Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:16 Page 2

УДК 681.628

АНАЛІЗ РУХУ МЕХАНІЗМУ КЛАПАНІВ РОТАЦІЙНОГО ВИВІДНОГО ПРИСТРОЮ САМОНАКЛАДІВ ЗОШИТІВ

© З. М. Приставський, к.т.н., доцент, НТУУ «КПІ», Київ, Україна

Разработана математическая модель движения клапанов ротационного выводного устройства самонакладов тетрадей. Анализируются особенности этого движения; показано влияние законов периодического движения и фазовых углов удаления (закрывание клапанов) на характер траекторий его отдельных точек.

The mathematical model of motion of valves of rotary conclusion device of feeder notebooks is developed. The features of this motion are analysed; influence of laws of periodic motion and phase corners of delete (closing of valves) on character of trajectories of it separate points is shown.

Постановка проблеми

Частина брошурувального устаткування (підбиральні, приклеювальні, ниткозшивні машини-автомати), яке поштучно обробляє сфальцьовані зошити, працює на великих швидкостях, використовуючи самонакладі для подачі зошитів у відповідні технологічні машини. Всі самонакладі для виведення зошитів із магазину, а також самонакладі для розкривання зошитів посередині мають однакові механізми, що забезпечують відокремлення зошита від стосу і подачі в машину. В сучасних машинах найбільше поширені ротаційні самонакладі завдяки компактності, простій конструкції і швидкісним можливостям.

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 [1, 2].

У дослідженні [3] встановлено, що при підвищені швидкості роботи переважна більшість технологічних відмов, які виникають у самонакладах, бувають двох видів: зошит не виведений або виведено більше одного зошита одночасно. Місця появи відмов: фіксація і відгинання корінцевої частини зошита присосами, або наближення клапанів до зошита, або фіксація зошита клапанами. Підвищення надійності і швидкості роботи самонакладів бачиться у подальшому удосконаленні конструкцій в першу чергу вивідних пристроїв, покращення динаміки виконавчих механізмів, а крім цього у введенні жорстких

Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:17 Page 3

технологічних вимог до оброблюваних зошитів. Тому завдання поглибленого вивчення особливостей механіки вивідних пристроїв самонакладів зошитів є актуальним і вимагає проведення відповідних теоретичних і експериментальних досліджень.

Мета роботи

Розроблення математичної моделі руху механізму клапанів вивідного пристрою ротаційного самонакладу зошитів та аналіз головних факторів, що впливають на характер закривання клапанів.

Результати дослідження

Механізм клапанів вивідного пристрою виконаний у вигляді комбінованого кулачково-зубчастого механізму, що змонтований на циліндрі або жорсткій конструкції із дисків. Кулачок механізму нерухомий і жорстко з'єднаний з станиною, а циліндр рівномірно обертається навколо своєї осі. Рухомі ланки виконавчого механізму — коромисло, зубчасті колесо і сектор, клапани — під час роботи здійснюють складні рухи. Для проектування таких пристроїв необхідно знати 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.

Нехай задана кінематична схема ротаційного вивідного пристрою (рис. 1) самонакладу зошитів ниткозшивної машини, виконавчими механізмами якого є два однакових за структурою і

