формування амплітуди (ЕМАФА), подачі палива (ЕМАПП) та керування дросельною заслінкою (ЕМАКДЗ).

Враховуючи конструктивні особливості та особливості роботи такої системи, необхідність регулювання основних параметрів таких як: величина амплітуди тиску та тривалість імпульсу, представляється важливим отримати математичні залежності які дозволяють визначити параметри газового палива.

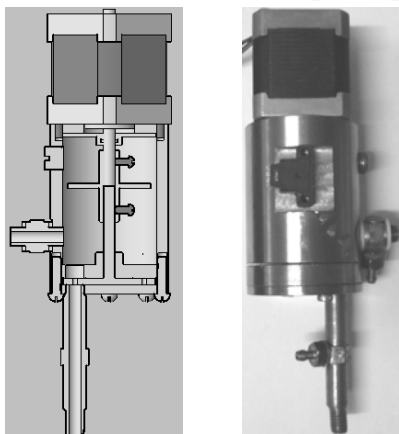


Рисунок 1 – 3-D модель та фото реального ЕМАПП

Формулювання цілей

Враховуючи особливості короткочасного імпульсного дроселювання, а також можливої появи газодинамічних процесів в системі подачі газового палива, постають питання отримання математичних залежностей для опису процесів що відбуваються в робочій порожнині ЕМАПП.

Виклад основного матеріалу

Серед трьох електромеханічних актуаторів: формування амплітуди тиску, керування дросельною заслінкою та подачі газового палива, на останній покладено головне завдання – синхронізувати рух

палива з повітряним потоком під час процесу наповнення циліндру, при цьому точність дозування газового палива залежатиме від геометрії дозуючого отвору, коефіцієнту витрати газу через нього, часу знаходження його у відкритому стані та тиску повітряного та газового потоків.

На рисунку 1 представлено 3-D модель та фото реального ЕМАПП. Головним елементом якого є ротор з отворами для дозування газового палива. Привод ротору здійснюється від крокового двигуна розташованого у верхній частині актуатору і для керування якого використовується мікроконтролер зв'язаний з персональним комп'ютером. Актуатор має робочу порожнину яка заповнюється робочим тілом – газовим паливом, таким чином даючи можливість стабілізувати тиск в ній, і виконуючи при цьому функцію накопичувача (акумулятора палива). Застосування крокових двигунів в якості приводних елементів дозволяє працювати системі без застосування зворотного зв'язку, але представлена система подачі газового передбачає необхідність відстеження положення початку, кінця та тривалості дроселювання газу, для чого в зазначений пристрій було уведено оптопару та диск з прорізами що відповідають положенню отворів дозування.

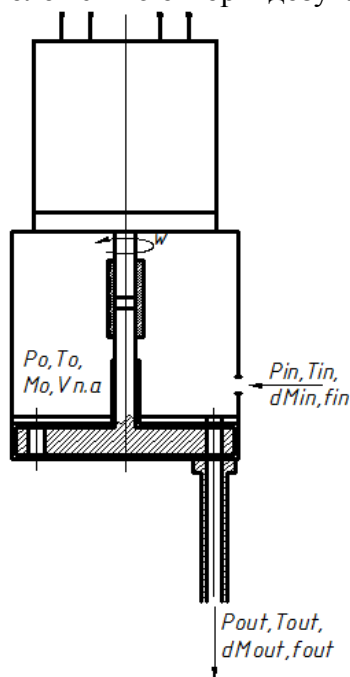


Рисунок 2 – Розрахункова схема ЕМАПП

На рисунку 2 представлено розрахункову схему ЕМАПП згідно якої в робочій порожнині актуатору знаходиться початкова кількість робочого тіла масою M_0 , з початковою температурою T_0 та під початковим тиском p_0 . Сама робоча порожнина актуатора має об'єм $V_{n.a}$. Зазначені початкові параметри можна вважати тими що не змінюються за умови положення дозуючого отвору в закритому положенні.

Газовий потік заданого рівня тиску p_{in} та температури T_{in} від ЕМАФА до робочої порожнини ЕМАПП потрапляє через боковий отвір в стінці актуатора, що свою чергу призводить до збільшення маси газового палива на величину dM_{in} , і як наслідок до зміни параметрів робочого тіла. Причому витрата газу що заповнює робочу порожнину визначається площею прохідного отвору f_{in} .

Відкриття дозуючого отвору актуатору відбувається внаслідок повороту ротору що приводиться в дію від крокового двигуна, кутова частота обертання якого

дорівнює $\omega = \frac{\pi \cdot n_p}{30}$. Це в свою призводить співпадання

отвору дозування в роторі та статорі ЕМАПП і до виходу газового потоку з робочої порожнини з параметрами p_{out} та

T_{out} в імпульсний канал з високою швидкістю. Внаслідок цього робоча порожнина актуатора розвантажується, і маса робочого тіла зменшується на величину dM_{out} . Таким чином головне рівняння що визначає витратні характеристики пристрою представляє собою рівняння балансу маси робочого тіла:

$$M_{n.a} = M_0 + dM_{in} - dM_{out}, \quad (1)$$

де M_0 – початкова маса газу в робочій порожнині актуатору;

dM_{in} – кількість газового палива що потрапила до робочої порожнини актуатору внаслідок наповнення;

dM_{out} – кількість газового палива що покинула робочу порожнину актуатору внаслідок витрати у впускний канал двигуна;

Враховуючи що $G = \mu \cdot \rho \cdot f \cdot w$ та з урахуванням частоти обертання ротору актуатору маємо:

для процесу наповнення актуатору:

$$dM_{in}(\varphi) = \mu_{in} \cdot \rho_{in} \cdot f_{in} \cdot (w_{in} - w_{ni}) \cdot \frac{1}{6 \cdot n_p}, \quad (2)$$

де μ_{in} – коефіцієнт витрати впускного отвору актуатору;

ρ_{in} – густина газового потоку на вході в актуатор;

f_{in} – площа прохідного отвору впускного отвору ЕМАПП;

w_{in} – швидкість руху газового потоку при заповненні робочої порожнини актуатору через впускний отвір;

w_{ni} – швидкість руху газового потоку при виході з робочої порожнини актуатору через впускний отвір,

тоді для процесу витрати газового палива:

$$dM_{out}(\varphi) = \mu_{out} \cdot \rho_{out} \cdot f_{out}(\varphi) \cdot (w_{nu} - w_{un}) \cdot \frac{1}{6 \cdot n}, \quad (3)$$

де μ_{out} – коефіцієнт витрати випускного отвору актуатору;

ρ_{out} – густина газового потоку на виході з актуатору;

f_{out} – площа прохідного отвору випускного отвору ЕМАПП;

w_{nu} – швидкість руху газового потоку при виході з робочої порожнини актуатору у імпульсний канал;

w_{un} – швидкість руху газового потоку при поверненні з імпульсного каналу до робочої порожнини актуатору через випускний отвір;

а загальна зміна маси газового палива в цьому випадку:

$$dM(\varphi) = dM_{in}(\varphi) - dM_{out}(\varphi), \quad (4)$$

поточна маса газового палива в цьому випадку:

$$M(\varphi) = M(\varphi - 1) + dM(\varphi). \quad (5)$$

Що відповідно призведе до зміни густини в робочій порожнині актуатору

$$d\rho(\varphi) = \rho(\varphi) - \rho(\varphi - 1). \quad (6)$$

На змінення густини газового палива крім процесів впуску та випуску будуть впливати такі властивості газового палива як стисливість та температурне розширення. На базі залежностей представлених в [3], та після виконання математичних перетворень отримуємо залежності для урахування зміни тиску та температури в робочій порожнині актуатору в залежності від властивостей газового палива:

зміна тиску внаслідок стисливості;

$$dp(\varphi) = \frac{\rho(\varphi) - \rho(\varphi - 1)}{\rho(\varphi - 1) \cdot \beta_c}, \quad (7)$$

загальний тиск в робочій порожнині актуатору;

$$p(\varphi) = p(\varphi - 1) + dp(\varphi), \quad (8)$$

зміна температури внаслідок температурного розширення газу;

$$dT(\varphi) = \frac{\rho(\varphi) - \rho(\varphi - 1)}{\rho(\varphi - 1) \cdot \beta_t}, \quad (9)$$

$$\text{загальна температура в робочій порожнині актуатору;} \quad (10)$$

$$T(\varphi) = T(\varphi - 1) + dT(\varphi).$$

Витрата газу при подоланні ділянки «актуатор»-«імпульсний канал»-«впускний канал двигуна» супроводжується частковою втратою енергії на проштовхування для обчислення якої застосуємо залежність згідно з [4]:

$$dL_{np}(\varphi) = p_z(\varphi) \cdot \frac{dG}{d\varphi} \cdot \frac{1}{\rho_z(\varphi)} \quad (11)$$

де $p_z(\varphi)$ – поточний тиск газового потоку в каналі;

$\frac{dG}{d\varphi}$ - поточна витрата газу;

$\rho_z(\varphi)$ – поточна густина газового потоку в каналі;

Для даної розрахункової методики були використані наступні допущення та припущення:

- 1) рух газового потоку для малого проміжку часу може вважатися як усталений;
- 2) представлена математична модель розрахунку має квазістаціонарний характер;
- 3) нехтуємо нерівномірністю зовнішнього підводу теплоти до бічної поверхні актуатору;
- 4) процеси теплообміну між газом та контактною поверхнею стінки робочої порожнини актуатору мають квазірівноважений характер
- 5) нехтування впливу газодинамічних (хвильових) процесів внаслідок їх малості.

