

ДИНАМІКА ПРИВОДА КРОКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ТАМПОДРУКАРСЬКИХ МАШИН

В роботі розглядаються аналітичні дослідження динаміки крокових транспортувальних пристроїв тамподрукарських машин. Наводяться можливості зменшення впливу конструктивних параметрів на динамічні навантаження приводу.

В работе рассматриваются аналитические исследования динамики шаговых транспортирующих устройств тампопечатных машин. Приводятся возможности уменьшения влияния конструктивных параметров на динамические нагрузки привода.

In paper analytical researches of dynamics step-by-step conveying devices of tampon printing machines are observed. Possibilities of decrease effect of design parameters on drive dynamic loads are resulted.

1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Транспортувальні пристрої періодичної дії з тяговим елементом широко використовуються в сучасному виробництві. В тамподрукарських машинах одним з основних механізмів забезпечення процесу друкування є механізм подачі виробів в зону друкування. До цього механізму ставляться вимоги: 1) точність позиціонування відносно друкарського апарату; 2) точна фіксація виробів на поверхні транспортеру; 3) плавність періодичного руху; 4) забезпечення заданого співвідношення періоду вистою до періоду друкування за вимогами технологічного процесу. Такий рух може бути забезпечений за допомогою ланцюгових крокових транспортерів. У цих транспортерах тяговим елементом є ланцюг. Найбільш поширені пластинчасті втулково-роликіві і втулково-каткові ланцюги з кроком 80...800 мм.

Основою транспортуючих пристроїв є розбірні тягові ланцюги з штампованих ланок і валиків з подовженими головками. Внаслідок односторонньої опорною поверхні внутрішніх ланок і наявності зазорів між внутрішніми і зовнішніми ланками розбірні ланцюги допускають боковий поворот ланок на кут до 7° . Тяговий ланцюг дозволяє зручно і надійно кріпити вантажонесучі і ходові елементи транспортера, забезпечує надійну передачу тягового зусилля зачепленням ланцюга із зірочкою і мало витягується під навантаженням. Недоліком тяго-

³⁴ НТУУ «Київський політехнічний інститут»

вих елементів є велике число шарнірів, які потребують регулярного спостереження і періодичного змащування, їх подовження та інтенсивне зношування ланцюга при високих швидкостях внаслідок динамічних навантажень.

Ланцюги приводяться в рух від приводної зірочки і для надійної роботи огинають натяжну зірочку. Опорою для пластин і ланцюгів служать ходові ролики, що котяться при русі транспортера по направляючих станини. Для ліквідації прогину тягового елемента створюється попередній натяг в межах 0,5...3 кН [1].

Точність суміщення робочих органів, які приймають участь у нанесенні фарби на матеріал має велике значення для якості задрукованої продукції. Якість продукції визначається точністю нанесення фарби на вироби, яка повинна бути в межах 0,1 мм. Аналіз процесу друкування показав, що суміщення фарб залежить від відносного позиціонування друкуючих елементів і виробів, які закріплені на транспортувальних пристроях.

2. АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Ланцюгові транспортери для транспортування книжкових блоків, аркушів досліджувались в [2, 3]. В цих пристроях застосовувались мальтійські механізми (плоскі та сферичні) для здійснення періодичного руху транспортера і транспортування виробів, які не достатньо забезпечували плавність періодичного руху з точною фіксацією під час вистою.

Враховуючи специфіку тамподруку, де транспортер використовується як опорна поверхня при друкуванні, для розмаїття конфігурацій і габаритів виробів необхідно забезпечити відсутність коливань та вібрацій, а також досягти заданої точності позиціонування в період вистою.

Аналітичні дослідження кінематики, які були виконані автором і приведені в статті [4], дозволили встановити кінематичні залежності механізму періодичного повороту крокового транспортувального пристрою тамподрукарської машини. Проведені дослідження механізму привода транспортувально-подавальних систем дозволило розглянути можливість застосування кулачкових поворотних механізмів для їх приводу.

3. МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є проведення аналітичних досліджень динаміки кулачкового механізму привода крокового транспортера транспортувально-подавальної системи для подачі виробів в зону друку тамподрукарської машини.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ПРОВЕДЕНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для визначення навантажень в кроковому транспортері при передачі виробів в зону друкування розглянемо принципову схему транспортувальної системи.