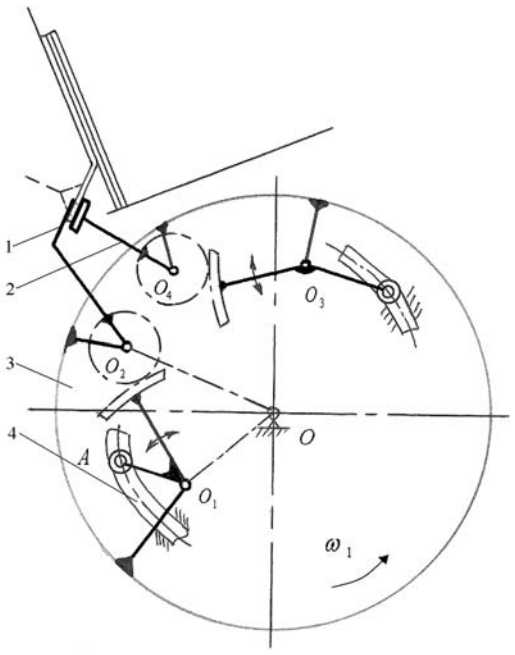


Рис. 1. Схема ротаційного вивідного пристрою

Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:17 Page 4

принципом роботи циклові механізми опор і клапанів. Працює вивідний пристрій так. Корінцеве поле першого зошита стосу, що вкладений в магазині горизонтального типу, відгинається хитними присосами на кут, за якого можна захопити його клапанами *1* і опорами *2*. Вали клапанів і опор знаходяться в підшипникових опорах у корпусі циліндра *3*. Відносне кутове переміщення вони отримують під час обертання циліндра від нерухомого кулачка *4* через систему важільно-зубчастих передач. У неробочому положенні клапани і опори не виступають за контури циліндра, щоб при підході до робочої зони вони могли віль-но пройти під конструкцією магазина і не чіпляли відігнутого поля зошита. У відповідний момент кінематичного циклу опори підводяться під відігнуту частину зошита; клапани притискують її до опор і разом із циліндром виводять зошит із магазину.

Складемо рівняння руху клапанів для періодів їх закривання, коли зошит затискується опорами і клапанами та одночасно витягується із магазину, і відкривання, коли зошит передається в інший пристрій. У ці періоди механізм клапанів спрацьовує, а коли клапани разом із циліндром переносять зошит або клапани повністю відкриті, всі ланки механізму обертаються разом із циліндром як одне жорстке тіло. Як бачимо із опису дії пристрою складні рухи робочих органів для фіксації зошита і виведення його із магазина отримують складанням простих обертань тіл.

Для виведення рівнянь руху клапана та його характерної точ-

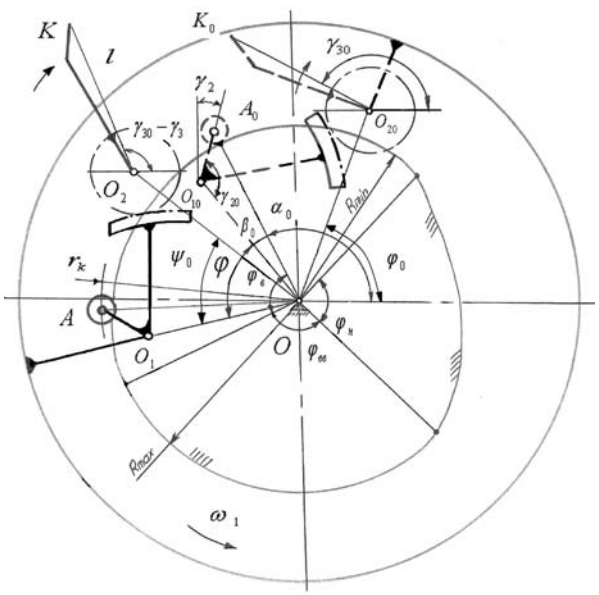
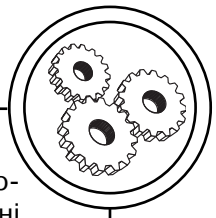


Рис. 2. Розрахункова схема для виведення рівнянь руху клапанів

Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:17 Page 5



ки (наприклад, точки K, найвіддаленішої від осі відносного обертання клапана) розглянемо розрахункову схему (рис. 2). Початкове положення механізму клапанів на ній показано пунктирними лініями: воно відповідає моменту руху, коли центр ролика знаходиться у початковій точці A_0 еквідістанти кулачка періоду віддалення коромисла O_1A, тобто початку закривання клапанів.

