

О. В. Петров¹
В. С. Коломієць¹
С. В. Мельник¹

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ СХЕМ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ МАШИНИ МАНІПУЛЯТОРНОГО ТИПУ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ШВИДКОДІЇ ТА НАВАНТАЖЕНОСТІ ВИКОНАВЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ

¹Вінницький національний технічний університет

У статті досліджено вплив різних конфігурацій гідравлічних схем на динамічні характеристики механізму повороту колони машин маніпуляторного типу, зокрема кранів-маніпуляторів, екскаваторів та навантажувачів. Механізм повороту є одним із найбільш навантажених вузлів таких машин, що визначає їх продуктивність та надійність. Проаналізовано п'ять варіантів гідравлічних схем: з дроселями у напірній та зливній магістралях діаметрами 2,5 мм та 3 мм; з дроселями, обладнаними зворотними клапанами діаметрами 2,5 мм та 3 мм; без дросельних пристроїв; з дроселем діаметром 2,5 мм, що з'єднує порожнини гідроциліндра. Розроблено математичну модель на основі системи диференціальних рівнянь, яка описує обертання колони та витрату робочої рідини в порожнинах гідроциліндра повороту. Модель враховує стисливість робочої рідини, податливість елементів гідросистеми, витоки, характеристики гідророзподільника та запобіжних клапанів. Проведено чисельне моделювання перехідних процесів при номінальній подачі насоса 80 л/хв, моменті навантаження 90 кН·м та куті повороту 180°. Отримано залежності зміни тиску в напірній та зливній порожнинах гідроциліндра, а також кутової швидкості повороту колони від часу для різних діаметрів дросельних отворів. Встановлено, що застосування дроселів зі зворотними клапанами діаметром 3 мм забезпечує зниження динамічних навантажень у середньому в 1,2 рази порівняно зі схемою з дроселями без зворотних клапанів того ж діаметра, в 1,2-1,4 рази порівняно зі схемою без дроселів при обертанні та гальмуванні відповідно, та в 1,3-1,55 разів порівняно зі схемою з дроселем, що з'єднує порожнини гідроциліндра. Піки тиску при гальмуванні зменшуються на 2-6 МПа в напірній та 1-2 МПа в зливній порожнинах. Час повороту колони скорочується в 1,2-1,3 рази порівняно зі схемами з дроселями без зворотних клапанів, що свідчить про підвищення швидкодії механізму. Зворотні клапани забезпечують вільний прохід робочої рідини при розгоні колони та обмежують витрату при гальмуванні, що знижує піки тиску. Результати дослідження дозволяють обґрунтовано вибрати конфігурацію гідравлічних схем механізмів повороту для забезпечення оптимального співвідношення між швидкодією та рівнем динамічних навантажень на елементи гідроприводу.

Ключові слова: гідропривод, гідроциліндр, швидкодія, навантаженість, маніпулятор.

Вступ

Машини маніпуляторного типу, до яких відносяться крани-маніпулятори, екскаватори, навантажувачі та інша мобільна техніка, широко застосовуються в будівництві, промисловості та сільському господарстві. Механізм повороту колони є одним з найбільш навантажених вузлів таких машин, що визначає їх продуктивність та надійність. Гідравлічний привод механізму повороту повинен забезпечувати високу швидкодію при прийнятному рівні динамічних навантажень на елементи системи [1-6].

Найбільші динамічні навантаження виникають у пуско-гальмівних режимах роботи механізму повороту. Вони залежать від характеристик гідророзподільника, запобіжних клапанів, стисливості робочої рідини, податливості елементів гідроприводу, витоків у гідросистемі, а також наявності дросельних пристроїв. Конструктивне виконання гідравлічної схеми суттєво впливає на швидкість обертання колони та величину пікових тисків при гальмуванні. Застосування дроселюючих елементів дозволяє обмежити швидкість обертання та зменшити динамічні навантаження, однак може призводити до зниження швидкодії механізму [7-9]. Тому актуальним є дослідження впливу різних конфігурацій гідравлічних схем на ефективність роботи механізму повороту.

Постановка задачі

Метою роботи є дослідження впливу конфігурації гідравлічної схеми механізму повороту колони машини маніпуляторного типу на динамічні характеристики системи, зокрема на швидкодію та рівень навантаженості виконавчих елементів.

Для досягнення мети необхідно: розробити математичну модель механізму повороту колони з урахуванням різних варіантів гідравлічних схем; провести чисельне моделювання перехідних процесів при різних діаметрах дросельних отворів; визначити залежності зміни тиску в порожнинах гідроциліндра та кутової швидкості повороту від часу; здійснити порівняльний аналіз ефективності різних конфігурацій гідравлічних схем за критеріями швидкодії та динамічної навантаженості; сформулювати рекомендації щодо вибору оптимальної конфігурації гідравлічної схеми механізму повороту.

Викладення основного матеріалу

Найбільші динамічні навантаження, що виникають у пуско-гальмівних режимах гідроприводу механізму повороту колони машини маніпуляторного типу, залежать від характеристик гідророзподільника і запобіжних клапанів, стисливості робочої рідини і податливості елементів гідроприводу, витоків у гідросистемі, а також наявності в конструкції дроселів. При відсутності дроселів піки тиску при гальмуванні колони, що обертається, обмежуються запобіжними клапанами. Однак, при відсутності дроселів, що обмежують подачу робочої рідини і, отже, швидкість обертання колони, при гальмуванні виникають значні динамічні навантаження.

