

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРИВОДУ, ОСНАЩЕНОГО КУЛЬКОВО-ФРИКЦІЙНОЮ ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ

Приведена конструкція кульково-фрикційної запобіжної муфти і досліджена її характеристика з врахуванням мас приводу і жорсткості пружних елементів. Виведені теоретичні залежності для визначення коефіцієнта тертя від швидкості прикладання навантаження, кількості обертів, питомого тиску, величини крутного моменту.

Умовні позначення

$F_{пр}; F_{т.к.}; F; F_{н};$	- відповідно сила притиску півмуфт і сила тертя в лунці, колова і нормальна сила в зоні контакту кульок та сила в шліцевому з'єднанні;
$F_{ш}$	
$\varphi; \alpha$	- кут тертя та кут нахилу дотичної до осі півмуфти в точці контакту кульок із робочими поверхнями лунок;
γ	- кут нахилу лунки на веденій півмуфті;
$r_{ш}; d_K; Z$	- радіус шліців, діаметр кульок та їх кількість;
$\beta; r$	- кут виходу кульок з лунок та радіус їх розміщення на орбіті;
$a; b$	- відповідно довжина дуги прямолінійної ділянки півмуфти та довжина нахиленої поверхні лунок;
$h; h_{max}$	- величина зачеплення кульки з лункою та максимальна її глибина;
$I_1; I_2; I_3; I_4$	- моменти інерції відповідних мас приводу;
$T_{\delta}; T_o$	- моменти, створені двигуном та опором;
$C_1; C_2; C_3$	- відповідно жорсткості системи, згідно динамічної моделі;
$\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3; \varphi_4$	- відповідно кути закручування системи;
$\omega_0; t_0$	- кутова швидкість провертання півмуфт і час її спрацьовування;
$f; f_{т.к.}; f_{т.ш.}; \mu_{ш}$	- відповідно коефіцієнт тертя на фрикційних дисках, кульках та в шліцах і коефіцієнт в'язкого тертя в шліцах;
λ_0	- попередній натяг тарілчастої пружини;
Z_2	- число пар поверхонь тертя фрикційних дисків;
$b_1; D_{ср}; [q]$	- відповідно робоча ширина дисків та їх середній діаметр, допустимий тиск на повехнях.

На сучасному етапі розвитку вітчизняного промислового виробництва важливою проблемою раціональне використання наявних енергетичних і сировинних ресурсів.

Природньо, що суттєвим в цій проблемі є питання вторинного використання матеріалів з тканин, які широко розповсюджені в техніці у вигляді автотракторних шин.

Слід віддавати перевагу методам переробки цих відпрацьованих автотракторних шин, які не зв'язані зі складними процесами і дозволяють за допомогою технологічного обладнання швидко, без великих витрат одержувати готові вироби [1].

Підвищення надійності та довговічності конструкції верстата для порізки автотракторних шин залежить від надійності окремих елементів конструкції, робочих органів, приводів, а також пристроїв захисту – запобіжних муфт.

Важливе значення має питання правильного вибору та розміщення запобіжної муфти на верстаті, її конструктивні особливості.

Основним недоліком кульково-фрикційних муфт є невисока точність спрацьовування через непостійний коефіцієнт тертя, прилипання дисків, значним виділенням тепла, що викликає розігрів робочих поверхонь і зменшення їх фрикційних властивостей.

На даний час розроблено ряд конструкцій муфт підвищеної точності обмеження навантаження, що досягається шляхом введення в конструкцію зворотнього зв'язку

[2,3]. В загальному він ускладнює конструкцію муфти, але це компенсується рядом переваг, однією з яких є зменшення тиску на фрикційні диски в момент початку спрацювання.

З метою підвищення надійності роботи верстата [1] для порізки автотракторних шин і обмеження навантаження на різальний інструмент під час її провертання, розроблено конструкцію запобіжної муфти з кульковим відтискним елементом [4].

