

Д.О. Лозінський, канд. техн. наук,

С.В. Репінський канд. техн. наук,

О.В. Петров канд. техн. наук

Вінницький національний технічний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РОБОТИ ПРОПОРЦІЙНОГО ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА З НЕЗАЛЕЖНИМ КЕРУВАННЯМ ПОТОКІВ

*Представлена схема пропорционального электрогидравлического распределителя с независимым управлением потоков. Проведены исследования пропорционального электрогидравлического распределителя на основе математической модели, с точки зрения обеспечения устойчивой работы гидродвижителя. Проанализирована степень устойчивости распределителя на основе декремента затухания колебаний.*

*The scheme of the proportional electrohydraulic directional control valve with independent flow control is presented. Researches of the proportional electrohydraulic directional control valve on the basis of mathematical model, from the point of view of ensuring its steady work in a hydraulic actuator are carried out. It is analyzed of stability of the electrohydraulic directional control valve on the basis of decrement of attenuation of fluctuations.*

### Вступ

Мобільні машини на основі гідропривода (ГП): трактори із різноманітним навісним обладнанням, навантажувачі, гідроманіпулятори, тощо є невід'ємною частиною агропромислового комплексу (АПК).

Якість роботи таких машин визначається характеристиками гідравлічної апаратури, що входить до їх складу [1, 2]. Розподільча апаратура є важливим елементом ГП і тому дослідження її характеристик є актуальною задачею.

Метою роботи є дослідження пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків та покращення його характеристик завдяки вибору конструктивних параметрів.

### Основні результати роботи

Якість роботи гідравлічного розподільника значною мірою визначається його статичними та динамічними характеристиками, питанням покращення яких присвячено значну кількість робіт, зокрема авторів [3, 4]. В даних роботах керування потоком здійснюється в основному односторонньо (на вході) та не враховується специфіка поєднання пропорційного незалежного керування потоками та LS-регулювання, позитивні сторони якого доведено авторами [2, 5].

У даній роботі основну увагу приділено стійкості роботи пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків при зміні напрямку технологічного навантаження.

Розглянутий розподільник містить лінію нагнітання 1 та лінію живлення першого каскаду 2, робочу секцію 3, переливну секцію 4 та гідролінії виходу 5, 6 (рисунком 1).

У робочій секції 3 знаходяться золотники другого каскаду 7, 8 із клапанами першого каскаду 9, 10, керовані

зворотні клапани 11, 12 із сервоклапаном 13 та логічні клапани 14, 15. Розподільник може виконувати керування переміщенням робочого органу (РО) в прямому та зворотному напрямках, забезпечує плаваючий режим (при якому порожнини гідродвигуна (ГД) з'єднуються зі зливом) та «нейтральний» режим роботи, при якому за рахунок наявності керованих зворотних клапанів 11, 12 герметизуються обидві порожнини ГД.

Окрім того, використання двох золотників 7, 8 дозволяє здійснювати незалежне пропорційне керування потоками як на вході, так і виході ГД, а також виконувати робочі операції за рахунок попутного технологічного навантаження, здійснюючи керування ГД одним золотником, а іншим перепускаючи рідину від насоса під незначним тиском до баку, що значно знижує втрати енергії [6].

У переливній секції знаходиться запобіжно-переливний клапан 16 із клапаном керування 17 та запобіжним клапаном 18, що забезпечує регулювання потоку ГД відповідно до навантаження на робочому органі (РО), перепускаючи надлишок рідини до баку під низьким тиском, в той час як в розподільниках, що працюють в режимі постійної витрати, перепуск надлишку рідини здійснюється під тиском налаштування запобіжного клапана (16 – 25 МПа).

Дослідження роботи ГП із запропонованим розподільником виконано на основі математичної моделі, яка включає рівняння нерозривності потоків та рівняння сил, що діють на золотники другого каскаду 7, 8, керовані зворотні клапани 9, 10, переливний клапан 14 та клапан 16 [2].

