

УДК 621.22-226

О.В. ПЕТРОВ, Л.Г. КОЗЛОВ, В.Л. ЛУЦИК, Є.І. МАРТИНІВ  
Вінницький національний технічний університет**АНАЛІЗ СИЛ, ДІЮЧИХ НА ЗОЛОТНИК ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА  
МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

*В роботі проведено дослідження сил, що діють на запірно-регулюючі елементи гідророзподільника у гідроприводі, чутливого до зміни навантаження. В результаті аналізу отриманих даних сформульовані рекомендації щодо співвідношення сил пружини, тиску гідронасоса та робочого середовища, які можуть забезпечити необхідні значення динамічних та статичних характеристик гідроприводу.*

*Ключові слова: гідропривод, гідророзподільник, переливний клапан, характеристики гідроприводу*

O.V. PETROV, L.G. KOZLOV, V.L. LUTSYK, E.I. MARTYNIV  
Vinnytsia National Technical University, Ukraine**ANALYSIS OF FORCES ACTING ON THE SPOOL OF RELIEF VALVE IN THE MULTIMODE DIRECTIONAL CONTROL VALVE**

*Abstract – The paper investigates forces acting on the shutoff and control elements of the directional control valve in a load-sensing hydraulic drive. On the results of the obtained data recommendations are elaborated concerning relationships pump pressure and the working environment which can provide the necessary values of the dynamic and static characteristics of the hydraulic drive.*

*Keywords: hydraulic drive, directional control valve, relief valve, characteristics of the hydraulic drive*

**Вступ**

На сьогоднішній день в Україні експлуатуються мобільні робочі машини, оснащені гідроприводами постійної витрати на базі нерегульованих шестеренних гідронасосів та гідророзподільників релейного типу вітчизняного виробництва. Такі гідроприводи надійні та дешеві, але під час регулювання витрати виконавчого гідродвигуна у них виникають значні втрати потужності [1]. Мінімізувати втрати потужності можна за рахунок використання гідроприводів чутливих до зміни навантаження (ГЧН). Такими гідроприводами оснащуються мобільні робочі машини Західної Європи, США та Японії [2]. Особливістю цих гідроприводів є забезпечення приводу гідродвигунів як поступальної так і обертальної дії від одного гідронасоса за наявності тиску в напірній гідролінії, що відповідає навантаженому гідродвигуну. Це забезпечує зменшення втрат потужності в порівнянні з гідроприводом постійної витрати, оскільки контроль величини витрати робочої рідини в робочих контурах автоматично коректується з величиною витрати в напірній гідролінії при відхиленні тиску навантаження від заданих значень [3]. При цьому можливе зменшення втрат потужності залежить від величини зрівноважувального перепаду тиску на дроселюючому елементі гідроприводу та витрати гідронасоса. В ГЧН підтримується постійне значення зрівноважувального перепаду тиску на робочому вікні дроселюючого елемента (розподільному золотнику) за допомогою переливного клапана, сполученого лінією керування з лінією навантаження [4]. На сьогодні актуальною є задача визначення факторів, які впливають на формування величини зрівноважувального перепаду тиску у ГЧН.

**Постановка задачі**

У ВНТУ на кафедрі технології та автоматизації машинобудування (ТАМ) розроблено мультирежимний гідророзподільник (МГР), в якому зрівноважувальний перепад тиску утворюється на робочому вікні розподільного золотника за допомогою переливного клапана, сполученого лінією керування з лінією навантаження [5]. Положення золотника переливного клапана, який навантажений силами робочого середовища, силами тиску та силами, прикладеними іншими пристроями, визначає величину тиску та витрати через МГР. Дослідження співвідношень вказаних сил необхідне для виявлення динаміки руху золотника переливного клапана та, відповідно, характеристик гідроприводу. Складність задачі полягає у тому, що необхідні співвідношення сил, діючих на золотник переливного клапана, повинні підтримуватись у різних режимах роботи гідроприводу. Найбільший інтерес становлять режим розвантаження гідронасоса та режим регулювання витрати гідродвигуна, оскільки в цих режимах гідроприводи мобільних робочих машин працюють приблизно 90% всього робочого часу.