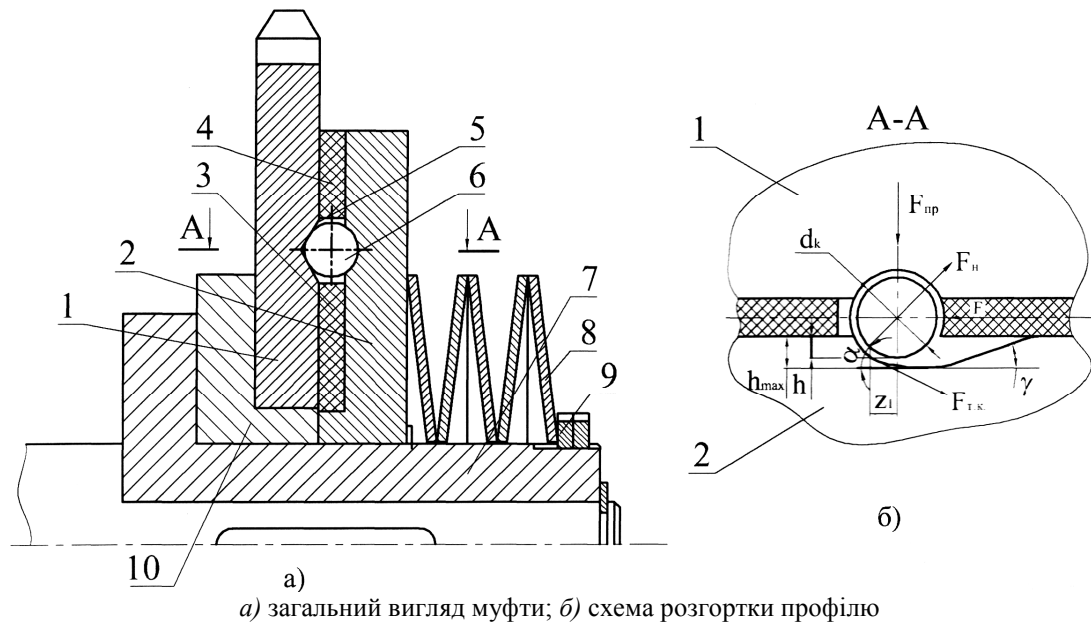


Рис. 1. Кульково-фрикційна запобіжна муфта

Особливістю конструкції, рис.1а, є те, що вона складається з півмуфти 1, підтискного диска 2, між торцями яких встановлено фрикційні диски 3 і 4 різних діаметрів, що лежать в одній площині. Між фрикційними дисками, по радіусу, виконані гнізда 5, в яких розміщені кульки 6 з діаметром більшим товщини фрикційного диска. Кількість кульок Z визначається з умови міцності та розраховується залежністю [5,6]

$$Z = \frac{F \cos \varphi}{F_H \cos(\alpha - \varphi)}. \quad (1)$$

Враховуючи, що коефіцієнт динамічності повинен бути мінімальним, з умови стабільності відтиску підтискного диска 2, приймаємо кількість кульок на орбіті не менше трьох, які розміщені через 120° [5,6].

Підтискний диск взаємодіє з півмуфтою 7 за допомогою шлицевого з'єднання, що забезпечує осьове переміщення й підтискується пакетом тарілчастих пружин 8, які фіксуються гайками 9. Півмуфта 1 взаємодіє з півмуфтою 7 по лівій торцевій та внутрішній поверхні через проміжну втулку 10, що відіграє роль підшипника ковзання і яка забезпечує зменшення сили тертя під час провертання.

Передача крутного моменту, за нормального режиму роботи, одночасно забезпечується кульками і фрикційними дисками, на величину притиску яких впливає сила натиску тарілчастих пружин.

При перевантаженні, зупинці однієї з півмуфт, інша півмуфта провертається на кут β , який забезпечує вихід кульок із зачеплення з нахиленою поверхнею лунки, за залежністю:

$$\beta = \arcsin \frac{h \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{r}. \quad (2)$$

Величина кута провороту β враховує діаметр кульок, радіус їх розміщення на орбіті та кут нахилу дотичної в точці контакту з лункою, рис.1б і рис.2.

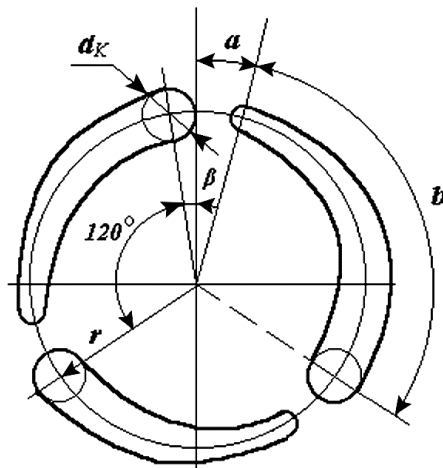


Рис. 2. Схема розміщення лунок

Розмір a визначається із умови міцності та залежить від величини крутного моменту, який передає запобіжна муфта.