Розглянемо схему механізму повороту колони машини маніпуляторного типу (рис. 1).

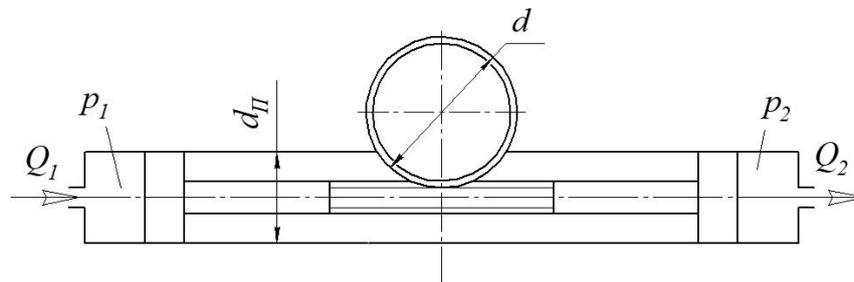


Рис. 1. Схема механізму повороту колони

Систему диференціальних рівнянь обертання колони і витрати робочої рідини, що подається в напірну і витісняється зі зливної порожнини гідроциліндра повороту колони, можна записати у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2 \cdot d}{8} \cdot \varphi + a_y \cdot p_1 + K_{p1} \cdot p_1 \\ Q_2 &= \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2 \cdot d}{8} \cdot \varphi + a_y \cdot p_2 + K_{p2} \cdot p_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$[J_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \delta) + J_A + J_2 + m \cdot l^2 \cdot \cos^2(\varphi_1 + \delta)] \cdot \varphi_2 = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2 \cdot d}{8} \cdot (p_1 - p_2) - M_C$$

де Q_1, Q_2 – витрата робочої рідини, що подається в напірну і витісняється зі зливної порожнини гідроциліндра повороту колони, м³/с; p_1, p_2 – тиск у напірній і зливній порожнинах гідроциліндра повороту колони відповідно, Па; K_{p1}, K_{p2} – коефіцієнти стисливості робочої рідини і податливості елементів гідросистеми в напірній і зливній порожнині гідроциліндра повороту колони відповідно, м³/Па; J_1, J_2 – момент інерції стрілової групи і колони відповідно, кг·м²; J_A – момент інерції вантажу відносно власної осі, кг·м²; a_y – коефіцієнт витоків робочої рідини в гідроциліндрі повороту колони, м³/(Па·с); d_{Π} – діаметр поршня гідроциліндра повороту колони, м; d – діаметр дільного кола вала-

шестерні, м; m – маса вантажу, кг; l – відстань від опорного шарніра до точки підвісу вантажу, м; M_C – момент сил статичного опору, Н·м.

$$M_C = M_{TP} + M_{CX} + M_B, [\text{Н}\cdot\text{м}] \quad (2)$$

де M_{TP} – момент сил тертя, Н·м; M_{CX} – момент від дії сил на схилі, Н·м; M_B – момент від дії сил вітрового навантаження, Н·м; φ_L, δ – кут підйому стріли і повороту колони відповідно, град.

Враховуючи наведену систему рівнянь (1) проведемо аналіз впливу дроселів і дроселів зі зворотним клапаном на динамічну навантаженість і швидкодню механізму повороту колони машини маніпуляторного типу. Розглянемо деякі варіанти виконання гідравлічних схем механізму повороту колони.

На рисунку 2 представлено гідравлічну схему повороту колони, де в магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі (рис. 2).

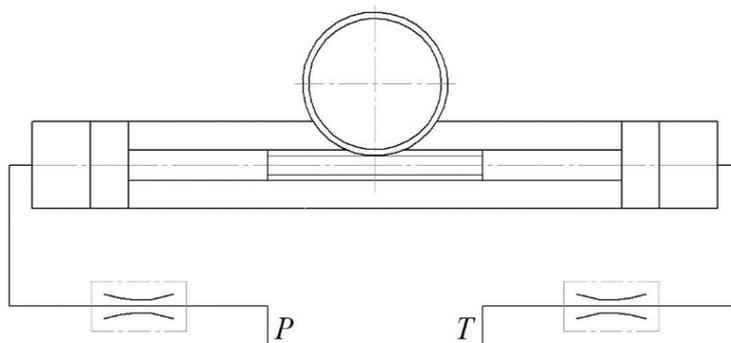


Рис. 2. Схема механізму повороту колони, де в магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі

Відповідно до схеми, представленої на рис. 2, об'єм робочої рідини, що надходить у напірну порожнину гідроциліндра повороту колони визначається за формулами:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot d_{DP}^2}{4} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_P - p_1)}{\rho}}, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (3)$$

$$Q_H \cdot k = Q_1 + Q_{KL1}, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (4)$$

де d_{DP} – діаметр отвору дроселя, м; μ – коефіцієнт витрати; ρ – густина робочої рідини, кг/м³; p_P – тиск у напірній магістралі, Па; k – коефіцієнт, що характеризує зростання (зменшення) подачі робочої рідини, визначає характер зміни витрати робочої рідини, що подається в напірну магістраль, під час перехідних процесів; Q_H – номінальна подача робочої рідини гідронасосом, м³/с; Q_{KL1} – витрата робочої рідини, що пропускається запобіжним клапаном, встановленим у напірній магістралі гідроциліндра повороту колони, м³/с.

