

УДК 686.12.056

Ю.В. Косінов

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНОГО  
МЕХАНІЗМУ СТОСОВНО ПРИВОДУ НОЖІВ  
ТРИНОЖОВОЇ ПАПЕРОРІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ**

У приводі ножів сучасних триножових паперорізальних машин використовуються два кривошипно-повзунних механізми, кривошипи яких приводяться в рух механізмом періодичного повороту – неповнозубих коліс з цівковим включенням.

Такий привод є комбінованим механізмом із змінною структурою, має відомі недоліки, що проявляються у виникненні при досягненні певної циклічності ударних навантажень у момент зміни структури, тобто при переході від приводу валів кривошипно-повзунного механізму з цівковим механізмом до зубчастого і навпаки. При цьому ударні навантаження, які виникають через появу помилок положення виконавчих механізмів, пов'язані з різною деформацією ланок приводу при дії динамічних сил.

Для підвищення жорсткості і надійності при роботі на великих швидкостях пропонується новий привод ножів, який складається з двох кривошипно-повзунних механізмів і двох триколісних зубчасто-важільних шарнірних чотириланників. Такий механізм забезпечує постійний кінематичний зв'язок між головним валом і валами кривошипно-повзунних механізмів, тобто постійну структуру.

На рис. 1 зображено такий привод переднього і бокових ножів, які кріпляться до повзунків. Шатуни шарнірно з'єднані з повзунами і кривошипами, які, в свою чергу, жорстко посаджені на ведучих валах  $D$ ,  $D$ . Важільні кінематичні ланцюги представлені двома однокривошипними шарнірними чотириланниками  $ABCD$  і  $A'B'C'D'$ . Геометричні осі зубчастих коліс збігаються з осями шарнірів  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $B'$ ,  $C'$ ,  $D'$  ланок  $AB$ ,  $BC$ ,  $CD$ ,  $AD$ ,  $A'B'$ ,  $B'C'$ ,  $C'D'$ ,  $A'D'$  чотириланників. Цей послідовний ряд зубчастих коліс утворює допоміжний зубчастий кінематичний ланцюг, який паралельний до важільного. Ведучі зубчасті колеса 7 і 10 жорстко з'єднані з кривошипами  $AB$  і  $A'B'$  чотириланників.

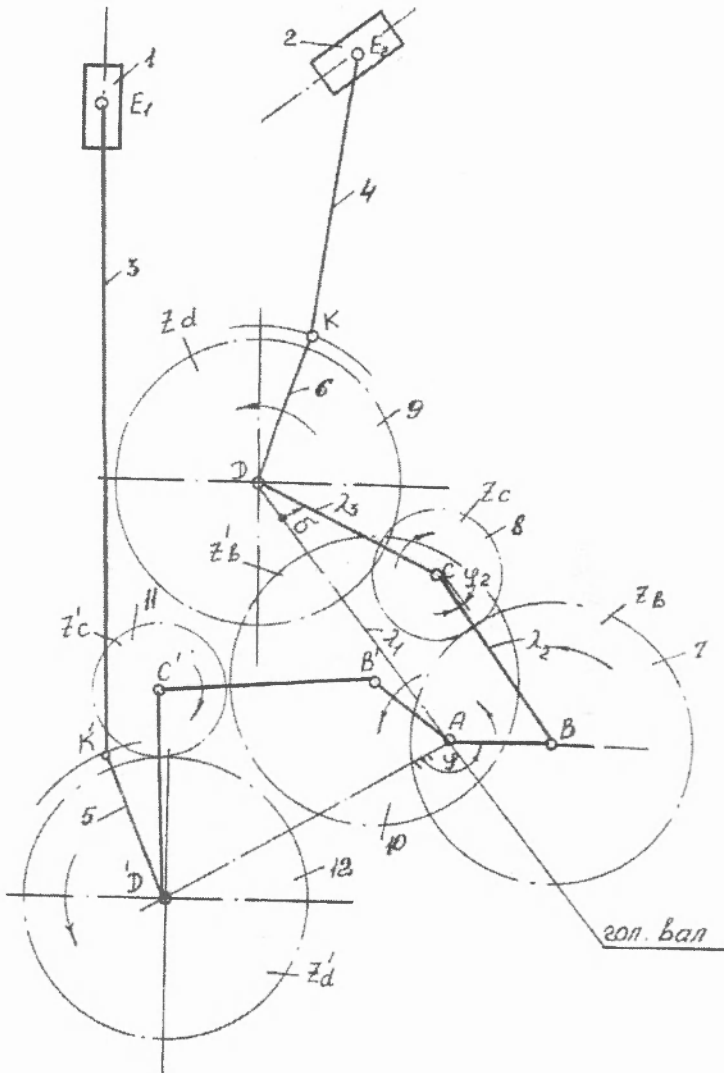


Рис. 1. Схема зубчато-важільного механізму  
 1, 2 – повзуни; 3, 4 – шатуни; 5, 6 – кривошипи;  
 7–12 – зубчасті колеса

