

ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ КЛАПАНІВ РОТАЦІЙНОГО ВИВІДНОГО ПРИСТРОЮ САМОНАКЛАДІВ ЗОШИТІВ

Розглядається можливість застосування зрівноважуючих пристроїв для покращення динамічних характеристик механізму клапанів ротаційних вивідних пристроїв самонакладів зошитів ниткозшивних машин.

It is considered possibility of the using balancing devices for improvement of the dynamic features of the mechanism valves rotary excretory devices signature feeders book sewers.

1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Механізм захвату аркуша є найвідповідальнішою частиною самонакладу, що визначає характер його роботи. В конструкціях ротаційних механізмів клапанів в поліграфічних машинах застосовують кулачкові механізми, які забезпечують роботу машин-автоматів із безперервними технологічними процесами, де необхідно виконання операцій на рухомому об'єкті, без зупинки його для оброблення на робочих позиціях.

Надійність роботи самонакладів у значній мірі визначається якістю зошитів, стабільністю їх характеристик у одному накладі, конструкцією самонакладу і в першу чергу його відокремлюючих і вивідних пристроїв. Швидкісні можливості лімітуються динамічними навантаженнями у вивідних механізмах.

2. АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Відома робота [1] у якій досліджується надійність роботи самонакладів зошитів підбиральних машин у складі потокових ліній. У роботі [2] розглядається проблема руху клапанів ротаційного вивідного пристрою із закриванням клапана за поверхнею барабана. Досліджена кінематика механізму, виявлена траєкторія руху клапана та критеріальні величини швидкості та прискорення. Відомі дослідження по застосуванню програмних розвантажувачів та зрівноважуючих пристроїв циклових механізмів поліграфічних машин та їх динамічний синтез [3—7]. У роботі [3] викладена методика інженерного синтезу та ефектив-

¹ НТУУ “Київська політехніка”

ність застосування пружинних програмних розвантажувачів циклових механізмів (ПРЦМ). У роботі [6] розглядається проблема динамічного аналізу та синтезу виконавчих та зрівноважуючих механізмів, дослідження пристроїв програмного зрівноваження надлишкових навантажень у поліграфічних машинах — автоматах. Роботи по застосуванню зрівноважуючих пристроїв в ротаційних самонакладах зошитів, де вихідна ланка робить коливний рух, не відомі.

3. МЕТА РОБОТИ

Дослідження ефективності застосування програмних розвантажувачів циклового механізму клапанів ротаційного вивідного пристрою самонакладів зошитів для скорочення навантажень та покращення динамічних характеристик з метою збільшення швидкісного режиму.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

В механізмі вивідного пристрою ротаційного самонакладу зошитів на основі проведених досліджень [2, 3] можливо визначити навантаження

$$M_{кри} = J_{\Sigma} \varepsilon$$

$$M_n = M_{кри} - M_{ср}$$

де J_{Σ} — момент інерції веденої ланки; ε — кутове прискорення веденої ланки; $M_{кри}$ — крутний момент від сил інерції; $M_{ср}$ — середній крутний момент; M_n — надлишковий крутний момент.

Для зменшення навантажень і удосконалення механізму пропонується новий механізм клапанів вивідного пристрою у вигляді комбінованого кулачково-зубчастого механізму, що змонтований на циліндрі або жорсткій конструкції із дисків (рис. 1). Кулачок механізму нерухомий і жорстко з'єднаний зі станиною, а циліндр рівномірно обертається навколо своєї осі. Рухомі ланки виконавчого механізму — коромисло, зубчасті колеса і сектор, клапани — під час роботи здійснюють складні рухи. З зубчастим колесом жорстко з'єднані дві пружини 7, пружні елементи зрівноважую чого пристрою. Для проектування таких пристроїв необхідно визначити траєкторії окремих точок робочих органів і їх кінематичні та динамічні характеристики, щоб узгодити його рухи із суміжними механізмами самонакладу зошитів та для оптимізації процесу виведення зошита із магазину самонакладу.

