

УДК 621.01

С. Г. Стельмащук

**МЕХАНІКА ПРОГРАМНИХ РОЗВАНТАЖУВАЧІВ
МЕХАНІЗМІВ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС
З КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ**

1. Особливості застосування програмних розвантажувачів (ПР) у механізмах неповнозубих коліс (НЗК) з кулачковим вмиканням (КВ)

При застосуванні НЗК для приводу відносно великих мас швидкохідних механізмів поліграфічних машин у їхніх кінематичних ланцюгах пульсуватимуть значні за величиною і змінні за знаком надлишкові потужності, що призводить до обмеження швидкостей і терміну роботи таких механічних систем.

Мета застосування ПР у механізмах НЗК КВ – локалізація надлишкових потужностей у малій зоні валопроводу шляхом перетворення надлишкової енергії в енергію пружних деформацій робочого тіла навантажувача ПР, з наступним перетворенням цієї енергії в кінетичну енергію мас пристрою.

Особливостями ПР НЗК КВ є, по-перше, періодично нерівномірне обертання ведених валів і, по-друге, наявність вистоїв у русі мас [4], що зрівноважуються. Програма акумулювання і віддачі енергії навантажувачами визначається розрахунком, який базується на рівності різних за знаком надлишкових крутних моментів і моментів, що створюються навантажувачами в кожний часовий момент кінематичного циклу [1]. Відповідно, робочі параметри деталей ПР визначаються з умови рівності за абсолютною величиною максимальної надлишкової енергії і максимальної енергії, яка накопичується і віддається навантажувачами. Новизна поєднання пропонованого пристрою ПР з півобертвовим механізмом НЗК КВ захищена а.с. 332271 [3]. При застосуванні цього пристрою надлишкова потужність пульсує на дуже короткій ділянці між веденою масою і навантажувачем ПР, до того ж значно розвантажуються не тільки всі передаточні механізми, але й усі ланки основного виконавчого механізму НЗК КВ (рис. 1).

Слід відзначити, що повне зрівноваження кінетичних надлишкових навантажень за допомогою пружинних навантажувачів, отримане при максимальній швидкості машини, порушується при зменшенні робочих швидкостей через скорочення сил інерції, але збереженні зрівноважуючих сил. Зокрема, це характерно в періодах виходу на крейсерську швидкість роботи і зупинки машини. Дана обставина не береться до уваги при визначенні міцності деталей установки, оскільки ці розрахунки проводяться за максимальними навантаженнями.

Застосування ПР у НЗК КВ поліпшує як кінетостатику, так і динаміку даного комбінованого механізму, зменшує навантаження на передаточні механізми, їх пружні коливання, нерівномірність ходу та шум машини.

Основними проблемами розрахунку ПР НЗК КВ є знаходження поточних величин надлишкових крутних моментів НЗК КВ, вибір конструктивної схеми ПР і типу навантажувача, а також розрахунок кулачкового механізму ПР, який включає визначення закону руху коромисла, й мінімального розміру основної шайби кулачка з умов обмеження кутів тиску і загострення профілю кулачка, забезпечення необхідних запасів міцності й зносостійкості деталей механізму, виконання умов сусідства деталей ПР.

2. Схеми ПР НЗК КВ, відібрані для дослідження

У даній роботі розглядаються здвоєні ПР з пружинним навантажувачем, що мають відносно менші реакції в опорах валів і габарити кулачків та більші к.к.д. системи. Розташовуються ПР безпосередньо біля веденої маси (рис. 2) і складаються з двох кулачків 1 і 2, жорстко посаджених на веденому валі ///, та відповідних коромисел 3 і 4, які стягнуті пружиною-навантажувачем 5. Кожне коромисло утворює зі стійкою O_4 свою кінематичну обертальну пару. У півобертвових механізмах НЗК КВ вихідний вал //, що здійснює за один цикл сумарний поворот ψ_{Σ} , рівний 180° , з'єднаний з веденим валом /// зубчастою передачею 6–7, яка має передатне відношення $i_1 = \omega_{3к} / \omega_{2к} = 2$. У результаті вал /// за один цикл повертається на 360° . У повно-

оберткових механізмах НЗК КВ, в яких $\psi_{\gamma} = 360^{\circ}$, ведений вал сполучений з вихідним передатним відношенням $i_1 = 1$.

