

ОСОБЛИВОСТІ ПРИВОДУ ДРУКАРСЬКОГО ЦИЛІНДРА ПЛОСКОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ ПП-70

У плоскодрукарських машинах реверсивного типу друкарський циліндр приводиться через зубчато-рейкові передачі безпосередньо від талера. При робочому ході талера циліндр через тиражний аркуш контактує з друкарською формою, а при холостому ході піднімається над нею і віддрукований аркуш стягується з його поверхні вивідним пристроєм. Характерним недоліком такого приводу є збільшення бокового зазору при холостому ході талера,

що зумовлює появу ударних навантажень, інтенсивне спрацювання зубчастої передачі і, внаслідок цього, — обмеження швидкості машини. Ця обставина також утруднює до певної міри можливість забезпечення високої точності приводки багатobarбових відбитків.

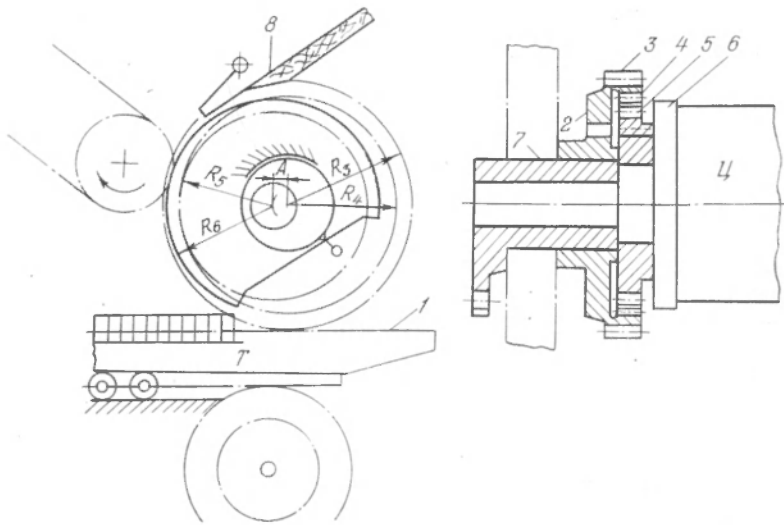


Рис. 1. Схема приводу друкарського циліндра машини ПП-70.

Відзначеного недоліку позбавлений привод циліндра машини ПП-70 (рис. 1). Від зубчастих рейок 1, закріплених на талері, одержує реверсивний рух колесо 2 зі зовнішнім 3 і внутрішнім 4 зубчастими вінцями. Від останнього через зубчасте колесо 5 приводиться друкарський циліндр. Міжцентрова відстань A передачі внутрішнього зубчастого зачеплення дорівнює ексцентриситету втулки 7, при повороті якої відбувається підйом або опускання циліндра 6. Отже, підйом циліндра на будь-яку величину за допомогою ексцентричної втулки 7 не міняє міжцентрових відстаней зубчастих передач, що забезпечує стабільність бокових зазорів. Ця обставина дала змогу зберегти нерухомим стіл 8 подачі аркуша, а підйом циліндра здійснити за два періоди — перший незначний (1,5 мм) для безперешкодного зустрічного проходу друкарської форми під циліндром і захватів циліндра під столом 8 і другий (6,5 мм) — для забирання вирівняного на столі аркуша (у кінцевій фазі повороту циліндра).

Розглянемо особливості розрахунку геометричних і кінематичних параметрів такого приводу.

Виходячи з забезпечення однакових швидкостей талера і циліндра при друкуванні ($V_T = V_{\text{ц}}$) визначимо діаметр останнього (D_6)

$$2\omega_3 R_3 = 2\omega_3 \cdot \frac{R_4}{P_3} \cdot R_6,$$

звідки $D_6 = \frac{D_3 \cdot D_4}{D_5}$, де D_3, D_4, D_5 — діаметри початкових кіл відповідних зубчастих коліс; ω_3 — кутова швидкість зубчастих вінців 3, 4.

На підставі поступових конструктивних доробок, з врахуванням ряду важливих факторів було визначено діаметр циліндра $D_6 = 330,3$ мм, що дало змогу забезпечити високий коефіцієнт використання поверхні циліндра ($K_{ц} = 0,68$).

Міжцентрова відстань зубчастої передачі внутрішнього зачеплення дорівнює ексцентриситетові втулки і визначається

$$A = m \frac{z_4 - z_5}{2},$$

де m, z_4, z_5 — відповідно модуль і числа зубців передачі 4—5.