Об'єм робочої рідини, що витісняється зі зливної магістралі гідроциліндра повороту колони в одиницю часу, визначається за формулою:

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot d_{DP}^2}{4} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_T)}{\rho}} + Q_{KL2}, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (5)$$

де p_T – тиск робочої рідини в зливній магістралі гідроциліндра повороту колони, Па; Q_{KL2} – кількість робочої рідини, що пропускається запобіжним клапаном зі зливної гідролінії гідроциліндра повороту колони, м³/с.

На рисунку 3 представлено гідравлічну схему повороту колони, де магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі зі зворотним клапаном, що обмежують подачу робочої рідини.

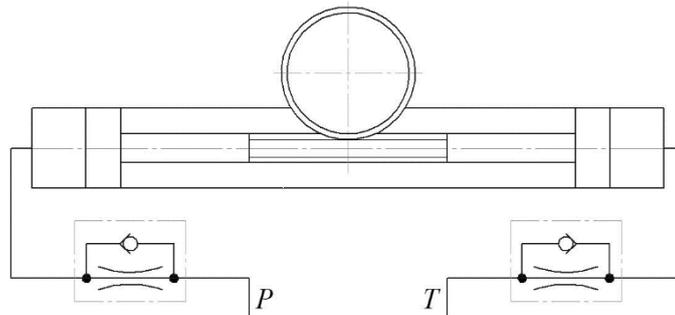


Рис. 3. Схема механізму повороту колони, де магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі зі зворотним клапаном, що обмежують подачу робочої рідини

Відповідно до схеми, представленої на рис. 3, Q_2 визначається за формулою:

$$Q_2 = k \cdot f_1 \cdot \mu_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_{п})}{\rho}}, \text{ [м}^3/\text{с]} \quad (6)$$

де p_T – тиск підпору в зливній магістралі, Па; μ_1 – коефіцієнт витрати робочої рідини через дросель; f_1 – площа перерізу еквівалентного отвору дроселя в зливній лінії гідроциліндра повороту колони, м²; k – коефіцієнт, що характеризує зростання (зменшення) подачі робочої рідини, визначає характер зміни витрати робочої рідини, що подається в напірну магістраль, під час перехідних процесів:

$$\begin{aligned} k &= t_H / t, \text{ при } t < t_H \text{ і } \varphi > \varphi_T; \\ k &= 1, \text{ при } t \geq t_H \text{ та } \varphi > \varphi_T; \\ k &= 1 - t_T / t_1, \text{ при } \varphi < \varphi_T \text{ і } t_1 < t_T; \\ k &= 0, \text{ при } t_1 \geq t_T, \end{aligned}$$

де t_H, t_T – час зростання і зменшення подачі робочої рідини, с; t_1 – час, що пройшов з моменту початку гальмування, с; t – час перехідного процесу, с; φ_T – кут повороту колони при досягненні якого починається процес гальмування, град.

При обертанні колони p_2 можна знехтувати та прийняти $Q_{кль} = 0$.

На рисунку 4 представлено гідравлічну схему повороту колони, де магістралях напірної і зливної порожнини дроселі відсутні (рис. 4).

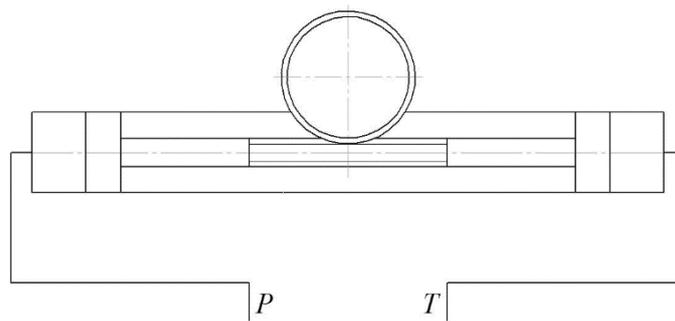


Рис. 4. Схема механізму повороту колони, де магістралях напірної і зливної порожнини дроселі відсутні

Нехтуючи втратами робочої рідини, можна записати:

$$Q_H \cdot k = Q_1 + Q_{кль}, \text{ [м}^3/\text{с]} \quad (7)$$

при цьому $p_P = p_1$, а Q_2 визначається за формулою (5).

На рисунку 5 представлено гідравлічну схему повороту колони, де напірна і зливна порожнини з'єднані через дросель (рис. 5).

