

2005. - №7. – С. 31-35. **10.** Промышленные печи и высокотемпературные реакторы [Текст]: сб. тр. конф. (2006) / Спб «Руда и металлы», 2006. – с. 73-75. **11.** Ильяшенко Н.И. Исследование аэродинамических характеристик шахтных известковых печей с принудительным отводом газа через керн. [Текст] / Н.И. Ильяшенко, В.Е. Фильшин // Реж. Журнал Механика. – 1976. №1. – 168 с. **12.** Исследование процесса обжига известняка в шахтных печах с газообразным топливом [Текст]: труды НИОХИМ. Харьков, 1981. Т. 56. – С. 64-76. **13.** Тепловая работа шахтных известе-обжигательных печей [Текст]: автореф. дис. ...д-ра техн. наук : 273 / Н.П. Табунщиков; [институт стали и сплавов]. М., 1971. – 65 с. **14.** Дорофеенко С.О. Численное моделирование движения сыпучего материала в реакторе шахтного типа [Текст] / С.О. Дорофеенко // Теоретические основы химической технологии. – 2007. – Т. 41, № 2. – С. 205-212. **15.** С.О. Дорофеенко. Численное моделирование течения бидисперсного сыпучего материала в реакторе шахтного типа [Текст] / С.О. Дорофеенко // Теоретические основы химической технологии. – 2007. – Т. 41, № 6. – С. 625-629. **16.** Шапоров П.В. О возможности обогащения известняков класса 40-150 мм с использованием фотоэлектронного сепаратора [Текст] / П.В. Шапоров, В.Ф. Райко, В.В. Себко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2010. – № 16. – С. 139-153. **17.** Исламов М.Ш. Проектирование и эксплуатация промышленных печей [Текст]: учеб./ М.Ш. Исламов. – Х.: Химия, 1986. – 279 с. **18.** Работы по усовершенствованию технологии и контролю производства соды [Текст]: науч. работы. Харьков, 1971. – с. 140-143.

Поступила в редколлегию 15.05.2012

УДК 621–05

Т.С. САЛЫГА, асис., НТУ «ХПИ», Харьков,
А.В. КРАСИЛЬНИК, вед. инж. ОПК «Гидроэлекс», Харьков

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГІДРОПРИВОДУ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАКТОРА Т-150

У статті розглянуті питання моделювання перехідних процесів в пропорційному розподільнику зі зворотним зв'язком по тиску навантаження з електро пропорційним управлінням для гідроприводу навісного устаткування трактора Т-150. Складена математична модель, що описує роботу пропорційного розподільника, знайдені його динамічні характеристики та показники якості регулювання. Дана оцінка динамічним властивостям, швидкості регулювання та якості перехідних процесів.

В статье рассмотрены вопросы моделирования переходных процессов в пропорциональном распределителе с обратной связью по нагрузке с электропропорциональным управлением. для гидропривода навесного оборудования трактора Т-150. Составлена математическая модель, описывающая работу пропорционального распределителя, определены его динамические характеристики и показатели качества регулирования. Дана оценка динамическим свойствам, скорости регулирования и качеству переходных процессов.

Questions of the transient process modelling in the proportional valve with a feedback on loading with electroproportional control are considered in the article for a hydrodrive of the hinged equipment of tractor T-150. The mathematical model describing work of the proportional valve is made. The dynamic characteristics and regulation quality parameters of the proportional valve are identified. The estimation is given dynamic properties, speed of regulation and quality of transients.

Одним з основних напрямків розвитку машинобудування є підвищення якості техніки й розширення її технічних можливостей. Для рішення цього завдання, зокрема, пропонується використовувати пропорційні секційні розподільники (ПР), що забезпечують плавне регулювання витрати незалежно від

навантаження замість циклових розподільників. Такі розподільники можуть бути використані в тракторобудуванні, сільгоспмашинобудуванні, шляхово-транспортному машинобудуванні й ін.

Застосування в гідравлічній системі начіпного пристрою трактора Т-150К ПР зі зворотним зв'язком по тиску навантаження дозволить зменшити енергетичні втрати приводу й, як наслідок – зменшити витрати палива, збільшити строк експлуатації робочої рідини й ресурс гідроапаратів, а також дозволить плавно регулювати швидкість переміщення виконавчого органа.