Ведені зубчасті колеса 9 і 12 жорстко з'єднані з відповідними валами  $D$  і  $D'$ , які є шарнірами з вільно насадженими коромислами  $CD$  і  $C'D'$ . Загальне передаточне відношення зубчастих кінематичних ланцюгів

$$i_{bd} = i_{bc} \cdot i_{cd} = 1; \quad i_{b'd'} = i_{b'e'} \cdot i_{e'd'} = 1.$$

Через те що ножі роблять робочий і холостий ходи один раз за цикл, вали  $D$  і  $D'$  здійснюють за цей час один оберт. Звідси загальне передаточне відношення зубчастих кінематичних ланцюгів

$$i_{bd} = 1; \quad i_{b'd'} = 1.$$

Для забезпечення умов обрізування прикруток з трьох боків з врахуванням віддалення від співударяння переднього і бокових ножів у зоні різання їх приводні кривошипи  $AB$  і  $AB'$  зміщені відносно один одного.

Привод працює таким чином. Від головного вала  $A$  з жорстко посадженими на ньому кривошипами  $AB$  і  $AB'$ , які обертаються з рівномірною швидкістю, рух передається зубчато-важільним триколісним шарнірним чотириланником  $ABCD$  і  $AB'C'D'$ , а зубчасті колеса 9, 12, жорстко закріплені на кривошипних валах  $D$  і  $D'$ , передають їм нерівномірно обертовий рух. Від кривошипних валів  $D$  і  $D'$  рух за допомогою кривошипно-повзунних механізмів 6, 4, 2 і 5, 3, 1 передається, відповідно, боковим і передньому ножам.

У статті наведені кінематичні і деякі кінетостатичні розрахунки цих механізмів стосовно триножової паперорізальної машини БРТ-125/450, метою яких було зменшення навантажень на ланки приводу, а також потужності приводного електродвигуна в період різання. При кінематичних розрахунках незмінними залишаються всі координати опор механізмів  $ADD$  машини БРТ-125/450, геометричні розміри кривошипно-повзунних механізмів бокових і переднього ножів, а також їх підвіски.

Кінематичні розрахунки проводились згідно з методикою [1].

Виходячи з умов специфіки роботи ножів при виборі геометричних розмірів зубчато-важільного механізму ставились умови, щоб кутові швидкості відомих ланок  $D$  і  $D'$  змінювались монотонно і мали невеликий зворотний хід.

Для розрахунку кінематичних параметрів зубчато-важільного триколісного шарнірного чотириланника  $ABCD$  було вибрано наступні вихідні дані:

$$AB = 115,56 \text{ мм}; AD = 280 \text{ мм}; BC = CD = 214,7 \text{ мм}.$$

$$\lambda_1 = \frac{AD'}{AB} = 2,423; \lambda_2 = \lambda_3 = \frac{BC}{AB} = 1,8577.$$

$$i=1; i_b = \frac{r_b}{r_c} = 1,818; i_c = \frac{r_c}{r_d} = 0,55.$$

Розрахункові формули мають такий вигляд:

Інваріант подібності кутової швидкості колеса  $Z_d$ , тобто кривошипного вала  $D$ ,

$$\omega_{di} = i - (i + i_c)\omega_{2i} + (1 + i_c)\omega_{3i}. \quad (1)$$

Інваріант подібності кутового прискорення колеса  $Z_d$

$$\varepsilon_{di} = -(i + i_c)\varepsilon_{2i} + (1 + i_c)\varepsilon_{3i}, \quad (2)$$

де  $i, i_b, i_c$  – передаточні відношення зубчастих коліс, які знаходяться в шарнірах  $B, C, D$ .