Положення фазових кутів $\varphi_в$, $\varphi_{вв}$, $\varphi_н$, $\varphi_{нв}$ кулачка відносно основної нерухомої системи координат OXY задане кутом α_0. Величина кута α_0 визначається компоновочними міркуваннями і циклограмою самонакладу зошитів. У розрахунках за додатні будемо вважати кути відкладені проти ходу стрілки годинника; відлік кутів повороту ланок ведемо від горизонталі проведеної із початку відповідної ланки. Заданими вважаємо геометричні розміри ланок механізму і закон відносних кутових переміщень коромисла $\gamma_2 = f(\varphi)$. Через те, що процес схоплення зошитів клапанами і опорами потребує високої точності їх руху, то будемо в досліджені вважати, що механізм забезпечує чіткий рух клапана за заданим законом. Незначні відхилення кутових переміщень коромисла через наявність в кінематичному ланцюгу механізму зубчастого мультиплікатора, можуть призвести до суттєвих змін в абсолютному русі клапана.

Щоб записати рівняння руху клапана, повернемо циліндр разом з виконавчим механізмом на деякий кут φ із початкового положення у бік обертання. Для зручності розрахунків будемо його відраховувати від початкового положення базовідстані OO_{10}. Зміщене положення механізму і циліндра показано суцільними лініями. Через те, що клапан рухається плоско паралельно, то вибравши за полюс точку O_2 та відобразивши клапан відрізком O_2K, його переміщення можна описати наступними рівняннями

$$X_{0_2} = f_1(t),\ Y_{0_2} = f_2(t),\ \gamma = f_3(t),$$

тут X_{0_2}, T_{0_2} — координати точки 0_2 клапана у поступальному русі в нерухомій системі координат; γ — кут, який утворює відрізок 0_2K з напіввіссю O_2X_1; напіввісь не належить клапану і рухається поступально разом з полюсом O_2, залишаючись весь час паралельно осі OX.

Із розрахунків системи маємо:

$$X_{0_2} = OO_2\cos(\alpha_0 + \beta_0 - \psi_0 + \varphi) = L\cos(\varphi_0 + \varphi),$$

$$Y_{0_2} = OO_2\sin(\alpha_0 + \beta_0 - \psi_0 + \varphi) = L\sin(\varphi_0 + \varphi),$$

тут $\beta_0 = \arccos\frac{L^2 + r_0^2 - b^2}{2Lr_0}$, $L = OO_2$,

$\varphi_0 = \alpha_0 + \beta_0 - \psi_0$ — початкова кутова координата базовідстані OO_2; r_0 — радіус початкового кола еквідістанти кулачка; $b = O_1A$ — довжина коромисла.

Кутова координата відрізка O_2K для періоду закривання клапанів буде визначатись так

$$\gamma = \gamma_{30} - \gamma_3,$$

де γ_3 — кут між початковим положенням відрізка O_2K, яке задано кутом γ_{30} і поточним γ_3 у відносному русі.

Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:17 Page 6

Для визначення кута γ_3 умовно призупинемо обертання циліндра і будемо рівномірно обертати кулачок у зворотньому напрямку.

Через те, що коромисло і зубчастий сектор жорстко з'єднані між собою, то відносний кут повороту зубчастого колеса і зв'язаного з ним клапана визначиться із умови рівності дуг зачеплення зубчастої передачі

$$\gamma_2 \cdot r_1 = \gamma_3 \cdot r_2,$$

тут r_1, r_2 — радіуси ділильних кіл зубчастих сектора і колеса.

Звідки отримаємо

$$\gamma_3 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \gamma_2 = \frac{\gamma_2}{u},$$

або в інваріантній формі

$$\gamma_3 = \frac{a_k}{u} \cdot \gamma_{2\Sigma},$$

де $u = \frac{r_2}{r_1}$ — передаточне число зубчастої передачі; $a_k = \frac{\gamma_2}{\gamma_{2\Sigma}}$ — безрозмірний коефіцієнт кутових переміщень, що залежить від вибраного закону періодичного руху коромисла; $\gamma_{2\Sigma}$ — повний кутовий розмах коромисла.

