



УДК 631.171:636

АНАЛІЗ РОБІТ З ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДА РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Крилов В.В., к.т.н.,

Коломієць С.М., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-24-36, 42-05-70

Анотація – у роботі проаналізовано стан вивчення впливу динамічних процесів, що протікають у гідроприводі маніпулятора, на сталість руху грейферного захвату для оптимізації динамічних характеристик гідроприводу.

Ключові слова – динаміка, гідропривод, робочі органи, вантажопідійомні машини.

Постановка проблеми. В даний час сільськогосподарські машини і агрегати все більше оснащуються різним технологічним обладнанням, у якому для привода робочих органів використовуються гідравлічні об'ємні передачі. Серед вантажопідійомних машин найбільш широке застосування у сільськогосподарському виробництві знайшли гідроманіпулятори, головним елементом яких є грейфер з механізмом повороту відносно вертикальної осі.

Продуктивність сільськогосподарських гідроманіпуляторів істотно залежить від сталості руху грейферного захвату, на що, у свою чергу, чинять вплив характеристики динамічних процесів у гідроприводах. Тому, дослідження динамічних процесів у гідроприводах маніпуляторів, з метою оптимізації їхніх параметрів, сприятиме забезпеченню сталості руху грейферного захвату і є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Широко відомі наукові праці, присвячені створенню й впровадженню гідроманіпуляторів у лісозаготівельну промисловість, виконані професорами Таубером Б.А., Орловим С.Ф., Аляб'євим В.І., Воєводою Д.К., Кочегаровим В.Т. У цих роботах освітлені фундаментальні питання кінематики й динаміки переміщення круглих лісоматеріалів гідроманіпуляторами.

Рух грейферних захватів сільськогосподарських гідроманіпуляторів, зокрема, вплив динамічних характеристик

гідроприводів на сталість їхнього руху, вивчений і освітлений у літературних джерелах недостатньо.

Формулювання цілей статті. Шляхом теоретичного дослідження наукових розробок з динаміки гідропривода робочих органів вантажопідйомних машин надати залежності для оптимізації параметрів гідропривода маніпуляторів, з урахуванням розвертаємих мас, що сприятиме забезпеченню сталості руху грейферного захвату.

Основна частина. Розглянемо дослідження ряду авторів, які торкаються проблеми динамічного навантаження елементів гідропривода вантажопідйомних машин.

У роботі Б.Т. Беседіна [1] досліджуються динамічні процеси в гідравлічному циліндрі підйому стріли навантажувача при її гальмуванні під час опускання робочого органа з вантажем. При дослідженні автор робить наступні основні допущення:

- сили тертя в шарнірах конструкції досить малі;
- сили інерції робочої рідини в гідроприводі не враховуються;
- вікна золотника при гальмуванні перекриваються миттєво;
- піддатливість конструкції стріли незначна в порівнянні з піддатливістю гідропривода;
- стріла і її гідроциліндр установлені на абсолютно твердій основі.

У результаті дослідження автор одержав вираз для визначення максимального значення тиску в гідроциліндрі стріли при гальмуванні під час опускання робочого органа.

Аналізу динаміки механізму повороту стріли гідроманіпулятора трелювального трактора присвячена робота Германовича П.Є [2]. У даній роботі системою диференціальних рівнянь описується процес повороту гідроманіпулятором дерева, захопленого й піднятого за один кінець. Розрахункова схема системи «механізм повороту-вантаж (дерево)» представлена дискретними масами, з'єднаними пружно-демпфіруючими зв'язками. Параметри обертового руху замінені параметрами прямолінійного руху.

Використовуючи метод Лагранжа другого роду, автор одержав систему диференціальних рівнянь, що характеризують рух системи «механізм повороту-вантаж (дерево)»

$$\begin{cases} m_1 x_1'' + c_{12}(x_1 - x_2) + K_g \cdot x_1' = (P_1 S_1 - P_2 S_2) - F_{mp}, \\ m_2 x_2'' + c_{12}(x_1 - x_2) + c_{23}(x_2 - x_3) + K_{23}(x_2' - x_3') = 0, \\ m_3 x_3'' + c_{23}(x_2 - x_3) - K_{23}(x_2' - x_3') = -R, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 - маса поршня й приведена маса рідини;

m_2 - приведена маса стріли, рукояті й піднятої частини дерева;

m_3 - маса переміщуваної по землі частини дерева;

x_1, x_2, x_3 - узагальнені координати центрів приведених мас;
 c_{12}, c_{23} - відповідно, коефіцієнти жорсткості стріли з рукояттю й
 дерева;

K_p, K_{23} - коефіцієнт в'язкого тертя й коефіцієнт демпфірування
 дерева;

P_1, P_2, S_1, S_2 - відповідно, тиск рідини в поршневій і штоковій
 порожнинах і ефективні площі поршневої й штокової порожнин;

F_{mp} - сила сухого тертя;

R - сила опору пересуванню частини дерева по землі.