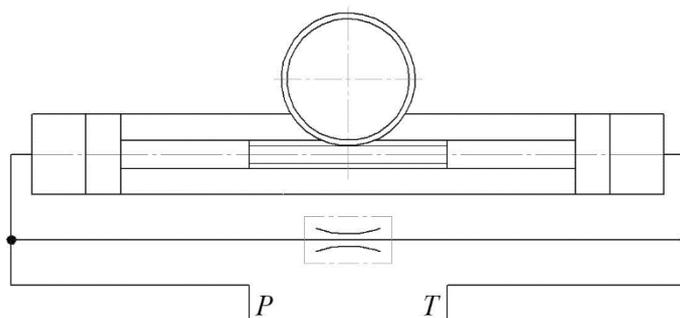


Рис. 5. Схема механізму повороту колони, де напірна і зливна порожнини з'єднані через дросель

Об'єм робочої рідини, що надходить у напірну порожнину, визначається за формулою:

$$Q_1 = Q_H \cdot k - Q_3 + Q_{КЛ2}, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (8)$$

де Q_3 – витрата робочої рідини через дросель, що з'єднує порожнини гідроциліндра повороту колони, $\text{м}^3/\text{с}$;

$$Q_3 = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (9)$$

де $d_{др}$ – діаметр отвору дроселя, м; μ – коефіцієнт витрати; $p_p = p_1$.

Тоді маємо:

$$Q_2 = k \cdot f_2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_p)}{\rho}} + Q_{КЛ2} + Q_3, [\text{м}^3/\text{с}]. \quad (10)$$

У всіх вищенаведених випадках витрата робочої рідини через запобіжний клапан буде виглядати наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} Q_{КЛ1} &= \frac{1}{6 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{p_p - p_0}{10^6} \right)^{1/n} \text{ при } p_p < p_{КЛ} \\ Q_{КЛ1} &= Q_H \text{ при } p_p \geq p_{КЛ} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{КЛ2} &= \frac{1}{6 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{p_T - p_0}{10^6} \right)^{1/n} \text{ при } p_T < p_{КЛ} \\ Q_{КЛ2} &= Q_H \text{ при } p_T \geq p_{КЛ} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

де p_0 – тиск початку спрацювання запобіжного клапана, Па; $p_{КЛ}$ – тиск налаштування запобіжного клапана, Па; n – показник степені, що залежить від конструктивних особливостей запобіжного клапана.

В результаті розв'язання системи рівнянь (1) з врахуванням рівнянь (2)-(12) при $Q_H = 80$ л/хв, моменті сил $M = 90$ кН·м, куті повороту колони 180° , тиску налаштування запобіжних клапанів 16 МПа, були отримані залежності зміни за часом значення тиску в напірній та зливній порожнинах гідроциліндра повороту колони, а також зміни за часом значення кутової швидкості повороту колони, що представлено на рисунках 6-11.

Аналізуючи залежності зміни тиску в порожнинах гідроциліндру повороту колони, що представлені на рисунках 6а-9а, можна зробити висновок, що при наявності в гідросистемі дроселів спостерігається підвищення значень тисків у момент зупинки колони, що перевищують підвищення значень тисків при наявності дроселів зі зворотними клапанами в середньому на 2-6 МПа в напірній порожнині гідроциліндру повороту колони і на 1-2 МПа в зливній порожнині гідроциліндру повороту колони при діаметрі дросельних отворів $\varnothing 2,5$ мм, а також в середньому на 2 МПа в напірній і зливній порожнинах при діаметрі дросельних отворів $\varnothing 3$ мм.

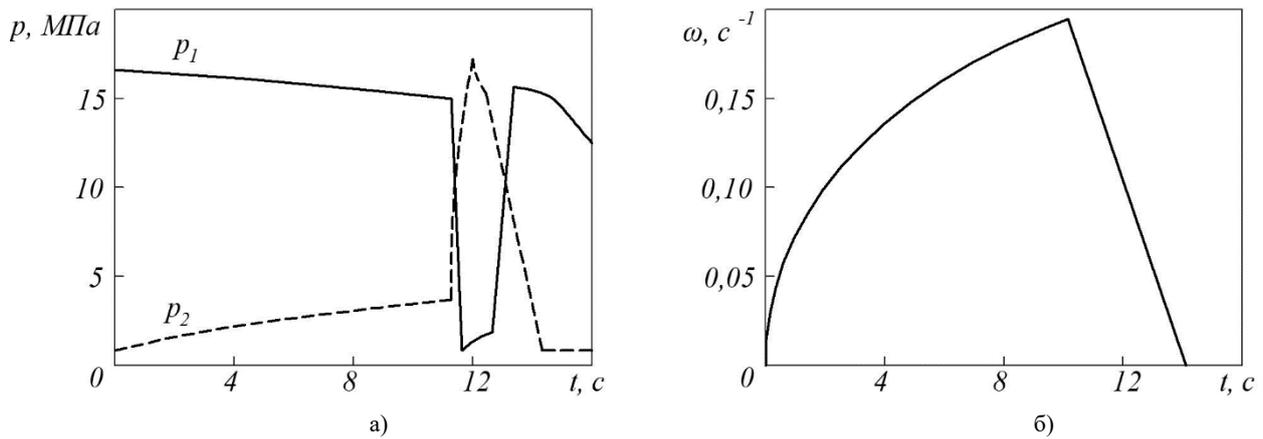


Рис. 6. Залежності зміни за часом значень тиску в напірній p_1 та зливній p_2 магістралях (а), а також зміни за часом значення кутової швидкості ω повороту колони (б), де в магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі $\varnothing 2,5$ мм

У напірній порожнині гідроциліндру повороту колони з дроселями (рис. 6а-7а) при гальмуванні виникають підвищення значень тиску, що мають коливальний характер, значно перевищують підвищення значень тиску при наявності дроселя зі зворотними клапанами (рис.8а-9а), причому при значенні діаметра дроселя 2,5 мм ця різниця складає до 5МПа.