Математичну модель розподільника розроблено за таких припущень: величина потоку та тиску на вході до першого каскаду є постійною (пульсацію витрати в гідролініях не враховано); вважалось, що параметри системи зосереджені; довжини каналів зливних та напірних магістралей відносно

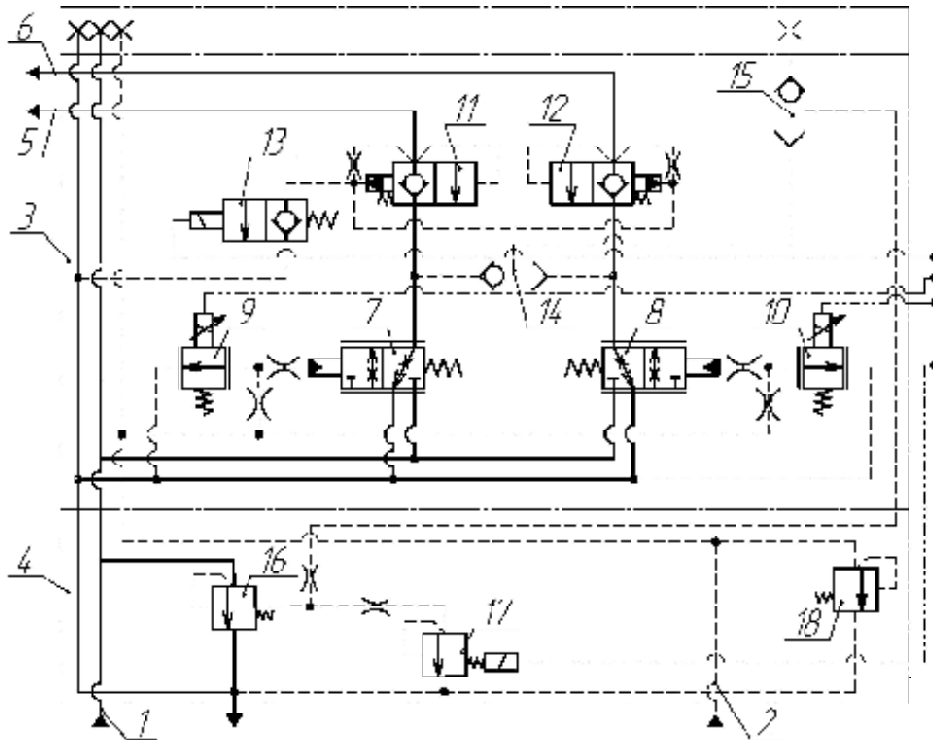


Рисунок 1 — Гідрравлічна схема пропорційного електрогідрравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

малі, тому хвильових процесів не враховано; коефіцієнти витрати через дросельні та золотникові елементи – постійні; об’єми гідроліній за час перехідного процесу не змінювались; втрати тиску в гідролініях не враховувались, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах; коефіцієнт податливості робочої рідини враховувався як величина, що є залежною від тиску; позначення в математичній моделі представлено у роботах [2, 7].

Стійкість розподільника значною мірою залежить від стійкості його складових частин та їх злагодженої роботи, визначалася за виглядом перехідних процесів при ступінчастій зміні величини навантаження на виході розподільника.

На основі математичного моделювання визначено, що при попутному навантаженні при значеннях жорсткості пружини  $c_L > 160 \cdot 10^2 \text{ Н/м}$  система переходить в автоколивальний режим, а при занадто малих значеннях ( $c_L < 40 \cdot 10^2 \text{ Н/м}$ ) виникає нестабільність закриття керованого зворотного клапана і, як наслідок, нестабільність роботи в «нейтральному» режимі (при якому герметизуються обидві порожнини ГД) [7].

Під час роботи із попутним технологічним навантаженням (рисунок 4) визначальним параметром є діаметр керованих зворотних клапанів, при яких зберігається стійкість системи –  $d_L = (10-30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Визначними щодо стійкості системи є значення конструктивних параметрів переливного клапана.

Розширення меж стійкості можна досягти за рахунок вибору співвідношення наступних конструктивних параметрів переливного клапана:

$$d_z = (15-26) \cdot 10^{-3} \text{ м}, f_4 \leq 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

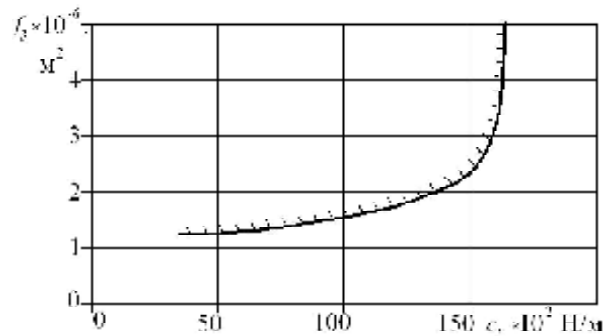


Рисунок 2 — Залежність меж стійкості розподільника від  $c_L$  та  $f_3$ .