Узагальнюючі формули для визначення інваріантів подібності кутових швидкостей шатуна ( $\omega_{2i}$ ), коромисла ( $\omega_{3i}$ ), а також кутових прискорень шатуна ( $\varepsilon_{2i}$ ), коромисла ( $\varepsilon_{3i}$ ) знаходяться, як для повноповоротного чотириланника  $ABCD$  [3]. Приріст кута повороту колеса  $Z_d$  за проміжок часу від  $t_n$  (початок проміжку) до  $t_k$  (кінець проміжку) визначається за формулою

$$\varphi_{dk} - \varphi_{dn} = i(\varphi_k - \varphi_n) - (i + i_c)(\varphi_{2k} - \varphi_{2n}) + (1 + i_c)(\delta_k - \delta_n), \quad (3)$$

де  $\varphi_{2n}, \delta_n, \varphi_{dn}$  – кути повороту шатуна  $BC$ , коромисла  $CD$  і колеса  $Z_d$ , які відповідають моменту часу  $t_n$ ;  $\varphi_{2k}, \delta_k, \varphi_{dk}$  – кути повороту цих же ланок відповідно до моменту часу  $t_k$ .

За формулами (1) – (3) для вищезазначених даних було розраховано кінематичні параметри ( $\varphi_{di}, \omega_{di}, \varepsilon_{di}$ ) залежно від кута повороту головного вала  $\varphi$ .

За розрахунковими даними побудовано графіки (рис. 2). Як бачимо, при повороті головного вала до  $210^\circ$  спостерігається різке переміщення кривошипного вала  $D$ , тобто значне зростання його швидкості, у межах кута повороту головного вала від  $210^\circ$  до  $360^\circ$  – його сповільнюючий рух, а в межах  $\varphi = 240^\circ \div 300^\circ$  він робить зворотний хід. Тобто для забезпечення умов обрізування прикруток з трьох боків з врахуванням віддалення від

співударання переднього і бокових ножів у зоні різання (рис. 2) вибрано такі початкові кути повороту кривошипів  $AB$  і  $AB'$ : для бокових ножів – початковий кут повороту кривошипа  $AB$  -  $\varphi = 0^\circ$ , для переднього ножа – початковий кут повороту кривошипа  $AB$  -  $\varphi = 210^\circ$ .

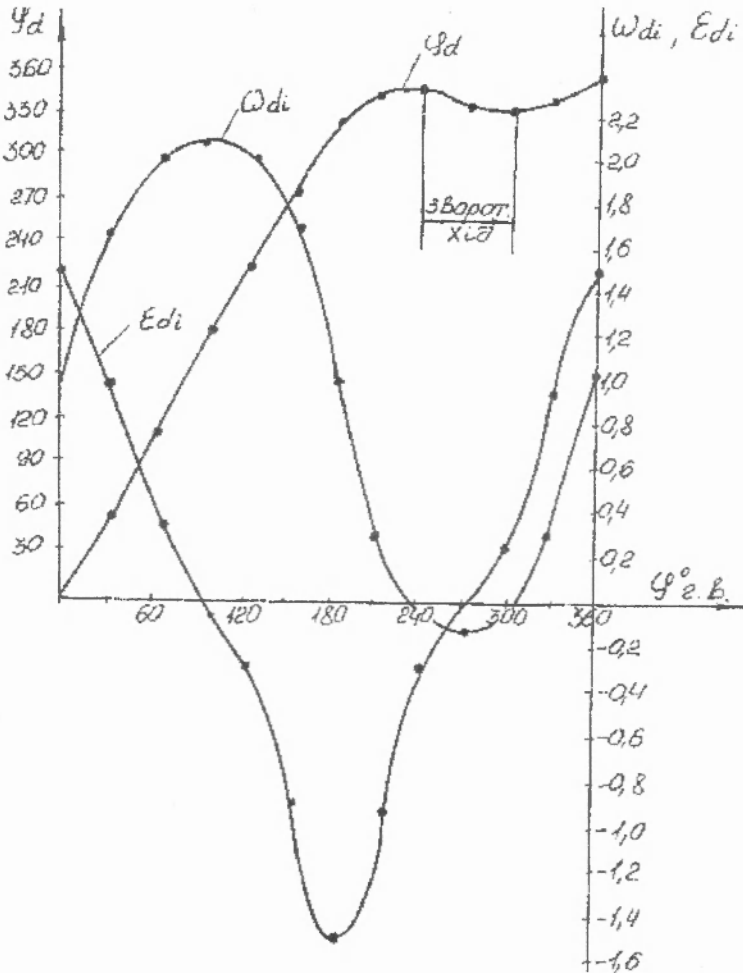


Рис. 2. Графік функції положення і графіки передаточних функцій зубчато-важільного механізму

Наступний етап розрахунку – це знаходження кінематичних параметрів (переміщення, швидкості, прискорення) бокових і переднього ножів, які являють собою кривошипно-повзунні механізми.

