

## СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

© Кіндрацький Б.І., 2004

Досліджено вплив конструктивних параметрів на показники якості роботи кулачкових запобіжних муфт. Розроблено просторову оптимізаційну математичну модель і здійснено багатокритеріальний структурно-параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти за заданими характеристиками.

**Influence of design data on parameters of quality of work of a jow-tipe overload-release clutch is investigated. The spatial mathematical model is developed and is executed multiobjective structural – parametrical synthesis of a jow-tipe overload-release clutch under the set characteristics.**

Кулачкові запобіжні муфти (КЗМ) широко застосовують для захисту механічних приводів машин, зокрема сільськогосподарських [1, 2]. Від їхніх характеристик залежить довговічність і надійність роботи приводів. До таких муфт ставлять певні вимоги, зокрема, забезпечення високої точності спрацювання при перевантаженнях, передачі великої потужності, створення мінімального навантаження на ланки приводу після спрацювання, мінімальних габаритів і маси, високої надійності та довговічності тощо.

Розрахунок конструктивних параметрів, оптимізації та структурному синтезу КЗМ подається в працях [1–4]. Автори розглядають плоску модель КЗМ, що не дає змоги комплексно оцінити характеристики і конструктивні особливості таких муфт. Під час синтезу КЗМ не враховуються такі важливі критерії якості муфт, як довговічність, складність конструкції, вартість.

Метою статті було розробити уточнену просторову оптимізаційну математичну модель КЗМ та методику їх багатокритеріального структурно-параметричного синтезу за заданими характеристиками.

**Постановка задачі дослідження.** Для обґрунтування оптимізаційної математичної моделі КЗМ, придатної для структурно-параметричного синтезу, дослідимо вплив конструктивних параметрів КЗМ на величину критеріїв якості. При цьому навантажувальну здатність муфти (рис. 1) оцінюватимемо коефіцієнтом передачі сил, який визначається за формулою [1]:

$$\eta = \frac{T_0}{FR_T} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_u \frac{R_T}{r}}, \quad (1)$$

де  $T_0$  – номінальний крутний момент;  $F$  – сила натяжки пружини;  $R_T$  – середній радіус робочої поверхні кулачкових півмуфт;  $\alpha$  – кут підйому гвинтової поверхні кулачків півмуфт;  $\rho$  – кут тертя між поверхнями кулачків;  $f_u$  – коефіцієнт тертя у шліцьовому з'єднанні;  $r$  – радіус шліців.

Точність спрацювання муфти оцінимо коефіцієнтом відносної точності спрацювання [3]:

$$\beta = \frac{\gamma_m - 1}{\Delta f} = \frac{1}{\left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho_{\min}) - f_{u\min} \frac{R_T}{r} \right] \cos^2(\alpha - \rho_{\min})} + \frac{R_T}{r \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho_{\min}) - f_{u\min} \frac{R_T}{r} \right]}, \quad (2)$$

де  $\gamma_m = T_{\max} / T_{\min}$  – коефіцієнт точності спрацювання муфти;  $\rho_{\min}$  і  $f_{u\min}$  – мінімальні значення кута тертя і коефіцієнта тертя в шліцьовому з'єднанні відповідно.

Габарити муфти визначатимемо за більшим з розмірів  $R_T$  чи  $r$ .

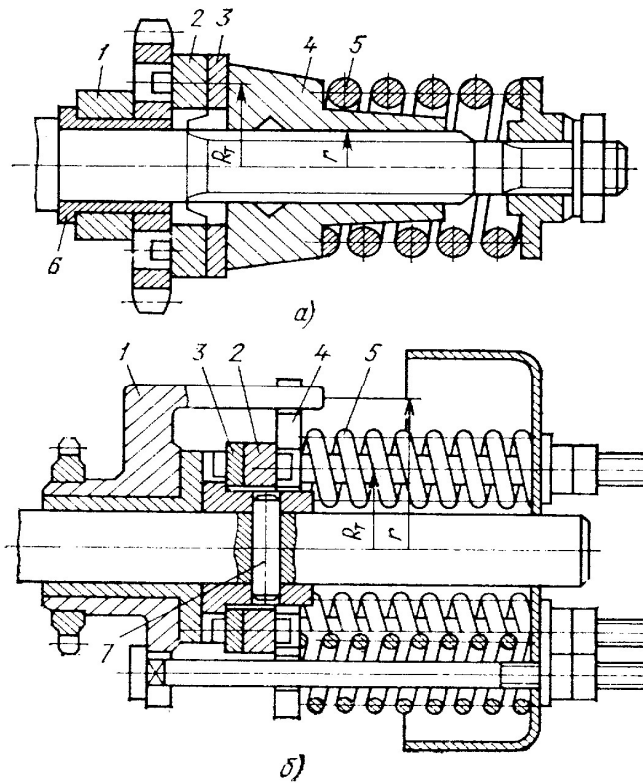


Рис. 1. КЗМ з центральною (а) і багатьма (б) пружинами:  
 1 – маточина; 2, 3 – півмуфти; 4, 6 – втулки; 5 – пружина; 7 – штифт