Для встановлення зв'язку між швидкістю переміщення поршня і
 витратою насоса автор користується залежністю

$$Q_H = S_1 \frac{dx_1}{dt} + \frac{V_0}{E} \cdot \frac{dP_1}{dt}, \quad (2)$$

де Q_H - витрата насоса;

$S_1 \frac{dx_1}{dt}$ - обсяг, обумовлений переміщенням поршня;

$\frac{V_0}{E} \cdot \frac{dP_1}{dt}$ - обсяг, викликаний деформацією рідини й магістралей

гідросистеми.

Дослідження системи рівнянь (1) дозволило авторів визначити вплив основних параметрів гідросистеми й параметрів дерева на навантаження в гідроприводі механізму повороту гідроманіпулятора.

У дослідженні Єрмольєва В.П. встановлено, що гідравлічні циліндри привода стріли маніпулятора в динамічних режимах у результаті деформації робочої рідини, матеріалу гільз і трубопроводів здобувають властивості своєрідних пружин з характеристиками, досить близькими до лінійних. У результаті досліджень розроблена методика оцінки впливу гідроприводу на пружні характеристики механізму. Встановлено, що гідропривод є основним чинником, що визначає величину коефіцієнтів піддатливості системи.

У процесі виконання динамічних розрахунків з використанням еквівалентних схем крім пружних властивостей гідроприводу необхідно враховувати особливості з'єднання силових циліндрів з елементами стріли гідроманіпулятора, а також змінність параметрів поперечних перерізів стріли й рукояті гідроманіпулятора. У результаті теоретичних досліджень було встановлено, що основним видом коливань у конструкції гідроманіпулятора є вільні, періодичні з характеристиками, близькими до лінійних. Змушені коливання мають місце в режимах пуску й прикладення ударних зовнішніх навантажень.

У роботі Мушта В.Ф. [3] визначаються сили, що діють на шасі тягача сідельного лісовозного автопоїзда, обладнаного навантажувальним пристроєм гідроманіпуляторного типу. Розроблена методика дозволяє в загальному виді вирішити завдання визначення статичних навантажень на аутригери, раму й колеса тягача від роботи гідроманіпулятора при обпиранні на шість пружних опор.

Визначено, що найбільші динамічні навантаження на шасі тягача виникають при гальмуванні вантажу над поздовжньою віссю тягача.

Виконані дослідження динамічного впливу гідроманіпулятора на шасі тягача сідельного лісовозного автопоїзда дозволяють зробити наступні висновки:

1. Пружна система «тягач-гідроманіпулятор» залежить від коливань вантажу.

2. Зміни мас вантажу і шасі, жорсткостей гідроманіпулятора і опори тягача, а також вильоту гідроманіпулятора і бази тягача у межах аналізованих значень не викликають небезпеки виникнення резонансу коливань мас вантажу й тягача.

3. Динамічні навантаження на шасі тягача зростають в основному при збільшенні швидкості переміщення вантажу, вильоту гідроманіпулятора і маси стріли з вантажем.

Найбільш повно механізми повороту стріли гідроманіпулятора досліджені в роботі Алферєєва Н.І [4].

У теоретичному дослідженні розглядається двомасова приведена схема при розгоні й гальмуванні. Прийнято наступні припущення:

- масою поршня й робочої рідини гідроциліндра механізму повороту нехтуємо;
- статичний опір повороту гідроманіпулятора сталий;
- опір від вітру (аеродинамічний) і ухилу не враховуємо.

З урахуванням припущень складені диференціальні рівняння руху системи.

$$\begin{cases} (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{12} = Pfr, \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot c_{23} - (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{12} = -M_c, \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot c_{23}, \end{cases} \quad (3)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - відповідно, кути повороту приведених мас;

I_2 - момент інерції;

I_3 - приведений момент інерції вантажу й вантажозахватного органа;

c_{12}, c_{23} - відповідно, жорсткості;

M_c - приведений момент статичних опорів;
 P, f - тиск і площа поршня рейкового механізму повороту гідроманіпулятора;
 r - плече прикладення сили.