З метою зменшення осьових та колових ударів і забезпечення плавного наростання навантаження визначаємо кут нахилу похилої поверхні, по якій переміщується кулька, з врахуванням довжини поверхні $b = (2\pi R/3 - a - 0.3d_k \cdot \text{ctg}\alpha)$, за формулою:

$$\gamma = \text{arctg} \frac{3h}{(2\pi r - 3a - 3h \cdot \text{ctg}\alpha)} \quad (3)$$

В загальному випадку розрахункова модель кульково-фрикційної муфти є системою, яка показана на рис.3.

В процесі роботи запобіжного пристрою можна відзначити декілька характерних моментів:

- а) нормальний режим роботи (без спрацьовування), коли здійснюється передача крутного моменту;
- б) перевантаження, коли відбувається вихід кульок із зачеплення;
- в) переміщення кульок до наступної лунки й ковзання півмуфт по фрикційних поверхнях;
- г) входження кульок та фрикційних дисків в зачеплення робочими поверхнями та відскок [2.3].

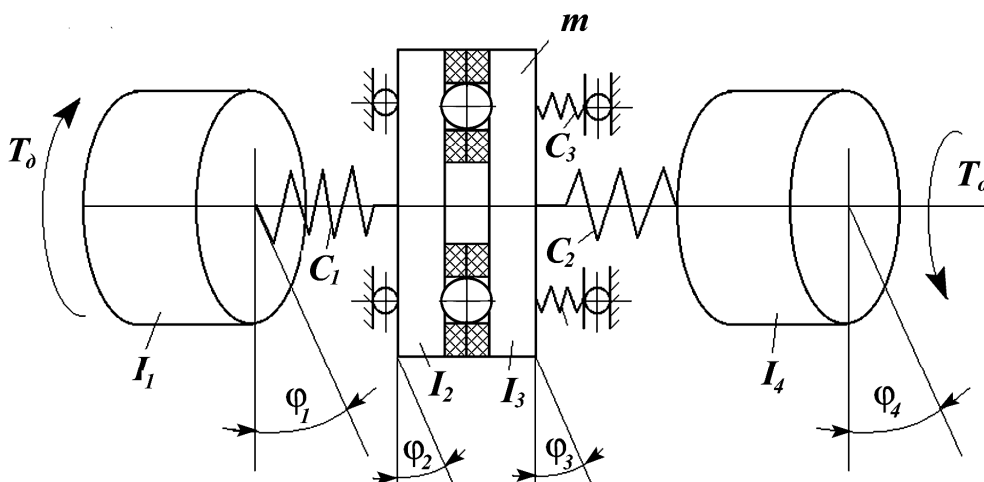


Рис.3. Динамічна модель приводу із запобіжною муфтою

Перший етап роботи без спрацьовування півмуфт описується наступними рівняннями:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_0 - C_1(\varphi_1 - \varphi_2) \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - F \cdot r - 0.5\pi Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp}[q] \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = F \cdot r + 0.5\pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp}[q] - C_2(\varphi_3 - \varphi_4) \\ I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = C_2(\varphi_3 - \varphi_4) - T_0 \end{cases} \quad (4)$$

В цьому режимі роботи $\varphi_2 = \varphi_3$, і тому переходимо до наступної системи:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_0 - C_1(\varphi_1 - \varphi_2) \\ (I_2 + I_3) \ddot{\varphi}_2 = C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_2(\varphi_2 - \varphi_4) \\ I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = C_2(\varphi_2 - \varphi_4) - T_0 \end{cases} \quad (5)$$

Якщо вважати, що момент двигуна та опору постійні, то розв'язок системи буде простим. Тому доцільно дослідити динамічні навантаження в системі, коли раптово зростає момент опору до номінального значення за умов: $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_4 = 0$; $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3 = \omega_0$ при $t=0$.