**Результати досліджень**

Розглянемо баланс сил, діючих на золотник переливного клапана при роботі гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса (рис. 1).

Рівняння сил діючих на золотник переливного клапана (рис. 1):

$$F_{PH} = F_{PP} + F_{PC}, \quad (1)$$

де  $F_{PH}$  – сила, утворена дією тиску гідронасоса  $p_H$  на лівий торець золотника, діаметром  $d_K$ ;

$F_{PP}$  – сила дії пружини, що визначається:

$$F_{PP} = c \cdot (H + x), \quad (2)$$

де  $c$  – жорсткість пружини;

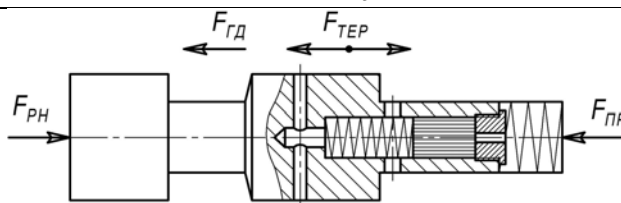


Рис. 1. Баланс сил, діючих на золотник переливного клапана при роботі гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса

$H$  – величина попереднього стиснення пружини;  
 $x$  – переміщення золотника переливного клапана;  
 $F_{PC}$  – сили робочого середовища, що визначаються:

$$F_{PC} = F_{ГД} \pm F_{ТЕР}, \quad (3)$$

де  $F_{ГД}$  – гідродинамічна сила, формула якої апроксимована за результатами експериментальних досліджень [5]:

$$F_{ГД} = 17 + 17,7 \cdot 10^4 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot x \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_H}{\rho}} - \frac{3,1 \cdot 10^{-5}}{x}, \quad (4)$$

$\mu$  – кінематична в'язкість робочої рідини;  
 $d_k$  – діаметр золотника переливного клапана;  
 $\alpha$  – кут нахилу кромки золотника переливного клапана;  
 $\rho$  – густина робочої рідини,  
 $F_{ТЕР}$  – сила тертя, що є сумою:

$$F_{ТЕР} = F_{ТЕР}^{cn} + F_{ТЕР}^{\epsilon}, \quad (5)$$

де  $F_{ТЕР}^{cn}$  – сила тертя спокою, що визначена за результатами експериментальних досліджень і дорівнює

$$F_{ТЕР}^{cn} = (16,28 \pm 0,5) \text{ Н [5]},$$

$F_{ТЕР}^{\epsilon}$  – сила в'язкого тертя, що визначається за формулою:

$$F_{ТЕР}^{\epsilon} = \frac{v \cdot \rho \cdot V_k \cdot \pi \cdot d_k \cdot (l_1 - x)}{\epsilon_1} \quad (6)$$

де  $v$  – кінематична в'язкість робочої рідини;

$V_k$  – швидкість переміщення золотника переливного клапана;

$l_1$  – довжина поверхні контакту між корпусом та золотником переливного клапана;

$\epsilon_1$  – величина зазору між циліндричним отвором і золотником у корпусі переливного клапана.

За допомогою математичного моделювання визначено співвідношення сил, діючих на золотник переливного клапана в перехідному процесі (рис. 2, а), та статична рівновага сил по його завершенню (рис. 2, б).

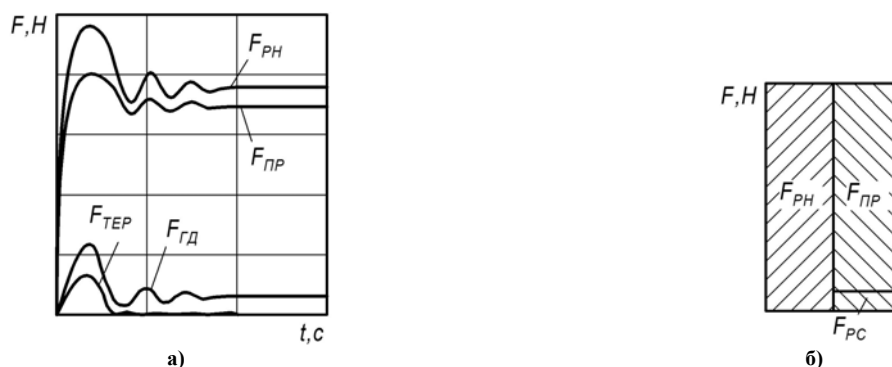


Рис. 2. Врівноваження сил, діючих на золотник переливного клапана (а) та статична рівновага сил (б) при роботі гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса

Як видно з рис. 2, в результаті перехідного процесу, сила, утворена дією тиску гідронасоса  $p_H$  врівноважується силами пружини та робочого середовища. Причому, сили робочого середовища переважно визначаються величиною гідродинамічної сили, що залежить від витрати через клапан та відкриття самого клапана, а величина сили пружини фактично визначає величину сили, утвореної дією тиску робочої рідини на лівий торець золотника переливного клапана.

Необхідно визначити мінімальне значення величини тиску гідронасоса  $p_H$ , при якому в даному режимі роботи гідроприводу будуть забезпечені мінімальні значення динамічних характеристик гідроприводу. На рис. 3 представлено графіки робочих перехідних процесів, що характеризують вплив співвідношень сил робочого середовища  $F_{PC}$  та сили пружини  $F_{PH}$  на зміни величини тиску гідронасоса  $p_H$  при роботі гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса.

З рис. 3 видно, що наближення величини сил робочого середовища  $F_{PC}$  до сили пружини  $F_{PH}$  призводить до зменшення величини тиску гідронасоса  $p_H$ , але значного погіршення перебігу перехідного

процесу: збільшення коливальності, пікових значень тиску  $p_H$  та збільшення часу перехідного процесу.

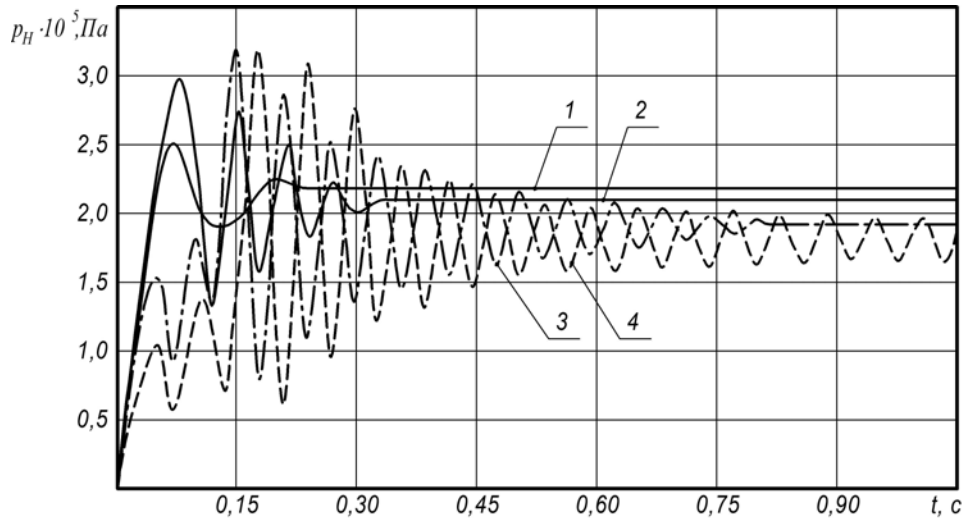


Рис. 3. Перехідні процеси в гідроприводі в режимі розвантаження гідронасоса при співвідношеннях сили  $F_{PC}$  та сили  $F_{PP}$ : 1 –  $F_{PC} / F_{PP} = 0,1$ ; 2 –  $F_{PC} / F_{PP} = 0,3$ ; 3 –  $F_{PC} / F_{PP} = 0,6$ ; 4 –  $F_{PC} / F_{PP} = 0,9$

Розглянемо вплив співвідношення сил робочого середовища  $F_{PC}$  та сили пружини  $F_{PP}$  на значення динамічних характеристик гідроприводу – час перехідного процесу  $T_p$  та величини перерегулювання  $\sigma$  за тиском – при роботі гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса (рис. 4).