Для визначення оптимального співвідношення конструктивних параметрів муфти функцію мети подамо у вигляді лінійної згортки зазначених параметрів з відповідними ваговими коефіцієнтами:

$$f(\mathbf{x}) = -\zeta_1 \eta(\mathbf{x}) + \zeta_2 \beta(\mathbf{x}) + \zeta_3 R_g(\mathbf{x}), \quad (3)$$

де  $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$  – вагові коефіцієнти критеріїв якості муфти;  $R_g$  – параметр, що визначає радіальні габарити муфти.

За змінні проектні параметри оберемо кут  $\alpha$ , радіуси  $R_T$  і  $r$ . Проведемо безумовну оптимізацію, що полягає у пошуку вектора  $\mathbf{x}$ , який забезпечує

$$\min_{\mathbf{x} \in R^n} f(\mathbf{x})$$

при параметричних обмеженнях

$$\mathbf{x}_{min} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_{max}.$$

Під час моделювання незмінні проектні параметри мали такі значення:  $\rho = \rho_{min} = 5^0$ ;  $f_{ui} = 0,130$ ;  $f_{umin} = 0,0825$ . Змінні проектні параметри варіювалися в широких межах:  $20^0 \leq \alpha \leq 90^0$ ;  $0,04 \leq R_T \leq 0,150$  мм;  $0,04 \leq r \leq 0,250$  мм. З метою встановлення чутливості розв'язання оптимізаційної задачі до зміни вагових коефіцієнтів критеріїв якості, останнім також надавалися різноманітні значення. Сума вагових коефіцієнтів при цьому завжди дорівнювала одиниці.

У результаті числового розв'язування поставленої оптимізаційної задачі за різних початкових умов було встановлено, що рекомендоване в [3] оптимальне значення кута  $\alpha$  знаходиться в межах  $40-75^0$ , а співвідношення радіусів  $R_T/r = 0,5 - 0,8$  лише за умови жорстких обмежень на радіальні розміри муфти, що, як наслідок, призводить до зростання її осьових розмірів, а отже, збільшуються габарити і маса муфти загалом.

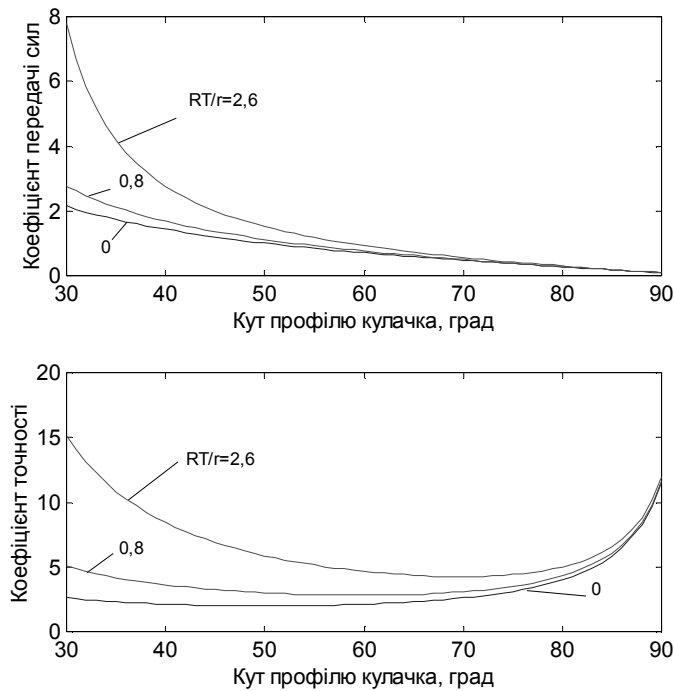


Рис. 2. Графіки зміни критеріїв якості КЗМ від кута профілю

Крім цього, аналіз зміни коефіцієнтів передачі сил у КЗМ ( $\eta$ ) і відносної точності спрацювання ( $\beta$ ), який враховує відхилення точності спрацювання муфти від одиниці, залежно від кута підйому гвинтової поверхні кулачків півмуфт  $\alpha$  (рис. 2) свідчить, що зміна кута  $\alpha$  в межах від  $40^\circ$  до  $70^\circ$  при  $R_T/r < 0,8$  практично не впливає на точність КЗМ, але істотно – на її навантажувальну здатність (коефіцієнт  $\eta$ ). Тому однокритеріальна оптимізація КЗМ (знаходження екстремуму функції  $\beta = f(\alpha)$ ) не дає бажаного результату. Зміна ж кута  $\alpha$  від  $40$  до  $70^\circ$  істотно зменшує навантажувальну здатність муфти, а збільшення сили затяжки пружини для забезпечення потрібного обертального моменту збільшує габарити й масу муфти, погіршує її експлуатаційні характеристики.