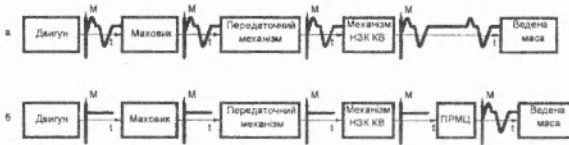


Рис.1. Діаграми надлишкових крутних моментів у механізмах НЗК КВ без застосування зрівноважування (а) та з його застосуванням (б)

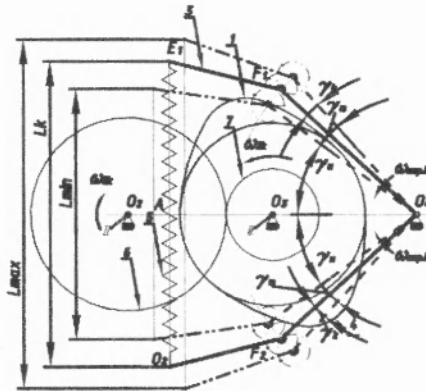


Рис.2. Кінематична схема ПР НЗК КВ з пружинним навантажувачем

3. Дослідження механіки ПР НЗК КВ з пружинними навантажувачами

3.1. Визначення основних параметрів пружинного навантажувача

На початку фази розгону НЗК кінетична енергія ведених мас E_k дорівнює нулеві, а потенційна енергія пружини-навантажувача E_n – максимумів. При розгоні ця енергія за відповідною програмою, яка задається кулачками ПР, перетворюється в кінетичну енергію мас, що прискорюються. До кінця розгону запас E_n досягає свого мінімуму ($E_{n \min}$), а E_k – максимуму ($E_{k \max}$). Виходячи із закону збереження енергії і виконання задачі повного зрівноважування інерційних сил, сума E_k і E_n у системі повинна залишатися постійною (E_c) протягом усього періоду кінематичного циклу:

$$E_k + E_n = E_c = \text{const}, \quad (1)$$

$$\text{де } E_k = \frac{J_{np} \omega_{2k}^2}{2}; \quad E_n = \frac{c(S_0 + S_{yp} - S_k)}{2};$$

c – жорсткість пружини;

S_0 – початкова деформація пружини (рис.3);

S_k – поточні переміщення кінця пружини, які відраховуються від положення, що відповідає її максимальній деформації;

S_{yp} – максимальний хід кінця пружини за період розгону (або вибігу) виконавчого механізму НЗК КВ.

Величина постійної складової E_c у рівнянні (1) визначається з першої початкової умови, коли $\omega_{2k} = 0$ (початок розбігу або кінець вибігу), $E_k = 0$ і $S_k = 0$:

$$E_c = E_{nmax} = \frac{c(S_0 + S_{yp})^2}{2}.$$

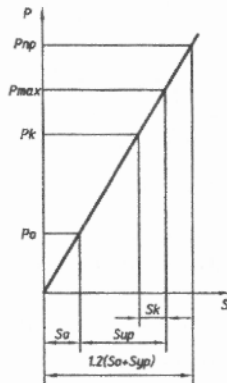


Рис. 3. Силова характеристика пружини-навантажувача

Для визначення E_{kmax} використовуємо другу початкову умову, коли ω_{2k} і S_k досягають максимумів ω_{2m} і S_{max} , а E_n – мінімуму:

$$\frac{J_{np}\omega_{2m}^2}{2} + \frac{cS_0^2}{2} = \frac{c(S_0 + S_{yp})^2}{2}.$$

Звідси, із уведенням позначення відносної величини початкової деформації пружини $\psi_1 = \frac{S_0}{S_{yp}}$, знайдемо величину її максимального ходу [2]:

$$S_{yp} = \sqrt{\frac{J_{np}\omega_{2m}^2}{c(1 + 2\psi_1)}}. \quad (2)$$

На вибір параметрів пружини накладаються умови її міцності, а також умова, що обмежує її габарити по довжині.

Надалі величину S_{yp} будемо вважати основним модулем довжин при розрахунку ПР. Тоді необхідна відносна максимальна відстань L_{mo} , виражена через діаметр дроту (d), число витків (z) і максимальну деформацію пружини ($S_{yp} + S_0$), дорівнюватиме

$$L_{mo} = \frac{L_m}{S_{yp}} = (1,2 \div 1,3) \left(\frac{dz}{S_{yp}} + \Psi_1 + 1 \right), \quad (3)$$

де цифровий коефіцієнт (1,2–1,3) вводиться з конструктивних міркувань (вушка, регулювання і т.д.).

