

**ЗРІВНОВАЖУВАННЯ НАДЛИШКОВИХ СИЛ ПРИВОДА
ГОЛОВНОГО КОНВЕЙЄРА БЛОКОБРОБЛЮЮЧИХ АГРЕГАТИВ**

Відомо, що при встановленому русі циклових машин-автоматів з періодичним рухом робочих органів при наближено постійній витраті енергії двигуном виникає пульсація надлишкової енергії між маховиком і виконавчими механізмами. Ця пульсація є наслідком нерівномірності технологічних і кінетичних навантажень, зусиль пружин та ін. на протязі циклу.

Крутні моменти, що виникають в результаті пульсації надлишкової енергії, викликають перевантаження і підвищують знос передавальних механізмів, сприяють виникненню в системі вимушених пружних коливань. Робота циклових машин супроводжується шумом, що викликається співударанням зубців зубчатих передач трансмісії привода.

З метою локалізації пульсації надлишкової енергії, що виникає в машинах, застосовують зрівноважуючі кулачкові механізми (ЗКМ). Вони створюють на головному валі зрівноважуючі крутні моменти, які в кожній фазі циклу дорівнюють зрівноважуваним, але протилежні їм за знаком [2, 3, 5, 6].

Як показали дослідження кінематики та динаміки привода головного конвейєра блокооброблюючих агрегатів [4], на вертикальному валі мальтійського механізму виникають значні надлишкові крутні моменти, які по величині різні для сферичного і плоского мальтійських механізмів.

З метою покращення динаміки привода головного конвейєра блокооброблюючих агрегатів пропонується застосувати зрівноважуючий кулачковий механізм (ЗКМ) з пружинним навантажувачем, розрахунок якого наводиться нижче.

На протязі кінематичного циклу потрібно забезпечити умову:

$$M_{\Sigma \text{ над}} = - M_{\Sigma \text{ зр}}, \tag{1}$$

де $M_{\Sigma \text{ над}}$ — надлишковий сумарний крутний момент; $M_{\Sigma \text{ зр}}$ — зрівноважуючий крутний момент.

Для визначення сумарних розрахункових крутних моментів на вертикальному валі мальтійського механізму блокооброблюючих агрегатів, з метою усереднення впливу різних значень моментів від набігаючої ($M_{2 \text{ ин. н}}$) і збігаючої віток ($M_{2 \text{ ин. з}}$), розрахунок проводимо за такою формулою [4]:

$$M_{\Sigma} = \frac{M_{2 \text{ ин. н}} + M_{2 \text{ ин. з}}}{2} + M_{2 \text{ ст. н}}, \tag{2}$$

де $M_{2 \text{ ст. н}}$ — статичний крутний момент для набігаючої вітки.

Значення крутних моментів на ведучому валі визначаються з рівняння

$$M_{\Sigma\Gamma} = M_{\Sigma} \cdot \omega_{\text{ми}}. \quad (3)$$

На рис. 1 представлені графіки крутних моментів на вертикальному валі (крива 1) при застосуванні сферичного (рис. 1,а) і плоского (рис. 1,б) мальтійських механізмів.