Отже, кутова координата клапана під час закривання клапана буде такою

$$\gamma = \gamma_{30} - \gamma_3 = \gamma_{30} - \frac{a_k \gamma_{2\Sigma}}{u}.$$

Коли клапан відкривається, його кутова координата буде визначатись так

$$\gamma_2 = \gamma_{30} - \frac{\gamma_{2\Sigma}}{u} + \frac{a_k \gamma_{2\Sigma}}{u} = \gamma_{30} - (1 - a_k)\frac{\gamma_{2\Sigma}}{u}$$

Із врахуванням останньої залежності рівняння руху клапанів для періоду закривання набудуть такого вигляду

$$X_{0_2} = L\cos(\varphi_0 + \varphi);$$

$$Y_{0_2} = L\sin(\varphi_0 + \varphi),$$

$$\gamma = \gamma_{30} - \frac{a_k}{u} \cdot \gamma_{2\Sigma}.$$

Рівняння руху точки K клапана запишемо враховуючи, що вона здійснює складний рух в нерухомій системі координат. Відомо, що задати абсолютний рух точки у такому випадку можна радіусом-вектором $\bar{r} = \overline{OK}$, який рівний

$$\bar{r} = \overline{r_{O_2}} + \bar{\rho},$$

де $\overline{r_{O_2}} = \overline{OO_2}$, $\bar{\rho} = \overline{O_2K}$.

Під час руху механізму вектори $\overline{r_{O_2}}$ і $\bar{\rho}$ залишаються сталими за модулем, але змінюють напрям. Спроектувавши таку векторну рівність на осі координат отримаємо

$$X_K = L\cos(\varphi_0 + \varphi) + l\cos(\varphi + \gamma_{30} - \frac{a_k}{u}\gamma_{2\Sigma});$$

$$Y_K = L\sin(\varphi_0 + \varphi) + l\sin(\varphi + \gamma_{30} - \frac{a_k}{u}\gamma_{2\Sigma}).$$

Ці рівності, які визначають закон руху точки K в площині OXY, одночасно є рівняннями траєкторії точки в параметричному вигляді.

Головними факторами впливу на форму траєкторії точки K, як видно із рівнянь руху є закон

Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:17 Page 7

відносного періодичного руху клапана $\gamma_2 = f(\varphi)$, що відображений інваріантом переміщень a_k і фазовий кут віддалення $0 \le \varphi \le \varphi_в$. Повний кутовий розмах клапана $\gamma_{3\Sigma}$ у відносному русі, що входить у рівняння, визначається початком відносного руху клапана (початком відліку кута $\varphi_в$) і кінцевим положенням клапана, а також умовою, що точка К повинна знаходитись на початку відносного руху клапана на відстані від осі обертання циліндра меншій радіуса циліндра. Тому цей параметр на можна довільно змінювати.

На рис. 3 показані дві траєкторії точки К під час закривання клапанів, побудованих для законів його руху «К» (крива 1) і «Ш» (крива 2) в основній системі координат із прив'язкою до конструкції пристрою за таких вихідних даних:

$\varphi_в = 50^\circ$, $\gamma_{3\Sigma} = 128^\circ$, $\gamma_{30} = 175^\circ$, $\alpha_0 = 108^\circ$, $\beta_0 = 29^\circ$, $\psi_0 = 52^\circ$, L = 115 мм, l = 105 мм

Різниця в траєкторіях точки К для цих законів, особливо на початку і в кінці відносного руху клапана, пояснюється характером зміни інваріанта переміщень a_k на цих ділянках. Для закону руху «К» початкові і кінцеві переміщення інтенсивніші, а тому траєкторія точки компактніша, вона не розтягується переносним рухом циліндра. І навпаки, для закону руху «Ш» ці переміщення менші, а тому траєкторія більше розтягнута.