Приймаємо, що ланцюг охоплює дві зірки, одна з яких ведуча, а друга ведена. В цій ланцюговій передачі довжина ведучої гілки дорівнює довжині цілого числа ланок, що забезпечує синфазний рух зірочок. Це дозволяє зменшити вплив кінематичної нерівномірності руху ведучої гілки ланцюга та веденої зірки [5].

На рис. 1 представлена структурно-розрахункова схема крокового приводу транспортера таподрукарської машини, що складається з кулачкового приводу 1 [6], ланцюга 2, натяжного механізму 3, напрямних 4 та опорних пластин 5.

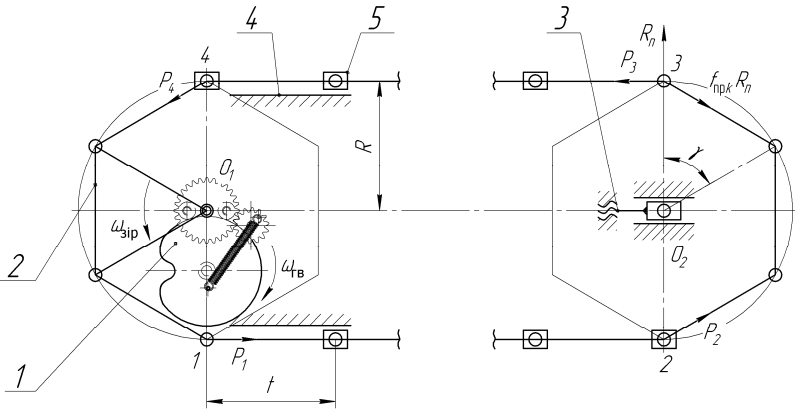


Рис. 1. Структурно-розрахункова схема приводу крокового транспортера таподрукарської машини

Розгляд дії сил натягу ланцюга проводимо відповідно до напрямку його руху. Для визначення сумарних крутних моментів на головному валу приводу необхідно вирахувати сили, які діють на ланки зірки.

Розглянемо основні залежності для визначення сумарних крутних моментів на головному валу кулачкового приводу з урахуванням аналітичних та експериментальних досліджень ланцюгового транспортера з приводом від мальтійського механізму [3]. В роботі [4] автором були визначені аналітичні залежності для розрахунку кінематики приводу транспортувально-подавальних систем таподрукарських машин.

В транспортері виникають динамічні навантаження від статичних і динамічних сил. Рух ланцюга супроводжує нерівномірність його руху

у верхній та нижній гілках, що є причиною додаткових інерційних навантажень. Для розрахунку динамічних навантажень, які виникають в кроковому транспортері під час періодичного руху, контур ланцюгової передачі розбивають на чотири ділянки (див рис. 1).

Розглянемо динамічні навантаження від статичних сил.

Приймаємо, з врахуванням ваги ланцюга, попередній натяг на од-ну вітку рівним $P_0 = 500$ Н (для транспортеру пластинчатого типу ТДМ). В точці 1 діє мінімальний натяг $P_1 = P_0$. Натяг в точці 2 – P_2 визначиться таким чином:

$$P_2 = P_1 + P_{12} = P_1 + Z_{12} \cdot G_1 \cdot g \cdot f_{\text{пр}k}, \quad (1)$$

де P_{12} – опір на ділянці 1-2;

G_1 – вага ланки ланцюга;

Z_{12} – кількість ланок ланцюга на ділянці 1-2;

g – гравітаційне прискорення ($g = 9,81$ м/сек²);

$f_{\text{пр}k}$ – комплексний приведений коефіцієнт тертя

$$(f_{\text{пр}k} = 2,6f_{\text{пр}}).$$

Приведений коефіцієнт тертя $f_{\text{пр}}$ при використанні шарикопідшипників [3]:

$$f_{\text{пр}} = 2 \left(\frac{k_1}{d} + \frac{k_2}{D} \right) \approx 0,012, \quad (2)$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти тертя кочення шариків і ролика, d і D – їх діаметри.

$$\text{Тоді } f_{\text{пр}k} = 2,6f_{\text{пр}} = 0,031.$$

Натяг в точці 3:

$$P_3 = P_2 + P_{23} = P_2 + k_{23} \cdot P_2 = P_2(1 + k_{23}), \quad (3)$$

де P_{23} – опір на ділянці 2-3;

k_{23} – коефіцієнт опору на натяжній (веденій) зірці

$$(k_{23} = 0,05 \div 0,07) [1]$$

Натяг в точці 4:

$$P_4 = P_3 + P_{34} = P_3 + P_{cm} = P_3 + Z_{34} \cdot G \cdot g \cdot f_{\text{пр}k}, \quad (4)$$

де P_{34} – опір на ділянці 3-4;

Z_{34} – кількість ланок на ділянці 3-4 ($Z_{34} = Z_{12}$);

G – сумарна вага ланки з виробом для задрукування, закріпленим на поверхні транспортера $G = G_1 + G_2$, де G_2 - вага виробу.