У табл. 1 наведено результати розрахунку конструктивних параметрів КЗМ при двох значеннях кута  $\alpha$ : варіант А –  $\alpha = 45^\circ$ ; варіант Б –  $\alpha = 60^\circ$ . Розрахунки були проведені за таких вихідних даних: номінальний момент, який передає муфта,  $T_0 = 50$  Н·м; попередня деформація пружини  $\lambda = 25$  мм; допустиме напруження на кручення витків пружини  $[\tau] = 400$  МПа; відношення діаметрів  $R_T/r = 0,4$ .

Таблиця 1

### Конструктивні параметри КЗМ

Варіант	$P$ , Н	$D$ , мм	$d$ , мм	$\tau$ , МПа	$i$	$i_0$	$h$ , мм	$H_{ep}$ , мм	$H_0$ , мм	$L$ , мм	$m_{np}$ , кг
А	875	50	7,5	335	7	9	11	63,75	88,25	1417	0,44
Б	1867	50	10	351	11	13	13,3	125	150	2048	1,13

З таблиці видно, що зміна кута профілю кулачків КЗМ у межах рекомендованих [3] значень на  $15^\circ$  призводить, за інших однакових умов, до зростання сили притискання рухомої півмуфти до нерухомої в 2,13 раза, маси пружини – в 2,57 раза, а осьового розміру пружини (отже, й осьового розміру муфти загалом) – в 1,7 раза. Крім цього, збільшення жорсткості пружини призводить до збільшення моменту спрацювання  $T_{cn}$ , а отже, й коефіцієнта перевищення номінального моменту при спрацюванні муфти. Так, наприклад, для варіанта А момент спрацювання муфти  $T_{cn} = 60$  Н·м, а

для варіанта Б – 74,9 Н·м. Відповідно коефіцієнт перевищення номінального моменту при спрацюванні муфти для варіанта А становить 1,20, а для варіанта Б – 1,49. Тобто для зменшення коефіцієнта перевищення номінального моменту при спрацюванні муфти потрібно добиватися якомога меншої жорсткості притискної пружини. Останнє призводить до збільшення осьового розміру та попередньої деформації пружини, а, відповідно, й габаритів та маси муфти в цілому. Одним з можливих шляхів усунення цього недоліку є застосування кількох пружин для притискання рухомої півмуфти, що, у свою чергу, призводить до ускладнення конструкції та збільшення вартості муфти.

Отже, з проведеного аналізу випливає, що для визначення оптимальної структури й конструктивних параметрів КЗМ недостатньо розглядати плоску модель муфти, яка не враховує кількість та розміри пружин і їхнє розташування, а рекомендоване в літературі [1, 3] співвідношення конструктивних параметрів потребує уточнення.

**Критерії якості муфти.** Враховуючи головні вимоги до експлуатаційних характеристик запобіжних муфт [1], оцінюватимемо якість КЗМ такими частковими критеріями:

– відхиленням моменту, який передає муфта, від заданого номінального значення

$$\Delta T = \left| \frac{T}{T_0} - 1 \right|, \quad (4)$$

де  $T_0$  – номінальний крутний момент;  $T$  – момент, який передає муфта при обраних конструктивних параметрах;

– коефіцієнтом відносної точності спрацювання муфти

$$\beta_m = \frac{\gamma_m - 1}{\Delta f}, \quad (5)$$

де  $\gamma_m = T_{max}/T_{min}$  – коефіцієнт точності спрацювання муфти;  $\Delta f$  – приріст коефіцієнтів тертя в рухомих з'єднаннях муфти;

– коефіцієнтом перевищення номінального моменту при спрацюванні муфти

$$k_{cn} = \frac{T_{cn}}{T_0}, \quad (6)$$

де  $T_{cn}$  – граничний момент, при якому спрацює муфта;

– максимальним коефіцієнтом динамічності КЗМ [5]

$$k_o^{max} = \frac{K_m \omega_0}{p_1 T_0}, \quad (7)$$

де  $\omega_0$  – номінальна кутова швидкість обертання вала, на якому встановлена КЗМ;  $K_m$  – власна частота коливань підпружиненої півмуфти;  $p_1 = \sqrt{K_m / J}$  – власна частота коливань рухомої півмуфти, підпружиненої в осьовому напрямі;  $J$  – зведений момент інерції веденої півмуфти.

– об'ємом умовного циліндра, описаного навколо муфти, параметри якого визначаються максимальними габаритними розмірами муфти

$$V = \pi R_g^2 L_m, \quad (8)$$

де  $R_g$  – максимальний радіальний розмір муфти;  $L_m$  – максимальний осьовий розмір муфти.

