

УДК 631.356.174.02.001

## ДИНАМІКА ПРИВОДУ ПІДЙОМУ ДВОХСЕКЦІЙНОГО ВИВАНТАЖУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

Калінін Є.І., к.т.н., доц., Поляшенко С.О., к.т.н., доц.,  
Єсіпов О.В., к.т.н., доц.

*(Харківський національний технічний університет  
сільського господарства ім. П.Василенка)*

*Отримані рівняння гідроприводу вивантажувального транспортера коренезбиральної машини, що описують динаміку процесу підйому секцій у вертикальній площині. Рівняння дозволяють визначити раціональні параметри елементів гідравлічної системи гідроприводу секцій вивантажувального транспортера.*

**Вступ.** Вивантажувальний транспортер коренезбиральної машини, будучи одним з робочих органів, розташований асиметрично по відношенню до осей машини. У зв'язку з цим, при її русі по нерівностях поля виникають коливання, що впливають на розташування транспортера у вертикальній площині щодо опорної поверхні поля. Переміщення секцій вивантажувального транспортера за допомогою керівних гідроциліндрів, в свою чергу може викликати коливання машини в поперечно-вертикальній площині. Такі коливання мають негативний вплив на керованість і стійкість коренезбиральної машини. При високих швидкостях підйому та опускання секцій транспортера можливе перекидання машини. На швидкості підйому і опускання секцій транспортера впливає тиск робочої рідини в системі.

**Постановка завдання.** Метою дослідження є аналіз динаміки підйому і опускання секцій транспортера самохідної коренезбиральної машини за допомогою виконавчих гідроциліндрів секцій транспортера і встановлення при цьому ступеня впливу конструктивних параметрів елементів гідравлічної схеми системи гідроприводу на динаміку руху секцій вивантажувального транспортера.

**Виклад основного матеріалу.** Для цього побудуємо розрахункову схему переміщення секцій транспортера коренезбиральної машини у вертикальній площині (рис. 1) [1 – 12].

Розглянемо динаміку приводу підйому секцій транспортера, виходячи з розрахункової схеми.

У динамічному режимі розглянута схема може бути описана наступним рівнянням балансу витрат:

$$Q_n = Q_{\text{тн}} \eta_{\text{об.н}} = Q'_{\text{зол}} + g'_{\text{ум}} = Q_1 + Q'_1, \quad (1)$$

де  $Q_n$  – дійсна продуктивність насоса;

$Q_{\text{тн}}$  – теоретична продуктивність насоса;

$\eta_{\text{об.н}}$  – об'ємний ККД насоса;

$Q'_{\text{зол}}$  – витрата через золотник;

$g'_{\text{ум}}$  – витіки в золотнику;

$Q_1, Q'_1$  – витрата, що надходить до гідроциліндрів в їх поршневі порожнини.

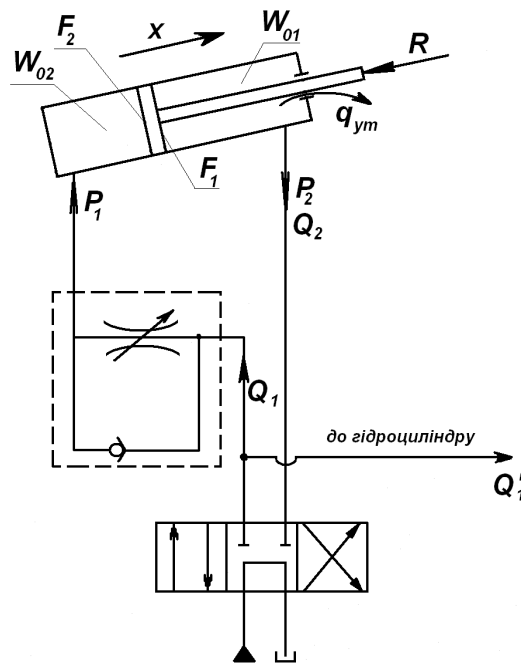


Рисунок 1 – Розрахункова схема підйому секцій транспортера

В той же час:

$$Q_{\text{зол}} = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_n - p_1)}, \quad (2)$$

$$g'_{\text{ум}} = \frac{\pi d_3 \delta^3}{12 \nu l \rho} (p_n - p_1), \quad (3)$$

де  $\mu_3$  – коефіцієнт витрати золотника;

$d_3$  – діаметр золотника;

$x_3$  – величина дрослюючої щілини золотника;

$\gamma$  – питома вага робочої рідини;

$p_n$  – тиск налаштування запобіжного клапана;

$p_1$  – тиск в поршневий порожнини гідроциліндра;

- $\delta$  – зазор між золотником і втулкою золотника;  
 $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини  
 $\rho$  – густина робочої рідини;  
 $l$  – довжина буртиків золотника.