У результаті рішення системи диференціальних рівнянь (3) отримані вирази для визначення навантажень на елементи механізму повороту в період несталого руху.

Автор відзначає, що для зниження динамічних навантажень і усунення розгойдування поворотної платформи доцільно ввести в конструкцію механізму повороту гальмовий пристрій, який би дозволив розвантажити гідропривод і сам механізм повороту.

На підставі результатів досліджень проведена оцінка ступеня впливу умов переносу й параметрів вантажу на зміну навантаження в перехідних режимах повороту маніпулятора.

Найбільший вплив на навантаження має швидкість повороту маніпулятора. При збільшенні швидкості в півтора рази навантаження при гальмуванні маніпулятора зростає на 25%, у той час як збільшення маси вантажу в три рази приводить до зростання навантаження для маніпулятора, з жорстко підвішеним захватом, тільки на 10%, а для маніпулятора з шарнірно-підвішеним захватом на 4%.

Аналіз результатів розрахунків показав, що навантаження на маніпулятор у перехідних режимах повороту є результатом накладення двох явно виражених гармонійних загасаючих коливань із різними частотами.

Питанням динамічного навантаження кранового гідропривода у періоди пуску і гальмування присвячена робота Є.Ф. Чекулаєва [5]. Досліджувався механізм пересування крана, що має об'ємний високомоментний гідропривод. Механізм пересування крана при теоретичному дослідженні був представлений у вигляді двох моментів інерції мас, з'єднаних пружною ланкою.

Вираз максимального крутного моменту у пружній ланці, без врахування загасання коливань, має вид:

при розгоні

$$M_{max} = M_c + \frac{2 \cdot M_n \cdot I_2}{I_1 + I_2} + \Delta M_y, \quad (4)$$

при гальмуванні

$$M_{max} = \frac{2M_c \cdot I_1}{I_1 + I_2} - \frac{2M_n \cdot I_2}{I_1 + I_2} - \Delta M_y, \quad (5)$$

де M_c і M_n - статичний і надлишковий крутні моменти на валі гідродвигуна;

ΔM_y - крутний момент на валі гідродвигуна, викликаний гідравлічним ударом;

M_z - гальмовий крутний момент гідродвигуна;

I_1 - приведений до вала гідродвигуна момент інерції ротора гідродвигуна, робочої рідини й золотника запобіжного клапана;

I_2 - приведений до вала гідродвигуна момент інерції маси крана.

У процесі пуску гідропривода знімалася статична зовнішня механічна характеристика для визначення значення статичного й надлишкового моментів, а також швидкості обертання вала гідродвигуна, що відповідають різним етапам процесу пуску.

З досліджень, присвячених механізмам повороту гнучким зв'язком, відома робота Е.А. Хачикяна, у якій автор пропонує формули для розрахунку тривалості операції повороту робочого устаткування екскаватора; рекомендується установка в гідроприводі механізму повороту запобіжних клапанів з метою обмеження динамічних навантажень.

У дослідженні В.М. Шабанова [6] виконаний аналіз факторів, що діють на гідропривод сільськогосподарських машин у процесі розгону робочих органів. Визначено залежність внутрішнього обсягу V двоопліткових гнучких шлангів від тиску P

$$\frac{dV}{dt} = K_0 \cdot \frac{dP}{dt}, \quad (6)$$

де K_0 - коефіцієнт пропорціональності.

У процесі розгону частина рідини, що надходить від насоса, проходить через гідромотор, а частина витрачається на заповнення додаткового обсягу V , що утворився в результаті деформації мастилопроводів при наростанні тиску.

У роботі визначений коливальний закон зміни тиску нагнітання. Доведено, що коливання системи є загасаючими, і тим більше, чим більше витоків й менша пружність гідросистеми.

Динамічна сталість гідропривода механізму повороту стріли буртоукладальної машини розглядається в роботі [7]. На основі рівняння нерозривності потоку рідини в силовій магістралі гідросистеми й рівнянь моментів на валі гідромотора (МНШ-46) складена система диференціальних рівнянь, що описують рух системи. Сталість руху системи, із урахуванням перетворень за Лапласом, оцінювалася відповідно до критерія Гурвіна.

У результаті дослідження зроблені висновки, що коефіцієнт, який залежить від витоків, і коефіцієнт сухого тертя в гідромоторі на сталість системи не впливають.

