

УДК 631.356.174.02.001

ДИНАМІКА ПРИВОДУ ОПУСКАННЯ 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. Петра Василенка)

Отримані рівняння гідроприводу вивантажувального транспортера коренезбиральної машини, що описують динаміку процесу опускання 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 [1-12]. Розглянемо динаміку приводу опускання секцій транспортера, виходячи з розрахункової схеми (рис. 1).

У динамічному режимі розглянута схема може бути описана наступними рівняннями:

$$Q_1 = Q_{\text{тн}} \cdot \eta_{\text{об.н}} / 2 \cdot \eta_{\text{об.ц}}, \quad (1)$$

де Q_1 – витрата, що надходить в штокову порожнину гідроциліндра;

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

$\eta_{об.н.}$ – об'ємний ККД насоса;

$\eta_{об.гц}$ – об'ємний ККД гідроциліндра, що враховує втрати через ущільнення штока гідроциліндра.

Витрата, що надходить в штокову порожнину гідроциліндра

$$Q_1 = F_1 v + \frac{W_1}{E} \dot{p}_1, \quad (2)$$

де F_1 – активна площа поршня;

v – швидкість переміщення поршня;

W_1 – об'єм рідини в зливний лінії;

E – модуль об'ємної пружності робочої рідини;

\dot{p}_1 – швидкість зміни тиску в штоковій порожнині гідроциліндра.

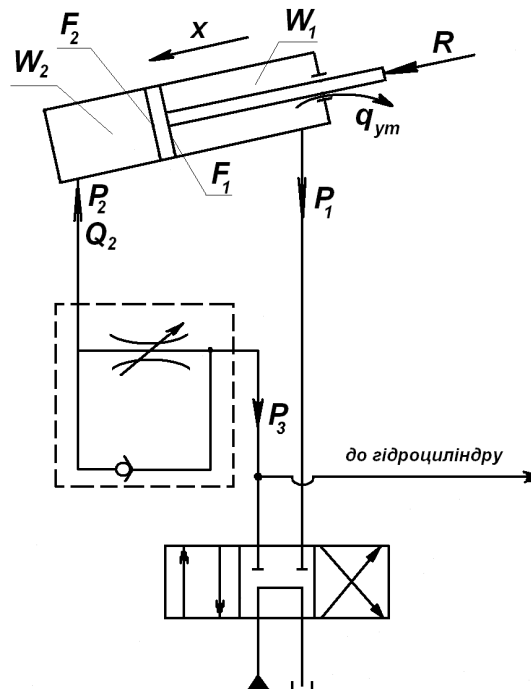


Рисунок 1 – Розрахункова схема опускання секції транспортера

Витрата, що надходить з поршневої порожнини гідроциліндра

$$Q_2 = F_2 v - \frac{W_2}{E} \dot{p}_2, \quad (3)$$

де W_2 – обсяг рідини в напірній лінії.

У той же час, при опусканні секцій транспортера відбувається дроселювання потоку рідини через дросель. Витрата через дросель:

$$Q_{op} = \mu_{op} f_{op} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_2 - p_3)} \quad (4)$$

дорівнює витраті через золотник розподільника:

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_3}, \quad (5)$$

де μ_{dp} – коефіцієнт витрати дроселя;

f_{dp} – площа дроселюючої щілини дроселя;

p_3 – тиск після дроселя (перед розподільником).

Прирівнюючи праві частини виразів (4) і (5) і підносячи їх в квадрати, отримуємо:

$$p_3 = \frac{\mu_{dp}^2 f_{dp}^2}{(\mu_{dp} f_{dp})^2 + (\mu_3 \pi d_3 x_3)^2} p_2. \quad (6)$$

Позначимо:

$$A_2 = \frac{\mu_{dp}^2 f_{dp}^2}{(\mu_{dp} f_{dp})^2 + (\mu_3 \pi d_3 x_3)^2}; \quad (7)$$

$$p_3 = A_2 p_2. \quad (8)$$

Тоді:

$$Q_2 = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2 (1 - A_2)} = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} A_3 p_2}, \quad (9)$$

де

$$A_3 = 1 - A_2. \quad (10)$$

Рівняння динамічної рівноваги поршня гідроциліндра:

$$(p_1 F_1 - p_2 F_2) \eta_{мех.зч.} + R(x) = M(x) \ddot{x}. \quad (11)$$

Тут осьова складова зовнішнього навантаження сприяє опусканню секцій транспортера.