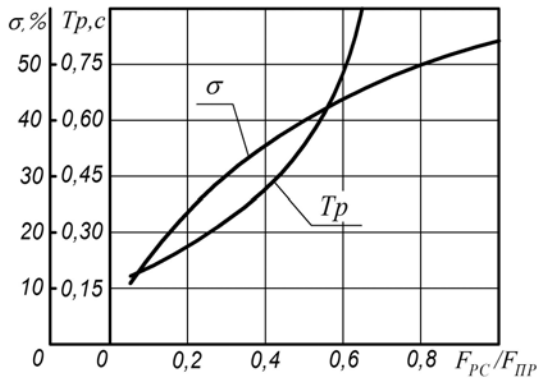


Рис. 4. Вплив співвідношення сили  $F_{PC}$  та сили  $F_{PP}$  на динамічні характеристики гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса

З рис. 4 видно, що при співвідношенні  $F_{PC} / F_{PP} = (0,05...0,3)$  значення динамічних характеристик не перевищують значень, що характеризують ефективність роботи ГЧН:  $T_p < 0,5$  с та  $\sigma < 30\%$  [5]. Причому  $F_{PC}$  та  $F_{PP}$  зумовлені конструктивними параметрами переливного клапана – діаметром золотника  $d_k$ , жорсткістю пружини  $c$ , попереднім стисненням пружини  $H$ , кутом нахилу робочої кромки золотника  $\alpha$ .

Розглянемо баланс сил, діючих на золотник переливного клапана при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна (рис. 5). Особливістю цього режиму є те, що плунжер переливного клапана встановлюється у крайнє ліве положення, припиняючи злив робочої рідини через осьовий канал клапана. При

цьому виникає сила, утворена дією тиску  $p_D$ , що діє на більший торець хвостовика золотника переливного клапана та залежить від площі  $f_0$  допоміжного дроселя переливного клапана.

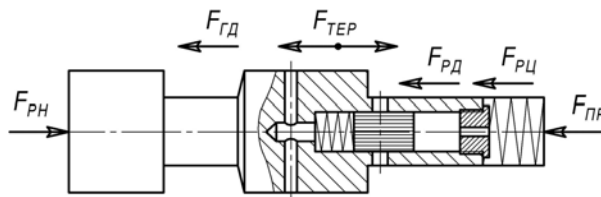


Рис. 5. Баланс сил, діючих на золотник переливного клапана при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна

З рис. 5 запишемо рівняння сил, діючих на золотник переливного клапана:

$$F_{PH} = F_{PD} + F_{PC} + F_{PP} + F_{GD} \pm F_{TEP}, \tag{7}$$

де  $F_{PC}$  – сила, утворена дією тиску навантаження  $p_{II}$  на торець хвостовика золотника ( $d_X$ );

$F_{PD}$  – сила, утворена дією тиску  $p_D$  на правий торець золотника ( $d_K - d_X$ ).

В рівнянні (4) сила  $F_{PH}$  залежить від тиску гідронасоса  $p_H$ , а сила  $F_{PC}$  – від тиску  $p_{II}$ , що визначається навантаженням на виконавчому органі. Тоді можна написати, що:

$$F_{PH} = F_{PC} + F_{\Delta P}, \tag{8}$$

де  $F_{\Delta P}$  – зрівноважувальна сила, що дорівнює:

$$F_{\Delta P} = F_{PD} + F_{PP} + F_{PC}. \tag{9}$$

Таким чином, процес зрівноваження сил, діючих на золотник переливного клапана під час перехідного процесу та статична рівновага сил по завершенню процесу в режимі регулювання витрати гідродвигуна набуде вигляду (рис. 6):

