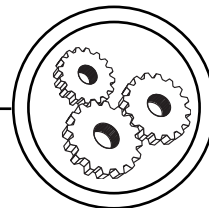


МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



УДК 621.835

СИНТЕЗ ВИКОНАВЧИХ ЦИКЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИН ЗБЛОКОВАНИХ ІЗ ПНЕВМАТИЧНИМ РОЗВАНТАЖУВАЧЕМ

© К. Ю. Кривенко, О. Я. Моргун, А. І. Петрук, д.т.н.,
професор, НТУУ «КПІ», Київ, Україна

Сокращение нагрузок в цикловых механизмах при переменном скоростном режиме работы с помощью блокирования их с механизмом с пневматическим разгрузителем.

The regulation of cyclic mechanisms loadings at a variable speed operating mode by the blocking to the mechanism with pneumatic unloader.

Постановка проблеми

При проектуванні чи модернізації машин-автоматів задачі підвищення їх технічного рівня тісно переплітаються з задачею покращення їх динамічних характеристик. Це пов'язано з тим, що робота циклових механізмів, які широко застосовуються в машинах поліграфічного виробництва, зі збільшенням швидкостей супроводжується небажаною інтенсифікацією динамічних процесів, через що підвищується рівень коливань елементів приводу та виконавчих органів, і, як наслідок, різке пониження якості продукції.

Варіант вирішення цієї задачі — застосування блокування механізмів. На сьогодні відомо два його типи: блокування двох виконавчих механізмів (спарені циклові механізми) та блокування виконавчого механізму із зрівноважуючим пристроєм. Блокування виконавчого механізму із зрівноважуючими пристроями має наступні переваги: дозволяє зменшити навантаження, зношування деталей, підвищити

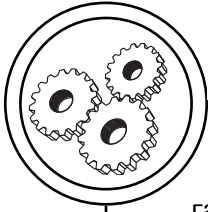
швидкість роботи механізму, точність позиціонування робочих органів машини.

Аналіз попередніх досліджень

Відомі роботи в області блокування та застосування зрівноважувальних систем [1—3] та ін. Ведуться розробки самоналаджувальних систем зблокованих виконавчих механізмів із розвантажувачами різного типу [5—7].

Як перспективний напрям пропонується розглянути випадок блокування виконавчого механізму з пневморозвантажувачем.

Процес зміни тиску повітря в циліндрах амортизаторів при стисненні відбувається за політропічним законом, тоді як сили інерції по ходу змінюються згідно із законом, заданим механізмом приводу веденої маси. Тільки за умови якісного збігу законів зміни тиску повітря в циліндрах амортизаторів і сил інерції рухомої маси може бути досягнуте повне зрівноваження; інакше забезпечується лише часткове [4—7].



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

Отже, для досягнення якомога повного зрівноваження навантажень від сил інерції треба синтезувати необхідний закон руху веденої маси, використовуючи відповідну конструкцію приводу, та регулювати тим або іншим шляхом тиск повітря в циліндрах амортизаторів. Протитиск в циліндрі можна змінювати шляхом відповідної зміни об'єму повітря, що стискається, різними способами:

— зміною фази початку стиснення при незмінному об'ємі амортизаторів;

— зміною об'єму повітря, що відсікається з атмосфери, шляхом підключення до основних циліндрів додаткових об'ємів або дозованої подачі заздалегідь стислого повітря в циліндр.

Відомий пристрій для скорочення та вирівнювання навантаження в ланках кулачкових та кулачково-важільних механізмах, виконаний у вигляді кривошипно-повзунного механізму з підпружиненим повзуном, кривошип якого закріплений на валу виконавчого механізму.

Недоліком пристрою є неможливість повного зрівнова-

ження інерційних навантажень при зміні швидкості роботи механізму [5].

Мета роботи

Метою роботи є синтез зрівноважуючого пристрою та закону руху для механізму коливного стола ниткозшивної машини при пневматичному розвантажувачі.

Результати досліджень

Пропонується нова структура побудови самоналагоджуючої системи, що складається із виконавчого кулачкового механізму, заблокованого із пневматичним розвантажувачем, шток якого приводиться в рух кривошипно-повзунним механізмом із змінною довжиною кривошипа і шатуна. Це дає можливість регулювати також початкове положення шатуна відносно кривошипного вала, що забезпечує зрівноважування інерційних навантажень при зміні швидкісного режиму роботи машини.