Параметри, що входять у формули (4) – (7), залежать від конструкції муфти (рис. 1) і визначаються такими залежностями [1]:

$$T = \frac{F R_T}{\left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_u \frac{R_T}{r} \right]}; \quad T_{cn} = \frac{F_0 R_T}{\left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_u \frac{R_T}{r} \right]};$$

$$F = nK\lambda; \quad F_0 = nK(\lambda + h); \quad K = \frac{Gd^4}{8D^3N}; \quad L = t(N + 3), \quad (9)$$

де  $n$  – кількість пружин у муфті;  $K$  – жорсткість пружини;  $\lambda$  – деформація пружини;  $h$  – висота кулачка муфти;  $G$  – модуль пружності при зсуві;  $d$  – діаметр дроту, з якого виготовлена пружина;  $D$  – зовнішній діаметр пружини;  $N$  – кількість робочих витків пружини;  $t$  – крок пружини;  $L$  – довжина пружини у недеформованому стані.

Критеріями працездатності КЗМ є міцність і довговічність кулачків на згин та за контактними напруженнями.

Умовний тиск у припущенні рівномірного навантаження всіх кулачків не повинен перевищувати допустимого значення [1]:

$$q = \frac{T}{R_T z b_k h} \leq [q], \quad (10)$$

де  $z$  – кількість кулачків;  $b_k$  – ширина кулачка.

Напруження згину біля основи кулачків для випадку прикладання сили у вершині кулачка (момент, коли кулачки виходять із зачеплення) не повинні перевищувати допустимих на згин [1]:

$$\sigma = \frac{\zeta T h}{R_T z W_0} \leq \frac{\sigma_T}{n_1}, \quad (11)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між кулачками;  $W_0$  – осьовий момент опору небезпечного перерізу кулачка біля його основи;  $\sigma_T$  – межа плинності матеріалу, з якого виготовлені півмуфти;  $n_1$  – коефіцієнт запасу міцності.

Напруження зсуву в дроті пружини [6] повинні бути меншими від допустимих:

$$\frac{8FD}{\pi d^3 N} \left[ \frac{4D-d}{4D-4d} + \frac{0,615d}{D} \right] \leq [\tau], \quad (12)$$

де  $[\tau]$  – допустиме напруження зсуву для матеріалу пружини.

Крім цього, посадочний отвір муфти не може бути меншим від діаметра вала, на який вона встановлюється. Це означає, що максимальні напруження, що виникають у валі, не повинні перевищувати допустимих:

$$\frac{T_0}{0,2d_0^3} \leq [\tau_k], \quad (13)$$

де  $[\tau_k]$  – допустиме напруження в матеріалі вала на кручення.

Кількість пружин  $n$ , яку можна встановити для притискання півмуфти в осьовому напрямі за умови відсутності контакту між ними, визначимо з умови сусідства:

$$n \leq \frac{\pi}{\arcsin \frac{D+d}{D_n}}. \quad (14)$$

Надалі вважатимемо, що  $D_n \equiv D_T + b_k + D + d$ , оскільки конструктивне збільшення  $D_n$  збільшує габарити муфти, не впливаючи при цьому на її точність і навантажувальну здатність, а отже, є недоцільним.

Умову відсутності заклинювання в КЗМ запишемо на основі (1) так:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_u \frac{R_T}{r} > 0. \quad (15)$$

Структура КЗМ, її габарити і маса (рис.1), за інших однакових умов, залежить від кількості та розміщення пружин. Тому задачу структурно-параметричного синтезу КЗМ можна сформулювати так: потрібно підібрати кількість пружин (структуру муфти) і параметри КЗМ так, щоб мінімізувати критерії якості муфти (4)–(8), забезпечивши виконання обмежень (10)–(15).

Оскільки критерії якості муфти в (4)–(7) є безрозмірними, то з метою подальшої зручності подамо у безрозмірній формі й критерій (8), розділивши його на об'єм циліндра з діаметром  $d_0$  і довжиною  $L_0$ . У результаті отримаємо:

$$W_M = \frac{V}{V_0}. \quad (16)$$

Критерій якості (4) не допускає значної варіації (відхилення розрахункового моменту від номінального повинно бути в межах допустимої точності розрахунку), тому перенесемо його в ранг функціональних обмежень.