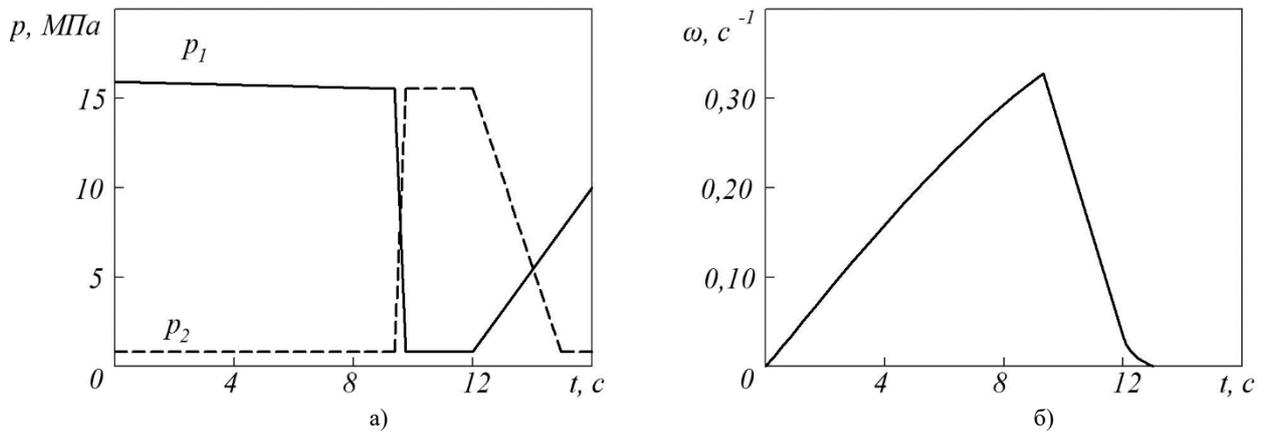


Рис. 7. Залежності зміни за часом значень тиску в напірній p_1 та зливній p_2 магістралях (а), а також зміни за часом значення кутової швидкості ω повороту колони (б), де в магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі $\varnothing 3$ мм

Як видно з рисунків 6б-9б, час повороту колони при встановленні дроселів діаметром $\varnothing 2,5$ мм зі зворотними клапанами скорочується в 1,3 рази у порівнянні з часом повороту колони при встановленні дроселів діаметром $\varnothing 2,5$ мм без зворотних клапанів.

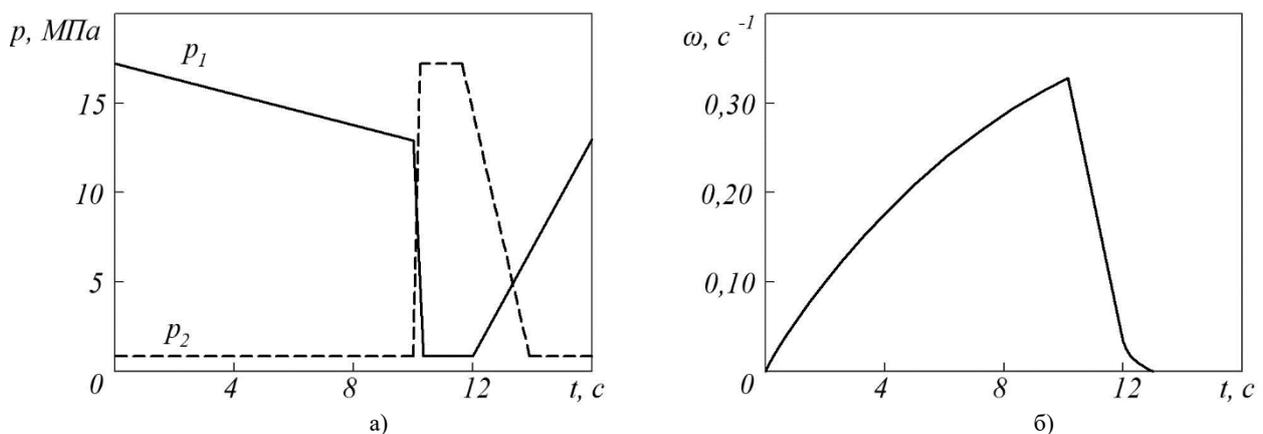


Рис. 8. Залежності зміни за часом значень тиску в напірній p_1 та зливній p_2 магістралях (а), а також зміни за часом значення кутової швидкості ω повороту колони (б), де в магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі $\varnothing 2,5$ мм зі зворотними клапанами

Як видно з рисунків 86-96, час повороту колони при встановленні дроселя діаметром $\varnothing 3$ мм зі зворотним клапаном у порівнянні з часом повороту колони при встановленні дроселя діаметром $\varnothing 2,5$ мм зі зворотним клапаном скорочується в 1,2 рази.