На кафедрі ДВЗ Первомайського політехнічного інституту національного університету кораблебудування для представленої вище методики було розроблено розрахункову програму в середовищі MathCAD, на основі розрахунку якої побудовані графічні залежності для основних параметрів газового палива в робочій порожнині актуатора які представлені нижче:

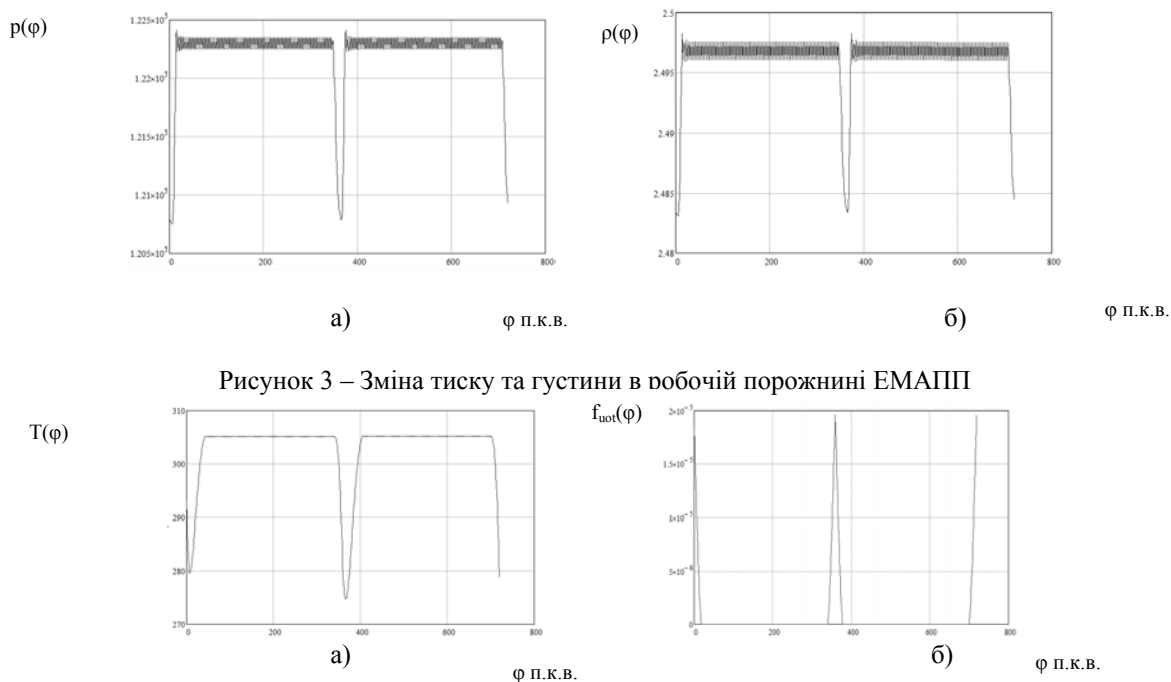


Рисунок 3 – Зміна тиску та густини в робочій порожнині ЕМАПП

Рисунок 4 – Зміна температури та прохідного отвору дозуючого отвору в робочій порожнині ЕМАПП

Висновок.

Розроблена методика визначення параметрів робочого тіла охоплює всі основні процеси що відбуваються в робочій порожнині ЕМАПП, крім тих незначущістю впливу яких було знехтувано, що суттєво не вплинуло на отримані результати.

Список літератури

1. І.А. Швець / Спосіб отримання та дозування паливо-повітряної суміші та система для його реалізації. / «Сучасні проблеми двигунобудування: стан. ідеї, рішення». Матеріали V-ої всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. – ДВЗ. – Первомайськ: ППІ НУК, 2013 р. – 320 с.
2. Ерохов В.И. Легковые газобаллонные автомобили: Устройство, переоборудование, эксплуатация, ремонт. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 238 с.
3. Сергель О.С., С32 Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с., ил.
4. Круглов М.Г., Меднов А. А., Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.: ил.
5. Чугаев Р.Р., Ч-83 Гидравлика: Учебник для вузов. – 4-е изд., доп. и перераб. – Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. – 672 с., ил.

Igor Shvets

Pervomajskij Polytechnic Institute National University of Shipbuilding named after admiral Makarov

Mathematical modeling of processes occurring in the working chamber of the electromechanical actuator fuel

This paper describes the processes taking place inside the working cavity electromechanical actuators for fuel supply (EMAPP), which is the main component element phased pulse gas fuel supply system. The mathematical relationships describing the character of running such processes are shown as well as the results of their calculations.

mass balance, compression of fuel, the thermal expansion actuator, the gas stream flow rate, pressure drop

Одержано 28.04.14

УДК 332.6

Л.Д. Збаржевецька, канд. екон. наук, Л.В. Вдовиченко, ст. викл.

Кіровоградський національний технічний університет

Ефективне використання сільськогосподарських угідь в умовах реалізації земельної реформи

У статті досліджуються проблеми ефективного використання земельних ресурсів, зокрема, сільськогосподарських угідь. Проаналізовано тенденції показників продуктивності сільськогосподарських угідь, а саме, урожайність та обсяги валової продукції з використанням статистичних методів та визначено тенденції очікуваної врожайності на перспективу. Визначено вплив змін у земельних відносинах на чинники ефективності використання землі. Зазначено чинники впливу на продуктивність земель сільськогосподарського призначення, запропоновано напрями підвищення ефективного використання сільськогосподарських угідь.

земельні ресурси, сільськогосподарські угіддя, орні землі, ефективність, продуктивність, валова продукція, ефективне землекористування

© Л.Д. Збаржевецька, Л.В. Вдовиченко, 2014

Л.Д. Збаржевецкая, канд. экон. наук, Л.В. Вдовиченко, ст. препод.

Кировоградский национальный технический университет

Эффективное использование сельскохозяйственных угодий в условиях реализации земельной реформы

В статье исследуются проблемы эффективного использования земельных ресурсов, в частности, сельскохозяйственных угодий. Проанализированы тенденции показателей продуктивности сельскохозяйственных угодий, а именно, урожайность и объемы валовой продукции с использованием статистических методов и определены тенденции ожидаемой урожайности в перспективе. Определено влияние изменений в земельных отношениях на эффективность использования земли. Отмечено систему факторов, влияющих на производительность земель сельскохозяйственного назначения, предложены направления повышения эффективного использования сельскохозяйственных угодий.

земельные ресурсы, сельскохозяйственные угодья, пашня, эффективность, производительность, валовая продукция, эффективное землепользование

Постановка проблеми. Земля як основа екосистеми, засіб і предмет виробництва, об'єкт права власності є базисом сталого розвитку, умовою соціального прогресу та добробуту людини. Проблеми раціонального і ефективного використання земельних ресурсів набувають першочергового значення, оскільки земля є основою існування людства, а значний ріст чисельності населення посилює її значення і роль для соціально-економічного розвитку суспільства. Однак, нераціональне землекористування, екстенсивні методи ведення сільського господарства стали причиною зменшення розмірів та продуктивності сільськогосподарських угідь.

Підвищення ефективного використання земельних ресурсів є однією з найважливіших народногосподарських проблем, успішне розв'язання якої залежить від реалізації господарствами своїх потенційних можливостей у збільшенні виробництва сільськогосподарської продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема є актуальною, їй присвячено досить багато досліджень та публікацій. Питанням ефективного землекористування присвячують свої дослідження В.Г. Андрійчук, А.С. Даниленко, В.М. Месель-Веселяк, Л.Я. Новаковський, Б.Й. Пасхавер, П.Т. Саблук, А.М. Третяк та ін. Однак, дискусійних питань у сфері ефективного землекористування не зменшується, особливо у напрямку підвищення продуктивності сільськогосподарського виробництва.

Завданням статті є дослідження тенденцій динаміки показників продуктивності сільськогосподарських угідь, визначення впливу змін у земельних відносинах на ефективність використання землі та вибір напрямів підвищення продуктивності земель сільськогосподарського призначення, зокрема, ріллі.

Виклад основного матеріалу. Як відомо, у сільському господарстві земля виступає основним виробничим ресурсом. Від рівня ефективності його використання залежить не тільки величина одержуваного доходу окремим землекористувачем, а й добробут суспільства в цілому. Тому сільськогосподарські структури мають спрямовувати свою діяльність на підвищення ефективності використання земельних ресурсів, зокрема, продуктивності основних сільськогосподарських культур. Загострюють питання ефективного використання земель сільськогосподарського призначення проблеми необґрунтованого залучення до використання малопродуктивних та деградованих земель.

Україна має значний ресурсний потенціал для виробництва сільськогосподарської продукції. Єдиний земельний фонд країни становить – 60,4 млн. га. Сільськогосподарське виробництво в Україні ведеться на особливо цінних землях, площа яких становить 14,9 млн. га або 36 % від площі сільськогосподарських угідь, у т.ч. у складі орних земель їх налічується 43,7 % [1]. Слід відзначити, що площі сільськогосподарських угідь мають стійку тенденцію до зменшення (рис.1).

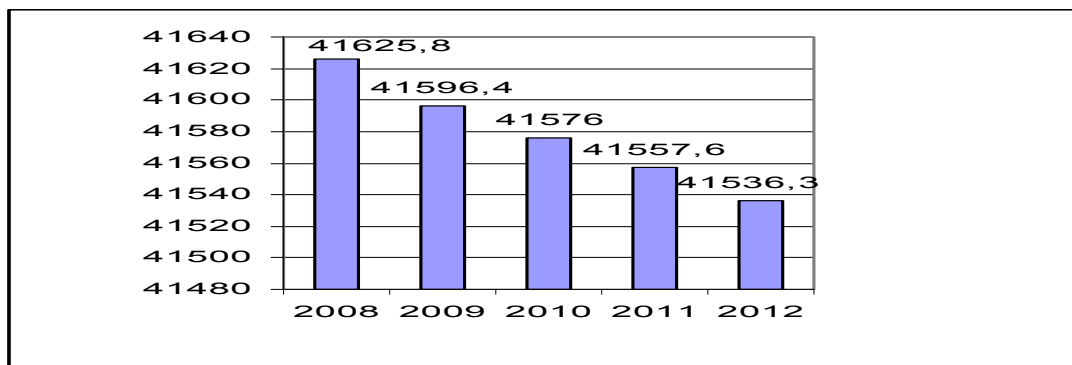


Рисунок 1 – Площа сільськогосподарських угідь за період 2008-2012 рр. (на кінець року), тис. га

У загальній площі сільськогосподарських угідь (41,5 млн. га) орні землі (які систематично обробляються і використовуються під посіви сільськогосподарських культур, включаючи посіви багаторічних трав, а також чисті пари) у 2012 р. становили 30,9 млн. га (85%).

В агроформуваннях України частка ріллі зростає з півночі на південь, а площі природних сіножатей і пасовищ, відповідно, зменшуються. У середньому на одного жителя України в 2011 р. припадало 0,68 га ріллі. Для порівняння: у Канаді - 1,67, Австралії - 1,55, США - 0,67, Франції - 0,31, Англії - 0,11, Японії - 0,03 га ріллі.

У результаті екстенсивного ведення землеробства, в Україні спостерігається найвища в Європі розораність землі – 57% (сільськогосподарських угідь – майже 85%). Для порівняння, розораність земель в США складає 20%, Англії – 25%, Франції – 41%, ФРН – 32% [2].

Абсолютний рівень економічної родючості ґрунту, за рівноцінних затрат на одиницю площі, характеризує продуктивність землі у вигляді врожайності і вартості валової продукції.

Продуктивність використання землі сільськогосподарським підприємством – складний синтетичний показник, на величину якого впливають наступні чинники:

- природна родючість ґрунту;
- структура земельних угідь;
- структура посівних площ;
- віддача живої праці;
- досягнення науково-технічного прогресу.