З визначених величин натягів знаходимо тягове зусилля на ведучій зірці:

$$P_{ст} = P_4 - P_3 + P_{41} = P_4 - P_3 + k_{41}(P_4 + P_1), \quad (5)$$

де P_{41} – опір на ділянці 4-1;

k_{41} – коефіцієнт, який характеризує опір на ведучій зірці ($k_{41} = 0,03 \div 0,05$).

Враховуючи (5) крутний момент на валі ведучої зірки від дії статичних сил визначається:

$$M_{ст} = P_{ст} \cdot R, \quad (6)$$

де R – радіус ведучої зірки.

Розглянемо динамічні навантаження від дії інерційних сил внаслідок нерівномірного руху ланцюгового транспортера виникають сили інерції. Крутний момент від дії цих сил визначається:

$$M_{ин1} = I \cdot \varepsilon_{зиркк}, \quad (7)$$

де I – момент інерції мас транспортера приведений до ведучої зірки;

$\varepsilon_{зиркк}$ – кутове прискорення зірки:

$$\varepsilon_{зиркк} = c_k \frac{\gamma_{\Sigma}}{T^2}, \quad (8)$$

де c_k – позиційні інваріанти подібності прискорення;

γ_{Σ} – кутовий розмах веденої ланки;

T – час повороту головного валу.

Момент інерції мас приводимо до ведучої зірки:

$$I \frac{\omega_{зиркк}^2}{2} = Z_{12} \cdot G_1 \frac{V_{ланцк}^2}{2} + Z_{34} \cdot G \frac{V_{ланцк}^2}{2} + (Z_{14} + Z_{23}) I_{лан} \frac{\omega_{зиркк}^2}{2} + 2 \cdot I_{зирк} \frac{\omega_{зиркк}^2}{2}, \quad (9)$$

де $V_{ланцк}$ – миттєва швидкість ланцюга ($V_{ланцк} = \omega_{зиркк} \cdot R$);

Z_{14} – кількість ланок на ділянці 1-4;

Z_{23} – кількість ланок на ділянці 2-3 ($Z_{14} = Z_{23}$);

$I_{лан}$ – момент інерції ланки транспортера;

$I_{зірк}$ – момент інерції зірки.

$\omega_{зіркк}$ – миттєва кутова швидкість обертання зірки:

$$\omega_{зіркк} = b_k \frac{\gamma_{\Sigma}}{T}, \quad (10)$$

де b_k – позиційні інваріанти подібності швидкості.

Навантаження в механізмі залежать від кінематичних характеристик. Маючи на меті визначення оптимального прискорення, які є основною складовою визначення навантажень був проведений аналіз найбільш вживаних законів періодичного руху. Результати аналізу з використанням інваріантної форми представлені на рис. 2, 3 у вигляді діаграм. З діаграм можна зробити висновок, що найбільш сприятливими законами для покращення динамічних характеристик є закони з меншими максимальними значеннями прискорень та відсутністю різкої їх зміни. Проведені аналітичні дослідження впливу законів періодичного руху засвідчують, що при інерційних навантаженнях найбільш доцільним є використання поліноміальних законів [7, 8].