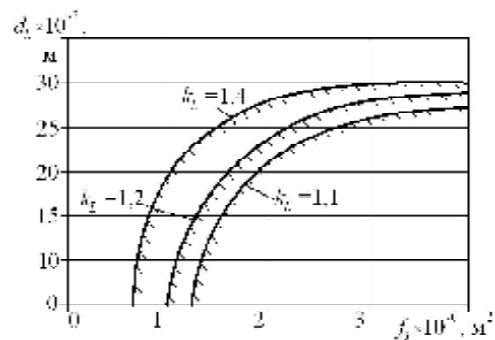


Рисунок 3 — Залежність меж стійкості системи від  $f_3$  та  $d_L$  для різних значень коефіцієнта  $k_L$  при зустрічному навантаженні.

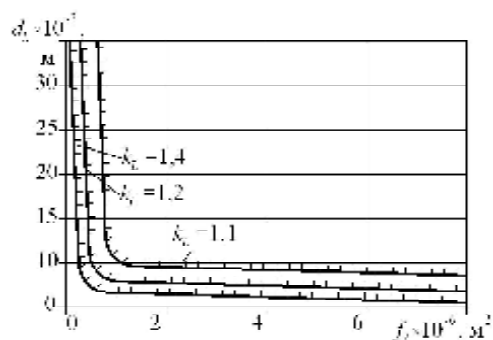


Рисунок 4 — Залежність межі стійкості системи від  $f_3$  та  $d_s$  для різних значень коефіцієнта  $k_L$  при попутному навантаженні.

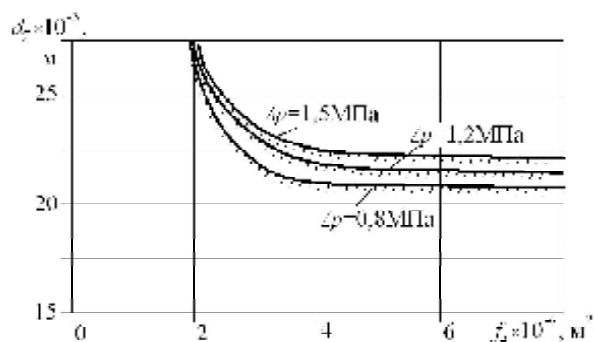


Рисунок 5 — Залежність стійкості розподільника від  $f_4$  та  $d_z$  для різних значень перепаду тиску керування переливним клапаном.

Вплив перепаду тиску керування  $\Delta p$  на переливному клапані на стійкість не є визначальним (рисунок 5).

Для більш повної оцінки стійкості роботи розподільника проаналізовано ступінь стійкості на основі декременту затухання коливань  $\psi$ , що визначався за формулою:

$$\psi = \left(1 - \frac{A_1 - A_0}{A_2 - A_0}\right) \cdot 100\%, \quad (1)$$

де  $A_1, A_2$  – послідовні значення коливань змінної, яка описує стан (тиск  $p_N$ );  $A_0$  – установлене значення змінної (тиск  $p_N$ ).

Збільшення значення декременту затухання коливань, а отже і ступеня стійкості розподільника, можна досягти за рахунок вибору більших значень діаметрів переливного та керованих зворотних клапанів  $d_z$  та  $d_L$ , а також зменшення жорсткості пружин керованих зворотних клапанів  $c_L$ . Ступінь впливу інших конструктивних параметрів на декремент затухання значно менший та має неоднозначний характер (рисунок 6).

У процесі досліджень виявлено досить неоднозначний характер впливу конструктивних параметрів на розглянуті характеристики, що не дозволяє встановити чіткі значення конструктивних параметрів, які б забезпечували бажані характеристики роботи розподільника.