**Оптимізаційна математична модель КЗМ.** У кінцевому вигляді просторову оптимізаційну математичну модель багатокритеріального структурно-параметричного синтезу КЗМ подамо у вигляді чотирьох часткових критеріїв якості муфти:

$$\begin{aligned} \psi_1 \equiv \beta_m &= \frac{\gamma_m - 1}{\Delta f} \rightarrow \min; \quad \psi_2 \equiv k_{cn} = \frac{T_{cn}}{T_0} \rightarrow \min; \\ \psi_3 \equiv W_m &= \frac{R_g^2 L_m}{d_0^2 L_0} \rightarrow \min; \quad \psi_4 \equiv k_o^{max} = \frac{K_m \omega_0}{p_1 T_0} \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (17)$$

та функціональних обмежень:

$$\begin{aligned} \psi_5 \equiv \Delta T = \left| \frac{T}{T_0} - 1 \right| &\leq \varepsilon; \quad \psi_6 \equiv q = \frac{2T}{D_T z b_k h} - [q] \leq 0; \quad \psi_7 \equiv \frac{8PD}{\pi d^3 N} \left[ \frac{4D-d}{4D-4d} + \frac{0,615d}{D} \right] - [\tau] \leq 0; \\ \psi_8 \equiv \sigma = \frac{2\zeta Th}{D_T z W} - \frac{\sigma_T}{n_1} &\leq 0; \quad \psi_9 \equiv \frac{T}{0,2d_0^3} - [\tau_k] \leq 0; \quad \psi_{10} \equiv n - \frac{\pi}{\arcsin \frac{D+d}{D_n}} < 0; \\ \psi_{11} &= - \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_u \frac{R_T}{r} \right] < 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Для реального проекту муфти потрібно, щоб діаметр вала, діаметр дроту пружини, зовнішній діаметр пружини і кількість витків не були від'ємними. Крім цього, кількість пружин у муфті не може бути меншою від одиниці, а між геометричними параметрами у будь-якому випадку повинні бути певні пропорції. Це накладає на параметри муфти додаткові обмеження:

$$\begin{aligned} \psi_{12} \equiv -d_0 \leq 0; \quad \psi_{13} \equiv -d \leq 0; \quad \psi_{14} \equiv -D \leq 0; \quad \psi_{15} \equiv -N \leq 0; \quad \psi_{16} \equiv -n \leq -1; \\ \psi_{17} \equiv d_0 - b_k - 2R_T \leq 0; \quad \psi_{18} \equiv d_0 - r \leq 0; \quad \psi_{19} \equiv d_0 - 2R_T \leq 0. \end{aligned} \quad (19)$$

Отже, задача структурно-параметричного синтезу КЗМ зводиться до вибору таких проектних параметрів  $\alpha, d, R_T, r, b_k, h, n, N, D$  і  $\lambda$ , які мінімізують критерії якості (17) і задовольняють п'ятнадцять обмежень у вигляді нерівностей (18)–(19).

**Структурно-параметричний синтез КЗМ.** Відповідно до розробленої концепції та методу багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій [7] на першій стадії оптимізації КЗМ функцію мети подамо у вигляді зваженої суми чотирьох часткових критеріїв якості:

$$\psi_0 = f_j(\mathbf{x}) = \zeta_1 \beta_T(\mathbf{x}) + \zeta_2 k_{cn}(\mathbf{x}) + \zeta_3 W_M(\mathbf{x}) + \zeta_4 k_o(\mathbf{x}) \quad j = \overline{1, m_s}, \quad (20)$$

де  $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$  – вагові коефіцієнти часткових критеріїв якості, зокрема, точності спрацювання, перевищення номінального крутного моменту після спрацювання КЗМ, габаритів і коефіцієнта динамічності.

*Формування альтернативних варіантів КЗМ.* Для формування множини альтернативних парето-оптимальних варіантів КЗМ оптимізаційну задачу (6) з обмеженнями (7)–(9) зведемо за допомогою методу Куна–Такера до безумовної оптимізації:

$$\nabla f(\mathbf{x}^*) + \sum \lambda_i \nabla g_i(\mathbf{x}^*) = 0;$$

$$\nabla g_i(\mathbf{x}^*) = 0, \quad i=1, 2, \dots, m_e; \quad \lambda_i = 0, \quad i= m_e + 1, \dots, m,$$

де  $\mathbf{x}^*$  – оптимальний вектор проектних параметрів;  $\lambda_i$  – множник Лагранжа.

Після апроксимації функції Лагранжа в (6) відповідно до методу послідовного квадратичного програмування (SQP) так, щоб вона враховувала обмеження

$$L(\mathbf{x}, \lambda) = f(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^m \lambda_i \nabla g_i(\mathbf{x}),$$

на кожній ітерації розв'язуватимемо таку задачу оптимізації:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{d} \in \mathbb{R}^n} & \frac{1}{2} \mathbf{d}^T \mathbf{H}_k \mathbf{d} + \nabla f^T(\mathbf{x}_k) \mathbf{d}; \\ \nabla g_i^T(\mathbf{x}_k) \mathbf{d} + g_i(\mathbf{x}_k) &= 0, \quad i=1, 2, \dots, m_e; \\ \nabla g_i^T(\mathbf{x}_k) \mathbf{d} + g_i(\mathbf{x}_k) &\leq 0, \quad i=m_e+1, \dots, m. \end{aligned} \quad (21)$$

Для розв'язування цієї задачі була розроблена програма, в якій для пошуку екстремуму функції мети використана програма *fmincon* з пакета Toolbox MATLAB-5.3.1, побудована на комбінованому методі пошуку екстремуму функції мети, який об'єднує в собі алгоритм DFGS і метод проєкції. Розрахунки проведемо за таких сталих параметрів КЗМ і матеріалу пружин:  $T_0 = 50$  Н·м;  $f = 0,130$ ;  $f_{umin} = 0,0825$ ;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $E = 2,1 \times 10^5$  МПа;  $G = 8 \times 10^4$  МПа;  $[\tau_k] = 60$  МПа;  $[\tau] = 400$  МПа.