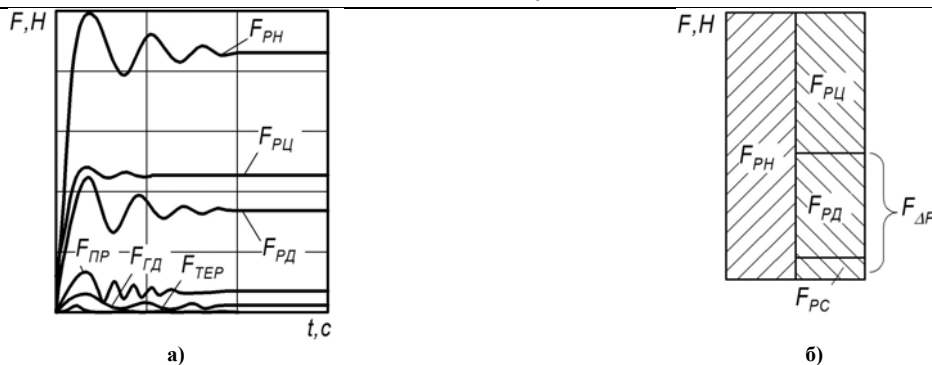


Рис. 6. Врівноваження сил, діючих на золотник переливного клапана (а) та статична рівновага сил (б) при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна

З рис. 6 видно, що по завершенню перехідного процесу, сила, утворена дією тиску гідронасоса  $p_H$  врівноважується сумою сили, утвореної дією тиску  $p_C$  та зрівноважуючої сили  $F_{\Delta P}$ . Сила  $F_{\Delta P}$  є сумою сили пружини, сили робочого середовища та сили  $F_{РД}$ , утвореної дією тиску  $p_D$  на правий торець золотника. Оскільки співвідношення сили пружини та сили робочого середовища вже отримані при дослідженні роботи гідроприводу у режимі розвантаження гідронасоса, то залишається задача вибору величини сили  $F_{РД}$ , що залежить від площі допоміжного дроселя  $f_0$ . Крім того, у режимі регулювання витрати гідродвигуна можна забезпечити вимоги як до часу перехідного процесу  $T_p$  та перерегулюванням за тиском  $\sigma$ , так і до похибки стабілізації витрати гідродвигуна  $A$ .

На рис. 7 подано залежність протікання перехідного процесу за тиском гідронасоса  $p_H$  у гідроприводі в режимі регулювання витрати гідродвигуна при різних співвідношеннях сили, утвореної дією тиску  $p_D$  на правий торець золотника –  $F_{РД}$  та сили, утвореної дією тиску  $p_H$  на лівий торець золотника –  $F_{РН}$ .

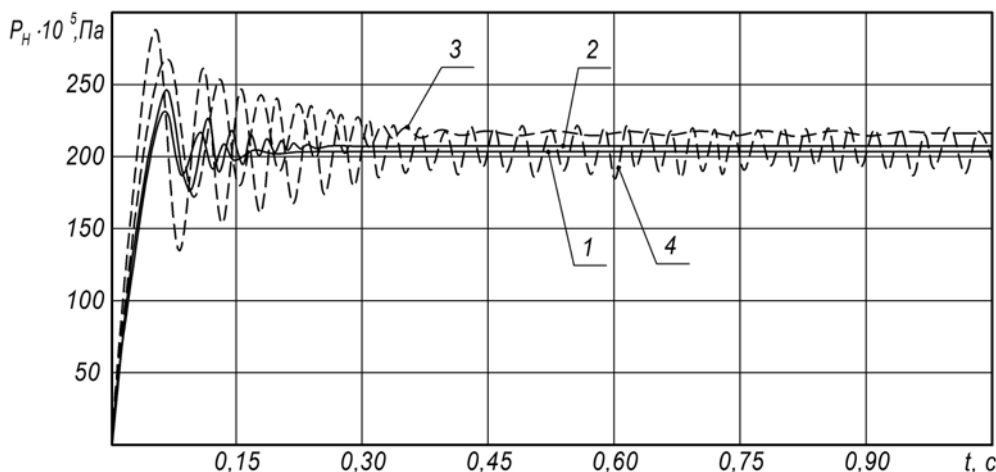


Рис. 7. Перехідні процеси в гідроприводі в режимі регулювання витрати гідродвигуна при співвідношеннях сил:  $F_{РН} / F_{РД}$ : 1 –  $F_{РН} / F_{РД} = 0,21$ ; 2 –  $F_{РН} / F_{РД} = 0,25$ ; 3 –  $F_{РН} / F_{РД} = 0,29$ ; 4 –  $F_{РН} / F_{РД} = 0,33$ .