Розглядається кулачковий механізм з коромисловим штовхачем 1, 2 (рис.) та кривошипно-повзунний механізм з пневматичним розвантажувачем. Кри-

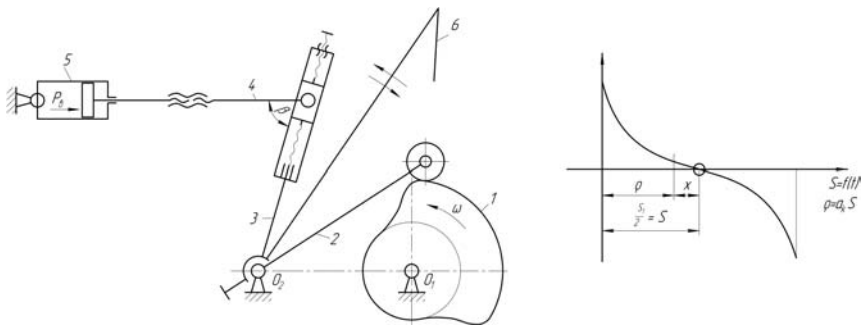
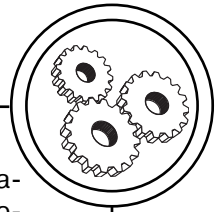


Схема механізму коливного стола, заблокованого з пневморозвантажувачем

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



вошип 3 та шатун 4 виконані регульованими по довжині.

При зміні швидкісного режиму інерційні навантаження змінюються пропорційно відношенню квадрату чисел обертів головного валу та коефіцієнту динамічності.

$$\frac{|P_{\text{ін}}|_{\text{max}}}{|P_{\text{ін}}|_{\text{тек}}} = \left[\frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{тек}}} \right]^2 \cdot \frac{K_{\text{дmax}}}{K_{\text{дтек}}}$$

При переході з меншого на більш високий швидкісний режим необхідно збільшити роботу пневморозвантажувача. Це досягається за рахунок збільшення переміщень повзуна за допомогою зміни довжини кривошипа. Однак при збільшенні радіуса кривошипа збільшується кут нахилу шатуна β , що призводить до зниження ККД пристрою; на більш високому швидкісному режимі також більше коефіцієнт динамічності $K_{\text{д}}$.

В кривошипно-повзунних механізмах ККД залежить в основному від ККД поступальної пари. Тому при зміні довжини кривошипа кут його установки відносно кривошипного вала таким чином, щоб при даному кутовому розмаху γ_{Σ} в середньому положенні $\frac{\gamma_{\Sigma}}{2}$, кут нахилу шатуна

був рівним $\beta = \pi$. В цьому випадку коефіцієнт динамічності при переході на більш високий швидкісний режим буде меншим, так як змінюючи кут нахилу кривошипа збільшується (чи зменшується) приведена жорсткість механізму, що призводить до скорочення амплітуд пружних коливань ланок механізму

та збільшенню ефекту зрівноваження на різних швидкісних режимах.

Шток пневмоциліндра може приводитись в рух механізми, схеми та основні кінематичні параметри яких зображені в табл.

Розглянемо синтез закону руху механізму коливного стола при пневматичному розвантажувачі з кривошипно-шатунним приводом штока та розрахунок його параметрів.

Запишемо рівняння політропи:

$$P_b = \frac{\pi d^2}{4} \left[\left(\frac{1}{1 - \frac{x}{z}} \right)^n - 1 \right] \quad (1)$$

Підставимо в (1) значення $x = 2S \cdot (0,5 - a_k)$ (2) в інваріантному вигляді, де S — хід поршня в одному напрямку від середнього положення.

Тоді

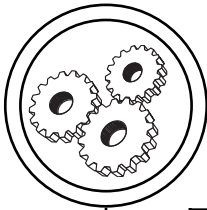
$$P_b = \frac{\pi d^2}{4} \left[\left(\frac{1}{1 - \frac{2S \cdot (0,5 - a_k)}{z}} \right)^n - 1 \right];$$

Позначимо $\frac{S}{z} = X$, де z — довжина циліндра, тоді

$$P_b = \frac{\pi d^2}{4} \left[\left(\frac{1}{1 - 2X \cdot (0,5 - a_k)} \right)^n - 1 \right] \quad (3)$$

Визначаємо силу інерції, що діє вздовж штоку:

$$P_{\text{ін}} = \frac{I \cdot \varepsilon}{r} = \frac{I \cdot \gamma_{\Sigma}}{r \cdot T^2} \cdot \ddot{a}_k \quad (4)$$