Здійснивши заміну $(\varphi_1 - \varphi_2) = \gamma_1$; $(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = \dot{\gamma}_1$; $(\varphi_2 - \varphi_4) = \gamma_2$; $(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4) = \dot{\gamma}_2$; з врахуванням початкових умов $\gamma_1 = 0$; $\gamma_2 = 0$; $\dot{\gamma}_1 = 0$; $\dot{\gamma}_2 = 0$ систему (5) зводимо до наступного виду:

$$\begin{cases} \ddot{\gamma}_1 = \frac{T_0}{I_2} - \frac{C_1 \gamma_1}{I_1} - \frac{C_1 \gamma_1}{I_2 + I_3} + \frac{C_2 \gamma_2}{I_2 + I_3} \\ \ddot{\gamma}_2 = \frac{C_1 \gamma_1}{I_2 + I_3} - \frac{C_2 \gamma_2}{I_2 + I_3} - \frac{C_2 \gamma_2}{I_4} - \frac{T_0}{I_4} \end{cases} \quad (6)$$

Розв'язуючи системи рівнянь, після відповідних заміни, де

$$K_1 = \left(\frac{C_1(I_1 + I_2 + I_3)}{I_1(I_2 + I_3)} + \frac{C_2}{I_2 + I_3} + \frac{C_2}{I_4} \right);$$

$$K_2 = \left(-\frac{C_1 C_2}{(I_2 + I_3)^2} + \frac{C_1 C_2 (I_1 + I_2 + I_3)}{I_1 (I_2 + I_3)^2} + \frac{C_1 C_2 (I_1 + I_2 + I_3)}{I_1 I_4 (I_2 + I_3)^2} \right);$$

$$K_3 = \left(\frac{T_0 C_2}{I_1 (I_2 + I_3)} + \frac{T_0 C_2}{I_1 \cdot I_4} + \frac{T_0 C_2}{I_4 (I_2 + I_3)} \right);$$

рівняння набуде такого вигляду:

$\ddot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_1 K_1 + \gamma_1 K_2 = K_3$, або $x^4 + K_1 x^2 + K_2 = 0$, яке після заміни $x^4 = y^2$ має вигляд $y^2 + K_1 y + K_2 = 0$. Розв'язуючи його при y_1 і $y_2 < 0$, одержимо $x_1 = (y_1)^{1/2}$; $x_1 = (-y_1)^{1/2}$; $x_2 = (y_2)^{1/2}$; $x_2 = (-y_2)^{1/2}$, де x_1 і x_2 – частоти коливань системи [3]. Розв'язок системи має вигляд $\gamma_1 + \gamma_{1заг} + \gamma_{1част}$; $\gamma_{1част} = E$, а $\gamma_{1заг} = A \sin x_1 t + B \cos x_1 t + C \sin x_2 t + D \cos x_2 t$.

Розв'язуючи дане характеристичне рівняння, необхідно визначити початкові умови для $\dot{\gamma}_1$ і $\ddot{\gamma}_1$ з системи (6).

Здійснивши перетворення та заміни, диференціюючи, визначаємо постійні інтегрування, після підстановки яких визначаємо величину γ_1 .

Враховуючи, що величина моменту в першій ланці, який виникає при C_1 і γ_1 , буде $T_1 = C_1 \gamma_1$, одержимо величину максимального моменту

$$T_{1\max} = C_1 \left[\frac{K_3}{K_2} + \left(\frac{T_\theta / I_1 - x_2^2 K_3 / K_2}{x_2^2 - x_1^2} \right) \cos x_1 t + \left(\frac{T_\theta / I_1 - x_1^2 K_3 / K_2}{x_1^2 - x_2^2} \right) \cos x_2 t \right] \quad (7)$$

Враховуючи величину закручування в другій ланці γ_2 після перетворень та спрощень, одержимо момент $T_{2\max}$ за залежністю:

$$\begin{aligned} T_{2\max} = & C_2 \left(\left(C_1 \left(\frac{I_2 + I_3 + I_1}{I_1(I_2 + I_3)} \right) - x_1^2 \right) \left(\frac{T_\theta / I_1 - x_2^2 K_3 / K_2}{x_2^2 - x_1^2} \right) \cos x_1 t + \right. \\ & \left. + \left(C_1 \left(\frac{I_2 + I_3 + I_1}{I_1(I_2 + I_3)} \right) - x_2^2 \right) \left(\frac{T_\theta / I_1 - x_1^2 K_3 / K_2}{x_1^2 - x_2^2} \right) \cos x_2 t + \right. \\ & \left. + \frac{C_1 K_3}{K_2} \left(\frac{I_2 + I_3 + I_1}{I_1(I_2 + I_3)} - \frac{T_\theta}{I_1} \right) \frac{(I_1 + I_2)}{C_2} \right) \quad (8) \end{aligned}$$

При перевантаженні, повертанні півмуфт виникає сила тертя в шліцах та зміщення півмуфт з фрикційними накладками залежно від глибини та кута α профілю лункок.