У даній статті розглядається метод визначення динамічних характеристик секційного пропорційного розподільника для гідроприводу навісного устаткування трактора Т-150 [1]. Складемо розрахункові схеми та запишемо рівняння які утворять математичну модель описуючу роботу ПР з електрогідравлічним керуванням. Розрахункові схеми представлені на рис. 1 та рис. 2.

Позначення та опис елементів математичної моделі наведено в таблиці 1.

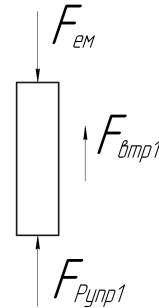


Рис. 1. Розрахункова схема для золотника блоку електрогідравлічного керування

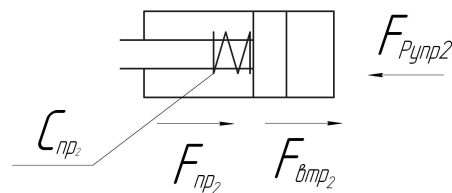


Рис. 2. Розрахункова схема системи лінія управління – золотник розподільника

Таблиця 1. Позначення елементів розрахункової схеми

Позначення параметра	Опис	Одиниця вимірювання
$F_{эм}$	Зусилля, що управляє, зі сторони пропорційного електромагніту (ПЕМ)	кгс
$F_{румп1}$	Сила дії тиску робочої рідини на торець золотника пілота	кгс
$F_{румп2}$	Сила дії тиску робочої рідини на торець основного золотника	кгс
$F_{втр1}$	Сила в'язкого тертя, що діє на золотник каскаду керування	кгс
$F_{втр2}$	Сила в'язкого тертя, що діє на головний золотник	кгс
$F_{пру}$	Сила, з якою на золотник діє пружина	кгс
$F_{ін1}$	Сила інерції золотника редукційного клапана	кгс
$F_{ін2}$	Сила інерції золотника розподільника	кгс
$C_{пру}$	Жорсткість пружини	кгс/см

Рівняння рівноваги золотника блоку гідравлічного керування:

$$F_{em} = F_{in1} + F_{Pкер1} + F_{emp} \quad (1);$$

Сила інерції дорівнює:

$$F_{in1} = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2},$$

де x – переміщення золотника пілота.

Сила дії рідини: $F_{Pкер1} = p_{кер} S_1$. Сила в'язкого тертя $F_{emp} = k_{emp1} \frac{dx}{dt}$, де m_1 – маса золотника редукційного клапана; S_1 – площа торця золотника редукційного клапана; k_{emp1} – коефіцієнт в'язкого тертя.

Рівняння рівноваги золотника розподільника:

$$F_{Pкер2} = F_{in2} + F_{np2} + F_{np20} + F_{emp2} + F_{сyx} \quad (2);$$

Сила інерції дорівнює:

$$F_{in2} = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2},$$

де y – переміщення золотника розподільника; m_2 – маса золотника розподільника.

Зусилля стислої центруючої пружини – $F_{np2} = C_{np} y$. Зусилля попереднього підтискання центруючої пружини – F_{np20} . Сила дії тиску робочої рідини на торець золотника розподільника – $F_{Pупр2} = p_{упр} S_2$, де S_2 – площа торця золотника розподільника.

Сила в'язкого тертя:

$$F_{emp2} = k_{emp2} \frac{dy}{dt},$$

де k_{emp2} - коефіцієнт в'язкого тертя.

Складемо витратні схеми для блоку пілота та головного розподільника [2] представлені на рис. 3 та рис. 4.

Позначення елементів схеми балансу витоків приведено в таблиці 2.

Таблиця 2. Обозначения элементов схемы балансов расхода

Обозначение параметра	Название	Единица измерения
Q_{yn}	Витрата, що йде на каскад управління	см ³ /с
$Q_{вх}$	Витрата через напірну кромку	см ³ /с
$Q_{зл}$	Витрата через зливну щілину блоку електрогідравлічного управління	см ³ /с
Q_v	Витрата на переміщення золотника розподільника	см ³ /с
Q_y	Витрата, що йдуть на виток	см ³ /с
$Q_{вх}$	Витрата, що йде на головний розподільник	см ³ /с
$Q_{сж}$	Витрата на стискання об'єм робочої рідини.	см ³ /с

Витратні схеми представлені на рис. 3 та рис. 4.