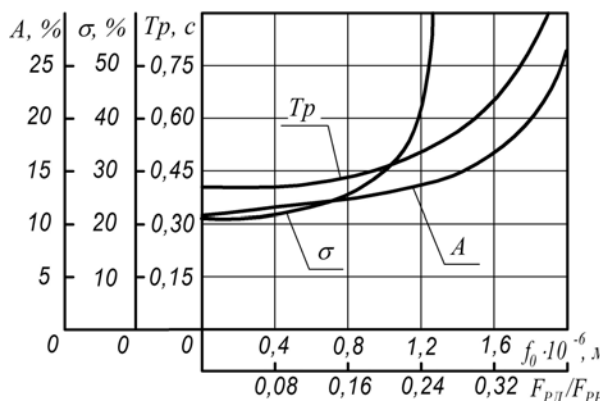


Рис. 8. Вплив  $F_{РД} / F_{РН}$  на  $T_p$ ,  $\sigma$  та  $A$  при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна

Значення гідродинамічної сили в режимі регулювання витрати гідродвигуна значно більші за значення, що виникають у режимі розвантаження гідронасоса, внаслідок більшого відкриття вікна переливного клапана МГР. Розглянемо вплив співвідношення сили пружини  $F_{ПР}$  та сил робочого середовища  $F_{РС}$  на  $T_p$ ,  $\sigma$  та  $A$  при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна (рис. 9).

З рис. 7 видно, що в результаті наближення значення сили  $F_{РД}$  до сили пружини  $F_{РН}$  збільшується коливальність, час перехідного процесу та зростають пікові значення тиску  $p_H$ . За часом перехідного процесу вимога  $T_p < 0,5$  с виконується при співвідношеннях  $F_{РН} / F_{РД} = (0,21...0,25)$ .

Розглянемо вплив співвідношення сили  $F_{РД}$  та  $F_{РН}$  на  $A$ ,  $\sigma$  та  $T_p$  при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна (рис. 8). Значення сили  $F_{РД}$  змінюватимемо величиною площі допоміжного дроселя переливного клапана  $f_0$ .

З рис. 8 видно, що при співвідношеннях  $F_{РД} / F_{РН} \leq 0,21$  забезпечується значення динамічних характеристик гідроприводу у межах вимог –  $T_p < 0,5$  с та  $\sigma < 30\%$ ,  $A < 15\%$ .

З рис. 9 видно, що у порівнянні із режимом розвантаження гідронасоса значення співвідношення  $F_{PC} / F_{PP}$ , що забезпечує  $\sigma < 30\%$ , для режиму регулювання витрати гідродвигуна зменшаться до 0,05...0,18. Таким чином, для забезпечення вимог до динамічних ( $T_p < 0,5$  с,  $\sigma < 30\%$ ) та статичних ( $A < 15\%$ ) характеристик гідроприводу у режимах розвантаження гідронасоса та регулювання витрати гідродвигуна співвідношення сил робочого середовища  $F_{PC}$  та сила пружини переливного клапана  $F_{PP}$  мають становити  $F_{PC} / F_{PP} \leq 0,18$ .

**Висновки**

Отже, при роботі гідроприводу, чутливого до зміни навантаження на базі МГР, в режимі розвантаження гідронасоса на золотник переливного клапана діють сили пружини  $F_{PP}$ , тиску гідронасоса  $F_{PH}$  та робочого середовища  $F_{PC}$ , що включають силу тертя  $F_{TEP}$  та гідродинамічну силу  $F_{ГД}$ , і при співвідношенні  $F_{PC} / F_{PP} \leq 0,18$  забезпечують час перехідного процесу  $T_p < 0,5$  с та величину перерегулювання за тиском гідронасосу  $\sigma < 30\%$ . В режимі регулювання витрати гідродвигуна на золотник переливного клапана МГР крім сил  $F_{PP}$ ,  $F_{PH}$  та  $F_{PC}$  діють сили тиску навантаження  $F_{PI}$  та сили тиску у допоміжній камері  $F_{PD}$ , і при співвідношенні  $F_{PD} / F_{PH} \leq 0,21$  забезпечують  $T_p < 0,5$  с,  $\sigma < 30\%$  та похибки стабілізації витрати підключеного гідродвигуна  $A < 15\%$ . Значення сили  $F_{PP}$  залежить від конструктивних параметрів переливного клапана МГР – жорсткості пружини золотника переливного клапана  $c$  та величини попереднього стиснення  $H$  і визначається із формули (2). Значення сили  $F_{PD}$  також залежить від конструктивних параметрів переливного клапана МГР – діаметру золотника переливного клапана  $d_K$ , діаметру хвостовика золотника переливного клапана  $d_k$  та площі допоміжного дроселя переливного клапана  $f_0$ .