Осьове переміщення кульок залежить від глибини зачеплення кульки з лункою, що, в свою чергу, взаємозв'язано з кутовим переміщенням півмуфт наступною залежністю:

$$\varphi_2 - \varphi_3 = h \cdot \operatorname{ctg} \alpha / r. \quad (9)$$

При взаємодії кульки з лункою записуємо умову рівноваги наступними рівняннями:

$$\begin{cases} F - F_H \cdot \cos \alpha + F_{T.K.} \cdot \sin \alpha = 0 \\ F - F_H \sin \alpha - F_{T.K.} \cos \alpha = 0 \\ F_{m.k.} = F_H \cdot f_{T.K.} \end{cases} \quad (10)$$

Також силу тертя в шліцах можна визначити за залежністю:

$$F_u = |C_2(\varphi_2 - \varphi_4)| f_{T.ш.} + \dot{h} \mu_{ш} \quad (11)$$

Враховуючи залежності (9), (10), (11), записуємо систему рівнянь, за допомогою якої визначаємо динамічні навантаження при спрацьовуванні муфти на другому етапі.

Система рівнянь має вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_\theta - C_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - F_H \cdot r \cdot (\sin \alpha + f_{T.K.} \cdot \cos \alpha) - 0.5\pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp}[q]; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = F_H \cdot r \cdot (\sin \alpha + f_{T.K.} \cos \alpha) + 0.5\pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp}[q] - C_2 \cdot \varphi_3; \\ m\ddot{h} = -C(h + \lambda_0) + F_H(\cos \alpha - f_{T.K.} \cdot \sin \alpha) - \dot{h} \cdot \mu_u - |C_2 \cdot \varphi_3| \frac{f_{T.ш.}}{r_{ш.}}; \\ \varphi_2 - \varphi_3 = \frac{h \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{r} \end{cases} \quad (12)$$

З рівняння (4) системи (12) визначаємо величину F_H і після підстановки в рівняння (2) (3) системи отримаємо

$$\begin{aligned} I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = & C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - 0.5\pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp}[q] + \\ & + \frac{(m\ddot{h} + \mu_u \dot{h} + C_3 h + C_3 \lambda_0 + |C_2 \varphi_3| \cdot f_{T.ш.})(r \sin \alpha + r \cdot f_{T.K.} \cos \alpha)}{r_u (\cos \alpha - f_{T.K.} \cdot \sin \alpha)}, \quad (13) \end{aligned}$$

$$I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = \frac{(m\ddot{h} + \mu_w \dot{h} + C_3 h + C_3 \lambda_0 + |C_2 \varphi_3| \cdot f_{T.ш.})(r \sin \alpha + r \cdot f_{T.к.} \cos \alpha)}{r_w (\cos \alpha - f_{T.к.} \cdot \sin \alpha)} + \quad (14)$$

$$+ 0,5\pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp} [q] - C_2 \varphi_3.$$

Розв'язуючи систему рівнянь (12) з врахуванням рівнянь (13), (14), числовим методом визначаємо величину крутних моментів $T_1 = C_1 \varphi_1$; $T_2 = C_2 \varphi_3$.

В такому випадку розглядаємо початкові умови при заклинюванні з холостого ходу або з умови номінального навантаження.

На наступному етапі проходить провертання півмуфт і переміщення кульок по торцевій та нахиленій поверхні під кутом γ , після чого вона входить в зачеплення з передньою поверхнею лунки, розміщеної під кутом α .

На режим роботи, з умови невідривання кульок від робочих поверхонь, суттєво впливає колова швидкість провертання півмуфт, маса рухомої півмуфти, величина сили тертя на фрикційних дисках і в шліцах, жорсткість пружини та інші параметри.

