

Гідропривод стріли (див. рис. 1) включає регульований насос 1 з регулятором подачі 2, регулятором тиску 3 та нерегульованим дроселем 4, пропорційний гідророзподільник 5, врівноважувальний клапан 6, гідроциліндр 7 та гідробак 8. Пропорційний гідророзподільник 5 містить золотник гідророзподільника 9 та кінцевий вимикач 10. Врівноважувальний клапан 6 містить основний золотник 11, сервозолотник 12, нерегульовані дроселі 13 та 14.

Холостий режим є енергозберігаючим за рахунок мінімальної подачі регульованого насоса 1 при мінімальному тиску p_n . Подача насоса 1 рівна незначним витокам через золотник гідророзподільника 9 в «нейтральному» положенні b , а тиск p_n при цьому буде визначеним регулятором подачі 2. Основний золотник 11 врівноважувального клапана 6 знаходиться закритим, а сервозолотник 12 – вимкнутим. В холостому режимі врівноважувальний клапан 6 працює як гідрозамок та забезпечує фіксація навантаженого виконавчого органу в потрібній позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна.

Гідропривод стріли з врівноважувальним клапаном 6 забезпечує піднімання виконавчого органу при зустрічному навантаженні та надійну фіксацію його в потрібній позиції на тривалий час. При цьому сервозолотник 12 вимкнута, а золотник гідророзподільника 9 знаходиться в положенні «піднімання» c . Регульований насос 1 подає робочу рідину згідно потреб гідроприводу визначених перепадом тиску на робочому вікні золотника гідророзподільника 9, а також його провідності. Величина подачі регульованого насоса 1 підтримується постійною за допомогою регулятора подачі 2. Тиск p_n робочої рідини пропорційний зведеному технологічному навантаженню T на гідроциліндрі 7 та налаштуванню пружини основного золотника 11. Нерегульований дросель 14 забезпечує плавне відкриття основного золотника 11.

При роботі гідроприводу з супутнім навантаженням рух штока гідроциліндра 7 співпадає з напрямком дії від зведеного технологічного навантаження T . Переключення золотника гідророзподільника 9 на положення «опускання» a забезпечить увімкнення сервозолотника 12. При цьому врівноважувальний клапан 6 виконуватиме функцію гальмівного клапана із змішаним типом керування [5]. Величина подачі робочої рідини, що поступає з насоса 1 до гідроциліндра 7, буде визначатися перепадом тиску $p_n - p_c$ на робочих вікнах золотника розподільника 9 та буде підтримуватися постійною за допомогою регулятора подачі 2. Швидкість руху штока гідроциліндра 7 буде залежати від зміни провідності робочого вікна золотника гідророзподільника 9 та не буде залежати від величини зведеного технологічного навантаження T . При цьому тиск p_c буде визначатися зусиллям пружини основного золотника 11 та складатиме величину до 3,0 МПа.

Робота гідроприводу стріли фронтального навантажувача в режимі перевантаження забезпечується за рахунок регулятора тиску 3. Він здійснює керування тиском та подачею від насоса 1, що забезпечує мінімальну подачу робочої рідини під максимально можливим граничним тиском p_n .

Розроблено розрахункові схеми та нелінійні математичні моделі гідроприводу при робочих режимах із зустрічним та супутнім навантаженнями [6]. Розв'язано нелінійні математичні моделі гідроприводу за допомогою MATLAB Simulink. Досягнуто зменшення похибки стабілізації швидкості руху виконавчого органу $\delta < 8\%$, $\delta^* < 3\%$, величини перерегулювання $\sigma < 35\%$, $\sigma^* < 50\%$, часу перехідного процесу $t_p < 0,5\text{с}$, $t_p^* < 0,4\text{с}$ при робочих режимах із зустрічним та супутнім навантаженнями, відповідно.