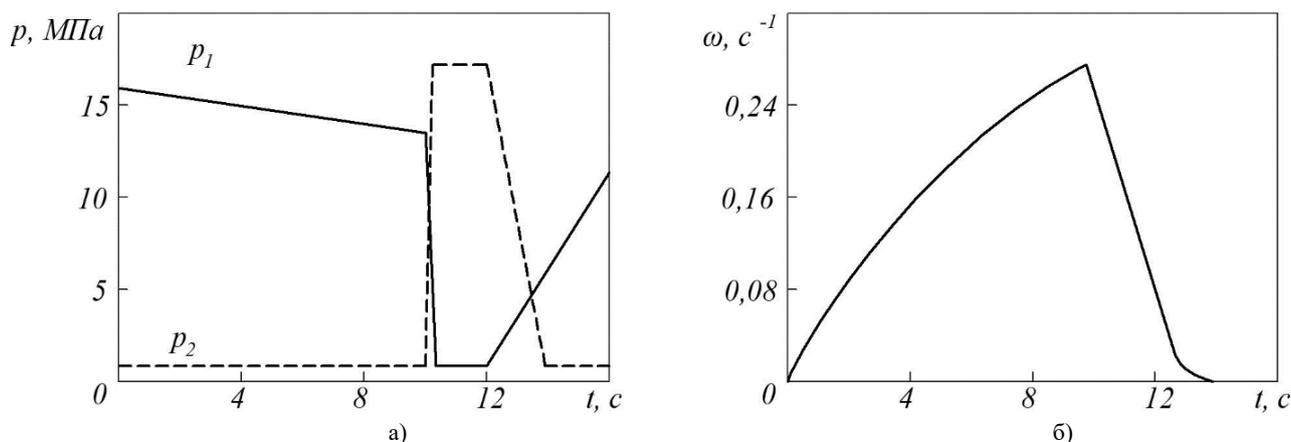


Рис. 9. Залежності зміни за часом значень тиску в напірній p_1 та зливній p_2 магістралях (а), а також зміни за часом значення кутової швидкості ω повороту колони (б), де в магістралях напірної і зливної порожнини встановлені дроселі $\varnothing 3$ мм зі зворотними клапанами

При відсутності дроселів у напірній і зливній магістралях гідроциліндру механізму повороту колони (рис. 10б) час повороту в порівнянні з часом при встановленні дроселів діаметром $\varnothing 3$ мм зі зворотним клапаном (рис. 9б) практично однаковий, однак підвищення значень тисків при повороті вищі в середньому на 2-3 МПа, а при зупинці на 5-6 МПа.

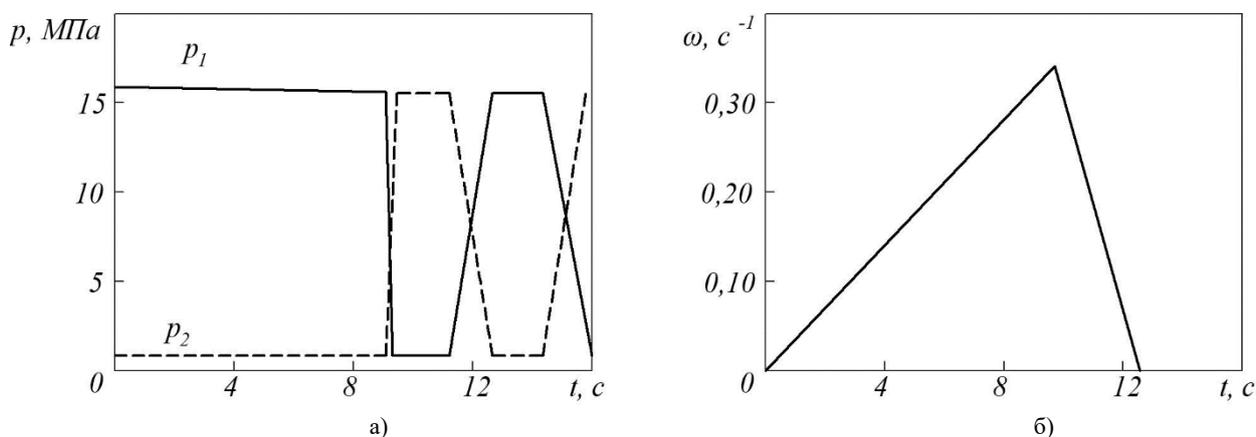


Рис. 10. Залежності зміни за часом значень тиску в напірній p_1 та зливній p_2 магістралях (а), а також зміни за часом значення кутової швидкості ω повороту колони (б), де в магістралях напірної і зливної порожнини відсутні дроселі

Як видно з рисунку 11б, після підвищення кутової швидкості повороту колони до максимального значення, внаслідок дії попутних інерційних сил, відбувається падіння значення тиску в напірній порожнині до 5 МПа, яке зростає до 17 МПа при гальмуванні (рис. 11а). Після гальмування через припинення подачі і зливу робочої рідини, тиск у зливній порожнині підвищується до 25 МПа, а в напірній зменшується до 17 МПа (рис. 11а). При цьому, робоча рідина через дросель переливається в напірну магістраль, внаслідок чого тиск у зливній порожнині гідроциліндра повороту знижується, а в напірній – підвищується. В свою чергу, зміна швидкості кута повороту колони з моменту початку гальмування до повної зупинки колони, залежить від значення діаметра дросельного отвору.

