

Література

1. Келлер О.К., Кратыш Г.С., Лубяницький Г.Д. Ультразвуковая очистка; -Ленинград: Машиностроение, 1977.-184 с.
2. Белянин П.Н., Данилов В.Н. Промышленная чистота машин. -М.: Машиностроение, 1982.-224 с.
3. Козлов Ю.С., Кузнецов О.К., Тельнов А.Ф. Очистка изделий в машиностроении.- М.:Машиностроение, 1982.- 264 с.
4. Садовский В.И. Очистка деталей гидравлическими струями при ремонте тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин: Дис... канд. техн. наук: -М., 05.04.1972.- 146 с.
5. Бернулли Д. Гидравлика или записки о силах и движениях жидкости. – М., 1959.
6. Левич В.Г. Физико - химическая гидродинамика.- М.: Гос.изд. физ.- мат. Лит. 1959.- 354 с.
7. Протодяконов И.О., Сыщиков Ю.В. Турбулентность в процессах химической технологии. – Л.: Наука, 1983.- 318 с.
8. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. -Л.: Энергоиздат., 1982.- 627 с.
9. Лойняцкий Л.Г. Механика жидкости и газа., Изд. 5-е, переработаное.- М.: Главная редакция физико - математической литературы изд-ва “Наука”, 1978.- 736 с.
10. Рождественский В.В. Кавитация.- Л.: Судостроение, 1977.-248 с.
11. Рид Р. и др. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1982.- 591 с.
12. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1969.- 742 с.
13. А.с. 880519 (СССР) / Устройство для промывки деталей / Р.И.Силин, В.П.Кошель, А.И.Гордеев / Опубл. в Б.И. №42,1981,МКИ В08В 3/10, УДК 621.7.024
14. А.с. 1130422 (СССР) / Устройство для мойки мелких деталей / А.И.Гордеев, Р.И.Силин и Сивченко Н.А. / Опубл. в Б.И. №38,1984,МКИ В08В 3/10, УДК 621.7.024.

Надійшла 13.09.2005 р.

УДК 621.22

Л.Г. КОЗЛОВ, О.В. ПЕТРОВ

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ЗВОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З LS-РЕГУЛЮВАННЯМ

На основі розробленої запобіжно-переливної секції створена нова схема гідропривода. Розроблена нелінійна математична модель гідропривода. Математична модель гідропривода для випадку роботи в режимі регулювання лінеаризована розкладанням у ряд Тейлора. По лінеаризованій моделі побудована структурна схема гідропривода. Визначено, що на динамічні характеристики гідроприводів з LS-регулюванням впливають конструктивні параметри запобіжно-переливної секції та параметри зворотнього зв'язку.

Більшість вітчизняних мобільних машин оснащуються нерегульованими гідроприводами на базі шестеренних насосів та гідророзподільників релейного типу [1,2]. Такі гідроприводи добре працюють в нерегульованих режимах, але при необхідності змінювати швидкість руху робочих органів мають місце непродуктивні втрати. Разом з тим розвиток технологій, що застосовується в сільському господарстві, будівництві та в галузях металообробки вимагають застосування гідроприводів з регульованими параметрами [3, 4]. В сучасних мобільних машинах знаходять все ширше застосування гідроприводи нового покоління, які називають гідроприводами з LS-регулюванням. Такі гідроприводи забезпечують підвищення економічності роботи машин та якості виконуваних робіт [5,6].

Одним із основних гідроагрегатів гідропривода з LS-регулюванням є розподільник спеціальної конструкції, складовою частиною якого є запобіжно-переливна секція. На рис. 1 представлена схема гідропривода, в якій використовується розподільник із запобіжно-переливною секцією розробленою у ВНТУ.

Схема включає насос 1, розподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4. Запобіжно-переливна секція включає переливний клапан 5 з золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Секція забезпечує роботу гідропривода в трьох режимах: режимі перепуску, режимі регулювання та режимі перевантаження. В режимі перепуску розподільник 2 знаходиться в позиції б, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишковий тиск $P_{ц}$ при цьому буде рівний нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриває радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск $P_{о}$ також буде рівний атмосферному.