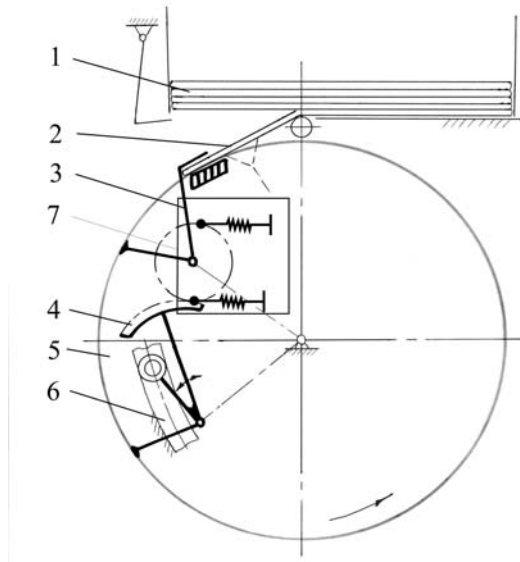


Рис. 1. Структурна схема ротаційного вивідного пристрою

Згідно структурної схеми (рис. 1) ротаційного вивідного пристрою самонакладу зошитів ниткозшивної машини, корінцеве поле першого зошита стосу, що вкладений в магазині вертикального типу 1, відгинається хитними присосами 2 на кут, за якого можна захопити його клапанами 3. Вали клапанів знаходяться в підшипникових опорах у корпусі барабана 5. Відносне кутове переміщення вони отримують під час обертання циліндра від нерухомого кулачка 6 через систему важільно—зубчастих передач 4. У неробочому положенні клапани не виступають за контури циліндра, тому при підході до робочої зони вони вільно проходять під конструкцією магазину і не торкаються відігнутого поля зошита. У відповідний момент кінематичного циклу клапани притискають відігнутий зошит до поверхні циліндра і разом з ним виводять зошит із магазину.

Для покращення динамічних характеристик застосовується пружний елемент зрівноважуючого пристрою який здатний акумулювати кінетичну енергію, що віддає ведена ланка при вибігу, а потім віддавати її при розбігу (рис. 2). Одночасно ведена ланка та зрівноважуючий пристрій утворюють коливний контур, у якому при сталому русі енергія переходить від пристрою до веденої ланки при розбігу та навпаки при вибігу

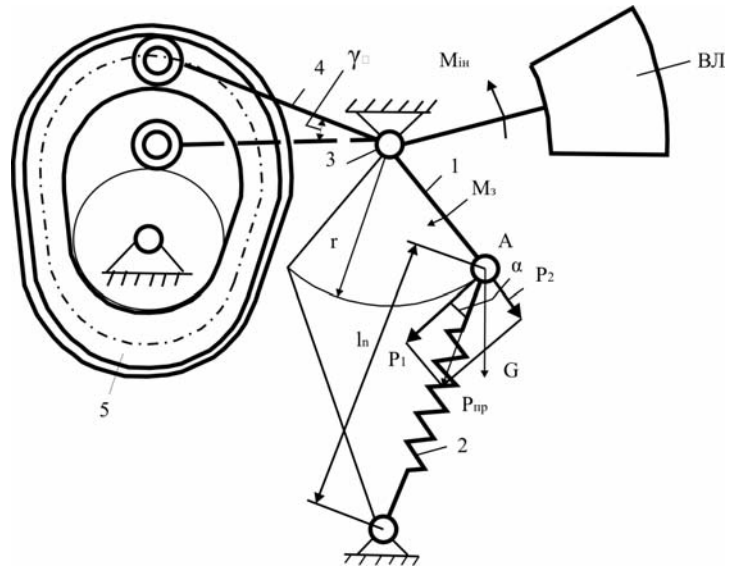


Рис. 2. Розрахункова схема механізму з ПРЦМ

Виконавчий механізм, включаючи кулачок, задає закон руху веденої ланки у відповідності з законом коливань, унаслідок чого буде відбуватися оновлення дисипативних витрат у контурі (рис. 3).

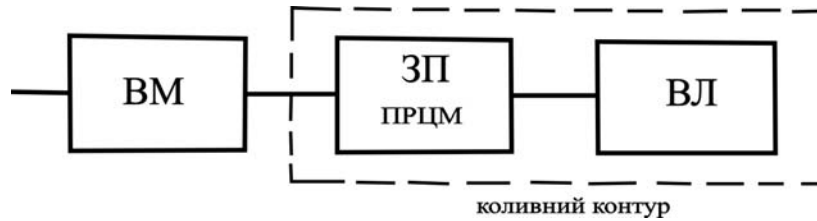


Рис. 3. Структурна схема виконавчого механізму з ПРЦМ.

Синтез ПРЦМ розділяється на дві самостійні задачі: синтез законів періодичного руху веденої ланки та синтез виконавчого механізму.

Оскільки в якості виконавчого механізму застосовується кулачковий механізм, то друга задача не становить особливої складності оскільки це питання висвітлено в роботах [3, 4, 6].

Синтез законів періодичного руху проводимо на базі рішення диференційного рівняння руху коливного контура, враховуючи природу навантажень та характер зміни сил від деформації пружин.

Розглядаємо коливний контур як консервативну систему, можемо записати наступне рівняння руху. Для обертального руху:

$$J_{\Sigma} \varepsilon + M_3 = 0 \quad (1)$$

де J_{Σ} — момент інерції веденої ланки; ε — кутове переміщення веденої ланки; M_3 — зрівноважуючий момент.

$$M_3 = 2 \cdot P_1 \cdot r, \quad (2)$$

де P_1 — складова зусилля P , зусилля від пружини, яке визначається, як $P_1 = P \cdot \cos \alpha$; r — радіус важеля; α — кут тиску.

