

УДК 621.835+621.8.028.3

Д. С. Гриценко, канд. техн. наук
НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», ВПІ, Україна

СИНТЕЗ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОЇ ЛАНКИ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ

D. S. Hrytsenko, Ph.D.

SYNTHESIS OF PARAMETERS OF THE ELASTIC UNIT OF THE CAM MECHANISM OF THE DRIVE OF THE TRANSPORTING DEVICE OF A PAD PRINTING MACHINE

Декорування об'ємних виробів поліграфічними методами простіше за все виконати на тамподрукарському обладнанні. Технологічний процес тамподруку передбачає здійснення процесу друкування у період вистою декорованого виробу. Подання виробів у зону друку виконується кроковими транспортувальними пристроями конвеєрного і карусельного типів. Кроковий періодичний рух можливо здійснювати різними механізмами. Пропонується для приводу транспортувальних пристроїв використовувати кулачкові механізми періодичного повороту [1].

Для забезпечення роботоздатності кулачкового механізму періодичного повороту [2] необхідно забезпечити силове замикання ролика на профілі кулачка. Таке замикання можна отримати за допомогою пружної ланки у вигляді пружини. Для вибору пружини необхідно врахувати статичні та динамічні навантаження в механізмі.

Під час роботи механізмів періодичного руху створюються надмірні сили інерції, які виникають при нерівномірному русі ведених мас. Часткова або повна локалізація сил інерції за допомогою пружної ланки дає можливість стабілізувати динамічні навантаження в кінематичному ланцюзі системи. Тому створення нових механізмів з пружними елементами для періодичного руху транспортувальних систем для подачі виробів в зону друку є актуальною комплексною задачею [3, 4].

Розрахункова схема пружної ланки кулачкового механізму тамподрукарської машини представлена на рис. 1.

Максимальний сумарний крутний момент на головному валу привода з урахуванням крутних моментів від дії статичних і динамічних сил на валі ведучої зірки ланцюгового транспортеру, визначається: $M_{кр} = u_k \frac{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi \cdot T^2 \cdot \eta}$, де φ – цикловий кут повороту головного валу за час T , I_{Σ} – сумарний момент інерції ведених мас, η – коефіцієнт корисної дії механізму привода, u_k – позиційний інваріант подібності сумарної потужності, γ_{Σ} – кутовий розмах веденої ланки, T – час повороту головного валу [5, 6].

З рис. 1 можна визначити величину повного переміщення кінця пружини, яка залежить від ци-

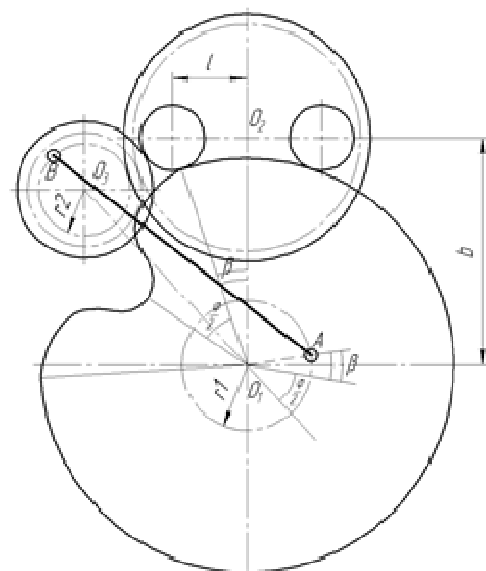


Рисунок. 1. Схема розрахунку пружної ланки

клого кута повороту і кутового розмаху веденої ланки: $X = r1 \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \arctan \frac{l}{b} \right) + 1 \right)$,

де l – радіус коромислового диска, b – база механізму, $r1$ – ексцентриситет закріплення пружини на кулачку, $r2$ – ексцентриситет закріплення пружини на додатковій шестерні.