Продуктивність використання землі можливо обчислити та проаналізувати за допомогою системи натуральних і вартісних показників (табл. 1).

Таблиця 1 – Показники продуктивності земельних ресурсів сільськогосподарських підприємств (узагальнено за [3])

Натуральні показники	Вартісні показники
Рослинництво - урожайність сільськогосподарських культур; Тваринництво: - продукція тваринництва в розрахунку на 100 га сільськогосподарських угідь або на 100 га ріллі: а) продукція скотарства і вівчарства (молока, м'яса всіх видів, яловичини, вовни) – в розрахунку на 100 га сільськогосподарських угідь, б) продукція свинарства, а також зерна, цукрових буряків та іншої продукції рослинництва – на 100 га ріллі, в) продукція птахівництва – на 100га площі посіву зернових культур.	Виробництво: - валової продукції в порівнянних цінах, - товарної продукції в поточних цінах реалізації, - чистої продукції і прибутку в розрахунку на 1га сільськогосподарських угідь.

Проте, за допомогою натуральних показників не можна узагальнити рівень ефективності використання землі господарством. Для цього використовують вартісні показники, тобто визначають суму одержаної валової продукції, товарної продукції, доходу або прибутку в розрахунку на 100 га сільськогосподарських угідь чи 100 га ріллі.

Урожайність (продуктивність) віддзеркалює культуру землеробства, структуру посівів, якість і терміни проведення технологічних операцій, забезпеченість господарств засобами виробництва, впровадження нових інноваційних технологій.

Однак, у нинішніх умовах господарювання, фінансових коштів на придбання техніко-матеріальних ресурсів, нових технологій виробництва сільськогосподарської продукції є недостатньо, що не сприяє підвищенню урожайності, та негативно впливає на економічну ефективність використання земель.

Для відображення основних тенденцій зміни рівня урожайності за часом використовуємо систему рівнянь тренду.

Математично це виразимо таким чином:

$$\begin{cases} a_0 n + a_1 \sum_{i=1}^n t_i = \sum_{i=1}^n y_i \\ a_0 \sum_{i=1}^n t_i + a_1 \sum_{i=1}^n t_i^2 = \sum_{i=1}^n y_i t_i \end{cases} \quad (1)$$

Звідси, при $t=0$

$$\begin{cases} a_0 n = \sum_{i=1}^n y_i \\ a_1 \sum_{i=1}^n t_i^2 = \sum_{i=1}^n y_i t_i \end{cases} \quad (2)$$

де a_0 – вирівняний початковий рівень урожайності;
 a_1 – середньорічний абсолютний приріст урожайності;
 y – урожайність;
 t – номер року.

Тоді, початковий рівень урожайності та середньорічний приріст визначаємо за формулами 3, 4:

$$a_0 = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (3)$$

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n y_i t_i}{\sum_{i=1}^n t_i^2} \quad (4)$$

Таким чином, урожайність відповідної культури розраховуємо за формулою:

$$y_i = a_{0i} + a_{1i} \times t_i \quad (5)$$

Отже, шукані рівняння, що призначені для вирівнювання динамічного ряду, будуть мати вигляд:

$$y_{\text{соняшник}} = 16.08 + 0.56 \times t, \quad (6)$$

$$y_{\text{зернові та зернобобові}} = 31.9 + 0.04 \times t, \quad (7)$$

$$y_{\text{цукровий буряк}} = 344.8 + 15.8 \times t, \quad (8)$$

$$y_{\text{картопля}} = 147.8 + 7.3 \times t. \quad (9)$$

Аналіз трендових рівнянь дозволяє зробити висновки, що у майбутньому, за раціонального використання земель сільськогосподарського призначення, урожайність за основними сільськогосподарськими культурами (соняшник, зернові та зернобобові, цукровий буряк, картопля) буде щорічно зростати, відповідно на 0,56; 0,04; 15,8; 7,3 ц/га.

Динаміка урожайності основних сільськогосподарських культур за 2008-2012рр. відображена на рис. 2.

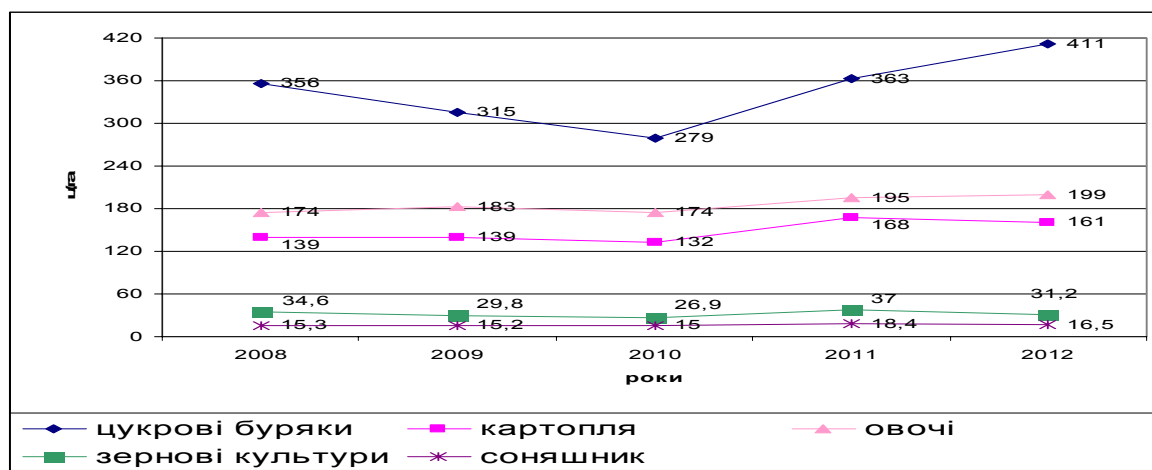


Рисунок 2 – Динаміка урожайності основних сільськогосподарських культур, ц/га [4]

Наведені на рис. 2 графіки свідчать, що несприятливі погодні умови, відсутність прогресивних технологій виробництва основних сільськогосподарських культур в господарствах населення призвели до значного зниження урожайності.

Продуктивність використання землі господарствами може визначатись також за допомогою вартісних показників. Таким показником є валова продукція. Під валовою продукцією розуміють вартість виробленої продукції протягом певного періоду [3].

У валову продукцію сільського господарства включають продукти рослинного і тваринного походження, отримані внаслідок виробництва сільськогосподарських культур і тварин, обсяг зміни незавершеного виробництва у рослинництві й обсяг вирощування багаторічних насаджень за рік, а також вирощування продуктивної худоби та птиці, що складається із маси приплоду, приросту маси молодняку, дорослої худоби та птиці на відгодівлі й нагулі. Обсяги виробництва валової продукції не завжди зростають пропорційно до збільшення земельної площі. Значну роль у підвищенні продуктивності сільськогосподарського виробництва відіграють: форми господарювання, співвідношення між земельною площею, технологічними засобами, кількістю працівників. Продукцію оцінюють у постійних цінах, розрахованих як середньозважені ціни товарної та нетоварної частини продукції сільського

господарства. Валова продукція може розраховуватись на 100 га сільськогосподарських угідь, на 1 працівника, на 1 люд-год.

Таблиця 2 – Валова продукція сільського господарства (у постійних цінах 2010 року), млн. грн. [5]

Роки	Усі категорії господарств	у тому числі:			
		сільськогосподарські підприємства		господарства населення	
		млн. грн.	%	млн. грн.	%
2008	201564,0	101451,2	50,3	100112,8	49,7
2009	197935,9	96273,6	48,6	101662,3	51,4
2010	194886,5	94089,0	48,3	100797,5	51,7
2011	233696,3	121053,7	51,8	112642,6	48,2
2012	223254,8	113082,3	50,7	110172,5	49,3
Разом	1051337,5	525949,8	50,03	525387,7	49,97

За період 2008-2012рр. валове виробництво сільськогосподарської продукції України пропорційно (майже порівну) розподіляється між сільськогосподарськими підприємствами та господарствами населення.

Так як урожайність та ціни сільськогосподарської продукції мають значний діапазон коливань, вихід валової продукції необхідно аналізувати за 5–7 років. Для цього існують такі показники, які розраховуються базисним або ланцюговим методами:

- абсолютний приріст, ц з 1 га;
- темп зростання, %;
- темп приросту, %;
- абсолютне значення 1% приросту.

Таблиця 3 – Аналіз динаміки виробництва валової продукції сільського господарства в усіх категоріях господарств на 100 га сільськогосподарських угідь* (розраховано за даними[5])

Роки	Валова продукція	Абсолютний приріст, тис. грн.		Темп зростання, %		Темп приросту, %		Абсолютне значення 1% приросту, тис. грн.
		Базисний	Ланцюговий	Базисний	Ланцюговий	Базисний	Ланцюговий	
2008	538,2	-	-	100	100	-	-	...
2009	530,9	-7,3	-7,3	98,6	98,6	-1,4	-1,4	...
2010	523,7	-14,5	-7,2	97,3	98,6	-2,7	-1,4	...
2011	629,4	91,2	105,7	116,9	120,2	+16,9	+20,2	5,23
2012	601,5	63,3	-27,9	111,8	95,6	+11,8	-4,4	...

*– в цінах поточного року.

Середньорічне виробництво валової продукції за період 2008-2012 рр.:

$$\overline{\text{ВП}} = \frac{\sum \text{ВП}}{n} = \frac{2823,7}{5} = 564,74 \text{ тис. грн.}$$

Середній абсолютний приріст:

$$\overline{\Delta_{\text{баз}}} = \frac{\sum \Delta}{n} = \frac{63,3}{5} = 12,66 \text{ тис. грн.}$$

Середній темп зростання:

$$\overline{Tp} = \sqrt[4]{\frac{601,5}{538,2}} \times 100 = 103\%.$$

Середній темп приросту:

$$\overline{Tnp} = 103 - 100 = 3\%$$

Аналізуючи результати проведених розрахунків ми можемо зробити висновок, що в середньому виробництво валової продукції сільського господарства в усіх категоріях господарств на 100 га сільськогосподарських угідь за період 2008 - 2012 рр. становить 564,74 тис. грн. Встановлено, що максимальний обсяг валової продукції на 100 га сільськогосподарських угідь отримали у 2011 році (629,4 тис. грн.), мінімальний – у 2010 році (523,7 тис. грн.). Завдяки піку врожайності у 2011 р., за останні 5 років, середнє значення приросту виробництва валової продукції становить 3%. Абсолютне значення 1% приросту валової продукції становить 5,23 тис. грн. Розраховані показники рівня виробництва валової продукції свідчать про нестабільну динаміку виробництва валової продукції на 100 га сільськогосподарських угідь.