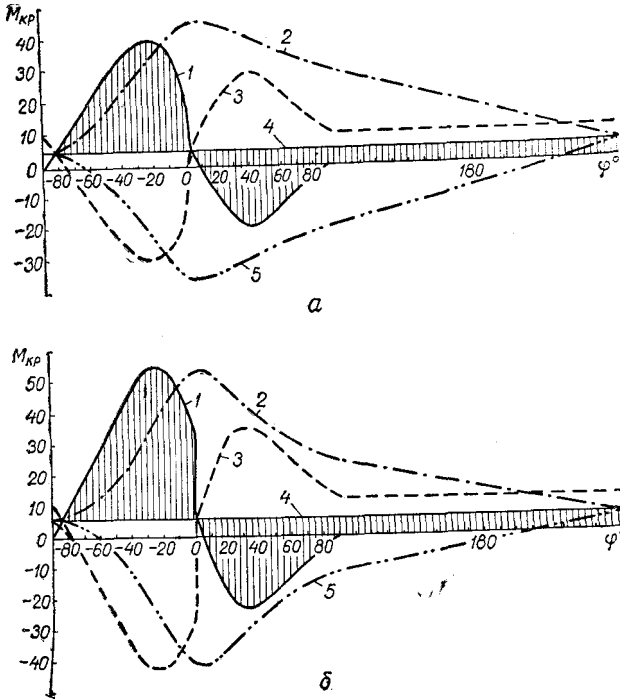


Рис. 1. Графіки крутних моментів і надлишкових робіт на ведучому валі:

а — при сферичному мальтійському механізмі; б — при плоскому мальтійському механізмі; 1 — крутний момент на головному валі, 2 — надлишкова робота від механізму привода, 3 — зрівноважуючий крутний момент, 4 — середній крутний момент, 5 — робота зрівноважуючого механізму.

Надлишкові крутні моменти знаходимо за формулою:

$$M_{\Sigma\text{над}} = M_{\Sigma\Gamma} - M_{\text{сер}}, \quad (4)$$

де $M_{\text{сер}}$ — середній крутний момент на ведучому валі,

$$M_{\text{сер}} = \frac{\int_0^{2\pi} M_{\Sigma} d\varphi}{2\pi}. \quad (5)$$

Враховуючи умову (1), визначаємо поточні і максимальне значення надлишкової роботи виконавчого та зрівноважуючого механізмів:

$$A_{\text{над}} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Sigma\text{над}} \cdot d\varphi \quad \text{і} \quad A_{\text{зр}} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\text{зр}} \cdot d\varphi. \quad (6)$$

У випадку використання пружинного навантаження ЗКМ у вигляді батареї тарільчатих пружин величини позиційних інваріантів подібності переміщень кінця пружини на протязі кінематичного циклу визначаються у вигляді:

$$a_{\text{ку}} = -\psi + \sqrt{(1 + \psi)^2 - \frac{2 A_{\text{над}}}{c_6 S_{\text{пр}}^2}}, \quad (7)$$

де $\psi = \frac{S_0}{S_{пр}}$ — коефіцієнт попереднього натягу пружини; S_0 — попередній стиск батареї пружин; $S_{пр}$ — хід кінця пружини в процесі роботи ЗКМ; c_6 — коефіцієнт жорсткості батареї, що включає i пружин; $c_6 = \frac{c}{i}$, де c — коефіцієнт жорсткості однієї тарільчатої пружини.

Кількість тарільчатих пружин i визначається з врахуванням забезпечення умови зрівноважування:

$$A_{над. max} = -A_{зр. max} \quad (8)$$

Тут знак мінус визначає протилежний характер дії навантажувача: якщо потрібно поповнити енергію з врахуванням додатної величини надлишкової роботи виконавчого механізму, то навантажувач віддає свою потенціальну енергію пружності (знак мінус), а в протилежному разі знаки відповідно змінюються.

Потенціальна енергія $A_{зр. max}$, накопичувана батареєю пружин при попередньому стисненні S_0 і наступному переміщенні її кінця на величину робочого ходу S , визначається з врахуванням трикутника пружних деформацій:

$$A_{зр. max} = \left(\frac{P_0 + P_{max}}{2} \right) S = c_6 S^2 (\psi + 0,5). \quad (9)$$

Підставляючи у формулу (8) значення $c_6 = \frac{P_2}{i f_2} = \frac{C}{i}$ і замінюючи величину $A_{зр. max}$ з врахуванням (9), знайдемо необхідне число тарільчатих пружин в батареї:

$$i = \frac{A_{над. max}}{c (f_{роб} - f_{min})^2 (\psi + 0,5)}, \quad (10)$$

де P_2 — найбільше робоче зусилля; $f_{роб}$, f_{min} — робоча та найменша деформація пружини, а $0,5 \leq \psi \leq 1$.