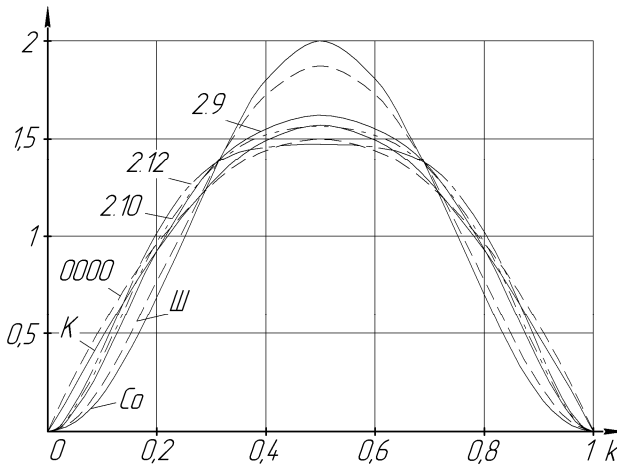


Рис. 2. «Одиничні» діаграми швидкості b_k ЗПР: К, С0, 0000, Ш, 2.9, 2.12, 2.10

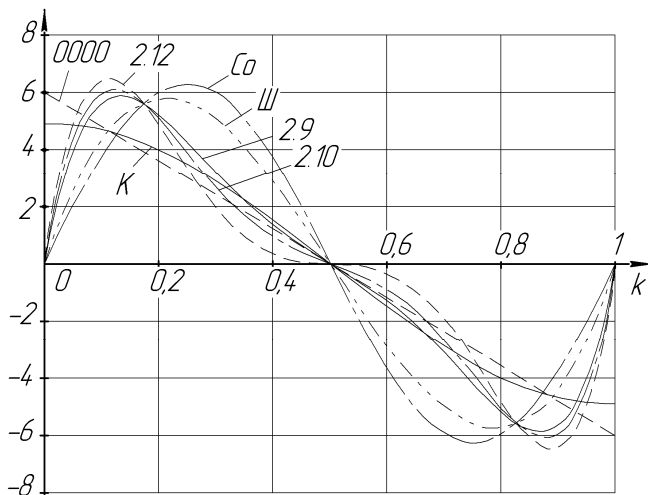


Рис. 3. «Одиничні» діаграми прискорень ск ЗПР: К, С0, 0000, Ш, 2.9, 2.12, 2.10

Момент інерції ланки транспортера відносно осі зірки визначається:

$$I_{\text{ланки}} = \frac{1}{3} G_1 \left(a^2 + b^2 + \frac{R^2}{3} \right), \quad (11)$$

де a – висота ланки транспортера;

b – довжина ланки транспортера.

Момент інерції зірки визначається:

$$I_{\text{зірк}} = \frac{1}{2} G_{\text{зірк}} \cdot R^2, \quad (12)$$

де $G_{\text{зірк}}$ - вага зірки.

Момент від дії динамічної сили, яка виникає при русі ланцюга у верхній і нижній гілках, дорівнює:

$$M_{\text{ін2}} = 2P_{\text{дин}} \cdot R, \quad (13)$$

$P_{\text{дин}}$ - сила динамічного навантаження.

Динамічне навантаження при русі ланцюга рекомендується визначати по формулі [5]:

$$P_{\text{дин}} = \frac{n_{\text{зірк}}^2 \cdot Z_{12} \cdot G_1 \cdot t}{180} \Delta = 0,36 \cdot Z_{12} \cdot G_1 \cdot \varepsilon_{\text{зіркк}}, \quad (14)$$

де $n_{зир}$ – частота обертання зірки;

t – крок ланцюга;

Δ – коефіцієнт впливу пружності і провисання ланцюга ($\Delta = 0,5 \div 0,75$).

Тоді крутний момент від сил інерції буде дорівнювати:

$$M_{in} = M_{in1} + M_{in2}, \quad (15)$$

Сумарний крутний момент на головному валу привода з урахуванням попередньо вирахованих значень крутних моментів від дії статичних і динамічних сил на валі ведучої зірки ланцюгового транспортеру, визначається:

$$M_{кр} = u_k \frac{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi \cdot T^2 \cdot \eta}, \quad (16)$$

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, який дорівнює:

$$u_k = (p_k + c_k) b_k, \quad (17)$$

де p_k – число Ньютона, визначається:

$$p_k = \frac{M_{ст}}{I_{\Sigma} \cdot \gamma_{\Sigma} \cdot T^{-2}}, \quad (18)$$

Сумарний момент інерції ведених мас можна визначити:

$$I_{\Sigma} = \frac{M_{in} \cdot T^2}{c_k \cdot \gamma_{\Sigma}}, \quad (19)$$

Виконання і забезпечення технологічного процесу друкування з відповідною якістю забезпечуються застосуванням транспортувальних систем з періодичним рухом який створюється кулачковим механізмом. Це дозволяє зменшити амплітуду збуджених коливань, підвищити рівномірність ходу, забезпечити точність позиціонування виробів, які задруковуються.

Запропонована методика визначення навантажень у транспортуючому модулі була перевірена при розрахунку крутних моментів транспортувальної системи ТДМ ТПМ-200 з врахуванням технічних характеристик.