Як зазначалось вище, обсяги виробництва валової продукції не завжди зростають пропорційно до збільшення земельної площі. Дане твердження доводить інформація наведена на рис. 3.

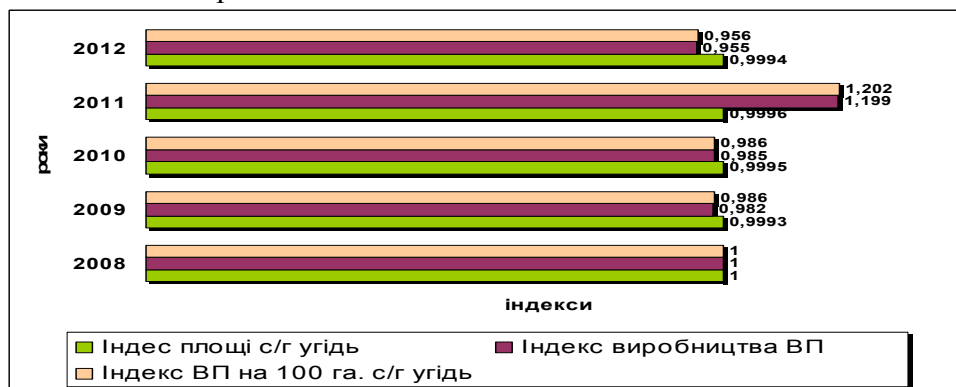


Рисунок 3 – Динаміка індексів площі та загального обсягу валової продукції сільськогосподарського виробництва (до попереднього року)

Користуючись діаграмою, зазначимо, що площі сільськогосподарських угідь мають тенденцію до зменшення, а виробництво валової продукції зростає, наприклад у 2011 р.

Значний вплив на обсяги валової продукції має і землевпорядкування. Механізм цього впливу полягає у наступному:

- введення сівозмін, розміщення культур на найбільш придатних для їх вирощування землях, правильна організація кормової бази;
- збільшення обсягу валової продукції, шляхом зменшення різного роду втрат;
- проведення заходів щодо поліпшення родючості ґрунтів, диференційованого розміщення культур, ціленаправленого внесення добрив, протиерозійного захисту території.

Реформування земельних відносин, поки що, не привели до значного поліпшення використання земель, підвищення продуктивності землеробства. Заходи щодо підвищення родючості земель мають епізодичний характер. Проблематичним є фінансування програм щодо охорони та підвищення родючості сільськогосподарських угідь.

Отже, як показують розрахунки потенційні можливості для збільшення обсягів виробництва валової продукції сільського господарства є, але для цього необхідно провести ряд заходів, що сприятимуть підвищенню урожайності.

Висновки. На врожайність сільськогосподарських культур впливають родючість ґрунтів, природно-кліматичні умови, активність живих організмів, стан захисту рослин і тварин. Безпосередню участь у генеруванні врожаю здійснює і людина, шляхом локального (здійснюється у процесі виробництва) впливу.

Головними напрямками ефективності використання сільськогосподарських угідь є підвищення врожайності сільськогосподарських культур, вдосконалення структури посівних площ, збільшення частки більш врожайних культур за рахунок скорочення частки менш врожайних, відсутність порушень у засобах і термінах виробництва сільгоспкультур, поєднання власних і залучених, з інших джерел, коштів на закупівлю техніки, технологічного устаткування й необхідних матеріальних ресурсів з єдиною метою прискореного впровадження високоефективних технологій.

У господарствах, де спостерігається низька продуктивність землекористування доцільно скоротити площу малопродуктивної землі за рахунок консервації деградованих та малородючих ґрунтів, переведення малопродуктивної ріллі в сіножаті й пасовища.

Світовий досвід переконує, що підвищення ефективності сільського господарства, як галузі, можливе за рахунок інтенсивного використання високородючих ґрунтів і зниження вкладень у малопродуктивні землі.

Список літератури

1. Щодо шляхів підвищення ефективності використання земель сільськогосподарського призначення в Україні. Аналітична записка. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.niss.gov.ua/articles/1129/>
2. Сільське господарство України та деяких інших країн. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.csi.org.ua/www/?p=2271>.
3. Економіка аграрних підприємств: Підручник. – 2-ге вид., доп. і перероблене. / В. Г. Андрійчук. – К.: КНЕУ, 2002. – 624 с.
4. Статистичний щорічник України за 2012 рік. – К.: Держкомстат України, 2013. – 552 с.
5. Валова продукція сільського господарства України за 2012 рік. Статистичний бюлетень. Державна служба статистики України. – 2013. – 25 с.

Ludmila Zbarzhevetska, Lidia Vdovychenko

Kirovograd natsionalnyy Technical University, Kirovograd city

Effective use of agricultural landscapes within the framework of land reform

The main objective of the article is the research of dynamic tendencies of agricultural land productivity indexes and the choice of productivity optimization approaches for the landscapes of agricultural use.

The problems of effective use of agricultural landscapes are investigated in the article. The tendencies of yield production and the amount of gross output were analyzed using statistical approaches as well as the tendencies of expected yield production. Influences of various factors of land use were examined and approaches for productivity optimization for the landscapes of agricultural use were suggested.

Results of the research showed that the main approach of effective use for the agricultural landscapes is the increasing of yield production, structure improvement of agricultural areas, increase of cultivation of more productive crops and reduced cultivation of less productive crops in a total share, control of violations and gaps in approaches and terms of production of agricultural crops, combining internal and external funds for the equipment provision, technical equipment and the necessary mineral resources following the objective of rapid integration of high-performance technologies.

land resources, agricultural landscape, arable land, effectiveness, productivity, gross output, effective land use

Одержано 07.03.14

УДК 536.423.4

В.Я. Горін, голова правління, **В.В. Горін,** канд.техн. наук

БАТ «Коростенський завод хімічного машинобудування», м. Коростень, Україна

Виробничий досвід виготовлення охолоджувачів молока з акумулятором холоду

Розроблено технологію виробництва охолоджувача молока з акумулятором холоду та наведено виробничий досвід виготовлення таких установок, які дозволяють зберігати молоко у термін до його доставки до молокозаводу для подальшої переробки.

охолоджувач молока, переробка молока, молочна ванна, компресорно-конденсаторний агрегат

В.Я. Горин, голова правления, **В.В. Горин,** канд. техн. наук

ОАО «Коростенский завод химического машиностроения», г. Коростень, Украина

Производственный опыт изготовления охладителей молока с аккумулятором холода

Разработана технология производства охладителей молока с аккумулятором холода и представлен производственный опыт изготовления таких установок, которые позволяют сохранять молоко в сроки его доставки к молокозаводу для дальнейшей переработки.

охладитель молока, переработка молока, молочная ванная, компрессорно-конденаторный агрегат

Одним з пріоритетних напрямків розвитку сільського господарства країни є створення ефективної системи виробництва та переробки молока на молочних підприємствах.

Незабезпеченість молочних господарств необхідним обладнанням, наприклад апаратами щодо охолодження молока, призводить до великих втрат під час зберігання молока в пунктах його заготівлі та подальшого транспортування до молокозаводів.

Для молокозаводів та фермерських господарств, що займаються виробництвом молока та молочних продуктів, найважливішим аспектом, що впливає на якість молока та продукції з нього, є своєчасне його охолодження. При цьому ключовою ланкою у виробництві молока є апарати для його охолодження [1, 2], тому що молоко, як таке, схильне до впливу мікроорганізмів приблизно дві години і у подальшому потребує негайного охолодження.

Сьогодні існує значна потреба в охолоджувачах молока для аграрної галузі країни. Моніторинг вітчизняних молокозаводів та фермерських господарств показав, що їх обладнання переважною більшістю є закордонним і, до того ж, найчастіше це реновировані охолоджувачі молока. У зв'язку з цим необхідність виготовлення вітчизняних апаратів такого класу є актуальним у сучасних умовах.

Головною метою даної роботи є надання матеріалу щодо виробничого досвіду розробки та виготовлення охолоджувачів молока. У роботі також наведено принцип роботи апаратів такого типу, їх застосування та опис молокоохолоджувальної установки з акумулятором холоду MO2/100 AX.

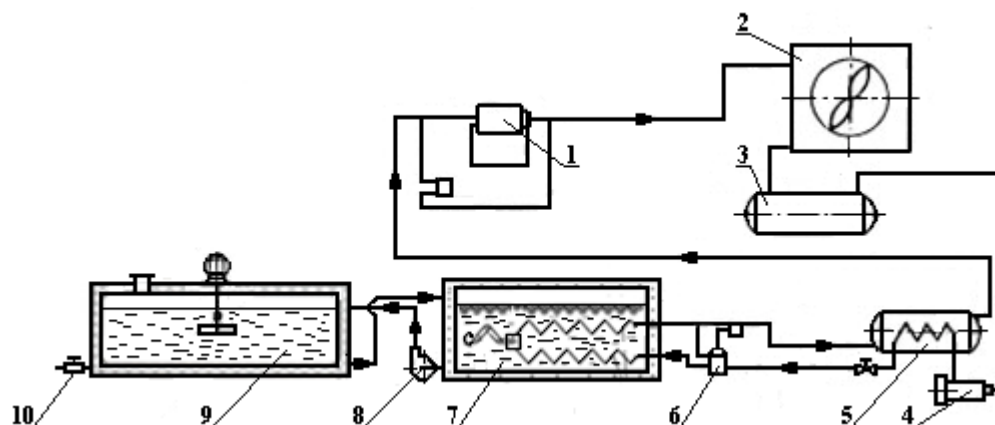
За способами охолодження обладнання підрозділяється на системи прямого охолодження та системи з проміжним холодоносієм. Системи з проміжним холодоносієм поділяються на льодоакумуляуючі (з фазовим переходом холодоносія) та чілери (без фазового переходу).

© **В.Я. Горін,** В.В. Горін, 2014

Системи прямого (безпосереднього) охолодження є найбільш поширеними. Охолодження рідини відбувається під час безпосереднього контакту його з випарником, що має прямий контакт з внутрішньою поверхнею ємності. В якості холодоагенту використовуються хладони.

Системи з теплоакмуляцією використовують холодильний агрегат, що охолоджує холодоносії, який, у свою чергу, охолоджує молоко. У нашому разі розглядається варіант з теплоакмуляцією.

Коростенським заводом «Хіммаш» та НТУУ «Київський політехнічний інститут» розроблена установка щодо охолодження молока та молочних продуктів з акумуляцією холода, принципова схема якої наведена у рис. 1.



1 – компресор, 2 – конденсатор, 3 – ресивер, 4 – фільтр-осушувач, 5 – теплообмінник, 6 – терморегулюючий вентиль, 7- водяний (розсільний) насос, 8 – акумулятор холоду (льодогенератор), 9 – молочна ванна, 10 – сливний молочний кран.