Фрагмент результатів числового моделювання за допомогою розробленої програми для восьми варіантів КЗМ подано в табл. 2. Варіюючи значення вагових коефіцієнтів  $\xi_i$  в межах від 0,1 до 0,9 зі сталим кроком, отримаємо множину альтернативних варіантів КЗМ, з яких надалі оберемо найраціональніший для подальшого конструктивного опрацювання.

Таблиця 2

**Результати моделювання при  $\xi_1 = 0,1$ ,  $\xi_2 = 0,2$ ,  $\xi_3 = 0,7$**

Параметри КЗМ	Значення параметрів							
	$n=1$	$n=1$	$n=3$	$n=3$	$n=4$	$n=4$	$n=6$	$n=6$
	1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha$	30	30	50	56	50	56	58	58
$R_T$ , м	0,042	0,070	0,036	0,025	0,028	0,025	0,025	0,025
$R$ , м	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040
$b_k$ , м	0,010	0,010	0,010	0,010	0,017	0,010	0,020	0,162
$h_k$ , м	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
$d$ , м	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,006	0,006
$D$ , м	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,058	0,060
$N$	8	8	10	10	10	11	14	18
$\lambda$ , м	0,035	0,015	0,045	0,085	0,045	0,085	0,1	0,15
$T$ , Н·м	49,9	49,9	49,9	49,9	49,9	49,9	49,9	50,1
$T_{cn}$ , Н·м	55,6	63,2	54,33	52,2	53,34	52,3	51,9	51,4
$k_p$	1,11	1,27	1,09	1,05	1,09	1,05	1,04	1,03
$\beta$	5,96	9,26	3,14	2,7	2,87	2,65	2,66	2,65
$V_m$	81,6	230	74,53	74,53	74,5	74,5	74,53	74,53
$\tau_k$	140	60	145	273	144	240	360	383
$C$	10	10	10	10	10	10,3	10	10,5
$F$ , Н	394	169	1215	2295	1620	2488	2487	2497
$F_1$ , Н	394	169	405	765	405	622	414	416
$L$ , м	0,172	0,139	0,201	0,263	0,201	0,265	0,250	0,331
$f(\mathbf{x})$	12,55	29,77	9,87	9,53	9,68	9,52	9,52	9,52

Розрахунок функції сумарної корисності альтернативних варіантів КЗМ. Для комплексної оцінки альтернативних варіантів КЗМ введемо додаткові часткові критерії якості: складність та вартість конструкції.

Значення функції сумарної корисності  $j$ -ї КЗМ обчислимо за формулою [8]:

$$u(S_j) = \sum_{q=1}^k \sum_{i=1}^n r_q w_{qi}^j v_i, \quad (22)$$

де  $r_q$  – ваговий коефіцієнт  $q$ -го режиму роботи МБК ( $q = 1, 2, \dots, k_s$ );  $w_{qi}^j$  – значення функції корисності, яке відповідає  $x_{qi}^j$  ( $j = 1, 2, \dots, m_s$ ;  $q = 1, 2, \dots, k_s$ ;  $i = 1, 2, \dots, n_s$ );  $v_i$  – ваговий коефіцієнт  $i$ -го критерію якості.

Складність КЗМ оцінюватимемо за кількістю елементів, які її утворюють. Під час розв’язування задачі експертні рішення приймалися однією особою – експертом (“індивідуальне рішення”). Відповідно до цього КЗМ були проранговані за складністю так: найпростішій конструкції (муфти з однією центральною пружиною) було присвоєно значення функції корисності, яка дорівнює 1; підвищення складності КЗМ зі збільшенням кількості пружин враховувалося за арифметичною прогресією  $a_n = a_1 + d(n-1)$ , де  $a_1=1$  – перший член прогресії;  $d = 3$  – різниця прогресії;  $n$  – порядковий номер прогресії. Значення цього критерію наведені в табл. 3 у графі “складність”.