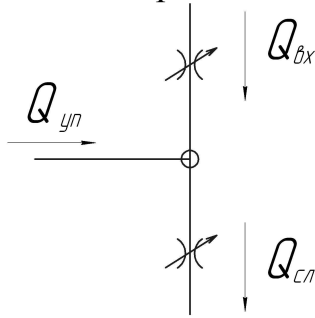


Рис. 3 . Витратна схема для пілота

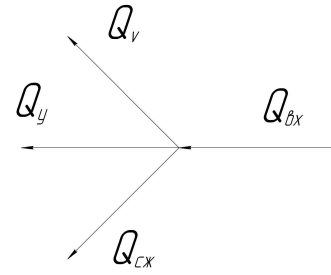


Рис.4 . Витратна схема для розподільника

Рівняння балансу витрат:

$$Q_{ex} = Q_v + Q_{cm} + Q_e + Q_{зл} \quad (3)$$

Витрата на переміщення золотника розподільника: $Q_v = S_2 \frac{dy}{dt}$. витрата на

стиснення об'єму робочої рідини: $Q_{cm} = \frac{V}{E} \frac{dp_{кер}}{dt}$, де V – об'єм лінії управління; E – модуль пружності робочої рідини і лінії управління; k_{ym} – коефіцієнт витоків.

Втрати на витки: $Q_e = k_e p_{кер}$.

Витрата через кромку, що дроселює, визначається по формулі:

$$Q = \mu \cdot S_{др}(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (4)$$

де Q – витрата робочої рідини через кромку, що дроселює, см³/с; μ – коефіцієнт витрати; $S_{др}(x)$ – величина площі прохідного перетину кромки золотника, см², що дроселює; Δ – перепад тиску нар кромці золотника, кгс/см², що дроселює; ρ – щільність робочої рідини (кгс/см³)/(см/с²).

Коефіцієнт витрати μ будемо вважати незмінним [3]. Площа залежить від того на скільки відкритий зворотній клапан. Крім того, витрата при позитивному і нульовому перекритті щілин вважатимемо рівним нулю. Тоді рівняння витрат через щілини, що дроселюють, приймуть наступний вигляд.

Для напірної щілини:

$$Q_{ex} = \begin{cases} 0 \leftarrow x - h_0 \leq 0 \\ \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_{ex} \sqrt{P_{nim} - P_{кер}} \leftarrow x - h_0 > 0 \end{cases} \quad (5);$$

$$S_{ex} = \frac{8}{3} (x - h_0) \sqrt{(x - h_0)(D - (x - h_0))}$$

де D – діаметр отвору, що підводить, в корпусі блоку гідравлічного управління;

h_0 – початкове позитивне перекриття щілини, що дроселює.

Для зливної щілини:

$$Q_{31} = \begin{cases} 0 \leftarrow x + h_0 \geq 0 \\ \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_{31} \sqrt{p_{кер}} \leftarrow x + h_0 < 0 \\ S_{31} = \frac{8}{3} |x + h_0| \sqrt{|x + h_0| (D - |x + h_0|)} \end{cases} \quad (6)$$

де S_{31} – площа прохідного перетину щілини, що дроселює;

Внаслідок узагальнення рівнянь (1) – (6) та їх складових одержимо:

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{m_1} (F - p_{кер} S_1 - k_{всп1} \frac{dx}{dt}) \\ \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{m_2} (p_{кер} S_1 - C_{np2} x - F_{np20} - k_{всп2} \frac{dy}{dt} - p_{кер} S_2) \\ \frac{dp}{dt} = \frac{E}{V} (Q_{вх} - S_2 \frac{dy}{dt} - k_6 p_{кер} - Q_{31}) \end{cases} \quad (7)$$

Системи рівнянь (7) – (9) утворюють математичну модель системи: золотник розподільника – золотника блоку електрогідравлічного керування.

Проаналізувавши основні конструкції існуючих розподільників та блоків електронного керування, та враховуючи швидкість та режим течії робочої рідини [4] обираємо наступні конструктивні параметри пропорційного розподільника: діаметр головного золотника 22мм; діаметр пілотного золотника 8мм; номінальне зусилля електромагніту 5,88 кгс/А; переміщення золотника пілоту 5мм; переміщення золотника розподільника 7мм; коефіцієнт в'язкого тертя 0,01; сила сухого тертя, 1,5 кгс; маса золотника розподільника; $0,5 \times 10^{-3}$ кгс \times с 2 /см; жорсткість центруючої пружини 19 кг/см 2 ; об'єм лінії управління 20см 3 ; коефіцієнт витоків, 0,017см 5 /(кгс \times с 2); модуль пружності робочої рідини 1×10^4 кгс/см 2 .