При мінімальному значенні кута (45)° передачі між пружиною і віссю коромисла та введеним позначенням відносної довжини коромисла $\lambda_2 = \frac{l_{p2}}{S_{yp}}$ ($l_{p2} = |O_4F_1| = |O_4F_2|$), з урахуванням $l_{p3} = |O_4F_1| = |O_4F_2| = 2l_{p2}$,

знайдемо максимально допустиму величину відносної відстані:

$$[L_{mo}] = 2,82 \lambda_2.$$

З огляду на умову міцності циліндричної пружини, з урахуванням формули (3), отримаємо

$$c_1 \geq \frac{1,2K_\sigma(1+\Psi_1)G}{\sqrt{\pi \left(\left[\frac{L_{mo}}{[1,2 \div 1,3]} \right] - 1 - \Psi_1 \right) [\tau]}}$$

де $c_1 = \frac{D_{cp}}{d}$ -- індекс пружини;

D_{cp} -- середній діаметр пружини;

K_σ -- коефіцієнт, що враховує вплив кривизни витка, форму його перерізу і кут підйому;

$P_{np} = 1,2c(1 + \Psi_1)S_{yp}$ -- гранична величина зусилля пружини;

$[\tau]$ -- допустима напруга кручення для дроту пружини.

Результати досліджень мінімально допустимих величин c_1 узагальнені на номограмі (рис.4). Індекс c_1 набуває значення 4–12 залежно від $[L_{mo}]$, що змінюється в межах 2–8, $\Psi_1 = 0,2 \div 1,0$ і $[\tau] = 400 \div 1200$ МПа.

Задамо діаметр дроту і знайдемо величину P_{np} :

$$P_{np} = \frac{\pi d^2 [\tau]}{8K_\sigma c_1}.$$

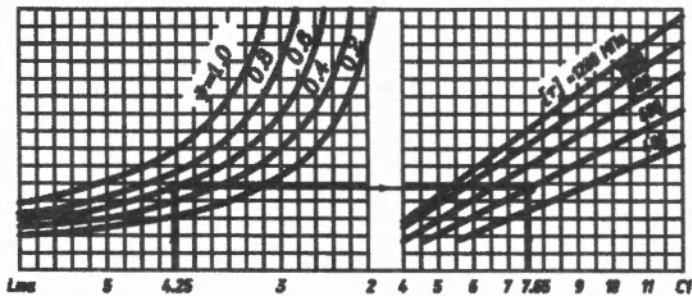


Рис.4. Номограма для визначення індексу пружини-навантажувача c_1

Виразивши жорсткість пружини формулою

$$c = \frac{P_{np}}{1,2(1 + \Psi_1)S_{yp}},$$

отримаємо новий вираз для формули (2):

$$S_{yp} = \frac{1,2(1 + \Psi_1)}{1 + 2\Psi_1} \cdot \frac{J_{np}\omega_{2m}^2}{P_{np}}.$$

Робоче число витків визначиться за формулою

$$z = \frac{Gd}{8c \cdot c_1^3}.$$

3.2. Визначення програми необхідних переміщень коромисел ПР НЗК КВ

Поточні значення необхідних переміщень штока пружини знайдено розв'язанням загального рівняння (1):

$$S_k = (1 + \Psi_1) \cdot S_{yp} - \sqrt{(1 + \Psi_1)^2 \cdot S_{yp}^2 - \frac{J_{np}\omega_{2k}^2}{c}}.$$

Вирішуючи спільно останню рівність і рівняння (2) та враховуючи при цьому, що $\omega_{2k} = \frac{b_k}{B} \omega_{2m}$ (уведемо також позначення позиційного інваріанта

подібності переміщення кінця пружини $S_{ku} = \frac{S_k}{S_{yp}}$), визначимо:

$$S_{ku} = (1 + \Psi_1) - \sqrt{(1 + \Psi_1)^2 - (1 + 2\Psi_1) \left(\frac{b_k}{B}\right)^2}. \quad (4)$$

У цій формулі величина відносного часу k змінюється від 0 до 0,5, що відповідає фазі розгону виконавчого механізму НЗК КВ. При цьому величина S_{ku} змінюється від 0 до 1,0. Для фази вибігу діаграма $S_{ku}=f(k)$ дзеркальна стосовно діаграми фази розгону.