Рисунок 1 – Принципова схема охолоджувача молока

Молокоохолоджувальна установка з акумулятором холоду розрахована на два доїння на добу по 1000 літрів кожна.

В якості носія холоду застосовується крижана вода, що вироблена льодогенератором.

Призначення установки полягає у наступному:

1. молокоохолоджувач служить для охолодження молока та інших рідких молочних продуктів;

2. молочний резервуар (танк) має непряму систему охолодження;

3. молокоохолоджувальні установки такого типу застосовуються у молочних фермах, малих молокозаводах та місцях скуповування молока;

Характеристики апарату зазначені у табл. 1.

Таблиця 1 – Технічні дані молокоохолоджувальної установки МО-2/1000 АХ

№ з/п	Технічні дані	Значення	Одиниці виміру
1	Ємність молочної ванни	2000	л
2	Кількість доїнь за добу	2	
3	Час охолодження з температури 35 ⁰ С до 4 ⁰ С, год.	2	год
4	Трьохфазна мережа	380/220	В
5	Число обертів мішалки	25	об/хв
7	Мінімальна площа приміщення під установку	15	м ²

Робочий процес охолоджувача молока протікає наступним чином.

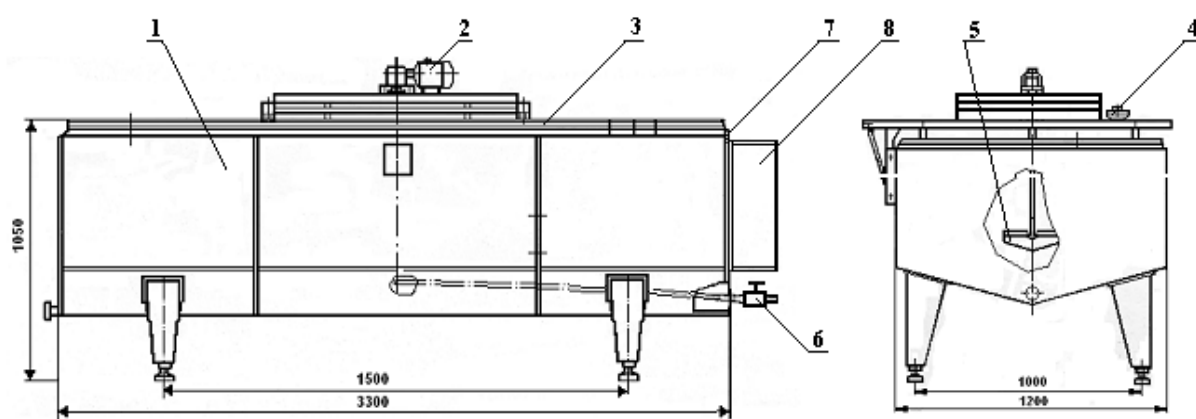
Перед початком засмоктування холодна пара хладону надходить у компресор через теплообмінник, де підігріваються рідким холодагентом, який надходить з ресивера через фільтр-осушувач. Компресор стискає пару хладону до високого тиску та температури. Далі пара холодагенту надходить до конденсатору, де охолоджується та конденсується. Надалі рідина хладону, попередньо проходячи через ресивер та теплообмінник, надходить у дросельний пристрій (терморегулюючий вентиль), де хладон дроселюється, із зменшенням тиску та температури, та переходить у парорідинну суміш і спрямовується до акумулятора холоду (льодогенератору), де тепло відбирається холодагентом у теплоносія, при цьому скипає та спрямовується до компресора. Надалі робочий цикл повторюється.

М'яке охолодження молока з перших літрів за рахунок застосування льодо-води замість хладону виключає підмерзання молока. Кількість льоду в льодогенераторі розраховане таким чином, що охолодження молока з температури 35°C до $+4^{\circ}\text{C}$ здійснюється протягом двох годин. Агрегати використовують хладон R22 або більш безпечний для навколишнього середовища хладон R404A. Можлива робота льодогенератора в режимі акумуляції льоду з роботою в нічний час доби задля економії електроенергії.

До складу установки входять наступні круногабаритні одиниці: компресорно-конденсаторний агрегат, що працює на фреоні R22 або R404A, теплообмінник, резервуар (танк) - охолоджувач молока з мішалкою та акумулятор холоду (льодогенератор) [3, 4]. Також, на вимогу замовника, передбачено варіант виконання установки на рамній конструкції.

Актуальну задачу щодо впровадження у виробництво охолоджувачів молока було реалізовано Коростенським машинобудівним заводом «Хіммаш», який розробив конструкторсько-технологічну документацію та виготовив охолоджувач молока.

Резервуар (танк) – охолоджувач молока (рис. 2) призначен для охолодження і зберігання молока на тваринницьких фермах та відноситься до класу відкритих танків [5]. Відкриті охолоджувачі у середньому за обсягом мають 2 тони, та їх відмінністю є кришка, що відкидається.



1 - молочна ванна, 2 - мотор-редуктор, 3 - кришка, 4 - фільтр для молока,
5 – мішалка, 6 – зливний кран, 7 – ізоляції, 8 – щит управління

Рисунок 2 – Загальний вигляд резервуара (танка) - охолоджувача молока

Зовні корпус молочної ванни 1 ізолюваний спеціальним матеріалом. Термоізоляція 7 охолоджувача є екологічно безпечною щодо навколишнього середовища та вироблена з високоякісного поліуретану і допускає зростання температури молока впродовж 12 годин за зовнішньої температури $t=+30^{\circ}\text{C}$ не більше ніж на 1°C .

Зверху ванна має прямокутну кришку 3. В середній частині кришки кріпляться редуктор 2 з мішалкою 5, термометр і мірна лінійка. Також на кришці передбачено горловина з фільтром 4 для здійснення заливки молока у ванну. Рівень молока контролюється мірною лінійкою. Злив молока з ванни здійснюється через молочний зливний кран 6. Всі компоненти установки виготовлені з високоякісної харчової нержавіючої.

Для забезпечення максимально швидкого і рівномірного охолодження молока ємність забезпечена пристроями, які складаються з приводу та лопастевої мішалки. Привід являє собою мотор-редуктор. Швидкість обертання мішалки дорівнює 25 об/хв і її призначення полягає у тому, щоб при обертанні лопатей мішалки не відбувалося розбивання жирових кульок і не змінювалася структура молока.

Висновки:

1. Розроблена технологія виготовлення установок для охолодження молока з акумулятором холоду та отриман виробничий досвід їх виготовлення.

2. Конструкція молокоохолоджувача враховує технічні нововведення, сукупність застосування яких дає новий техніко-економічний ефект.

Список литературы

1. Сурков В.Д., Липатов Н.Н., Золотин Ю.П. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности. 3-е изд., перераб. и доп. / – М.: Лег. и пищ. пром-сть, - 1983. – 432 с.
2. Справочник технолога молочного производства. Т. 7. Оборудование молочных предприятий (справочник-каталог) / Под ред. А.Г. Храмцова. – СПб.: ГИОРД, 2004. – 832 с.
3. Барабаш П. А., Голубев А. Б., Трокоз Я. Е., Горин В.В. // Установка для опреснения воды методом вымораживания с деформируемой льдогенерирующей поверхностью теплообмена.// - Зб. тез IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки”- м. Кіровоград. – 2013. – С. 223-225.
4. Барабаш П. А., Голубев А. Б., Трокоз Я. Е., Горин В.В. // Разработка установки для опреснения воды методом вымораживания// - Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/ вип. 43. - ч. II. – 2013. – С. 22 – 27.
5. ГОСТ Р 50803-2008. Машины и оборудование для пищевой промышленности. Резервуары для охлаждения и хранения молока на молочно-товарных фермах и приемных пунктах. Технические требования и параметры безопасности.

Viktor Gorin, Vadim Gorin

JSC "Korosten chemical engineering plant", Korosten, Ukraine

Industrial experience of manufacture of milk cooling with battery cold

The technology for the production of milk cooling with battery cold and presents a production experience of producing such plants, which allow to keep the milk in the timing of its delivery to dairies for processing.

The developed technology of manufacturing plants for milk cooling with battery cold and obtain work experience of their production.

Design [milk production](#) takes into account technical innovations, the combination of the use of which gives a new technical and economic effect.

cooler milk, milk processing, milk bath, air kondensatorny unit

Одержано 28.05.14

УДК 681.513.5

Б.М. Гончаренко, д-р техн. наук

Національний університет харчових технологій

Л.Г. Віхрова, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Синтез оптимального мінімаксного оцінювання та керування лінійними багатовимірними об'єктами за умови неточного і неповного їх вимірювання

Розглянута задача мінімаксного оцінювання та керування лінійними багатовимірними об'єктами за умови неповного і (або) неточного вимірювання деяких координат його стану. Викладені суть та послідовність такого підходу. Сформульована задача синтезу оптимального мінімаксного оцінювання та керування відновленими значеннями у вказаних об'єктах. Наведена матрична матмодель температурного режиму теплового об'єкта (пекарної камери) та сформульований критерій оптимальності спостереження та керування. Викладена послідовність математичних перетворень та замінів, щоб шляхом розв'язання оптимізаційної задачі врешті отримати вирази оптимального оцінювання (спостерігача) та керувального діяння (регулятора) за умови неповного або неточного вимірювання координат стану об'єкта у вигляді матриці зворотного зв'язку і матриці коефіцієнтів моделі спостережень координат стану об'єкта. Викладене полегшить застосування в харчовій промисловості методу мінімаксного підходу для практичного розв'язання оптимізаційних задач оцінювання та керування відновленими значеннями параметрів.

оптимізаційна задача, лінійна динамічна система, мінімаксне оцінювання, мінімаксне керування, математична модель, багатовимірний об'єкт керування, допустимі збурення, квадратичний критерій оптимальності, матричне диференціювання, матричний принцип максимуму, функція Гамільтона

Б.Н. Гончаренко, д-р техн. наук

Національний університет пищевых технологий

Л.Г. Вихрова, канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Синтез оптимального минимаксного оценивания и управления линейными многомерными объектами в условиях неточного и неполного их измерения

Рассмотрена задача минимаксного оценивания и управления линейными многомерными объектами в условиях неполного и (или) неточного измерения некоторых координат его состояния. Изложены суть и последовательность такого подхода. Сформулирована задача синтеза оптимального минимаксного оценивания и управления восстановленными значениями в указанных объектах. Приведена матричная матмодель температурного режима теплового объекта (пекарной камеры) и сформулирован критерий оптимальности наблюдения и управления. Изложена последовательность математических преобразований и замен, чтобы путём решения оптимизационной задачи наконец получить выражения оптимального оценивания (наблюдателя) и управляющего действия (регулятора) в условиях неполного или неточного измерения координат состояния объекта в виде матрицы обратной связи и матрицы коэффициентов модели наблюдений координат состояния объекта. Изложенное должно облегчить применение в пищевой промышленности метода минимаксного подхода для практического решения оптимизационных задач оценивания и управления восстановленными значениями параметров состояний.