Вихідні дані: привод бокових ножів –  $DK = 100$  мм;  
 $KE_2 = 635$  мм;  $DE_2 = 190$  мм;  $\lambda_1 = \frac{KE_2}{DK} = 6,35$ ;  $\lambda_2 = \frac{DE_2}{DK} = 1,9$ .

Максимальне віддалення повзуна від центра обертання кривошипа  $DK$   $S_{\min} = \sqrt{(\lambda_1 + 1)^2 - \lambda_2^2} = 7,1$ ; привод переднього ножа –  $DK' = 90$  мм;  $KE_1 = 1161$  мм;  $DE_1 = 106$  м;  $\lambda_1 = \frac{KE_1}{DK'} = 12,9$ ;

$$\lambda_2 = \frac{DE_1}{DK'} = 1,777; S_{\max} = 13,85.$$

Розрахункові формули мають такий вигляд [2]:  
інваріант подібності переміщення повзуна:

$$S_i = S_{\text{пов}} - \cos \varphi_d - \lambda_1 \cdot \cos \nu, \quad (4)$$

де  $\varphi_d$  – кут повороту кривошипа  $DK$ ,

$$\nu = \arcsin \left( \frac{\sin \varphi_d - \lambda_2}{\lambda_1} \right);$$

абсолютне переміщення повзуна  $E_2$ :

$$S_{E_2} = S_i \cdot [DK]; \quad (5)$$

інваріант подібності швидкості повзуна  $E_2$ :

$$V_{E_2} = \sin \varphi_d - \cos \varphi_d \frac{\sin \nu}{\cos \nu}; \quad (6)$$

дійсне значення швидкості повзуна  $E_2$ :

$$V_{E_2} = V_{E_2} \cdot [\omega_d \cdot DK], \quad (7)$$

де  $\omega_d = \omega_{di} \cdot \omega_{AB}$ ;

інваріант подібності прискорення повзуна  $E_2$ :

$$W_{E_2} = \cos \varphi_d - (\lambda_1 \cdot \cos \nu \cdot \omega_{2i}^2 + \lambda_1 \cdot \sin \nu \cdot \varepsilon_{2i}), \quad (8)$$

де  $\omega_{2i} = \frac{\cos \varphi_d}{\lambda_1 \cdot \cos \nu}$ ,  $\varepsilon_{2i} = \frac{\lambda_1 \cdot \sin \nu \cdot \omega_{2i}^2 - \sin \varphi_d}{\lambda_1 \cdot \cos \nu}$ ;

дійсне значення прискорення повзуна:

$$W_{E_2} = W_{E_{2i}} \cdot \varepsilon_{di} \cdot [\omega_{AB}^2 \cdot DK]. \quad (9)$$

Усі ці формули справедливі і для розрахунку кінематичних параметрів кривошипно-повзунного механізму приводу переднього ножа.

За формулами (4) — (9) і вихідними даними підраховано кінематичні параметри переміщення ( $S_i$ ), швидкості ( $V_i$ ), прискорення ( $W_i$ ) бокових і переднього ножів залежно від кута повороту головного вала та побудовано графіки (рис. 3, крива 1 — для бокових ножів, крива 2 — для переднього ножа).

Згідно з наведеними графіками, при максимальній висоті стопи прикруток 110 мм період різання для ножів знаходиться в діапазоні кута повороту головного вала  $\varphi = 60^\circ - 270^\circ$ . Для бокових ножів різання починається при  $\varphi = 60^\circ$  і завершується при  $\varphi = 110^\circ$ , для переднього ножа — відповідно, при  $\varphi = 180^\circ$  і  $\varphi = 220^\circ$ .

Проведемо порівняльний силовий аналіз модернізованого та існуючого приводів ножів. На ножі діють такі зусилля: різання; ваги ножів і ножедержачів; інерцій мас ножів і ножедержачів. Відомо, що зусилля ваги та інерції від мас ножів і ножедержачів порівняно із зусиллями різання малі, і ними можна знехтувати. Зусилля різання за характером являють рівномірно-розподільне навантаження, яке діє на кромку ножів по всій довжині лінії різання і в площині різання. Оскільки поступове різання ножа проходить за короткий проміжок часу, можна з деяким припущенням вважати, що воно відбувається зразу по всій довжині різання.