Результати проведених розрахунків по вищенаведеній методиці максимальних крутних моментів на головному валу привода для вибраних законів періодичного руху в залежності від зміни частоти обертання ведучого валу представлені на графіках рис. 4:

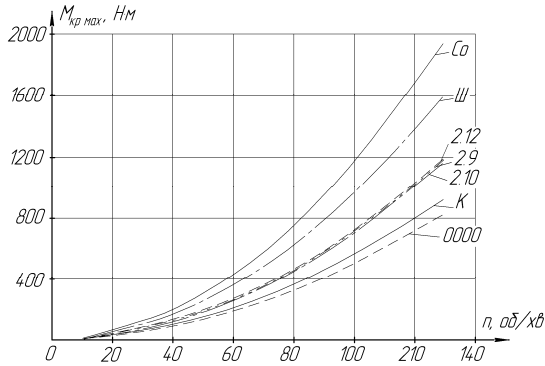


Рис. 4. Максимальні моменти для різних ЗПР залежно від швидкості обертання ведучого валу

Представлені результати дозволяють практично вибирати закон періодичного руху для приводу транспортувально-подавальної системи тамподрукарської машини.

Для зменшення навантажень в системі було досліджено величину фазового кута повороту виконавчого кулачкового механізму і його вплив на динамічні характеристики приводу, які представлені на рис.

5. Частота обертання головного валу приводу прийнята: $n = 40$ об/хв.

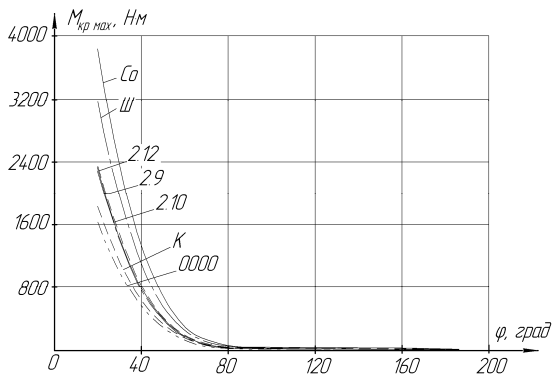


Рис. 5. Максимальні моменти для різних ЗПР залежно від циклового кута повороту кулачкового механізму

Представлені на рис. 5 залежності показують, що кулачкові механізми з фазовим кутом менше 60 градусів різко збільшують крутні моменти на головному валу приводу. Тому для зменшення крутних моментів рекомендується використовувати кулачкові профілі з фазовими кутами більше 60 градусів.

5. ВИСНОВКИ

Наведені аналітичні розрахунки дають можливість розробити загальну методику дослідження динаміки крокового транспортеру.

В роботі приведені аналітичні залежності для розрахунку навантажень, вибору законів періодичного руху для забезпечення точності позиціонування виробів на поверхні транспортеру.

Також наведені можливості зменшення впливу конструктивних параметрів на динамічні навантаження приводу транспортувально-подавальних систем тамподрукарських машин.

1. Додонов Б.П. Грузоподъемные и транспортные устройства / Додонов Б.П., Лифанов В.А. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с. 2. Фишин М.Е. Механизмы периодического поворота в полиграфических машинах / Фишин М.Е. – М.: Книга, 1973. – 200 с. 3. Тир К.В. Кинематика та динаміка привода головного транспортера блокообробляючих агрегатів / Тир К.В., Главацький А.С., Петрук А.І. // Науково-технічний збірник «Поліграфія і видавнича справа». – 2009. – №2(50). – С. 74-80. 4. Гриценко Д.С. Кинематика привода транспортера тамподрукарських машин / Збірник наукових праць – Л. 2009. – С. 40 -47. 5. Воробьев Н.В. Цепные передачи / Воробьев Н.В. – М.: Машиз, 1962. – 240 с. 6. Пат 32250 України, МПК F16H 25/00. Пристрій для отримання періодичного обертального руху веденої ланки / Петрук А.І., Гриценко Д.С., Моргун О.Я. (Україна). - Заявл. 26.12.2007; Опубл. 12.05.2008, Бюл. №9. 7. Петрук А.І. Визначення раціональної структури механізмів періодичного повороту поліграфічних машин / Петрук А.І., Гриценко Д.С. // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – 2007. – № 3-4. – С. 86-94. 8. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов / Тир К.В. – М.: Книга, 1965. – 496 с.