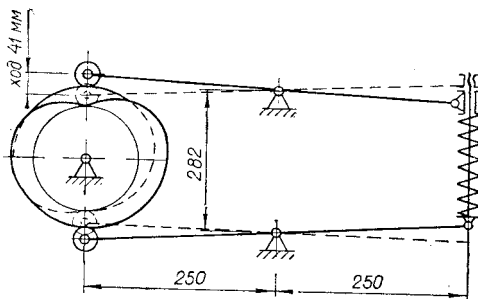


Рис. 2. Кінематична схема ЗКМ для привода головного конвейєра.

Розрахунок конструктивних параметрів кулачка ЗКМ проводиться з використанням методики розрахунку кулачків виконавчих механізмів [5, 6].

Проведені розрахунки дають можливість визначити конструктивні розміри деталей зрівноважуючого кулачкового механізму (рис. 2).

З метою зменшення ходу на кулачку та питомого тиску в парі кулачок—ролик доцільно виконати здвоєний ЗКМ: два однакових кулачки розвернуті на кут 180° і зібрані в блок.

Для зменшення кутових поправок [6] міжцентрову віддаль осей коромисел слід прийняти рівною віддалі між середніми положеннями їх роликів. Для отримання різкого зменшення крутного моменту, що виникає в період зміни структури кривошипно-повзунного механізму, передбачається зняття навантаження, що створюється навантажувачем зрівноважуючого кулачкового механізму, з допомогою регулюючих упорів. На початку циклу (0°) на кулачках (рис. 2) відбувається відрив роликів і надлишковий крутний момент не передається на ведучий вал. При дальшому повертанні кулачків їх контакт з роликів відновлюється і відбувається акумуляція надлишкової енергії навантажувачем зрівноважуючого механізму.

Проведені дослідження свідчать про те, що в результаті застосування зрівноважуючих пристроїв ведучий вал агрегатів розвантажується від значних крутних моментів (рис. 1а, 1б). В процесі роботи ведучий вал буде навантажений лише середнім крутним моментом $M_{\text{сер}}$ (лінії 4, рис. 1а, 1б).

Ефект зрівноважування можна оцінити коефіцієнтом зрівноважування, який визначається відношенням піків крутних моментів до та після зрівноважування, тобто

$$K_3 = \frac{M_{\Sigma r}}{M_{\text{сер}}}.$$

Проведені аналітичні дослідження показали, що застосовуючи ЗКМ можна зменшити навантаження на ведучому валі привода ланцюгового конвейера із сферичним мальтійським механізмом в $K_3 = 9,2$ і з плоским мальтійським механізмом в $K_3 = 7,82$ рази, що значно покращить виробничі характеристики агрегатів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Л. К. Билозерский, Г. П. Смирнов. Брошюрочно-переплетные машины. «Искусство», М., 1960.
2. А. Н. Полюдов. Использование инвариантов подобия при расчете уравновешивающих кулачковых механизмов. Научные записки УПИ, т. XIV, Львов, 1961.
3. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Реферат кандидатской диссертации, Львов, 1964.
4. К. В. Тир, А. С. Главацький, А. І. Петрук. Кінематика та динаміка привода головного конвейера блокооброблюючих агрегатів. «Поліграфія і видавничі справа», вип. 5, Львів, 1969.
5. К. В. Тир. Приближенный аналитический расчет механизмов привода машин-автоматов. Научные записки УПИ, т. XII, Львов, 1958. Метод инвариантов подобия в механике машин. Научные записки УПИ, т. XIV, Львов, 1961.
6. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. «Книга», М., 1965.
7. М. Е. Фишин. Механизмы периодического поворота в полиграфическом машиностроении. Реферат кандидатской диссертации, Львов, 1966.

K. V. TIR, A. S. GLAVATSKII, A. I. PETRUK

THE BALANCING OF THE SURPLUS FORCES OF THE MAIN CONVEYORS' DRIVE OF THE BOOK-PROCESSING UNITS

Summary

The problems of the use of cam mechanisms with a spring loader for the balancing of the redundant forces of the drive of the main conveyors' drive of book-processing aggregates are considered.