Моделювання динамічних процесів проведемо в пакеті імітаційного моделювання Matlab Simlink (trial version).

Одержані графіки перехідних процесів представлені на рис. 5 та рис 6.

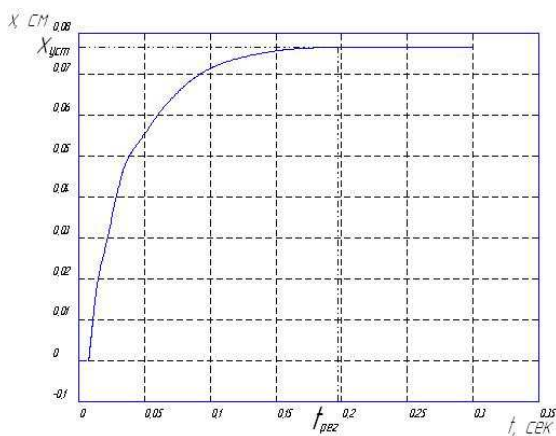


Рис. 5. Хід золотника пілота

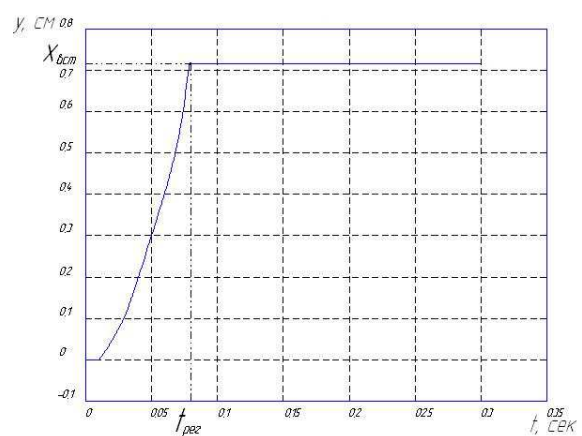


Рис. 6. Хід золотника розподільника

З отриманого графіку можливо знайти показники якості перехідних процесів. Для золотника пілоту час регулювання $t_{уст}$ дорівнює 0,196с, переміщення, що встановилося дорівнює максимальному переміщенню $x_{всп} = x_{max}$

і дорівнює 0,077см.

Величина пере регулювання:

$$\sigma = \frac{x_{\max} - x_{\text{вст}}}{x_{\max}} \cdot 100$$

$$\sigma = \frac{0,077 - 0,077}{0,077} \cdot 100 = 0 \%$$

Для золотника розподільника час регулювання $t_{\text{уст}}$ дорівнює 0,08с, переміщення, що встановилося $x_{\text{вст}} = 0,72$ і максимальне переміщення $x_{\max} = 0,725$

Величина перерегулювання:

$$\sigma = \frac{x_{\max} - x_{\text{вст}}}{x_{\max}} \cdot 100$$

$$\sigma = \frac{0,725 - 0,72}{0,72} \cdot 100 = 0,7 \%$$

Таким чином, в результаті виконання машинного експерименту, були отримані графіки часу спрацьовування золотників пілотного та головного розподільвачів. Аналіз результатів моделювання дозволяє відмітити, що розподільник з обраними параметрами має високі показники якості регулювання. Час регулювання золотника основного каскаду складає 0,08с, максимальне переміщення 0,725 см, величина перерегулювання 0,7%

Список літератури: 1. Салига Т.С. Оптимизация пневматической системы управления гидравлической системой сельскохозяйственных машин / Т.С. Салига А.В. Красильник // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – №2. – 138с. 2. Автоматические манипуляторы и робототехнические системы / Крейнин Г.В., Кривц И.Л., Винницкий Е.Я. Ивлев В.И.; под ред. Г.В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1993. 304 с. 3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем.: Учебник для ВУЗов, 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1987. — 464 с. 4. Н.С Гамынян, Я.А. Каменир, Б.Л. Коробочкин, И.М. Крассов, В.А Лещенко, Е.М. Хаймович Гидравлический следящий привод.- М.: Машиностроение, 1968.-562с.

Поступила в редколлегию 22.05.2012