В результаті проведених досліджень можна зробити висновок про те, що при встановленні дроселів зі зворотним клапаном діаметром $\varnothing 3$ мм динамічні навантаження суттєво знижуються:

- в середньому в 1,2 рази у порівнянні зі схемою з тільки дроселями діаметром $\varnothing 3$ мм;
- в середньому в 1,2 рази при повороті і в 1,4 рази при гальмуванні порівняно зі схемою без дроселів;

- в середньому в 1,3 рази при повороті і в 1,55 разів при гальмуванні порівняно зі схемою з дроселем діаметром $\varnothing 2,5$ мм, що з'єднує напірну і зливну порожнини гідроциліндра механізму повороту.

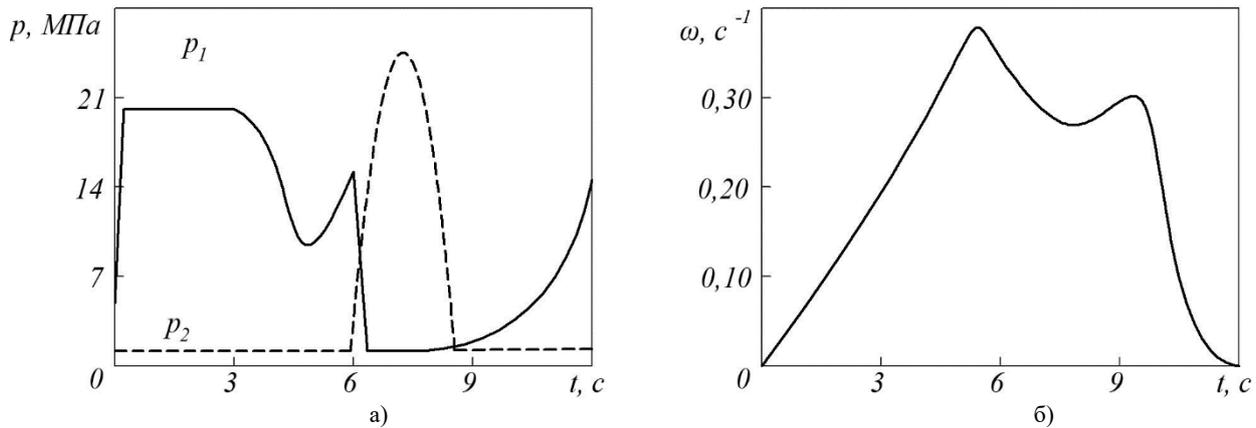


Рис. 11. Залежності зміни за часом значень тиску в напірній p_1 та зливній p_2 магістралях (а), а також зміни за часом значення кутової швидкості ω повороту колони (б), де магістралі напірної і зливної порожнини з'єднані між собою через дросель діаметром 2,5 мм

Крім цього, час повороту колони при наявності дроселів зі зворотним клапаном діаметром $\varnothing 3$ мм скорочується в середньому в 1,2 рази порівняно зі схемою з тільки дроселями діаметрами $\varnothing 2,5$ мм і $\varnothing 3$ мм, тобто швидкодія механізму збільшується.

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено вплив конфігурації гідравлічної схеми на динамічні характеристики механізму повороту колони машини маніпуляторного типу. Розроблена математична модель дозволяє прогнозувати поведінку гідравлічного приводу при різних варіантах виконання гідросистеми.

Встановлено, що застосування дроселів зі зворотними клапанами діаметром 3 мм є найбільш ефективним рішенням, оскільки забезпечує:

- зниження динамічних навантажень у середньому в 1,2 рази порівняно зі схемою з дроселями без зворотних клапанів того ж діаметра;
- зниження динамічних навантажень в 1,2-1,4 рази порівняно зі схемою без дроселів при обертанні та гальмуванні відповідно;
- зниження динамічних навантажень в 1,3-1,55 разів порівняно зі схемою з дроселем, що з'єднує порожнини гідроциліндра;
- скорочення часу повороту колони в 1,2-1,3 рази порівняно зі схемами з дроселями без зворотних клапанів.

Зворотні клапани у складі дросельних пристроїв забезпечують вільний прохід робочої рідини при розгоні колони, що сприяє підвищенню швидкодії, та обмежують витрату при гальмуванні, що знижує піки тиску. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні гідравлічних систем механізмів повороту машин маніпуляторного типу для забезпечення оптимального співвідношення між продуктивністю та надійністю обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Goncharov V. "Saving hydraulic drive of the grapple slewing gear in timber transport machines and improvement of its work processes" / V. Goncharov, A. Loginov, Y. Bazarov, A. Demidko // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2019. – Vol. 392, № 1. – 012025. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012025>.
- [2] Loginov A. "Modeling of the working energy-saving processes of the hydraulic drive of the lifting mechanism of a forestry manipulator" / A. Loginov, V. Goncharov, Y. Bazarov, A. Demidko // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2022. – Vol. 981. – 032049. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/981/3/032049>.
- [3] Муращенко А. М. "Розрахунок гідравлічних каналів приводів з урахуванням зміни температури та в'язкості" / А. М. Муращенко, О. П. Губарев, О. М. Яхно, О. В. Тижнов // *Mechanics and Advanced Technologies*. – 2018. – № 2(83). – С. 5–10.