оптимизационная задача, линейная динамическая система, минимаксное оценивание, минимаксное управление, математическая модель, многомерный объект управления, допустимые возмущения, квадратичный критерий оптимальности, матричное дифференцирование, матричный принцип максимума, функция Гамильтона

Вступ. При розгляді оптимізаційних задач керування більшість величин (координат стану об'єкта) недоступні для безпосереднього, повного і (або) точного вимірювання, а лише для спостереження або відновлення, причому ці оцінки отримуються також з певними похибками.

Мета та постановка проблеми. Необхідно розглянути задачу мінімаксного спостереження за наявності похибок вимірювання у відповідних вимірювальних каналах (або за умови неповних і неточних вимірювань вектора стану об'єкта), а потім і керування за відновленими значеннями (оцінками) координат стану об'єкта.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо матричну модель лінійного теплового об'єкта керування (наприклад, пекарної камери) [1]:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) + K(t)f_1(t), \\ x(t_0) = Lx^0, \end{cases} \quad (1)$$

де $A(t)$ – матриця коефіцієнтів вектора $x(t)$ стану об'єкта;

$B(t)$ – матриця коефіцієнтів при керуванні $u(t)$;

$K(t)$ – матриця коефіцієнтів вектора $f_1(t)$ похибок вимірювань стану об'єкта;

L – матриця, що визначає, які з координат вектора стану $x(t_0)$ є збуреними в початковий момент t_0 .

При цьому спостереження описується співвідношенням:

$$y(t) = C(t)x(t) + M(t)f_2(t), \quad (2)$$

де $C(t)$ – матриця, яка визначає елементи вектора стану об'єкта $x(t)$, які вимірюються з похибками (неповно, неточно); $f_2(t)$ – вектор похибок спостережень; $M(t)$ – матриця коефіцієнтів при складових вектора $f_2(t)$ похибок спостережень [2].

Відносно збурювальних чинників f_1, f_2 і початкових умов x^0 припустимо, що вони обмежені областю S_λ у вигляді гіпереліпсоїда [3]:

$$(x^0, f) \in S_{\lambda(t)} = \left\{ x^{0T} P_0 x^0 + \int_{t_0}^t f^T(\tau) P(\tau) f(\tau) d\tau \leq \lambda^2(t) \right\}, \quad (3)$$

де $P(t)$ – додатно визначені симетричні вагові матриці з відомими коефіцієнтами; $\lambda(t)$ – відома скалярна функція, що визначає об'єм і динаміку змінювання розміру еліпсоїда.

Критерій (функціонал) оптимальності для математичної моделі (1) при спостереженнях (2) може мати наступний вигляд:

$$I_c(u) = \int_{t_0}^T r^T(t) H_c(t) r(t) dt + r^T(T) V_c r(T); \quad (4)$$

де $H(t), D(t), V$ – відомі додатно визначені симетричні вагові матриці [4];

$$H_c(t) = T^T \bar{H}(t) T, \quad \bar{V} = T^T V T, \quad r(t) = T z(t); \Rightarrow z(t) = T^{-1} r(t) = T r(t).$$

Як і у випадку повного і точного вимірювання, елементи вагових матриць $H(t), D(t), V$ визначають «вагу» відповідної складової у критерії якості (4).

Оптимальне керування для даного випадку визначається як:

$$u(t) = R(t)\hat{x}(t) + Q(t)y(t), \quad (5)$$

де $R(t)$ – матриця зворотного зв'язку (матриця підсилення);

$Q(t)$ – шукана матриця коефіцієнтів при спостереженнях $y(t)$;

$y(t)$ – спостереження вимірюваних координат стану об'єкта $x(t)$;

$\hat{x}(t)$ – оцінки координат стану об'єкта $x(t)$, отримані на виході фільтра Калмана-

Бюсі:

$$\begin{cases} \frac{d\hat{x}(t)}{dt} = F(t)\hat{x}(t) + G(t)y(t), \\ \hat{x}(t_0) = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де $F(t), G(t)$ – невідомі шукані матриці, що визначають структуру мінімаксного фільтра [5].

Оптимальне керування (5) повинно задовольняти умову мінімізації наступного критерію:

$$J_c(u) = \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} I_c(u), \quad (7)$$

де $I_c(u)$ – критерій (функціонал) якості, який визначається (4).

Основну задачу мінімаксної оптимізації можна представити так:

$$J_c(u) \rightarrow \min_u. \quad (8)$$

Підставимо у (5) співвідношення (2):

$$u(t) = R(t)\hat{x}(t) + Q(t)C(t)x(t) + Q(t)M(t)f_2(t). \quad (9)$$

Повторимо останню операцію і для першого рівняння (6):

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = F(t)\hat{x}(t) + G(t)C(t)x(t) + G(t)M(t)f_2(t). \quad (10)$$

Отримане співвідношення (9) підставимо у перше рівняння (1).

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)Q(t)C(t)x(t) + B(t)R(t)\hat{x}(t) + K(t)f_1(t) + B(t)Q(t)M(t)f_2(t). \quad (11)$$

Покладемо у (5) $Q = 0$, тоді оптимальне керування буде таким:

$$u(t) = R(t)\hat{x}(t). \quad (12)$$

Враховуючи (12), можна сформулювати наступну систему:

$$\begin{cases} \frac{dx(t)}{dt} = A(t)x(t) + B(t)R(t)\hat{x}(t) + K(t)f_1(t), \\ \frac{d\hat{x}(t)}{dt} = F(t)\hat{x}(t) + G(t)C(t)x(t) + G(t)M(t)f_2(t). \end{cases} \quad (13)$$

Використовуючи позначення, що випливають з поняття блочної матриці (квадратної матриці, кожний елемент якої є квадратною підматрицею меншої, кратної розмірності) систему (13) можна переписати так:

$$\begin{cases} \frac{dz(t)}{dt} = \overline{A(t)}x(t) + \overline{B(t)}f(t), \\ z(t_0) = \overline{L}x^0. \end{cases} \quad (14)$$

Розглянемо матрицю

$$T^{-1} = \begin{bmatrix} E & \vdots & 0 \\ \dots & \vdots & \dots \\ E & \vdots & -E \end{bmatrix} = T \quad (T \cdot T^{-1} = T^{-1} \cdot T = E) \quad (15)$$

і перетворимо (14) з врахуванням (15):

$$\begin{cases} \frac{dz(t)}{dt} = \overline{A(t)}x(t) + \overline{B(t)}f(t), \\ z(t_0) = \overline{L}x^0; \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{dr(t)}{dt} = T \overline{A(t)} T^{-1} r(t) + T \overline{B(t)} f(t), \\ r(t_0) = T \overline{L} x^0. \end{cases} \quad (16)$$

Позначимо $A_c(t) = T \overline{A(t)} T^{-1}$, $B_c(t) = T \overline{B(t)}$, $L_c = T \overline{L}$, тоді отримаємо систему:

$$\begin{cases} \frac{dr(t)}{dt} = A_c(t)r(t) + B_c(t)f(t), \\ r(t_0) = L_c x^0, \end{cases} \quad (17)$$

де

$$A_c(t) = T \overline{A(t)} T^{-1} = \begin{bmatrix} A(t) + B(t)R(t) & \vdots & -B(t)R(t) \\ \dots & \vdots & \dots \\ A(t) - G(t)C(t) + B(t)R(t) - F(t) & \vdots & -B(t)R(t) + F(t) \end{bmatrix}, \quad (18)$$

$$L_c = T \overline{L} = \begin{bmatrix} E & \vdots & 0 \\ \dots & \vdots & \dots \\ E & \vdots & -E \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} L \\ \dots \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L \\ \dots \\ L \end{bmatrix}, \quad (20)$$

або покомпонентно:

$$\begin{cases} \frac{dx(t)}{dt} = (A(t) + B(t)R(t))x(t) - B(t)R(t)e(t) + K(t)f_1(t), \\ \frac{de(t)}{dt} = (A(t) - G(t)C(t) + B(t)R(t) - F(t))x(t) + (F(t) - B(t)R(t))e(t) + K(t)f_1(t) - \\ - G(t)M(t)f_2(t). \end{cases} \quad (21)$$

Друге рівняння системи (21) описує динаміку похибки оцінювання стану системи. Похибка оцінювання $e(t)$ не залежить від стану системи $x(t)$, а лише від завад $f_1(t)$ і $f_2(t)$. Якщо завади відсутні, тобто, то похибка оцінювання $e(t)$ повинна дорівнювати 0, що можливо лише за умови:

$$A(t) - G(t)C(t) + B(t)R(t) - F(t) = 0, \quad (22)$$

звідки, перенісши $-F(t)$ в праву частину рівняння, матимемо:

$$F(t) = A(t) - G(t)C(t) + B(t)R(t). \quad (23)$$

Підстановка (23) у (18) дає:

$$A_c(t) = \begin{bmatrix} A(t) + B(t)R(t) & -B(t)R(t) \\ 0 & A(t) - G(t)C(t) \end{bmatrix}. \quad (24)$$

З нерівності Коші-Шварца можна отримати наступне рівняння:

$$\begin{aligned} \sup_{(x^0, f) \in S_{\lambda(t)}} (a(t), r(t))^2 &= \sup_{(x^0, f) \in S_{\lambda(t)}} (a^T(t)r(t))^2 = \lambda^2(t)(S(t)a(t), a(t)) = \\ &= \lambda^2(t)a^T S(t)a(t), \quad \forall a(t), \end{aligned} \quad (25)$$

де $S(t)$ задовольняє рівняння:

$$\begin{cases} \frac{dS(t)}{dt} = A_c(t)S(t) + S(t)A_c^T(t) + B_c(t)P^{-1}(t)B_c^T(t), \\ S(t_0) = L_c P_0^{-1} L_c^T. \end{cases} \quad (26)$$

Знайдемо тепер супремум:

$$\sup_{(x^0, f) \in S_1(t)} [r^T(t)H_c(t)r(t)] \leq \lambda^2(t) \operatorname{tr}[S(t)\sum_{i=1}^n \mu_i w_i w_i^T] \leq \lambda^2(t) \operatorname{tr}[S(t)H_c(t)]. \quad (27)$$

У виразі (27) сума $\sum_{i=1}^n \mu_i w_i w_i^T = H_c(t)$ є не що інше, як спектральний розклад матриці $H_c(t)$. Застосуємо (27) для перетворення (7) з врахуванням (4):

$$\begin{aligned} J_c(u) &= \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} I_c(u) = \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} \left[\int_{t_0}^T r^T(t) H_c(t) r(t) dt + r^T(T) V_c r(T) \right] \leq \\ &\leq \int_{t_0}^T \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} \left[r^T(t) H_c(t) r(t) \right] dt + \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} \left[r^T(T) V_c r(T) \right] \leq \\ &\leq \underbrace{\int_{t_0}^T \lambda^2(t) \operatorname{tr}[S(t) H_c(t)] dt + \lambda^2(T) \operatorname{tr}[S(T) V_c]}_{L_c(R(t), G(t))}. \end{aligned} \quad (28)$$

і тоді (28) набуває вигляду:

$$J_c(u) \leq L_c(R(t), G(t)). \quad (29)$$

Для врахування похибок оцінювання стану системи до складу $J_c(u)$ (29) введемо в розгляд функціонал вигляду:

$$J_e(\hat{x}) = \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} I_e(\hat{x}), \quad (30)$$

де

$$I_e(\hat{x}) = \int_{t_0}^T [x(t) - \hat{x}(t), W(t)(x(t) - \hat{x}(t))] dt = \int_{t_0}^T r^T(t) W_c(t) r(t) dt, \quad (31)$$

де $W_c(t) = T^T \overline{W(t)} T$, а $W(t) = W^T(t) > 0$ – додатно визначена симетрична матриця.