Рівняння руху півмуфти в осьовому напрямку має такий вигляд:

$$m\ddot{h} = -C_3(h + \lambda_0) - \mu_w \dot{h} - |C_2 \cdot \varphi_3| \cdot \frac{f_{T.ш.}}{r_{ш.}} \quad (15)$$

Після зведення подібних членів одержимо рівняння виду:

$$\ddot{h} + K_1 \cdot \dot{h} + K_2 \cdot h = K_3, \text{ де } K_1 = \mu_w / m, K_2 = C_3 / m, K_3 = (-C_3 \lambda_0 \cdot r_w - |C_2 \varphi_3| \cdot f_{T.ш.}) / m r_{ш.}$$

Розв'язок такого неоднорідного рівняння складається із загального і часткового розв'язку. Характеристичне рівняння $x^2 + K_1 x + K_2 = 0$ та має ви-

гляд $x_{1,2} = -K_1 / 2 \pm \sqrt{\frac{K_1^2}{4} - K_2}$, де в залежності від коефіцієнтів корені бувають дійс-

ними або комплексними. Як правило, вони є комплексними, де $\left(\frac{K_1^2}{4} - K_2\right) < 0$.

Здійснюючи загальний і частковий розв'язок, одержимо рівняння:

$$\dot{h} = -\frac{K_1}{2} e^{-\frac{K_1}{2}t} (A \sin \omega t + B \cos \omega t) + \omega \cdot e^{-\frac{K_1}{2}t} (A \cos \omega t - B \sin \omega t) \quad (16)$$

де $\omega = \sqrt{K_2 - K_1^2 / 4}$.

Після підстановки початкових умов $\dot{h} = 0$; $h = h_{\max}$ з врахуванням координати лунки визначаємо постійні інтегрування А, В і рівняння лінії, по якій рухається центр кульки.

Рівняння вільного польоту кульки, якщо проходить відрив її від нахиленої поверхні, можна описати системою:

$$\begin{cases} z_1 = r \cdot \omega_0 t - z_{\max} \\ h = e^{-\frac{K_1}{2}t} (A \sin \omega t + B \cos \omega t) + \frac{K_3}{K_2} \end{cases} \quad (17)$$

Провівши заміну величини Z_1 через кут α і розв'язуючи систему (17) чисельним методом, знаходимо час і швидкість, з якою вона рухалась до того, як впала в лунку.

Аналізуючи величину h , можна зробити висновок про процес переміщення кульки в лунку, виникнення моменту, що передається, від фрикційними дисками та інші параметри.

В подальшому робота муфти проходить, як на другому етапі, але без врахування нормальної складової сили на кульках від навантаження в тарілчастій пружині.