- [4] Козлов Л. “Характеристики мехатронного приводу під час просторового руху маніпулятора” / Л. Козлов, С. Репінський, О. Паславська, О. Піонткевич // *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*. – 2017. – № 2. – 9 с.
- [5] Піонткевич О. В. “Вплив параметрів системи керування гідروприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики” / О. В. Піонткевич // *Вісник машинобудування та транспорту*. – 2016. – Т. 4, № 2. – С. 78–86.
- [6] Petrov O., Slabkyi A., Kozlov L., Rybko N.: “Energy Saving Load-Sensing Hydraulic Drive Based on Multimode Directional Control Valve”. *DSMIE 2021, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 1-10 (2021). https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_37.
- [7] Березюк О. В. “Аналітичне дослідження математичної моделі гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз” / О. В. Березюк // *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. – 2010. – № 3. – С. 93–98.
- [8] Kozlov L., Buriennikov Y., Rusu O., Pyliavets V., Kovalchuk V., Petrov O., Rusu I. “Algorithm of controlling an adaptive hydraulic circuit for mobile machines”. *International Journal of Modern Manufacturing Technologies 2021*, Vol. XIII, No. 3, 79-86. DOI: <https://doi.org/10.54684/ijmmt.2021.13.3.79>.
- [9] Bereziuk, O., Petrov, O., Lemeshev, M., Slabkyi, A., Sukhorukov, S. (2023). “Transient Processes Quality Indicators of the Rotation Lever Hydraulic Drive for the Dust-Cart Manipulator”. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_1.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування

Стаття надійшла до редакції 23.10.2025 р.

Петров Олександр Васильович – к.т.н., доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, <https://orcid.org/0000-0002-0487-6240>, e-mail: petrovov@vntu.edu.ua.

Коломієць Віктор Сергійович – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, <https://orcid.org/0009-0007-1464-0534>.

Мельник Сергій Валерійович – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, <https://orcid.org/0009-0007-3544-5295>.

O.V. Petrov¹
V.S. Kolomiets¹
S.V. Melnyk¹

Analysis of Hydraulic Circuit Efficiency for Manipulator-Type Machine Slewing Mechanism Based on Speed Performance and Actuator Loading Characteristics

¹Vinnitsia National Technical University

The article investigates the influence of different hydraulic circuit configurations on the dynamic characteristics of the slewing mechanism of manipulator-type machines, including crane-manipulators, excavators, and loaders. The slewing mechanism is one of the most loaded assemblies of such machines, determining their productivity and reliability. Five variants of hydraulic circuits are analyzed: with throttles in pressure and drain lines with diameters of 2.5 mm and 3 mm; with throttles equipped with check valves of 2.5 mm and 3 mm diameters; without throttling devices; with a 2.5 mm diameter throttle connecting the hydraulic cylinder chambers. A mathematical model based on a system of differential equations describing column rotation and working fluid flow in the slewing cylinder chambers has been developed. The model accounts for working fluid compressibility, hydraulic system element compliance, leakages, and characteristics of hydraulic distributors and relief valves. Numerical simulation of transient processes was conducted at nominal pump delivery of 80 l/min, load moment of 90 kN·m, and rotation angle of 180°. Dependencies of pressure changes in pressure and drain chambers of the hydraulic cylinder, as well as angular velocity of column rotation versus time, were obtained for different throttle orifice diameters. It was established that the use of throttles with check valves of 3 mm diameter ensures reduction of dynamic loads by an average of 1.2 times compared to circuits with throttles without check valves of the same diameter, by 1.2-1.4 times compared to circuits without throttles during rotation and braking respectively, and by 1.3-1.55 times compared to circuits with a throttle connecting the cylinder chambers. Pressure peaks during braking decrease by 2-6 MPa in the pressure chamber and 1-2 MPa in the drain chamber. Column rotation time is reduced by 1.2-1.3 times compared to circuits with throttles without check valves, indicating increased mechanism speed performance. Check valves ensure free passage of working fluid during column acceleration and limit flow during braking, reducing pressure peaks. The research results allow for substantiated selection of hydraulic circuit configurations for slewing mechanisms to ensure optimal balance between speed performance and dynamic load levels on hydraulic drive elements..

Keywords: hydraulic drive, hydraulic cylinder, speed, load, manipulator.

Petrov Oleksandr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Machine-building technology and Automation, Vinnitsia National Technical University <https://orcid.org/0000-0002-0487-6240>, e-mail: petrovov@vntu.edu.ua

Kolomiets Viktor – postgraduate student of the Department of Machine-building technology and Automation, Vinnitsia National Technical University <https://orcid.org/0009-0007-1464-0534>.

Melnyk Serhii – postgraduate student of the Department of Machine-building technology and Automation, Vinnitsia National Technical University <https://orcid.org/0009-0007-3544-5295>.