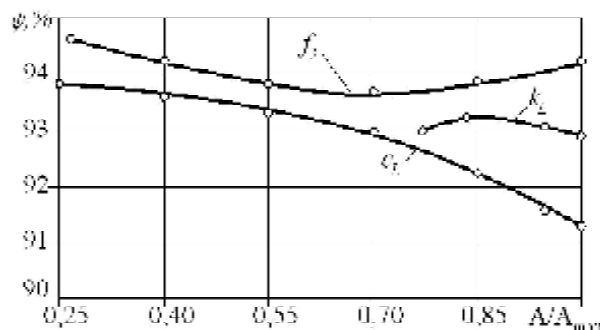
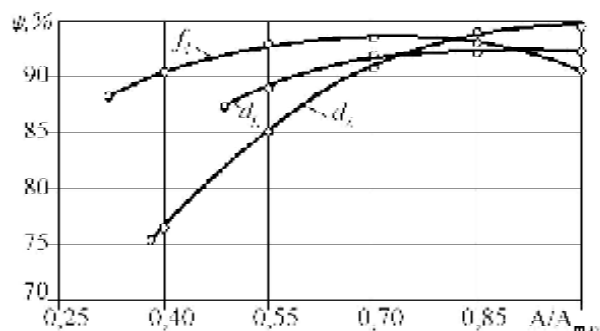
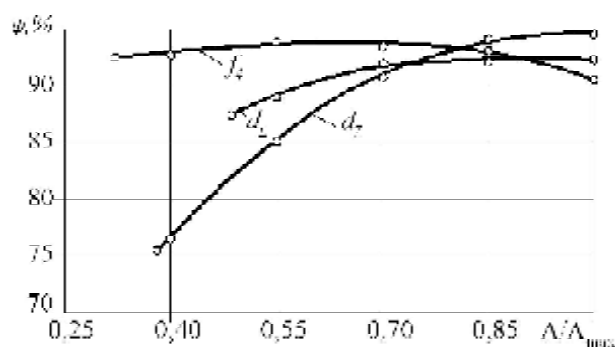


Рисунок 6. Декремент затухання коливань.

Досягти стійкості роботи розподільника можна за рахунок вибору співвідношень його конструктивних параметрів, межі яких визначено протягом досліджень:

$$\begin{aligned} c_L &= (50-150) \cdot 10^2 \text{ Н/м}, \\ f_3 &= (1,0-3,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \quad k_L = 1,2-1,4; \\ d_z &= (15-26) \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ f_4 &= (1,0-2,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

### Висновки

Досліджено роботу пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, який містить керовані зворотні клапани та два розподільні елементи золотникового типу.

Визначено конструктивні параметри розподільника, які визначають стійкість його роботи та межі їх значень, які забезпечують стійку роботу.

Проаналізовано ступінь стійкості розподільника на основі декремента затухання коливань  $\psi$  та встановлено, що збільшення ступеня стійкості розподільника можна досягти за рахунок вибору більших значень діаметрів переливного та керованого зворотного клапанів  $d_z$  та  $d_l$ , а також вибору менших значень жорсткості пружин керованих зворотних клапанів  $c_L$ .

#### **Література**

1. Гойдо, М. Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением: Учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. / М.Е. Гойдо. — Челябинск: ЮУрГУ, 2000. — 140 с.
2. Лозінський, Д. О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Д.О. Лозінський; Вінниц. нац. техн. ун-т. — Вінниця, 2010. — 20 с.
3. Дорошенко, В.И. Гидрооборудование с дистанционным пропорциональным управлением / В.И. Дорошенко, А.А. Гинзбург // Приводная техника. — 1996. — № 0. — С. 26—28.
4. Лур'є, З.Я. Сравнительный анализ схем гидроприводов с дроссельными управлением по эксплуатационным показателям / З.Я. Лур'є, И.А. Чекмасова // Промислова гідравліка і пневматика. — 2007. — №4. — С. 63—65.
5. Пат. 41887 України, МПК<sup>8</sup> F15B 11/00 Гідропривод з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.— №u200900907; заявл. 06.02.2009.; опубл. 10.06.2009, Бюл. №11.
6. Сергєєв, С.Г. Про енергетичні втрати в мобільних машинах типу навантажувача «БОРЕКС 2271» / С.Г. Сергєєв, Л.Г. Козлов, М.М. Харченко, Д.О. Лозінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. — 2009. — № 4. — С.113—119.

*Надійшла 15.08.2012 року*