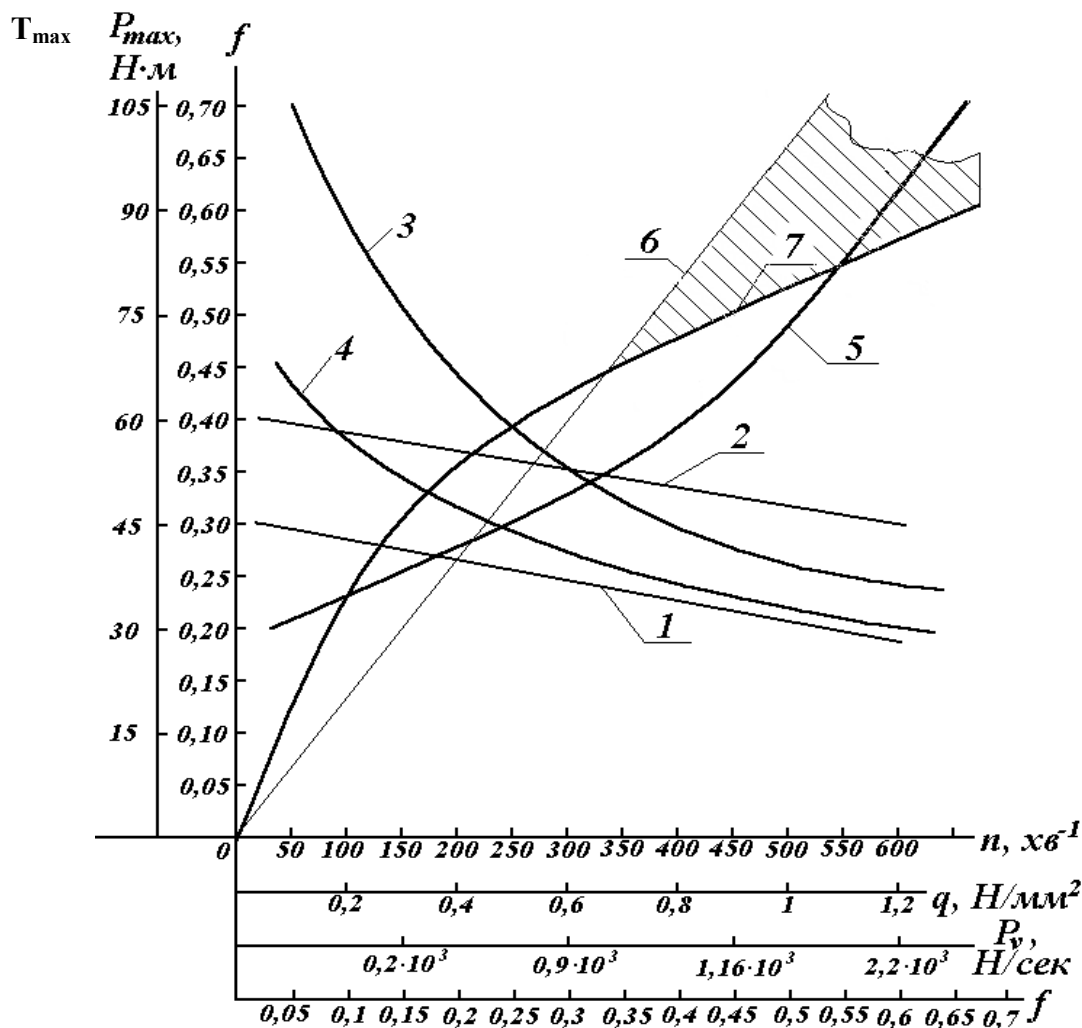


Рис. 4. Графіки залежностей силових і конструктивних параметрів:

1, 2 – залежність коефіцієнта f від кількості обертів n приводу при змашуванні і без змашення фрикційних дисків; 3, 4 – відповідно залежності коефіцієнта f від тиску q при швидкості прикладання навантаження $P_v=2.2 \times 10^3$ Н/сек та $P_v=0.9 \times 10^3$; 5 – залежність коефіцієнта f від швидкості прикладання навантаження; 6, 7 – відповідно залежності T_{max} від f запобіжної муфти без зворотнього та зі зворотнім зв'язком.

На рис.4 подано графіки, які описують роботу конструкції в залежності від допустимого тиску та коефіцієнта тертя на фрикційних дисках, кількості обертів приводу, швидкості прикладання навантаження, впливу кулькового зворотнього зв'язку.

Висновки

1. В результаті досліджень динамічної моделі приводу верстата, складено і розв'язано системи диференціальних рівнянь, що описують перехідні процеси в кульково-фрикційній запобіжній муфті.
2. На основі аналізу графічних залежностей коефіцієнта тертя f від кількості обертів приводу верстата n , величини тиску q , швидкості прикладання навантаження, максимальної величини моменту встановлено, що розглянута конструкція забезпечує хороші експлуатаційні характеристики приводу, запобігає збільшенню динамічних навантажень.
3. До перспективи подальших досліджень необхідно віднести розробку інженерної методики проектування конструктивних параметрів захисних пристроїв, які будуть використовуватись на обладнанні для порізки автотракторних шин.

The construction of a ball friction safety clutch is proposed. The operation of this construction taking into account the given mass of a drive and the rigidity characteristics are researched as well. The theoretical

dependences of friction coefficient on loading speed, revolutions, specific pressure, torque moment value are developed.

Література

1. Особливості базування і закріплення автотракторних шин при їх переробці // Науковий вісник. Національний аграрний університет. -№49. – 2002 - С.212-216.
2. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А.. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
3. Ряховский О.А., Иванов С.О. Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
4. Пат. 52114А Україна, МПК⁶ F16D7/02, 7/06. Фрикційна запобіжна муфта / Михайлишин В.І., Матвійчук А.В., Комар Р.В., Гевко І.Б. Чинний від 16.12.02.
5. Матвійчук А.В. Методика розрахунку елементів приводів сільськогосподарських машин // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - 1998. - Том 3. - Число 3. – С.55-59.
6. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузок станков. М.: Машиностроение, 1968.- 111 с.

Одержано 10.02.2003