Після підстановки (31) в (30):

$$J_e(\hat{x}) = \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} I_e(\hat{x}) = \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} \int_{t_0}^T r^T(t) W_c(t) r(t) dt \leq \int_{t_0}^T \lambda(t) \operatorname{tr}[S(t) W_c(t)] dt. \quad (32)$$

Тоді узагальнений критерій можна представити як суму (29) і (32):

$$\begin{aligned} L(R(t), G(t)) &= L_c(R(t), G(t)) + L_e(R(t), G(t)) = \\ &= \int_{t_0}^T [\lambda^2(t) \operatorname{tr}[S(t) H_c(t) + W_c(t)]] dt + \lambda^2(T) \operatorname{tr}[S(T) V_c] \end{aligned} \quad (33)$$

Таким чином, приходимо до задачі:

$$L(R(t), G(t)) \rightarrow \min_{R(t), G(t)} . \quad (34)$$

за умови (26).

Для розв'язання цієї задачі застосуємо матричний принцип максимуму Понтрягіна і формуємо функцію Гамільтона:

$$\begin{aligned} \Gamma(R(t), G(t), S(t), \psi(t)) = & -\lambda^2(t) \text{tr}[S(t)(H_c(t) + W_c(t))] + \\ & + \text{tr}[\psi(t)(A_c(t)S(t) + S(t)A_c^T(t) + B_c(t)P^{-1}(t)B_c^T(t)), \end{aligned} \quad (35)$$

де $\psi(t) = \psi^T(t)$ – спряжена матриця. Матриці $R(t), G(t)$ знаходяться з умови максимізації функції Гамільтона (35):

$$R(t), G(t) : \Gamma(R(t), G(t), S(t), \psi(t)) \rightarrow \max_{R(t), G(t)} . \quad (36)$$

Перетворення рівняння для $S(t)$ системи (26) з врахуванням сформованої функції Гамільтона дає такий кінцевий вигляд системі

$$\begin{cases} \frac{dS(t)}{dt} = A(t)S(t) + S(t)A^T(t) - S(t)C^T(t)P_2(t)C(t)S(t) + K(t)P_1^{-1}(t)K^T(t), \\ S(t_0) = LP_0^{-1}L^T. \end{cases} \quad (37)$$

Таким чином, на основі векторно-матричних перетворень і з врахуванням заміни $\psi(t) \rightarrow -\psi(t)$ врешті одержана матриця керування (зворотного зв'язку або матриця підсилення) в оптимальному керуванні (12);

$$R(t) = -\lambda^{-2}(t)D^{-1}(t)B^T(t)\psi(t), \quad (38)$$

$$G(t) = S(t)C^T(t)P_2(t), \quad (39)$$

де $\lambda(t)$ – відома скалярна функція;

$D(t)$ – відома додатно визначена симетрична вагова матриця критерію оптимальності (4);

$B(t)$ – матриця коефіцієнтів при керуванні в математичній моделі (1);

$C(t)$ – матриця коефіцієнтів моделі спостережень координат стану об'єкта (2);

$G(t)$ – одна з шуканих матриць фільтру (6), яка визначає його структуру;

$P_2(t)$ – додатно визначена симетрична вагова матриця з відомими коефіцієнтами в області допустимих збурень;

$S(t)$ – матриця, яка задовольняє матричне рівняння (37);

$u(t)$ – спряжена матриця, яка задовольняє наступне матричне рівняння:

$$\begin{cases} \frac{d\psi(t)}{dt} = -A^T(t)\psi(t) - \psi(t)A(t) + \lambda^{-2}(t)\psi(t)B(t)D^{-1}(t)B^T(t)\psi(t) - \lambda^2(t)H(t); \\ \psi(T) = \lambda^2(T)V, \end{cases} \quad (40)$$

де $H(t), V$ – відомі додатно визначені симетричні вагові матриці критерію оптимальності (4);

Після підстановки (39) і (40) у (23) шукана матриця $F(t)$ фільтра (6), яка визначає його структуру виглядає так:

$$\begin{aligned} F(t) &= A(t) - G(t)C(t) + B(t)R(t) = \\ &= A(t) - S(t)C^T(t)P_2(t)C(t) - \lambda^{-2}(t)B(t)D^{-1}(t)B^T(t)\psi(t), \end{aligned} \quad (41)$$

де $A(t)$ – матриця коефіцієнтів математичної моделі (1);

При цьому мінімальне значення $L_c(R(t), G(t))$ нерівності (29) визначається як:

$$L_c^{\min}(R(t), G(t)) = \lambda^2(t)tr[S(t)H(t)] + \int_{t_0}^T \left\{ \lambda^2(t)tr[S(T)G(t)] + tr[S(t)\psi(t)C^T(t)P_2(t)C(t)] \right\} dt. \quad (42)$$

Оскільки регулятор (12) побудовано у вигляді оцінки від стану, то похибка оцінювання мінімаксного фільтра (6) визначається за наступною формулою:

$$\delta(\hat{x}_0) = \int_{t_0}^T \lambda^2(t)tr[S(T)W(t)]dt, \quad (43)$$

де $W(t) = W^T(t) > 0$ – додатно визначена симетрична матриця в критерії $I_e(\hat{x})$ (32).

Висновки: Розглянуто сучасний принцип оптимального оцінювання (спостереження) на основі мінімаксного підходу в багатовимірних лінійних об'єктах керування, описуваних у просторі стану при неточних або неповних його вимірюваннях та наступного керування відновленими значеннями (оцінками) координат стану об'єкта на основі його математичного опису та сформульованого квадратичного критерію оптимальності. Наведена детальна послідовність здійснення мінімаксного підходу, що має полегшити його практичне застосування в харчовій промисловості. Визначена похибка спостереження (відновлення) мінімаксного фільтра.

Список літератури

1. Гончаренко Б.М. Дослідження мінімаксного керування та спостереження теплових об'єктів сільськогосподарського призначення [Текст] / О.П. Лобок, Б.М. Гончаренко, А.М. Слезенко // Загальнодержавн. наук.-техн. збірник «Конструювання, виробництво, експлуатація сільськ. господарч. техніки». Вип. 43. – Кіровоград: КНТУ. 2013, с.154 - 162.
2. Кириченко М.Ф. Аналітичне конструювання мінімаксних регуляторів у лінійних системах [Текст] / М.Ф. Кириченко // ДАН УРСР, С.А. - 1978. - №1.
3. Гончаренко Б.М. Аналітичне подання збурень при розв'язуванні задачі оптимізації керування багатовимірним об'єктом [Текст] / Б.М. Гончаренко, А.О. Повзик // Журнал «Наукові праці НУХТ». №.49. – К.: НУХТ. 2013, с. 8 – 13
4. Кириченко Н.Ф. Минимаксный подход к рекуррентному оцениванию состояний линейных динамических систем [Текст] / Н.Ф. Кириченко, А.Г. Наконечный // Кибернетика. - 1977. - №4. - С. 52 - 55.
5. Кириченко М.Ф. Про мінімаксні оцінки станів лінійних динамічних систем [Текст] / Н.Ф. Кириченко, А.Г. Наконечний // ДАН УРСР, С.А. - 1977. - №7

Boris Goncharenko

National University of Food Technologies

Larisa Vihrova

Kirovograd National Technical University

Synthesis of optimal minimax estimation and control of linear multidimensional objects in inaccurate and conditions of measurement

The problem of minimax estimation and control of linear multi-dimensional objects in the part-time and (or) non-precision coordinate measuring some of its state. Set out the nature and sequence of such an approach.

The problem of synthesis of optimal minimax estimation and management of recovery values in the specified object. See matrix model temperature thermal object (baking chamber) and criteria for optimal monitoring and management. Described the sequence of mathematical transformations and replacements that by solving the optimization problem to finally get the optimal estimation of expression (the observer) and the control action (controller) in an incomplete or inaccurate measurement of the coordinates of the object state in the form of a matrix of feedback and observations of the coefficient matrix model coordinates of the object state.

Stated have to facilitate the application of the method minimax approach for practical solutions optimizational estimation problems and recovery management parameter values of states in the food industry.

optimization problems, linear dynamical system, minimax estimation, Minimax control mathematical model, multidimensional object management admissible perturbations, quadratic optimality criterion, matrix differentiation, matrix maximum principle of Hamilton

Одержана 05.04.14

УДК 674.05:621.91

Т.Г. Руденко, Ю.О. Єрмолаєв, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Інформаційно-комп'ютерна система контролю процесу фрезерування деревообробного верстата

Стаття присвячена побудові системи контролю параметрів динамічного стану деревообробного поздовжньо-фрезерного верстата. З аналізу досліджень і публікацій встановлено, що важливими інформативними параметрами є вібрація, завантаження приводів фрези та подачі заготовки, шорсткість обробленої поверхні. В роботі визначені допустимі граничні значення вище вказаних параметрів, наведено структурну схему системи контролю та програмний алгоритм роботи мікроконтролера.

поздовжньо-фрезерний верстат, деревообробка, система контролю

Т.Г. Руденко, Ю.А. Ермолаєв, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Информационно-компьютерная система контроля процесса фрезерования деревообрабатывающего станка

Статья посвящена построению системы контроля параметров динамического состояния деревообрабатывающего продольно-фрезерного станка. Из анализа исследований и публикаций установлено, что важными информативными параметрами является вибрация, загрузка приводов фрезы и подачи заготовки, шероховатость обработанной поверхности. В работе определены допустимые предельные значения указанных выше параметров, приведена структурная схема системы контроля и приведен программный алгоритм работы микроконтроллера.