Для кожного з альтернативних варіантів КЗМ сформуємо матрицю критеріїв якості  $A_j = \|x_{qi}^j\|$ , де  $i = \overline{1, 4}$ ,  $j = \overline{1, m_s}$ ,  $q = \overline{1, k_s}$  (табл. 3). Кожній матриці  $A_j$  поставимо у відповідність матрицю корисності критеріїв  $W_j = \|w_{qi}^j\|$ ,  $j = \overline{1, m}$ ;  $i = \overline{1, 4}$ ;  $q=1$ . Для побудови матриці корисності критеріїв спочатку побудуємо залежності функцій корисності кожного з них від його значення. Для зручності оберемо максимальні значення функції корисності для всіх критеріїв такими, які дорівнюють одиниці.

Таблиця 3

**Значення часткових критеріїв якості, їхньої функції корисності та функції сумарної корисності альтернативних варіантів КЗМ**

№ варіанта	Критерії якості								
	$\gamma$	$k_{cn}$	$W_m$	Складність ( $s_k$ )	$u_\gamma$	$u_{kcn}$	$u_{Wm}$	$u_{sk}$	$u_j(S)$
1	1,77	1,11	81,6	1	0,2	0,248	0,648	1	0,33
2	2,20	1,27	230	1	0,05	0,058	0,089	1	0,05
3	1,41	1,09	74,53	3	0,48	0,332	0,716	0,66	0,54
4	1,35	1,05	74,53	3	0,54	0,560	0,716	0,66	0,57
5	1,37	1,09	74,50	6	0,52	0,332	0,717	0,29	0,41
6	1,34	1,05	74,50	6	0,55	0,560	0,717	0,29	0,54
7	1,35	1,04	74,53	12	0,54	0,630	0,716	0,15	0,54
8	1,34	1,03	74,53	12	0,55	0,707	0,716	0,15	0,56

У результаті опрацювання експертних оцінок були отримані такі залежності функції корисності критеріїв від їхніх значень:  $w_{q1}^j = -0,135\gamma^3 + 1,250\gamma^2 - 3,6865\gamma + 3,575$  – для оцінки точності спрацювання КЗМ;  $w_{q2}^j = -35,1852k_{cn}^3 + 138,9623k_{cn}^2 - 182,2126k_{cn} + 79,4086$  – для оцінки коефіцієнта перевищення номінального крутного моменту після спрацювання муфти;  $w_{q3}^j = -0,1496 \cdot 10^{-6} R_g^3 + 0,9487 \cdot 10^{-4} R_g^2 - 0,021613 R_g + 1,86218$  – для оцінки габаритних розмірів;  $w_{q4}^j = 0,0113s_k^2 - 0,2259s_k + 1,2362$  – для оцінки складності конструкції КЗМ.

Після цього, для кожного з альтернативних варіантів КЗМ (за умови, що  $r_q=1$ ) за формулою (5) були обчислені значення функції сумарної корисності при таких вагових коефіцієнтах часткових критеріїв якості: точності спрацювання – 0,6, перевищення номінального крутного моменту після спрацювання – 0,2, габаритних розмірів – 0,1 і складності конструкції – 0,1. Результати розрахунків подано в табл. 3.



Розрахунок ціни споживання. Орієнтовну вартість  $C_{cn}$  альтернативних варіантів КЗМ було обчислено методом зведення до базового вузла за формулою [9]:

$$S_{Bi} = \frac{S_{bi} \times 100}{k_{bi}},$$

де  $S_{bi}$  – вартість базового вузла  $i$ -го варіанта КЗМ;  $k_{bi}$  – питома вага вартості базового вузла КЗМ у вартості аналогічного виробу. Результати розрахунків подано в табл. 4.

Таблиця 4

#### Орієнтовна вартість альтернативних варіантів КЗМ

Вартість, грн.	Альтернативні варіанти МЛП							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$C_{cn}$ , грн.	25,60	25,60	95,70	95,70	127,60	140,40	171,60	229,74

Дані табл. 3 і 4 є підставою для побудови “поля вибору” раціональної структури й оптимальних конструктивних параметрів КЗМ.

Вибір найкращого варіанта металоконструкції КЗМ за інтегральним критерієм якості та компенсацією за корисність. Обчисливши значення функції сумарної корисності і вартість кожного з альтернативних варіантів КЗМ, зобразимо у прямокутній системі координат (рис. 3) точки з координатами  $(u(S_j), C_{cn})$ . Цифри біля точок відповідають порядковому номеру альтернативних варіантів КЗМ в табл. 3, 4.