Експериментально визначено залежність витоків робочої рідини з камери гідродвигуна від тиску навантаження [7]. Максимальні витокі робочої рідини $\Delta Q_{max} = 0,53\text{мл/хв}$ через основний золотник 11 відповідають тиску $p_y = 5\text{МПа}$, а при перевезенні вантажів із більшою масою, витокі робочої рідини зменшуються до $0,1\text{мл/хв}$ за рахунок клапанної конструкції основного золотника 11 та самогерметизації. Витокі робочої рідини через сервозолотник 12 не зафіксовано.

Проаналізовано зменшення втрат потужності багаторежимного гідроприводу в порівнянні з гідроприводом стріли типової машини фронтального навантажувача, що має нерегульований насос та дросель із зворотнім клапаном. В холостому режимі та режимі перевантаження досягнуто зменшення втрат потужності приблизно до 10%. В робочому режимі із зустрічним навантаженням за рахунок регулювання швидкості руху виконавчого органу може бути досягнуто зменшення втрат потужності до 30%. В робочому режимі із супутнім навантаженням при заміні в гідроприводі дроселя із зворотнім клапаном на врівноважувальний клапан досягнуто зменшення втрат потужності приблизно до 35%.

В таблиці 1 наведено зменшення втрат потужності багаторежимного гідроприводу в порівнянні з гідроприводом стріли типової машини фронтального навантажувача, що має нерегульований насос та дросель із зворотнім клапаном. А також, наведено досягнуті показники в різних режимах роботи гідроприводу по підвищенню ступеня герметичності камери його гідродвигуна та по зменшенню похибки стабілізації швидкості руху виконавчого органу за рахунок встановлення врівноважувального клапана.

Таблиця 1

Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу

Режими роботи	Холостий режим	Робочий режим		Режим перевантаження
		Із зустрічним навантаженням	Із супутнім навантаженням	
Зменшення втрат потужності гідроприводу	$Q_n=Q_{min};$ $p_n=p_{min}.$ $\approx 10\%$	$Q_n < Q_{max};$ $p_n < p_{max}.$ $\approx 30\%$	$Q_n < Q_{max};$ $p_n > p_{min}.$ $\approx 35\%$	$Q_n=Q_{min};$ $p_n=p_{max}.$ $\approx 10\%$
Підвищення ступеня герметичності камери гідродвигуна	Досягнуто $\Delta Q_{max}=0,53\text{мл/хв}$	Не впливає	Не впливає	Досягнуто $\Delta Q_{max}=0,53\text{мл/хв}$
Зменшення похибки стабілізації швидкості руху виконавчого органу	Не впливає	Досягнуто $\delta < 8\%$	Досягнуто $\delta^* < 3\%$	Не впливає

Список літератури

1. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідросистемі мобільної робочої машини / Л.Г. Козлов, А.О. Товкач, А.В. Зінченко // Хмельницький: Вісник ХНУ, 2013. – № 4. – С. 53-61.
2. Губарев О. П. Багаторежимний гідропривод з випереджуючою стабілізацією температури рідини / О.П. Губарев, О.С. Ганпанцурова, В.Ю. Грішненко // Вісник Національного технічного університету ХП. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2017. – №. 22. – С. 15-22.
3. Polishchuk L. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. Polishchuk, O. Piontkevych // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 307–311.
4. Пionткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Пionткевич. – Вінниця : Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – №2. – С. 83 – 90.
5. Козлов Л. Г. Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів для гідросистем [Електронний ресурс] / Л.Г. Козлов, О.В. Пionткевич, С.І. Котик // Матеріали XLVI Науково-технічної конференції ВНТУ, Вінниця, 27-28 березня 2017 р. – Електрон. текст. дані. – 2017. – Режим доступу : <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2017/paper/view/2870/2143>.
6. Пionткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики [Текст] / О. В. Пionткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – № 2(4). – С. 68–76.
7. Пionткевич О. В. Визначення ступеня герметичності багатофункціонального гальмівного клапана [Текст] / О. В. Пionткевич, Л. Г. Козлов // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 118–119.