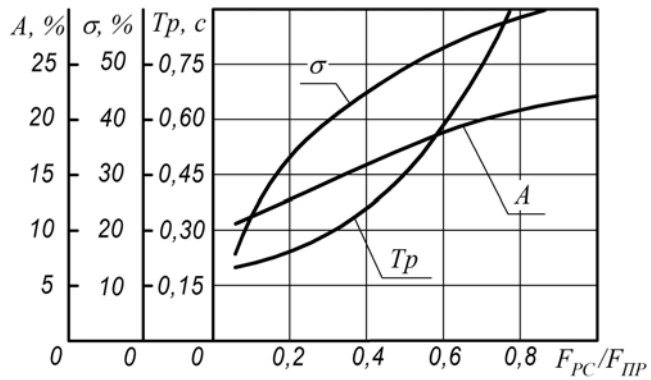


Рис. 9. Вплив  $F_{PC} / F_{PP}$  на  $T_p$ ,  $\sigma$  та  $A$  при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна

**Література**

1. Козлов Л.Г. Дослідження характеристик мультирежимного клапана розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин / Л.Г. Козлов, О.Л. Гайдамак, О.В. Петров // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2008. – № 1 (19). – С.85–88.
2. Сергеев С.Г. Підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів / С.Г. Сергеев, Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Наукові нотатки. – Луцьк, 2009. – № 25. – Ч. 2. – С. 227–230.
3. Петров О.В. Формування величини зрівноважувального перепаду тиску в гідроприводі, чутливому до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника / О.В. Петров, Л.Г. Козлов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 2. – С. 179–184.
4. Козлов Л.Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника / Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2012. – № 2 (36). – С. 77–80.
5. Мультирежимний LS-гідропривод на базі пропорційного гідророзподільника : [монографія] / Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Петров О.В. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 152 с.

**References**

1. Kozlov L.G., Haidamak O.L., Petrov O.V. Doslidzhennia kharakterystyk multyrezhymnoho klapana rozpodilnyka dlia hidropyvodiv mobilnykh robochykh mashyn, Promyslova hidravlika i pnevmatika, 2008, No. 1(19), pp. 85-88.
2. Serhieiev S.G., Kozlov L.G., Petrov O.V. Pidvyshchennia hidravlichnoho KKD pryvodiv nepovnopovorotnykh ekskavatoriv, Naukovi notatky, 2009, Vol. 25, No. 2, pp. 227-230.
3. Petrov O.V., Kozlov L.G. Formuvannia velychyny zrivnovazhuvального perepadu tysku v hidropyvodi, chutlyvomu do navantazhennia, na bazi multyrezhymnoho hidrorozpodilnyka, Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu, 2012, No. 2, pp.179-184.
4. Kozlov L.G., Petrov O.V. Enerhooschadnyi hidropyvod, chutlyvyi do navantazhennia, na bazi multyrezhymnoho hidrorozpodilnyka, Promyslova hidravlika i pnevmatika, 2012, No. 2(36), pp. 77-80.
5. Buriennikov Yu.A., Kozlov L.G., Petrov O.V. Multyrezhymnyi LS-hidropyvod na bazi proportsiinoho hidrorozpodilnyka: monografiya. Vinnytsia, VNTU, 2012, 152 p.

Рецензія/Peer review : 4.4.2014 р. Надрукована/Printed :16.5.2014 р.  
 Рецензент: Сивак І.О., д.т.н., професор, завідувач кафедри технології та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету