

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.

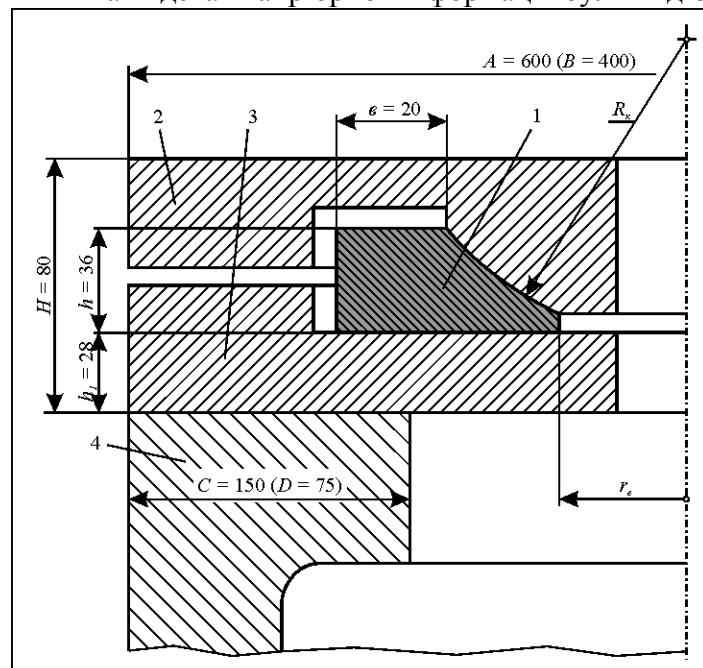
Поставлена мета реалізується шляхом вирішення наступних задач: аналіз механічного компенсатора як об'єкта дослідження; оптимізація виду механічного компенсатора; моделювання показників міцності механічного компенсатора; оптимізація геометричних параметрів та моделювання деформаційної картини механічного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

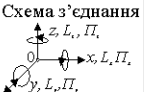
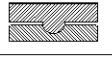
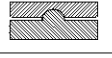
Таблиця 2 – Матриця плану 2^3 дослідження показників міцності нижньої плити механічного компенсатора (серія 2)

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 досліді	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

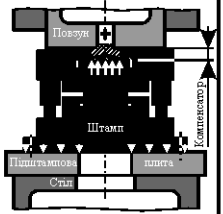
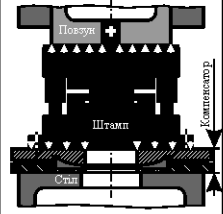
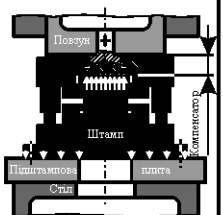
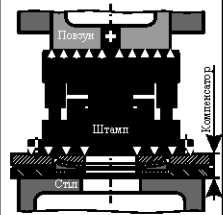
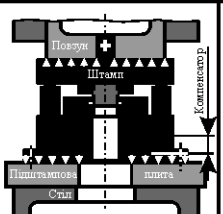
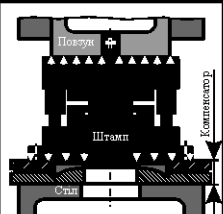
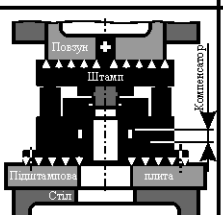
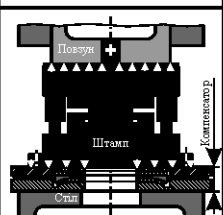
компенсатора здійснювали за методикою, що відома за роботами [4-6] з використанням пакету прикладних програм «Планування, регресія і аналіз моделей».

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

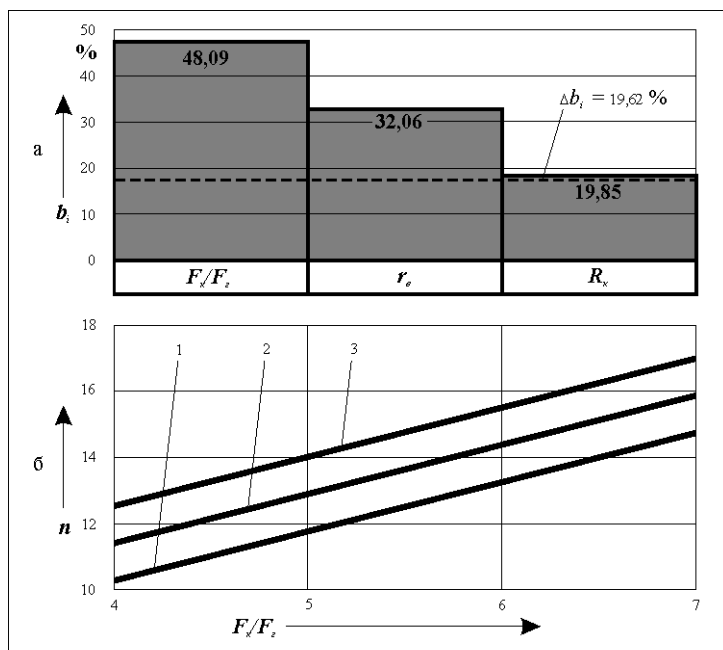


Рисунок 2 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність коефіцієнта запасу міцності підп'ятника n від F_k/F_z та r_e ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $r_e = 50$ мм; 2 - $r_e = 80$ мм; 3 - $r_e = 110$ мм

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.

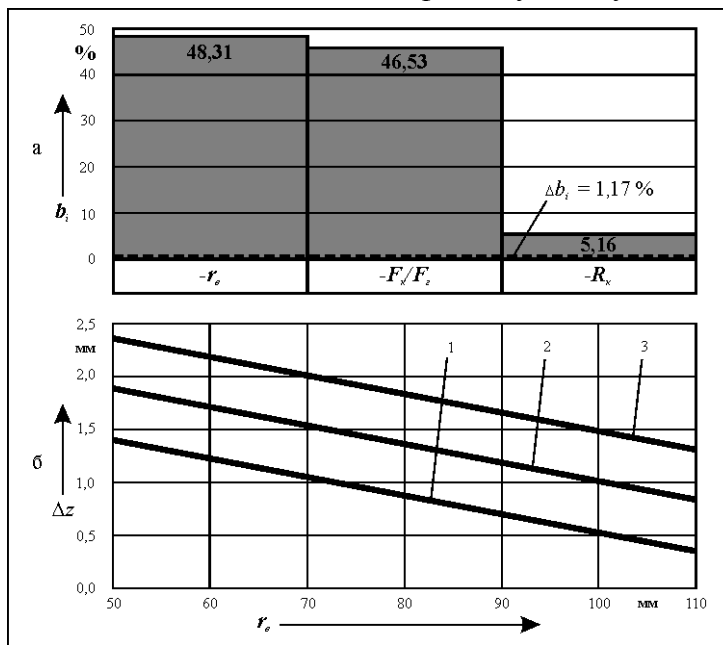


Рисунок 3 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність переміщення підп'ятника під навантаженням Δz від r_e та F_k/F_z ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $F_k/F_z = 7$; 2 - $F_k/F_z = 5,5$; 3 - $F_k/F_z = 4$

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

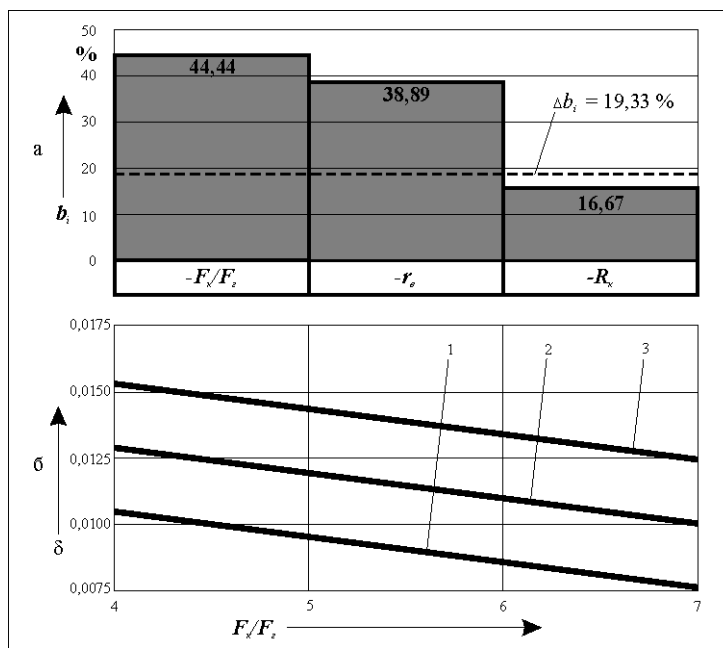


Рисунок 4 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність відносної деформації підп'ятника δ від F_k/F_z та r_e ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $r_e = 110$ мм; 2 - $r_e = 80$ мм; 3 - $r_e = 50$ мм

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)

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

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

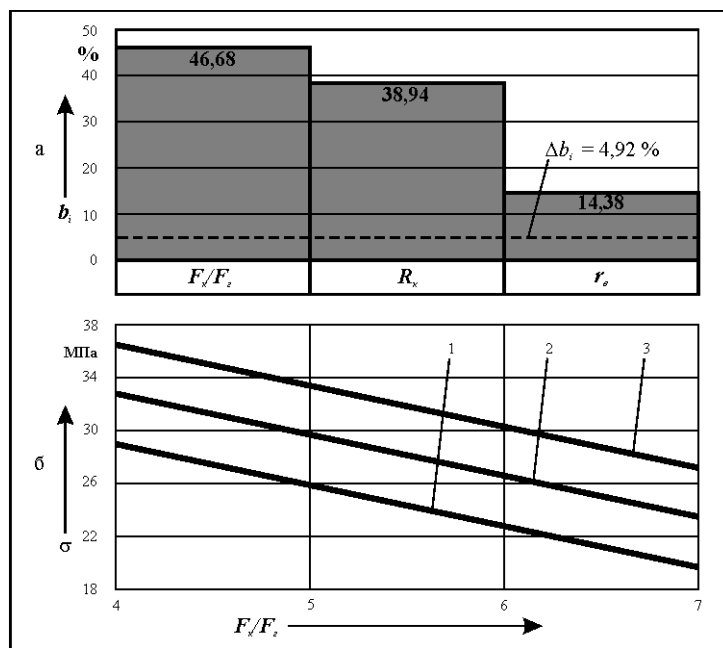


Рисунок 5 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність напруження текучості підп'ятника σ від F_k/F_z та r_e ($R_k = 370$ мм) (б): 1 - $r_e = 110$ мм; 2 - $r_e = 80$ мм; 3 - $r_e = 50$ мм

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 радіуса 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 усе 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)

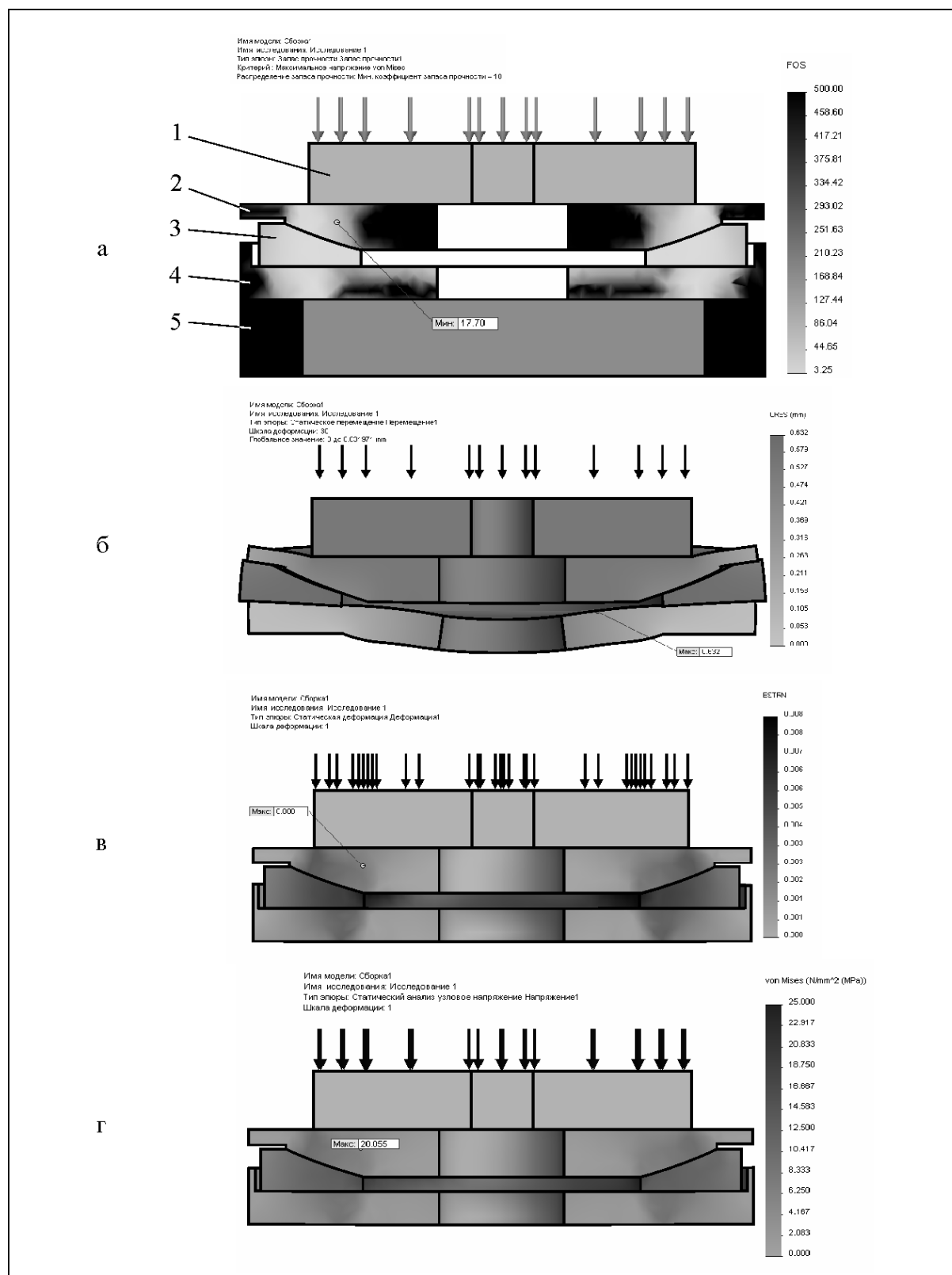
$$y_8 = 30,555 - 10,302x_1 - 12,802x_3, \quad (8)$$

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