А також величину монтажної деформації пружини: $S_0 = O_1O_3 + r2 - r1$

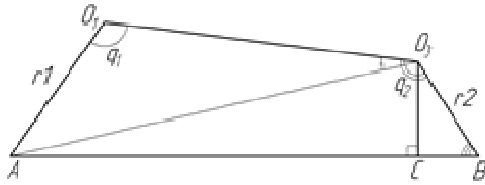


Рисунок 2. Розрахункова схема визначення довжини пружини під час роботи

Для визначення сили, яку потрібно створити пружиною при максимальному крутному моменті, знайдемо величину переміщення пружини, розглянувши довільний чотирикутник O_1O_3BA (рис. 2). Момент, який створює пружина, визначається як сила дії пружини на довжину нормалі O_3C . Також потрібно врахувати, що момент, який створюється на веденому валу коромислового диску від дії пружини, визначається: $M_{vv} = \eta_{зуб} \cdot i \cdot M_{np}$, де $\eta_{зуб}$

– КПД зубчастої циліндричної передачі, i – передавальне відношення передачі, M_{np} – момент, який створюється пружиною на додатковій шестерні, дорівнює: $M_{np} = c \cdot AB_k \cdot O_3C_k \cdot n_z$, де c – жорсткість пружини, n_z – коефіцієнт запасу надійності.

Знайдемо кут $\angle AO_1O_3$, який залежить від фазового кута:

$$\angle AO_1O_3 = q_1 = \pi - \left(\frac{\varphi}{2} + \arctan \frac{l}{b} \right) + k \cdot \varphi$$

Знайдемо кут $\angle O_1O_3B$, який залежить від ЗПР веденої ланки і передаточного відношення зубчастої циліндричної передачі: $\angle O_1O_3B = q_2 = \pi - i \cdot a_k \gamma_\Sigma$, де a_k – позиційний інваріант переміщення веденої ланки.

Враховуючи, що значення величин O_1O_3 , $r1$ і $r2$ відомі, можна розрахувати довжину діагоналі AO_3 , з трикутника AO_3O_1 – кут O_1O_3A . Віднявши від $\angle O_1O_3B$ кут O_1O_3A , отримаємо $\angle AO_3B$. З трикутника AO_3B знаходимо $\angle O_3BA$. Тепер можна визначити значення довжини нормалі: $O_3C = O_3B \cdot \sin \angle O_3BA$.

Таким чином, за представленою методикою можна розрахувати жорсткість пружини, діаметр дроту і її розмірів для здійснення замикання кулачкової пари механізму приводу транспортувального пристрою тамподрукарської машини.

Література

1. Шостачук Ю.О. Дослідження точності позиціонування транспортувальних пристроїв конвеєрного типу тамподрукарської машини ТДМ-300 / Ю.О. Шостачук, Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – К., 2011. – № 3(33). – С. 89-95.
2. Гриценко Д. С. Комп'ютерне моделювання кулачкового механізму приводу поворотного столу тамподрукарської машини / Д. С. Гриценко // Технологія і техніка друкарства. – 2016. – №1(51). – С. 105–112.
3. Гриценко Д. С. Конвеєр подання паковань у тамподрукарську машину (експериментальне дослідження крокового приводу) / Д. С. Гриценко // Упаковка. – 2016. – №2. – С. 45–48.
4. Гриценко Д.С. Порівняльний аналіз результатів аналітичних та експериментальних досліджень механізму приводу конвеєру тамподрукарської машини ТДМ-300 / Д.С. Гриценко // Вісник НТУУ КПІ серія Машинобудування. – 2016. – №2(77). С. 35-39.
5. Гриценко Д.С. Кінематика приводу конвеєра тамподрукарських машин / Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Поліграфія і видавнича справа». – Л., 2009. – № 2 (50). – С. 40-47.
6. Гриценко Д.С. Динаміка приводу крокового транспортера тамподрукарських машин / Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Комп'ютерні технології друкарства». – Л., 2011. – № 25. – С. 264-273.