Витрата, що надходить в поршневу порожнину гідроциліндра

$$Q_1 = F_2 \nu + \frac{W_2}{E} \dot{p}_1, \quad (4)$$

де  $F_2$  – активна площа поршня;

$\nu$  – швидкість переміщення поршня;

$W_2$  – об'єм рідини в лінії нагнітача;

$E$  – модуль об'ємної пружності робочої рідини (в більш загальному випадку необхідно розглядати наведений модуль об'ємної пружності робочої рідини, що залежить від податливості стінок шлангів, залежності цієї величини від тиску і газовмісту в рідині).

Можна казати про те, що  $W_2 = W_{02} + F_2 x$  – поточне значення об'єму робочої рідини в порожнині нагнітача з урахуванням переміщення поршня ( $W_{02}$  – початковий об'єм рідини в поршневій порожнині гідроциліндра;  $x$  – поточна координата переміщення поршня).

Величина  $\frac{W_2}{E} \dot{p}_1$  враховує витрату на стиск робочої рідини в поршневій порожнині гідроциліндра.

Витрата з штокової порожнини гідроциліндра:

$$Q_2 = F_1 \nu - \frac{W_1}{E} \dot{p}_2 - q_{ym}, \quad (5)$$

де  $F_1$  – активна площа поршня в штоковій порожнині;

$W_1 = W_{01} - F_1 x$  – об'єм рідини в зливній порожнині гідроциліндра;

$W_{01}$  – початковий обсяг рідини в зливній порожнині;

$\frac{W_1}{E} \dot{p}_2$  – витрата, обумовлена стискаємністю робочої рідини;

$p_2$  – тиск в штоковій порожнині гідроциліндра;

$q_{ym}$  – витік через ущільнення штока.

У той же час витрата з штокової порожнини гідроциліндра дорівнює витраті через золотник:

$$Q_2 = Q''_{зол} = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2}. \quad (6)$$

Прийmemo, що витіки в розподільнику складають  $\approx 1\%$  від витрати, що надходить в гідроциліндр, тому в подальшому цією величиною нехтуємо.

Вважаючи, що обом гідроциліндрам секцій транспортера надходять рівні витрати, маємо:

$$Q_1 = \frac{Q'_{зол}}{2} \quad (7)$$

Рівняння динамічної рівноваги для поршня гідроциліндра

$$P_1 F_2 - P_2 F_1 - R_{mp} - R(x) = M(x) \ddot{x}, \quad (8)$$

де  $R_{mp}$  – сила тертя в ущільненнях гідроциліндра;

$R(x)$  – осьова складова сили опору, обумовлена вагою секцій транспортера;

$M(x)$  – приведена до поршня гідроциліндра маса навантаження.

Величини  $R(x)$  и  $M(x)$  є змінними в процесі підйому секцій транспортера.

Зниження тягового зусилля через тертя в ущільненнях гідроциліндра надалі врахуємо введенням механічного ККД гідроциліндра, який можна приймати рівним 0,8...0,95.

Наведені рівняння складені для випадку, коли система гідроприводу працює за умови  $P_n = const$ , тобто в діапазоні налаштування запобіжного клапана. В цьому випадку до розглянутих рівнянь необхідно додати рівняння витрат через клапан і рівняння динамічної рівноваги запірнього органу клапана.

Виходячи з забезпечення максимальної швидкодії, система гідроприводу секцій транспортера працює в діапазоні тисків, менших, ніж тиск настройки переливного клапана, тому вихідна система рівнянь буде виглядати наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q_{mn} \eta_{об.н} / 2; \\ Q_1 &= F_2 v + \frac{W_2}{E} \dot{p}_1; \\ Q_2 &= Q_{зол} = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2}; \\ Q_2 &= F_1 v - \frac{W_1}{E} \dot{p}_2 - q_{ym}; \\ (P_1 F_2 - P_2 F_1) \eta_{мех.цп} - R(x) &= M(x) \ddot{x} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Рішення цих рівнянь здійснюється чисельним методом Рунге-Кутта з використанням системи аналітичного розв'язку Maple.

Для зниження порядку системи до першого вводиться  $\frac{\partial x}{\partial t} = v$ .

Таким чином, маємо вихідну систему рівнянь в нормальній формі Коші:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_1 &= Q_{m.n.} \eta_{об.н} / 2; \\
 Q_2 &= \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} p_2; \\
 \frac{\partial p_1}{\partial t} &= (Q - F_2 v) \frac{E}{W_{o2} + F_2 x}; \\
 \frac{\partial p_2}{\partial t} &= (F_1 v - Q_2 \eta_{об.зц}) \frac{E}{W_{o1} - F_1 x}; \\
 \frac{\partial x}{\partial t} &= v \\
 \frac{\partial v}{\partial t} &= [(P_1 F_2 - P_2 F_1) \eta_{мех.зц} - R(x)] / M(x)
 \end{aligned} \right\} (10)$$

Рішення отриманих рівнянь здійснюється чисельним методом Рунге-Кутта з використанням системи аналітичного розв'язку Maple.