Для зрівноважування надлишкових моментів від сил інерції, виникаючих при коливному русі вихідної ланки, використовуємо принцип фізичного маятника без установки додаткових зрівноважуючих пристроїв. У цьому випадку необхідно центр тяжіння вихідної ланки розкласти так, щоб його вільні коливання відповідали по частоті та амплітуді періоду та кутовому розмаху, які задані на циклограмі. Тоді при розрахованому швидкісному режимі надлишкові моменти від сил інерції вихідної ланки будуть зрівноважуватися у кожній фазі кінематичного циклу моментами від ваги.

Таким чином, задача синтезу заключається у підборі момента інерції та місця розташування центра ваги, а також у визначенні кінематичних характеристик закону руху вихідної ланки, відповідно роботі фізичного маятника.

За умови вибору закону періодичного руху (ЗПР) косинусоїда веденої ланки (закону руху механізму клапанів) застосування ПРЦМ не потребує програмо носія.

У відповідності до схеми (рис. 2) прийняті наступні позначення: $J_{\Sigma} = J_0 + mr^2$ — приведений момент інерції вихідної ланки; G — вага вихідної ланки; r — відстань від положення статичної рівноваги до центра тяжіння; γ_{Σ} — кутовий розмах вихідної ланки; J_0 - момент інерції відносної точки А; m - маса вихідної ланки.

Умову зрівноважування виразимо диференціальним рівнянням

$$M_{in} + M_3 = 0 \text{ або } J_{\Sigma} \varepsilon + rG \cos \gamma = 0 \quad (3)$$

Для рішення рівняння використаємо залежність та методу, приведену у роботі [7]. З цією метою продиференціюємо вираз для M_3 за кутом повороту:

$$M_3 = Gr \cos \gamma; \quad M_3' = -Gr \sin \gamma; \quad M_3'' = -Gr \cos \gamma \quad (4);$$

та обчислимо динамічні параметри диференціального рівняння (3)

$$\omega^2 = \frac{Gr}{J}; \quad \mu = -\frac{Gr}{6J}. \quad (5)$$

З урахуванням виразу (5) рівняння (3) приведемо до рівняння Дюфінга

$$\ddot{\gamma} + \frac{Gr}{J}\gamma - \frac{Gr}{6J}\gamma^3 = 0 \quad (6)$$

Рішення рівняння (6) у другому наближенні [8] з достатньою ступінню точності до $\gamma_{\Sigma} \leq 60$ має вигляд

$$\gamma = 0,5\gamma_{\Sigma} \cos \frac{2\pi}{T_{11}}t + \frac{\gamma_{\Sigma}^3}{1536} \cos \frac{6\pi}{T_{11}}t,$$

$$T_{11} = \frac{2\pi}{\omega - \frac{3\mu}{32\omega}\gamma_{\Sigma}^2 - \frac{21\mu^2\gamma_{\Sigma}^4}{2048\omega^2}}.$$

Запишемо позиційні інваріанти закону руху вихідної ланки [7]:

— інваріант переміщення

$$a_k = 0,5\left(1 - \frac{128}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} \cos \pi k + \frac{\gamma_{\Sigma}^2}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} \cos 3\pi k\right); \quad (7)$$

— інваріант швидкості

$$b_k = 0,5\pi \frac{128}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} \sin \pi k - 0,5\pi \frac{0,5\gamma_{\Sigma}^2}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} \sin 3\pi k; \quad (8)$$

— інваріант прискорення

$$c_k = 0,5\pi^2 \frac{128}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} \cos \pi k - 0,5\pi^2 \frac{1,5\gamma_{\Sigma}^2}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} \cos 3\pi k; \quad (9)$$

— інваріант кінетичної потужності

$$d_k = \frac{0,25\pi^3}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2} (16384 \sin \pi k \cos \pi k - 192\gamma_{\Sigma}^2 \sin \pi k \cos 3\pi k -$$

$$64\gamma_{\Sigma}^2 \cos \pi k \sin 3\pi k + 0,75\gamma_{\Sigma}^4 \sin 3\pi k \cos 3\pi k)$$

де $k = t/T$ — відносний час. Константу піку швидкостей визначимо з виразу (8) при $k = 0,5$

$$B = 1,57 \frac{128 + 0,5\gamma_{\Sigma}^2}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2}; \quad (11)$$

Константу піку прискорень — з виразу (9) при $k = 0$

$$C = 4,973 \frac{128 - 1,5\gamma_{\Sigma}^2}{128 - 0,167\gamma_{\Sigma}^2}. \quad (12)$$

Таким чином, кількісні та якісні кінематичні характеристики сімейства законів руху коливної вихідної ланки залежать від кутового розмаху.