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

Схеми приводних механізмів та їх кінематичні залежності

Схема механізму	$\Psi = \Psi_{\Omega} \bullet \Psi_{\Sigma} = a_{\Sigma} \bullet \Psi_{\Sigma}$	$\omega_1 = \omega_{1\Omega} \cdot \omega = b_{1\Omega} \cdot \frac{\Psi_{\Sigma}}{\varphi_{\Sigma}} \cdot \omega$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_{1\Omega} \cdot \omega^2 = c_{k1} \cdot \frac{\Psi_{\Sigma}}{\varphi_{\Sigma}^2} \cdot \omega^2$
	$\arctg \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi \cdot \lambda_1}$	$\frac{1 - \lambda_1 \cdot \cos \varphi}{1 - 2\lambda_1 \cdot \cos \varphi + \lambda_1^2}$	$\frac{\lambda_1^2 - 1 \cdot \sin \varphi}{(1 - 2\lambda_1 \cdot \cos \varphi + \lambda_1^2)^2}$
	$\pi + \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\Delta}\right) - \arccos\left(\frac{\lambda_1^2 \cdot \beta_1^2 + \Delta^2}{2\lambda_1 \Delta}\right) - \arccos\left(\frac{\lambda_1^2 \cdot \beta_1^2 - \Delta^2}{2\lambda_1 \beta_1}\right)$ $\alpha_1 = \frac{a}{r}; \beta_1 = \frac{l_3}{r}; \lambda_1 = \frac{l_2}{r};$ $\Delta = \sqrt{\alpha_1^2 + 2\alpha_1 \cos \psi + 1}$	$\frac{\sin(\delta_1 - \varphi)}{\beta_1 \cdot \sin(\delta_1 - \varphi)}$ $\delta_1 = \pi + \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\Delta}\right) - \arccos\left(\frac{\lambda_1^2 \cdot \beta_1^2 + \Delta^2}{2\lambda_1 \Delta}\right)$	$\frac{b_{k1}^2 \beta_1 \cos(\delta_1 - \psi)}{\beta_1 \sin(\delta_1 - \psi)} - \frac{\omega_{21\Omega}^2 \lambda_1 - \cos(\delta_1 - \varphi_1)}{\beta_1 \sin(\delta_1 - \psi)}$ $\omega_{21\Omega} = \frac{\sin(\psi_1 - \varphi)}{\lambda_1 \sin(\delta_1 - \psi_1)}$
	$S_{\Omega} = \lambda_1 + 1 + \lambda \cos \beta - \cos \varphi$ $\beta = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\lambda_1}\right)$	$\frac{\sin(\varphi - \beta)}{\cos \beta}$	$\cos \varphi + \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda \cos^3 \beta}$

Враховуючи умову зрівноваження $P_b = -P_{in}$ та прирівнюючи рівняння (3) та (4), отримуємо:

$$\ddot{a}_k = A \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - 2X \cdot (0,5 - a_k)} \right)^n - 1 \right],$$

де $A = \frac{\pi d^2 \cdot r \Gamma^2}{4I \cdot \gamma_{\Sigma}};$ (5)

Диференціюючи (5), отримуємо:

$$\ddot{a}_k = -2AnX\dot{a}_k \cdot \left(\frac{1}{1 - 2X \cdot (0,5 - a_k)} \right)^{n+1}$$
 (6)

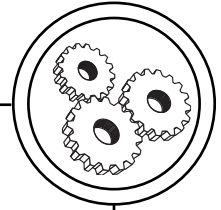
Диференціюючи (6), отримуємо:

$$\ddot{a}_k = 4AnX^2 \dot{a}_k^2 \cdot \left(\frac{1}{1 - 2X \cdot (0,5 - a_k)} \right)^{n+2} - 2AnX\ddot{a}_k \cdot \left(\frac{1}{1 - 2X \cdot (0,5 - a_k)} \right)^{n+1}$$
 (7)

6. Визначаємо значення похідних при $k = 0$:

$$a_{k0} = 0; \dot{a}_{k0} = 0; \ddot{a}_{k0} = A \cdot \left[\frac{1}{(1-x)^n} - 1 \right];$$

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



$$\ddot{a}_{k0} = 0; \quad a_{k0} = -\frac{2AnX\ddot{a}_{k0}}{(1-X)^{n+1}}; \quad a_{k0} = 0.$$

Синтезуємо цей закон руху у вигляді степеневого поліному.

Окрім вказаних початкових умов необхідно додати умову при $k = 0,5$: $a_{k0,5} = 0,5$; $\ddot{a}_{k0,5} = 0$.