Диференціюючи рівняння (4) за відносним часом k , одержимо формули для позиційних інваріантів подібності швидкостей (V_{ku}) і прискорень (W_{ku}):

$$V_{ku} = \frac{dS_{ku}}{dk} = \frac{(1 + 2\Psi_1)d_k}{B^2(1 + \Psi_1 - S_{ku})};$$

$$W_{ku} = \frac{d^2S_{ku}}{dk^2} = \frac{(1 + 2\Psi_1)}{B^2} \cdot \frac{\dot{d}_k(1 + \Psi_1 - S_{ku}) + dk \cdot V_{ku}}{(1 + \Psi_1 - S_{ku})^2},$$

де d_k – позиційний інваріант подібності потужності для висхідного закону періодичного руху (ЗПР) виконавчого механізму НЗК КВ;

$$\dot{d}_k = \frac{d(d_k)}{dk}.$$

Поточні значення кутових переміщень кожного коромисла знайдемо з рішення трикутника O_4E_1A (рис.1):

$$\gamma_k = \arcsin \frac{L_{mo}}{4\lambda_2} - \arcsin \frac{L_{ko}}{4\lambda_2},$$

$$\text{де } L_{ko} = \frac{L_k}{S_{yp}} = \frac{L_m - S_k}{S_{yp}} = L_{mo} - S_{ku}.$$

Максимальна величина однозначного кутового переміщення коромисла дорівнює:

$$\gamma_m = \arcsin \frac{L_{mo}}{4\lambda_2} - \arcsin \frac{L_{mo} - 1}{4\lambda_2}.$$

З урахуванням останніх рівностей визначаємо величини позиційних інваріантів подібності кутових переміщень коромисла:

$$a_{ky} = \frac{\gamma_k}{\gamma_m} = \frac{\arcsin \frac{L_{mo}}{4\lambda_2} - \arcsin \frac{L_{ko}}{4\lambda_2}}{\arcsin \frac{L_{mo}}{4\lambda_2} - \arcsin \frac{L_{mo} - 1}{4\lambda_2}}. \quad (5)$$

Позиційні інваріанти подібності кутових швидкостей (b_{ky}) і кутових прискорень (c_{ky}) коромисла знаходимо диференціюванням рівняння (5):

$$b_{ky} = \frac{da_{ky}}{dk} = \frac{V_{ku}}{\gamma_m \sqrt{16\lambda_2^2 - L_{ko}^2}}; \quad (6)$$

$$c_{ky} = \frac{d^2 a_{ky}}{dk^2} = \frac{W_{ku}(16\lambda_2^2 - L_{ko}^2) - L_{ko}}{\sqrt{(16\lambda_2^2 - L_{ko}^2)^3}}. \quad (7)$$

Як показує аналіз формул (5–7), на величини позиційних інваріантів подібності ПР головним чином впливає ЗПР висхідного механізму НЗК КВ. Такі параметри, як λ_2 і Ψ_1 , роблять на них незначний вплив.

Відношення максимальних величин кутових прискорень коромисла і вала кулачків ПР коливається в межах від 1,5 до 2,0.

Абсолютні величини кутових переміщень, швидкостей і прискорень кожного з коромисел визначаються за формулами

$$\gamma_k = a_{ky} \cdot [\gamma_m]; \quad \omega_{кор.к} = b_{ky} \cdot \left[\frac{\omega_1 \gamma_m}{2\varphi_{вкл}} \right]; \quad \varepsilon_{кор.к} = c_{ky} \cdot \left[\frac{\omega_1^2 \gamma_m}{4\varphi_{вкл}^2} \right] \quad (8)$$

1. Полюдов О.М. Проекування поліграфічних машин (Оптимізація динамічних характеристик циклових механізмів). Львів, 1993. 2. Полюдов А.Н. Исследование инвариантов подобия при расчете уравновешивающих кулачковых механизмов // Научные записки / Укр.поліграф.ін-т. Львов, 1961. Вып.14. 3. Полуоборотный механизм: А. с. 33227 / СССР/ К. В. Тир, А. Н. Полюдов, С. Г. Стельмашук (СССР). Опубл. 1972. Бюл. №10. 4. Стельмашук С.Г. Синтез напівобертових неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням // Поліграфія і видавнича справа / Укр. поліграф. ін-т ім. Ів. Федорова. Львів, 1971, №7.