Найбільш істотний вплив на сталість мають параметри - коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі й вузлі кріплення стріли, коефіцієнт піддатливості нагнітального трубопроводу, обсяг порожнин трубопроводів, що знаходяться під тиском.

Рахманін Г.А. у роботі [8] дав класифікацію навантажувально-штабелювальних маніпуляторів за наступними ознаками:

- за числом і способом зчленування рухомих елементів головного кінематичного ланцюга;
- за типом привода стріли;
- за типом привода рукояті й проміжних елементів;
- за типом механізму повороту гідроманіпулятора;
- за типом вантажозахватного органа.

Дану класифікацію навантажувально-штабелювальних маніпуляторів не можна вважати закінченою, тому що в ній не знайшли відбиття тип і вид підвісу вантажозахватного органа до робочого устаткування маніпулятора; не згадуються механізми повороту вантажозахватного органа, які широко поширені на закордонних і вітчизняних навантажувачах-штабелерах маніпуляторного типу. У роботі Рахманіна Г.А. досить широко освітлене питання зони дії й кінематичних параметрів шарнірно-з'єданого маніпулятора, але не порушені питання кінематики й динаміки механізму повороту вантажозахватного органа, що є складовою частиною гідроманіпулятора й має істотний вплив на технологічні можливості навантажувача-штабелера.

У результаті теоретичного дослідження динаміки навантажувально-штабелювальних маніпуляторів визначено, що навантаження на конструкцію й тиск у гідроприводі під час перехідних процесів змінюються за законом вільно-загасаючих коливань відносно статичних значень навантаження й тиску.

Висновки. Наведені в розглянутих наукових розробках залежності можна використовувати для оптимізації параметрів існуючих та розробляємих гідроприводів маніпуляторів, а також при подальшому вивченні динаміки гідроприводів маніпуляторів сільськогосподарського призначення.

Література

1. *Беседин Б.Т.* Определение максимальной нагрузки в гидравлическом исполнительном двигателе при торможении стрелы погрузчика / Б.Т. Беседин.- К.: Техника, 1967.
2. *Германович П.Е.* Уравнения динамики механизма поворота гидроманипулятора трелевочного трактора / П.Е. Германович.- М., 1977.- С. 249-252.

3. *Мушта В.Ф.* Исследование силового влияния навесного погрузочного устройства гидроманипуляторного типа на шасси тягача автопоезда: дис...канд. техн. наук: 05.01.01 /В.Ф. Мушта.- Краснодар, 1971.- 225 с.
4. *Алферьев Н.И.* Исследование процесса переноса круглых лесоматериалов и хлыстов гидроманипуляторами на лесных складах: дис...канд. техн. наук / Н.И. Алферьев.- М., 1979.- 190 с.
5. *Чекулаев Е.Ф.* Динамические нагрузки при торможении механизма передвижения крана с гидростатическим приводом / Е.Ф. Чекулаев.- М.: НИИ Информтяжмаш, 1967.
6. *Шабанов В.М.* Разгон рабочих органов сельскохозяйственных машин, приводимых в движение гидроприводом от трактора / В.М. Шабанов // Тракторы и сельхозмашины.- 1954, № 10.
7. *Серета Л.П.* Динамическая устойчивость гидропривода: сборник научных трудов. Вып. 15: Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Л.П. Серета, В.А. Дусанюк, Ж. П. Дусанюк.- К.: Техника, 1979.- С. 30-32.
8. *Рахманин Г. А.* Исследование кинематики и динамики навесных шарнирно-соединенных устройств для погрузки и штабелирования лесоматериалов: дис... канд. техн. наук / Г. А. Рахманин.- М., 1969.- 223 с.

АНАЛИЗ РАБОТ ПО ДИНАМИКЕ ГИДРОПРИВОДА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Крылов В.В, Коломиец С.М.

Аннотация

В работе проанализировано состояние изучения влияния динамических процессов, которые происходят в гидроприводе манипулятора, на устойчивость движения грейферного захвата для оптимизации динамических характеристик гидропривода.

ANALYSIS STATE OF DYNAMICS OF HYDROPRIVOD'S MANIPULATOR OF THE PRODUCED MACHINES

V. Krylov, S. Kolomiyets

Summary

The state of study of influence of dynamic processes which take place in hydroprived of manipulator is in-process analysed, on stability of motion of grapple-tong for optimization of dynamic descriptions of hydroprived.