Всього отримуємо 8 умов. Виконати ці умови можна поліномом 7-го ступеню.

$$a_k = c_0 + c_1k + c_2k^2 + c_3k^3 + c_4k^4 + c_5k^5 + c_6k^6 + c_7k^7;$$

$$\dot{a}_k = c_1 + 2c_2k + 3c_3k^2 + 4c_4k^3 + 5c_5k^4 + 6c_6k^5 + 7c_7k^6;$$

$$\ddot{a}_k = 2c_2 + 6c_3k + 12c_4k^2 + 20c_5k^3 + 30c_6k^4 + 42c_7k^5; \quad (8)$$

$$\ddot{\ddot{a}}_k = 6c_3 + 24c_4k + 60c_5k^2 + 120c_6k^3 + 210c_7k^4;$$

$$a_k = 24c_4 + 120c_5k + 360c_6k^2 + 840c_7k^3;$$

$$a_k = 120c_5 + 720c_6k + 2520c_7k^2.$$

Використовуємо ці рівняння для визначення коефіцієнтів (при $k = 0$):

$$c_0 = 0; \quad c_1 = 0; \quad c_2 = \frac{A}{2} \cdot \left[\frac{1}{(1-x)^n} - 1 \right];$$

$$c_3 = 0; \quad c_4 = -\frac{A \cdot n \cdot X \cdot c_2}{6 \cdot (1-X)^{n+1}}; \quad c_5 = 0.$$

Використовуючи умови при $k = 0,5$:

$$a_k = c_2k^2 + c_4k^4 + c_6k^6 + c_7k^7;$$

$$\dot{a}_k = 2c_2 + 12c_4k^2 + 30c_6k^4 + 42c_7k^5.$$

Отримано систему з двох рівнянь з двома невідомими c_6, c_7 .

Розв'язуючи її при $k = 0,5$, отримуємо:

$$c_6 = \frac{336 - (672N - 4M)}{3};$$

$$c_7 = \frac{(960N - 8M) - 480}{3},$$

де $N = c_2 \cdot 0,5^2 + c_4 \cdot 0,5^4$, $M = 2c_2 + 3c_4$.

Вихідні розрахункові дані для синтезу закону руху механізму коливного стола при пневморозвантажувачі:

$$I_0 = 0,2030 \text{ кгмсек}^2; \quad \gamma_\Sigma = 20^\circ = 0,3490; \quad r = 250 \text{ мм}; \quad T = 0,173 \text{ сек}; \quad d = 66 \text{ мм}; \quad x = 0,5.$$

При цих даних довжина z циліндру дорівнюватиме:

$$z = \frac{250 \cdot 0,1745}{0,5} = 87 \text{ мм};$$

$$a_A = 3,7216 \approx 3,73.$$

Визначаємо коефіцієнти поліному:

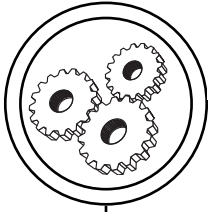
$$c_2 = 2,89; \quad c_4 = -6,18; \quad c_6 = 19,74;$$

$$c_7 = -18,48.$$

Тоді інваріант подібності переміщень:

$$a_k = 2,89k^2 - 6,18k^4 + 19,74k^6 - 18,48k^7.$$

Таким чином можливо провести синтез кулачкового механізму приводу коливного стола ниткозшивної машини.



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

Висновки

Розроблені узагальнена методика синтезу законів періодичного руху кулачкових виконавчих механізмів, зблокованих із пневматичним розвантажувачем та рекомендації по їх вико-

ристанню в поліграфічних циклових машинах. Запропонована система зблокованих механізмів, що дозволяє зрівноважувати надлишкові навантаження при змінних швидкісних режимах роботи машини.

1. Тир К. В. Механика полиграфических машин автоматом. — М.: Книга. — 1965. — 495 с. 2. Полюдов О. М., Петрук А. І. Зрівноважуючі кулачкові механізми: Теорія, дослідження, розрахунки. — К.: ВАТ «УкрНДІСВД». — 2005. — 191 с. 3. Петрук А. І., Моргун О. Я. Розвиток науково-технічних основ синтезу самоналагоджувальних систем зрівноважування надлишкових навантажень циклових машин // Зб. наук. праць «Технологія і техніка друкарства». — К.: НТУУ «КПІ». — 2004. — С. 80—85. 4. Полюдов А. Н., Котолюз Е. И., Лаптев В. А. Пневматические уравновешивающие кулачковые механизмы. — Львов: Світ. — 1990. — 80 с. 5. Петрук А. И. Вопросы синтеза механизмов цикловых машин. — Киев.: Наукова думка. — 1981. — 119 с. 6. Петрук А. І., Моргун О. Я. Аналітичні дослідження систем зрівноважуючих пристроїв для зменшення навантажень в циклових поліграфічних машинах // Зб. наук. праць «Технологія і техніка друкарства». — К.: НТУУ «КПІ». — 2006. — С. 115—120. 7. Петрук А. І., Моргун О. Я. До створення комбінованих саморегульованих систем для зрівноважування надлишкових навантажень при змінному швидкісному режимі роботи циклових машин // Зб. наук. праць «Технологія і техніка друкарства». — К.: НТУУ «КПІ». — 2006. — С. 115—120.

Рецензент — А. І. Іванко, к.т.н.,
доцент, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 24.11.08