Для спрощення замінимо розподільне навантаження зосередженим посередині ножа і спрямованим уздовж його руху.

Зусилля різання визначаємо:

для бокових ножів

$$P_{P_1} = 2P_n \cdot L \cdot K = 9900 \text{ Н},$$

де  $P_n = 150 \text{ Н/см}$  — питоме зусилля різання;  $L = 22 \text{ см}$  — максимальна довжина різу;  $K = 1,5$  — коефіцієнт, який враховує затуплення ножа;

для переднього ножа

$$P_{P_2} = P_n \cdot L_1 \cdot K = 6300 \text{ Н},$$

де  $L_1 = 28 \text{ см}$  — максимальна довжина різу.

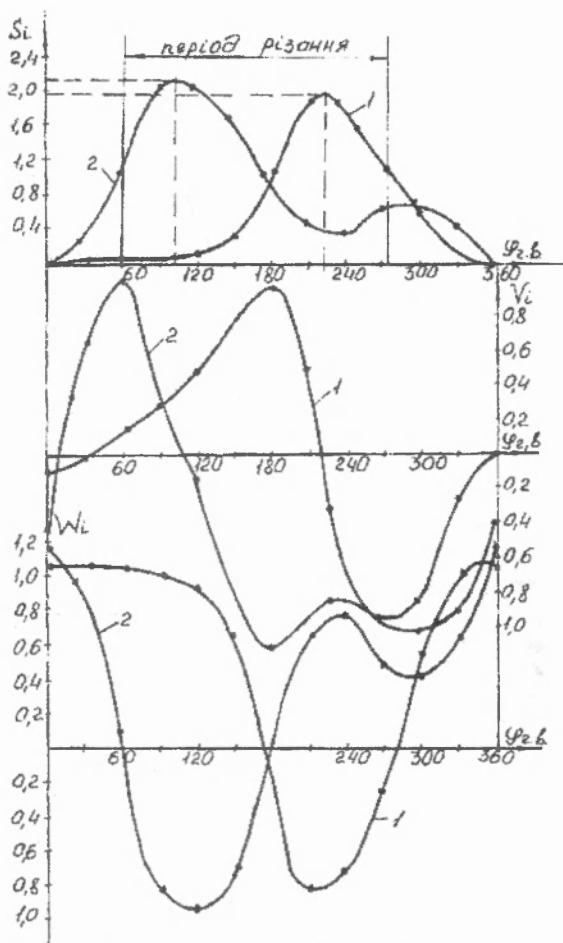


Рис. 3. Графіки переміщень, швидкостей, прискорень бокових і переднього ножів залежно від кута повороту головного вала

Коли знехтуємо шабельним рухом ножа, отримаємо рівність

$$P_p \cdot V_E = M_p \cdot \omega \cdot \eta,$$



де  $M_P$  – момент від зусилля різання, приведений до головного вала;  $\omega$  – кутова швидкість головного вала;  $\eta$  – к.к.д. приводу;  $V_E$  – лінійна швидкість ножа.

Звідси знаходимо

$$M_P = \frac{P_P \cdot V_E}{\omega \cdot \eta} \quad (10)$$

За формулою (10) було знайдено екстремальні значення моментів від зусилля різання при  $P_{P1} = 9900$  Н,  $P_{P2} = 6300$  Н,  $\omega = \pi$ ,  $\eta = 0,8$  окремо для існуючої машини БРТ-125/450 при  $V_{E,\dots} = 0,88$  м/с,  $V_{E,\dots} = 0,72$  м/с і для модернізованого варіанту при  $V_{E,\dots} = 0,628$  м/с,  $V_{E,\dots} = 0,34$  м/с.

Результати розрахунків показали, що екстремальні значення моментів в існуючій машині приблизно в 1,7 раза вищі, ніж у запропонованому варіанті.

Таким чином, проведені дослідження триколісних зубчато-важільних шарнірних чотириланників для приводу ножів у триножових паперорізальних машинах показали доцільність їх використання.

1. Косінов Ю.В. Про використання зубчато-важільних механізмів у поліграфічних машинах-автоматах // Поліграфія і видавнича справа., 1996. № 31. С. 50–53.
2. Полюдов О.М., Кузнецов В.О. Розрахунки циклових механізмів поліграфічних машин на програмованих мікрокалькуляторах: Навчальний посібник. Львів, УПІ, 1994.
3. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. М., 1980.
4. Шашкин А.С. Зубчато-рычажные механизмы. М., 1971.

Стаття надійшла до редколегії 30.01.98