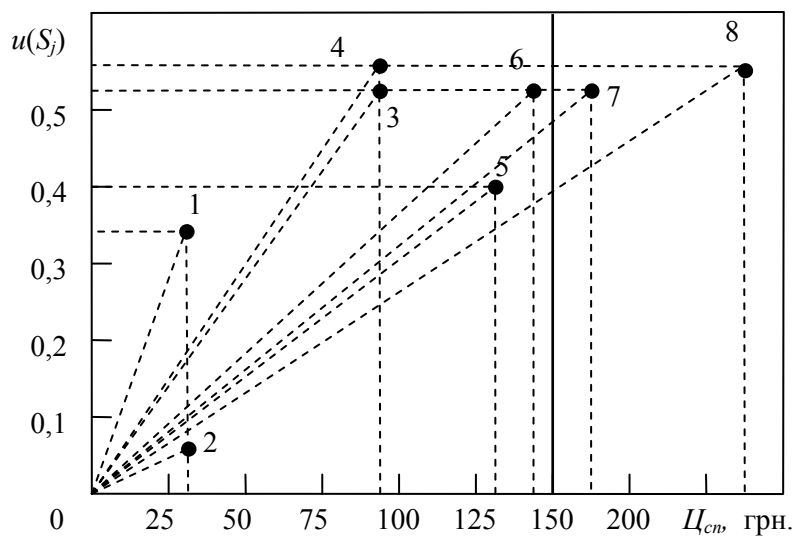


Рис. 3. Поле вибору КЗМ

З рис. 3 видно, що найбільше значення функції сумарної корисності має конструкція за номером 4 – КЗМ з трьома пружинами і такими конструктивними параметрами:  $\alpha = 56^\circ$ ,  $R_T = 25$  мм,  $R = 40$  мм,  $b_k = 10$  мм,  $h_k = 4$  мм,  $d = 9$  мм,  $D = 90$  мм,  $N = 10$ ,  $\lambda = 85$  мм. У неї найвища точність спрацювання, найменші значення коефіцієнта перевищення номінального моменту після спрацювання і габарити. Найбільше значення питомої ефективності має конструкція за номером 1 – КЗМ з однією центральною пружиною і такими конструктивними параметрами:  $\alpha = 30^\circ$ ,  $R_T = 42$  мм,  $R = 40$  мм,  $b_k = 10$  мм,  $h_k = 4$  мм,  $d = 9$  мм,  $D = 90$  мм,  $N = 8$ ,  $\lambda = 35$  мм.

Відповідно до рекомендацій [7] для подальшого конструювання потрібно обрати муфту 1, якщо треба спроектувати КЗМ з найвищою питомою ефективністю, і муфту 4, якщо поставлена задача досягнути максимального рівня технічних характеристик при обмеженні на собівартість виробу.

Порівняльний аналіз отриманих результатів з даними оптимізації КЗМ за інтегральним критерієм якості показав, що рекомендований у літературі діапазон зміни оптимального значення кута профілю кулачків  $\alpha$  в межах  $45^{\circ} - 60^{\circ}$  є занадто широким. Встановлено, що зміна  $\alpha$  в межах  $15^{\circ}$ , за інших однакових умов, призводить до зростання сили притискання півмуфт у 2,13 раза, маси пружини – в 2,57 раза, осьових розмірів муфти – в 1,7 раза. Крім цього, в 1,24 раза збільшується коефіцієнт перевищення номінального моменту після спрацювання муфти.

Таке істотне погіршення інших часткових критеріїв якості КЗМ за практично сталого значення коефіцієнта точності спрацювання зумовлено малою чутливістю останнього до зміни параметрів КЗМ у широкому околі точки екстремуму й істотною чутливістю до цього решти критеріїв (рис. 2).

**Висновки.** 1. Встановлено, що рекомендовані в літературі співвідношення конструктивних параметрів кулачкових запобіжних муфт потребують уточнення, і їх треба вибирати, враховуючи конкретні умови і задані показники якості роботи муфт.

2. Розроблені оптимізаційна математична модель і методика багатокритеріального структурно-параметричного синтезу дають можливість підібрати оптимальну структуру та співвідношення конструктивних параметрів КЗМ для заданих умов її роботи.

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с. 2. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с. 3. Анилович В.Я., Манчинский Ю.А. Оптимизация параметров кулачковой предохранительной муфты // Вестн. машиностроения. – 1978. – № 12. – С. 13–16. 4. Нагорняк С.Г., Романець А.А. Синтез кулачковых запобіжних муфт з центральним підтиском // Вісн. ТДТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ, 1999. – Т. 4, № 4. – С. 108–111. 5. Решетов Д.Н., Лопаткин М.Г. Динамические нагрузки в приводе с кулачковой предохранительной муфтой // Изв. вузов. Машиностроение. – 1967. – № 2. – С. 39–43. 6. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин: Підручник. – 2-ге вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. 7. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій // Вісн. ТДТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ, 2003. – Т. 8. – № 1. – С. 73–82. 8. Кіндрацький Б.І. Синтез механічних систем за критерієм сумарної корисності // Тр. IX Междунар. науч.-техн. конф. “Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования” – “ГЕРВИКОН-99”. – Т. 1. – Сумы: СумГУ, 1999. – С. 73–79. 9. Барташев Л.В. Технично-економические расчеты при проектировании и производстве машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 384 с.