За результатами обчислень побудовані графіки зміни тиску в напірних і зливних магістралях гідросистеми, переміщення штока гідроциліндра, швидкості підйому і опускання секцій транспортера за часом – рис. 2. З залежностей видно, що в початковий момент руху секції тиск в напірній магістралі гідроциліндра стрімко збільшується до значень 7...8,3 МПа. Тиск в зливній магістралі також підвищується і досягає величини 0,25...0,32 МПа. По закінченню перехідного процесу тиск в напірних і зливних магістралях встановлюється постійним. Переміщення штока гідроциліндрів і швидкість руху секцій транспортера на початку руху змінюються незначно, коли закінчується перехідний процес – змінюються лінійно. Аналіз залежностей також показує, що даний перехідний процес стійкий за часом з загасанням в межах 0,2 секунди.

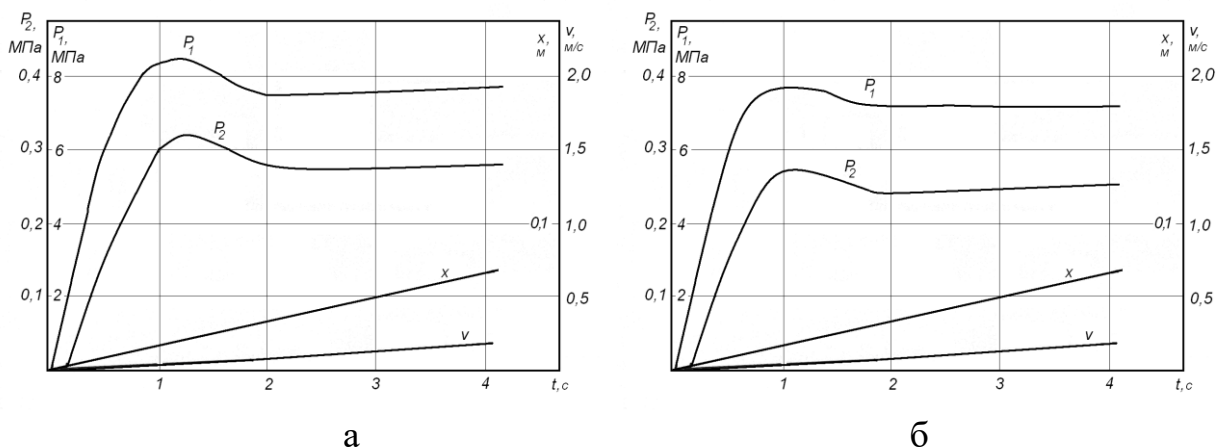


Рисунок 2 – Залежність тиску в напірних  $P_1$  і зливних  $P_2$  магістралях, переміщення штока  $x$  гідроциліндра, швидкості руху секцій транспортера  $v$  від часу під час підйому головної (а) та кінцевої (б) секції транспортера.

**Список літератури:**

1. Борошок Л.А. Гидравлические элементы в системах автоматики сельскохозяйственных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1969. – 164с.
2. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. Г. Рихтор, Дж.Л. Шерер / Под ред. Дис. Блекборн. Перевод с англ. – М.: Иностранная литература, 1962. – 614 с.
3. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. Немировский И.А., Маркин В.Д., Серета Л.П. и др. / Под ред. Немировского И.А. – М.: Техника, 1979. – 139с.
4. Гидравлический следящий привод. Гамынин Н.С., Каменир Я.А., Коробочкин Б.Л. и др. / Под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564с.
5. Абрамов Е.И. и др. Элементы гидропривода. – К.: Техніка, 1977. - 320с.
6. Объёмные гидравлические приводы. Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В., Хаймович Е.М. – М.: Машиностроение, 1960. – 628с.
7. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 147с.
8. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320с.
9. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели систем. – М.: Машиностроение, 1974. – 606с.
10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение. 1987. – 424 с.
11. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2016. – № 4. – С. 218-226.

**Аннотация****Динамика привода подъема двухсекционного выгрузочного транспортера**

Калинин Е.И., Поляшенко С.А., Есипов А.В.

*Полученные уравнения гидропривода выгрузочного транспортера корнеуборочной машины, описывающие динамику процесса подъема секций в вертикальной плоскости.*

**Abstract****Dynamic drive lowering two-piece discharge conveyor**

Y. Kalinin, S. Polyashenko, A. Esipov

*These equations hydrodrive unloading conveyor machines, sections describe the dynamics of the process of lowering in the vertical plane.*