У періоди підйому і опускання циліндр є веденою ланкою двох зубчастих приводів: талера з ведучою ланкою — зубчастою рейкою 1 і планетарного механізму з ведучою ланкою — ексцентричною втулкою 7. Отже, переміщення, швидкість і прискорення циліндра визначатимуться відповідною сумою від двох джерел руху. Враховуючи, що зубчасті передачі не змінюють закону руху ведучої ланки як у першому, так і в другому випадках, можемо виразити залежностями:

кутові переміщення циліндра

$$\gamma_{ц} = \frac{s_T}{R_6} \pm \gamma_1 = \frac{S_{T1} \cdot r_K \cdot i_c}{R_6} \pm \frac{A}{R_4} \cdot a_K \cdot \alpha_{II},$$

кутові швидкості циліндра

$$\omega_{ц} = \frac{V_T}{R_6} \pm \omega_1 = \frac{V_{T1} \cdot r_K \cdot i_c \cdot \omega_K}{R_6} \pm \frac{A}{R_4} \cdot b_K \cdot \frac{a_H}{T},$$

кутові прискорення циліндра

$$\epsilon_{ц} = \frac{W_T}{R_6} \pm \epsilon_d = \frac{W_{T1} \cdot r_K \cdot i_c \cdot \omega_K^2}{R_6} \pm \frac{A}{R_4} \cdot c_K \cdot \frac{a_H}{T^2}.$$

Позначення у наведених формулах такі: s_T, V_T і W_T — відповідно переміщення, швидкість і прискорення талера; R_6 — радіус друкарського циліндра; γ_d, ω_d і ϵ_d — відповідно додаткові кутові переміщення, швидкість і прискорення циліндра, що створюються механізмом натиску; S_{T1}, V_{T1} і W_{T1} — відповідно інваріанти переміщень, швидкостей і прискорень талера; r_K, ω_K — відповідно радіус і кутова швидкість кривошипа; i_c — передаточне число ступінчастого ската; a_K, b_K і c_K — відповідно безрозмірні коефіцієнти переміщень, швидкостей і прискорень періодичного закону руху ексцентричної втулки (води́ла планетарного механізму); α_H — кут повороту ексцентричної втулки натиску; T — період однозначних переміщень механізму натиску.

Графіки лінійної швидкості і прискорення циліндра ($V_6 = \omega_6 \cdot R_6$ і $W_6 = \epsilon_6 \cdot R_6$) машини ПП-70 показані на рис. 2. Підрахунки виконані для максимальної продуктивності машини — 4500 відб/год.

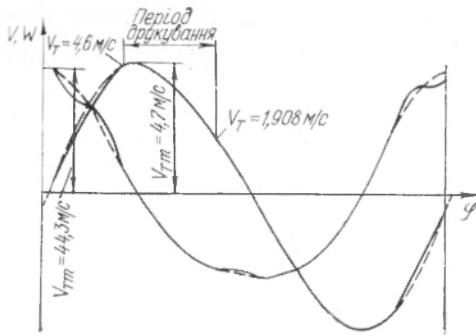


Рис. 2. Зміна швидкості і прискорення друкарського циліндра машини ПП-70.

Характер наведених залежностей свідчить про необхідність врахування двох джерел руху. Максимальні додаткові прискорення становлять до 30% від загальних прискорень циліндра в окремих фазах циклу. Але, оскільки максимальні значення прискорень від одного і другого механізмів приводу циліндра розсосереджені в різних фазах, то це не викликає загального збільшення його максимального прискорення і відповідно максимального динамічного навантаження.

Додатковий поворот циліндра враховується при визначенні положення стола 8 і передніх упорів аркуша. Для цієї машини лінійне додаткове переміщення циліндра

$$s_d = \gamma_d \cdot R_6 = -11,7 \text{ мм.}$$

Механізм управління захватами циліндра, з врахуванням двостороннього його приводу, може здійснюватись тільки при наявності шлицевого паза в колесі 2, дуга якого визначається різницею кутів повороту циліндра і колеса 2

$$\gamma = \gamma_6 - \gamma_2,$$

де $\gamma_2 = \frac{S_T}{R_3}$

Для нашого випадку $\gamma \approx 20^\circ$, що забезпечує зручність конструктивної компоновки.

Таким чином, виявлені особливості приводу друкарського циліндра машини ПП-70 дадуть змогу краще освоювати його на підприємствах.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
2. Тюри А. А. Печатные машины. М., «Книга», 1966.

Підйом циліндра — дворазовий і здійснюється внаслідок повороту ексцентричної ($A = 8 \text{ мм}$) втулки за законом руху «сінусоїда C_0 » на кут $\alpha_{ш} = 68^\circ 14'$. Талер приводиться дезаксильним кривошипно-повзунним механізмом з ступінчастим скатом ($r_k = 248,4 \text{ мм}$, $\lambda = \frac{l_{ш}}{r_k} = 4,73$, $i_c = 2,3846$, $\epsilon = \frac{e}{r_k} = 0,396$,

$S = 1189 \text{ мм}$). Пунктирна крива відображає зміну V_6 і W_6 без врахування ω_d і ϵ_d .

Ya. I. TCHEKMAN

**PECULIARITIES OF THE IMPRESSION CYLINDER DRIVE
OF THE FLAT-BED PRINTING PRESS ПП-70**

S u m m a r y

We examined the planet-line drive of the impression cylinder of the flat-bed printing press ПП-70 and the calculation methods of its kinematic parameters taking into consideration its additional revolving motion, which is formed during the up and down stroke of the cylinder.