Вихідна система рівнянь буде виглядати наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q_{тн} + \eta_{об.н} / 2 \cdot \eta_{об.зч} \\ Q_1 &= F_1 v + \frac{W_1}{E} \dot{p}_1 \\ Q_2 &= \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} A_3 p_2} \\ Q_2 &= F_2 v - \frac{W_2}{E} \dot{p}_2 \\ (p_1 F_1 - p_2 F_2) \eta_{мех.зч.} + R(x) &= M(x) \ddot{x} \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

Ця ж система, записана у формі Коші:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_1 &= Q_{\text{тн}} \cdot \eta_{\text{об.н}} / 2 \cdot \eta_{\text{об.цп}} \\
 Q_2 &= \mu_{\text{оп}} f_{\text{оп}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} A_3 p_2 \\
 \frac{\partial p_1}{\partial t} &= (Q_1 - F_1 v) \frac{E}{W_{o1} + F_1 x} \\
 \frac{\partial p_2}{\partial t} &= (F_2 v - Q_2) \frac{E}{W_{o2} - F_2 x} \\
 \frac{\partial x}{\partial t} &= v \\
 \frac{\partial v}{\partial t} &= [(p_1 F_1 - p_2 F_2) \eta_{\text{мех.цп}} + R(x)] / M(x)
 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Система рівнянь (13) являє собою розрахункову математичну модель опускання секцій транспортера в вертикальній площині.

Для чисельного розв'язання отриманих систем рівнянь необхідно задати параметри гідросистеми. Для цього були визначені числові значення конструктивних і силових параметрів гідросистеми самохідної коренезбиральної машини. Деякі з них були визначені по каталогам, робочим кресленням машини, інші – експериментально, а треті розраховані на підставі теоретичних передумов.

Розв'язок отриманих рівнянь здійснюється чисельним методом Рунге-Кутта з використанням математичного пакету аналітичного розв'язку Maple.

Програми враховують змінність навантаження під час ходу штока гідроциліндра, стисливість робочої рідини, витоки в насосі, витоки в гідроциліндрі, тертя в ущільненнях гідроциліндра, геометричні параметри підвідних і відвідних трубопроводів і шлангів (діаметри, довжини), газоміст в робочій рідині і пружність (податливість) стінок шлангів.

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 гідроциліндру і швидкість руху секцій транспортера на початку руху змінюються незначно, коли закінчується перехідний процес – змінюються лінійно. Окрім того, аналіз залежностей показує, що даний перехідний процес стійкий за часом з згасанням в межах 0,2 секунди.

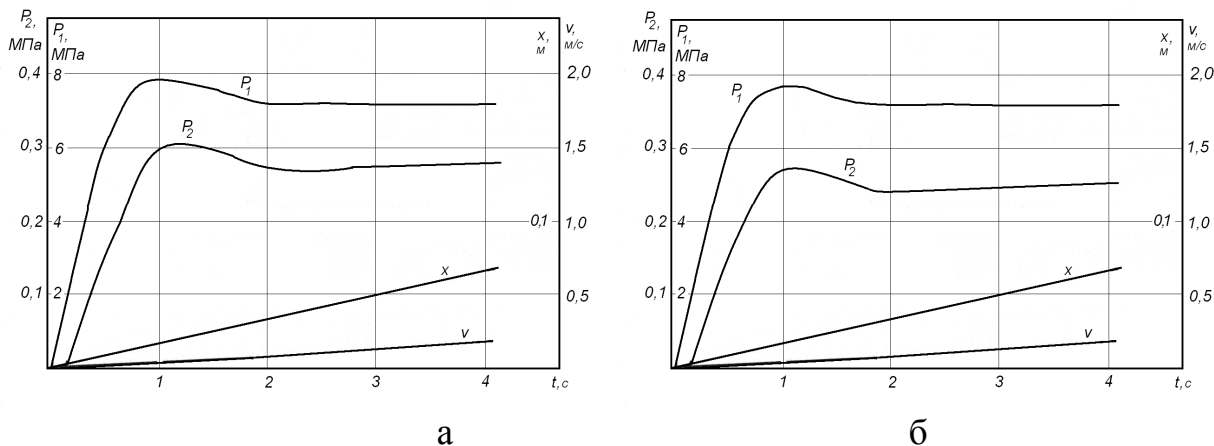


Рисунок 2 – Залежність тиску в напірних P_1 і зливних P_2 магістралях, переміщення штока x гідроциліндра, швидкості руху секцій транспортера v за часом під час опускання головної секції транспортера (а) або кінцевої секції транспортера (б)

Список використаних джерел

1. Борошок Л.А. Гидравлические элементы в системах автоматизации 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., Серода 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. Объемные 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. Объемные 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. Лебедєв, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2016. – № 4. – С. 218-226.

Аннотація

Динамика привода опускания двухсекционного выгрузочного транспортера

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

Полученные уравнения гидропривода выгрузного транспортера коренезбиральной машины, описывающие динамику процесса опускания секций в вертикальной плоскости. Уравнения позволяют определить рациональные параметры элементов гидравлической системы гидропривода секций выгрузного транспортера

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. The equations can determine rational parameters of the hydraulic system of the hydraulic drive section unloading conveyor