Для заданих параметрів механізму клапанів процес переміщення клапанів і її точки К для схоплення зошита згідно

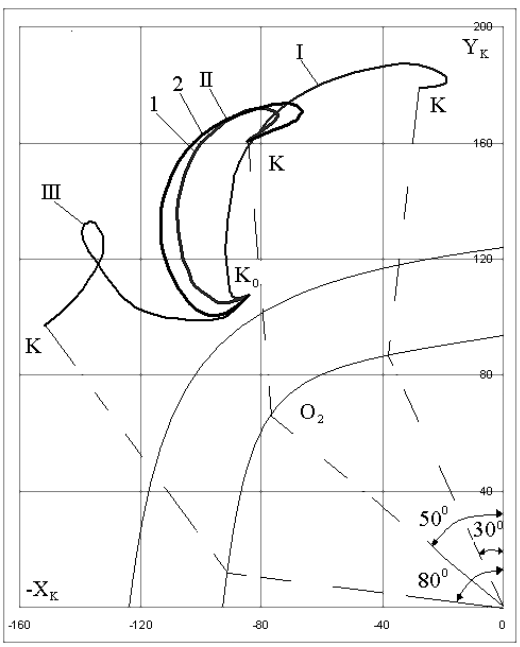


Рис. 3. Траєкторії точки К клапана

Machinery_1(19)_2008.qxd 18.06.2008 13:17 Page 8

траєкторії виконується так. На самому початку відносного переміщення клапана точка К через незначні величини $a_к$ мало відхиляється від переносного руху циліндра. У подальшому відносний рух клапана стає домінуючим і точка К переміщається у напрямку корінця зошита. У верхній частині траєкторії корінець зошита поступово затискується клапанами і опорою. В останні моменти відносного руху точки, коли відносні переміщення знову малі, зошит витягується із магазину самонакладу.

Суттєво впливає на форму траєкторії точки К величина фазового кута $\varphi_в$. На рис. 3 показані траєкторії точки К для трьох фазових кутів: $\varphi_в = 30^\circ$ (крива I), $\varphi_в = 35^\circ$ (крива II), $\varphi_в = 80^\circ$ (крива III). Всі вони побудовані для випадку, коли відносний рух клапана здійснюється за законом «К». За малих значень кута $\varphi_в = 30^\circ$ внаслідок різкого наростання відносних переміщень клапан не буде накривати корінець зошита у потрібному місці, а місце закривання буде зміщене в зону розташування конструкції магазина. Випадок коли кут віддалення $\varphi_в = 50^\circ$ і механізм виконує технологічну операцію, проаналізований раніше. І третій випадок, $\varphi_в = 80^\circ$ — траєкторія точки К і відносний рух клапана взагалі не забезпечують рухів, потрібних для схоплення зошитів. Отже, дієздатність механізму клапанів забезпечується лише за певних значень фазових кутів віддалення для заданої схеми і конкретних величин її геометричних параметрів.

Висновки

Розроблено математичну модель руху клапанів ротаційного вивідного пристрою самонакладу зошитів, яка дозволяє отримувати раціональні схемні рішення механізму клапанів.

Виявлено, що найбільше впливають на форму траєкторій точок клапана закон відносного періодичного руху коромисла кулачкового механізму та фазовий кут віддалення. Для конкретної схеми механізму клапанів існує своя величина фазового кута віддалення, за якої забезпечується оптимальна форма траєкторії.

1. Хведчин Ю. Й. Брошуровально-палітурне устаткування. Ч. 1. — Львів: Те Рус, 1999. — 336 с. 2. Пергамент Д. А. Брошюровочно-переплётное оборудование. — М.: Изд-во МПИ, 1990. — 452 с. 3. Гольдфарб А. О. Теоретическое и экспериментальное исследование тетрадных самонакладов для скоростного брошюровочно-переплётного оборудования. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М.: Изд-во МПИ, 1978.

Рецензент — Б. О. Черня, к.т.н., НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 20.12.07