Із залежності $B = f(\gamma_\Sigma)$ виходить, що синтезована родина законів періодичного руху має константи піків швидкостей косінусоїдального закону руху та збільшується зі збільшенням γ_Σ . Константи піків прискорень близькі до констант косінусоїдального закону руху та зменшуються зі збільшенням γ_Σ .

Для виконання умови зрівноваження необхідно визначити енергетичні параметри з рівності максимальних моментів від сил інерції та сил ваги в позиції $k = 0$:

$$c \frac{(J_0 + mr^2)\gamma_\Sigma}{T^2} + Gr \sin \gamma_i = P \cdot r \cdot \sin \alpha_i \quad (13)$$

Із рівняння (12) відносно c , задаючись конструкційними вимогами відносно r та виконавши заміну $g = \frac{G}{m}$, $P = c(x_0 + s_i)$ отримаємо

$$c = \frac{c \frac{(J_0 + mr^2)\gamma_\Sigma}{T^2} + Gr \sin \gamma_i}{r \cdot (x_0 + s_i) \cdot \sin \alpha_i}. \quad (14)$$

де c — жорсткість пружини; r — радіус важеля; x_0 — монтажна деформація пружини; $x_0 + s_i$ — біжучий хід пружини.

При відхиленні від розрахункового швидкісного режиму умова рівноваги буде порушуватись та максимальний незрівноважений момент в позиції $k = 0$

$$M_{sp \max} = c \frac{(J_0 + mr^2)\gamma_\Sigma}{T^2} - c_k \frac{(J_0 + mr^2)\gamma_\Sigma}{T_i^2}, \quad (15)$$

або, врахувавши, що $T_i = \lambda T$ (період кінематичного циклу при зміненому швидкісному режимі), запишемо

$$M_H = c \frac{(J_0 + mr^2)\gamma_\Sigma}{T^2} \left(1 - \frac{1}{\lambda^2}\right). \quad (16)$$

Вводячи поняття коефіцієнта зрівноваження, рівного відношенню максимального моменту від сил інерції до незрівноваженого моменту, отримаємо

$$K_3 = \frac{M_{sp \max}}{M_H} = \frac{1}{\lambda^2 - 1}. \quad (17)$$

Як слідує із результатів досліджень абсолютні значення коефіцієнтів зрівноваження K_z залежать від ступеня зміни швидкісного режиму $\lambda = \frac{T_i}{T}$. Суттєвий ефект зрівноваження має місце лише у вузькому швидкісному діапазоні $0,8 \leq \lambda \leq 1,2$.

5. ВИСНОВКИ

Запропонована структурна схема механізму клапанів ротаційного вивідного пристрою самонакладів зошитів ниткозшивних машин зблокованого з зрівноважуючим пристроєм. Викладена методика синтезу ПРЦМ з гнучкими ланками. Досліджені та виявлені обмеження їх застосування при зміні швидкісного режиму та ЗПР.

1. Гольдфарб А. О. Теоретическое и экспериментальное исследование тетрадных самонакладов для скоростного брошюровочно-переплётного оборудования : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.02.13 "Машины, агрегаты и процессы (полиграфия)" / А. О. Гольдфарб. — М., 1978. — 27 с. 2. Приставський З. М., Шебунін В. В. Визначення кінематичних характеристик механізму клапанів ротаційного вивідного пристрою самонакладів зошитів / З. М. Приставський, В. В. Шебунін // Технологія і техніка друкарства. — 2008. — № 2(20). — С. 110—116. 3. Науково — технічні основи створення самоналаджувальних систем для зрівноваження навантажень циклових поліграфічних машин. Керівник Петрук А. І. Код КВ НТДІ: 2 11.05.01, № держреєстру 0107U002748. — Київ. — 2009. — С. 456. 4. Полюдов О. М., Петрук А. І. Зрівноважуючі кулачкові механізми: теорія, дослідження, розрахунки / О. М. Полюдов, А. І. Петрук — К.: ВАТ "УкрНДІСВД", 2005. — 192 с. 5. Петрук А. І., Полюдов І. А. Синтез закона движения качающегося выходного звена, работающего в режиме физического маятника / А. І. Петрук, І. А. Полюдов // Теория механизмов и машин. — 1985. — № 38. — С. 44 — 47. 6. Яницкий В. Г. Исследование программных разгрузителей цикловых механизмов машин периодического действия : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.02.13 "Машины, агрегаты и процессы (полиграфия)" / В. Г. Яницкий. — Одесса, 1973. — 24 с. 7. Полюдов А. Н. Программные разгрузители цикловых механизмов / А. Н. Полюдов. — Львов: Вища школа, 1979. — 168 с. 8. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы и теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. — М.: Физматгиз, 1963. — 432 с.