продольно-фрезерный станок, деревообработка, система контроля

© Т.Г. Руденко, Ю.О. Єрмолаєв, 2014

Вступ. Контроль роботи будь-яких складних об'єктів, діагностика стану та запобігання виходу з ладу їх складових завжди була актуальною науково-технічною задачею. Одними з таких об'єктів є деревообробні фрезерні верстати, які мають різні конструкції в залежності від технологічних операцій, які вони реалізують. Розробка систем автоматизації для таких об'єктів, як правило, здійснюється на основі розробок для металообробних або класичних деревообробних машин. Поява нових, конструктивно відмінних верстатів вимагає додаткових досліджень та контролю технологічних параметрів в процесі їх роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню фрезерних верстатів присвячено багато робіт українських та зарубіжних науковців. Їх досвід дозволяє пересвідчитись в необхідності контролювати параметри роботи верстата.

В літературі [1] запропоновано систему, яка на початковій стадії проводить обробку деталей до моменту затуплення ріжучого інструмента та визначає фактичне значення періоду стійкості інструмента. За цей період проводиться навчання самоналагоджувальної системи.

В літературі [2] приділено увагу віброакустичним коливанням елементів конструкції верстатів, визначено їх вплив на похибку форми деталей, хвилястість та шорсткість обробленої поверхні, підкреслено важливість автоматизації оцінювання динамічного стану верстату.

В роботі [3] представлено дослідження параметрів вібрації, що виникають при фрезеруванні оброблюючим центром, визначено залежності середньоквадратичного значення віброприскорення на шпинделі від величини подачі. Шляхом вимірювання вібраційних процесів, що виникають у верстаті, шпинделі та в зоні обробки, автори оцінювали динамічні явища, що виникають в досліджуваній системі з метою подальшого керування режимами обробки, що мінімізують відповідні коливання і вібрації. За висновками роботи [3], вібродіагностика дозволяє контролювати розвиток дефектів в механічній системі верстатів, визначати дефекти інструмента, виявляти неефективні з точки зору надійності та точності режими обробки. Таким чином, обґрунтовано важливість узгодження режимів різання з рівнем можливих вібрацій шпинделя, ріжучого інструмента і оброблюваної деталі.

Фрезерування, зокрема на деревообробних верстатах, залежить від багатьох факторів, які визначаються емпірично (за таблицями, графіками та рівняннями), що здебільшого не є оптимальним рішенням. В [4] представлено програму, яка враховує більшість факторів та обмежень, що мають місце в процесі фрезерування, та може бути використана для вивчення впливу швидкості різання та подачі на потужність фрезерування для отримання оптимальних умов обробки. Зазначено, що об'єктною функцією процесу фрезерування можуть бути технічні критерії (потужність фрезерування, споживання електроенергії, якість фрезерування), економічні (ціна продукції) або їх сполучення.

Мета статті. Метою статті є розробка інформаційно-комп'ютерної системи контролю параметрів процесу фрезерування для поліпшення якості обробки деревини, зменшення кількості бракованих виробів, запобігання перевантаження електродвигунів, діагностування стану механічних вузлів верстата.

Матеріали дослідження. Дослідження та розрахунки проведено на базі деревообробного поздовжньо-фрезерного верстата, який здійснює калібрування деревних щитів за товщиною [10].

Технологічних параметрів, що сигналізують про хід процесу фрезерування і стан системи верстат-заготовка є дуже багато, та основними з них нами обрано вібрації шпинделя, струм і температура обмоток двигунів головного привода і привода подачі,

шорсткість обробленої деревини як показник якості вихідного продукту. Підтримування цих величин в заданих технологічно обумовлених межах є запорукою надійної і стабільної роботи системи деревообробки.

На вібраційні процеси при фрезеруванні деревини впливають наступні фактори [5]:

- чинники, пов'язані з режимом обробки (частота обертання інструменту, швидкість подачі і глибина фрезерування);
- чинники, пов'язані з ріжучим інструментом (балансування інструменту, лінійно-кутові параметри, затуплення різця);
- чинники, пов'язані з оброблюваним матеріалом (порода, вологість, розташування й напрямки волокон);
- різні стохастичні фактори, що проявляються в процесі формоутворення поверхні деталей. Діапазон допустимих вібрацій, який визначається нормами державних та міжнародних стандартів [6], наведено на рис.1. Для якісної оцінки вібрації машини та прийняття рішення про необхідні дії в конкретних ситуаціях встановлено наступні зони стану. Зона А – в цю зону підпадає вібрація нових машин, що вводяться в експлуатацію. Зона В – рівень вібрації машин, що вважаються придатними для експлуатації без обмеження строків. Зона С – рівень вібрації машин, що вважаються непридатними для тривалої неперервної експлуатації, такі машини можуть функціонувати обмежений період часу до початку ремонтних робіт. Зона D – рівні вібрації в цій зоні зазвичай можуть викликати істотні пошкодження як машин, так і виробів.

Для швидкості обертання вала 3000 об./хв. значення початку зони В дорівнює 87,6 мкм, зони С – 164,3 мкм, зони D – 241 мкм.

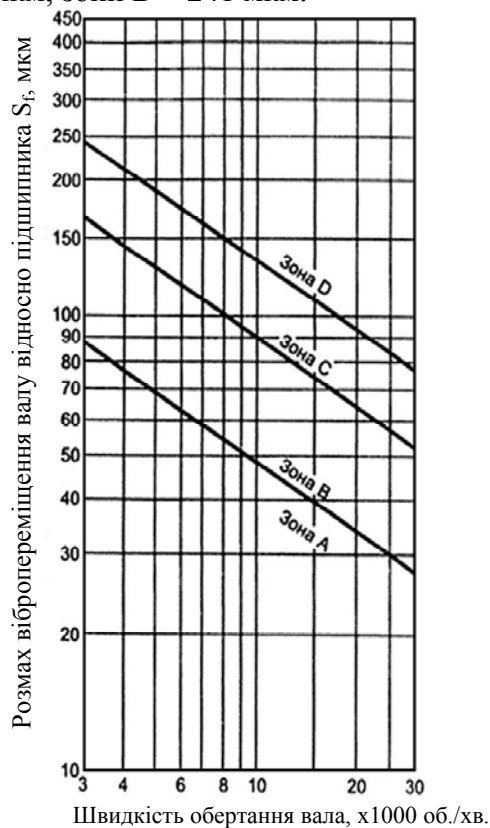


Рисунок 1 – Рекомендовані значення максимальних відносних переміщень вала в залежності від максимальної робочої швидкості вала машини

Величина струму статора асинхронного двигуна (АД) привода головного інструмента свідчить про завантаження двигуна, що визначає енергоефективність роботи всього верстату. Найкращими є показники ефективності роботи АД при максимальних значеннях коефіцієнту потужності $\cos \varphi$ та коефіцієнту корисної дії (ККД) η . Для двигуна АИР160S2 [7] побудовано робочі характеристики (рис. 2), в якості яких прийнято залежності швидкості обертання ротора від потужності АД $\omega = f(P_2)$; обертаючого моменту на валу машини $M = f(P_2)$; струму статора $I_1 = f(P_2)$; коефіцієнта корисної дії $\eta = f(P_2)$; коефіцієнта потужності $\cos \varphi = f(P_2)$ у відносних одиницях.

Як показали експлуатаційні виміри, асинхронні електродвигуни основну частину часу працюють у недовантаженому режимі. Перевантаження можливі при чорновій обробці деревини з максимальною товщиною стружки та великою швидкістю подачі. Невеликі короткотривалі перевантаження не створюють значного перегріву обмоток двигуна і не є небезпечними, оскільки двигуни мають запас по навантаженню та нагріванню, що залежить від класу ізоляції. Але якщо перевантаження часто повторюються й протікають досить довго, це приводить до критичного нагрівання обмотки. Для захисту двигунів при аварійних перевантаженнях, які можуть бути пов'язані із заклинюванням рухомих частин устаткування, зниженням напруги й аваріями в мережі живлення, використовуються спеціальні засоби захисту, які є обов'язковими і нами не розглядаються.

Таким чином, струм статора I_1 має бути в межах $0,55 \dots 1,2 \cdot I_n$, тобто 16,5-36 А, і не перевищувати $3,2 I_n$, тобто 96 А.

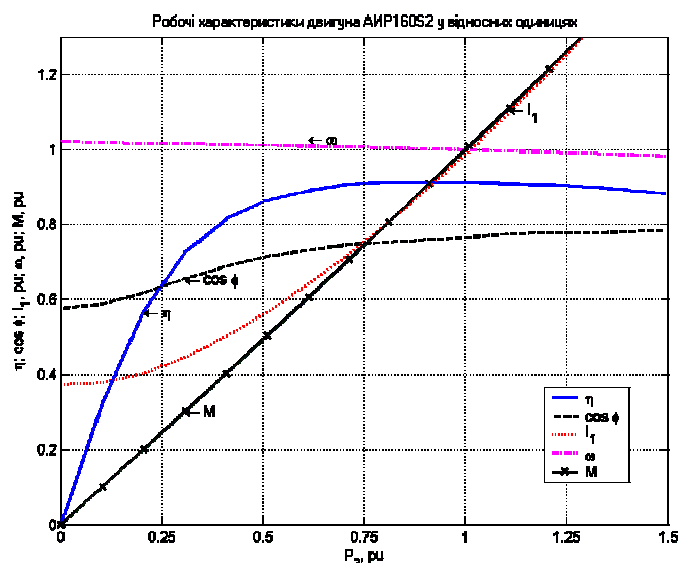


Рисунок 2 – Робочі характеристики асинхронного двигуна АИР160S2

Шорсткість задається вимогами до якості продукту і багато в чому залежить від швидкостей обробки та стану ріжучого інструмента. Нерівності ріжучої кромки леза копіюються на обробленій поверхні, при цьому розмір відбитку залежить від пружних властивостей деревини [8]. Тому відсутність реакції системи на зменшення швидкості подачі є попередженням про необхідність перевірки і повороту чи заміни лез на фрезі [9].

Своєчасна заміна інструменту дозволить передбачити появу партії неякісної обробленої продукції, попередити витрати на повторну обробку (калібрування). Бажаний діапазон значень шорсткості задається ДСТУ 7016-82 та уточнюється згідно з

вимогами до якості продукції в кожному окремому випадку. Так, для деревини, обробленої поздовжнім фрезеруванням шорсткість $R_z=16-250$ мкм.