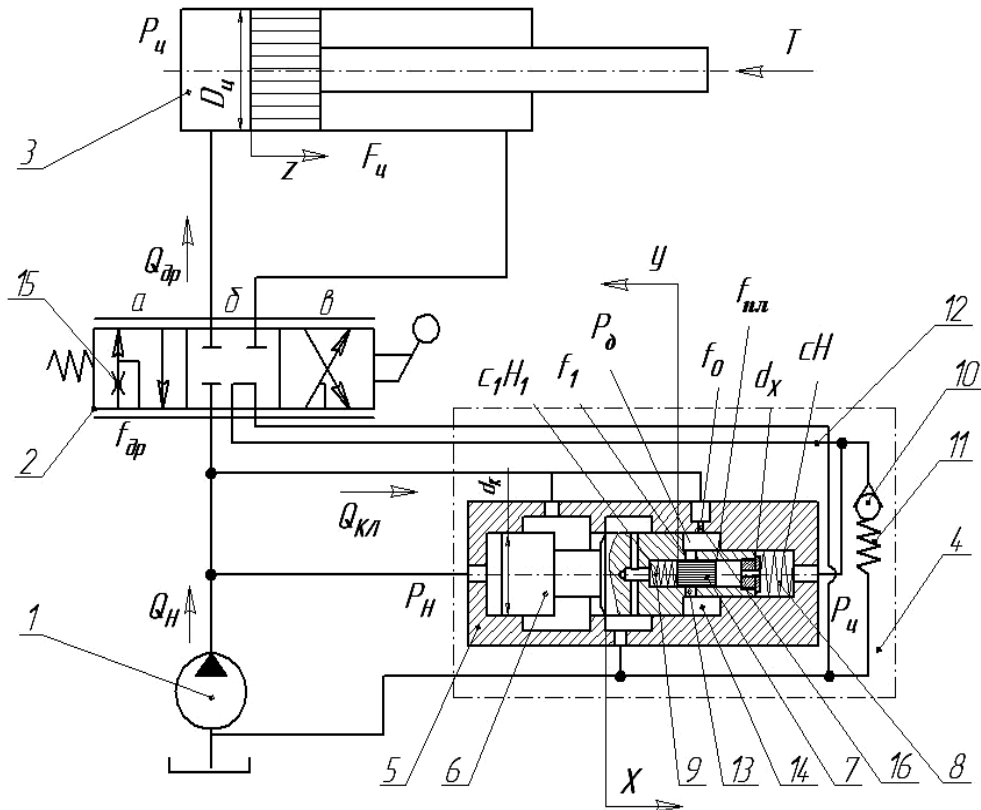


Рис.1. Розрахункова схема гідропривода

При цьому рівняння сил, що діють на золотник 6 без урахування сил тертя та гідродинамічної сили буде мати вигляд:

$$P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = c \cdot H \quad (1)$$

звідки тиск P_H на виході насоса 1 буде визначатися за формулою:

$$P_H = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_K^2} \quad (2)$$

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску P_H становить (0,2...0,3) МПа. Під тиском P_H весь потік від насоса 1 буде поступати в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

При переключенні розподільника в позиції а або в в гідролінію 12 буде поступати рідина під тиском $P_ц$, який залежить від величини навантаження T , при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє ліве положення і перекриє радіальні отвори 13. Тиск $P_д$ в камері 14 в поточному режимі буде лорівнювати тиску P_H і рівняння сил, що діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили) буде мати вигляд:

$$P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = P_H \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} \right) + P_ц \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} + c \cdot H \quad (3)$$

звідки

$$\Delta P_p = P_H - P_ц = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_X^2} \quad (4)$$

де ΔP_p – перепад тиску на робочу вікні розподільника 2. Вказаний перепад ΔP_p в відомих аналогах становить (1,4...2,0) МПа (Danfoss). Таким чином золотник 6 буде підтримувати постійну величину перепаду тиску ΔP_p на робочому вікні розподільника 2, що дасть змогу, змінюючи величину робочого вікна $f_{оп}$, змінювати величину потоку $Q_{оп}$ до гідроциліндра, а різниця між $Q_H - Q_{оп}$ буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В режимі перевантаження шток гідроциліндра зупиняється, тиск $P_ц$ значно збільшується, відкривається клапан 10 і частина робочої рідини від циліндра 3 поступає в бак через розподільник 2, при цьому на його робочому вікні виникає перепад тиску $\Delta P_p = P_H - P_ц$, який утримує клапан 5 в відкритому положенні і потік від насоса повністю поступає в бак.

Перевагою розробленого запобіжно-переливної секції перед аналогами є те, що подача робочої рідини

від насоса в бак в режимі перепуску відбувається не під перепадом ΔP_p (як у відомому аналізі [5]), а під тиском $P_H = (0,2...0,3)$ МПа, що знижує непродуктивні витрати потужності в гідроприводі.

За зміну роботи машини (наприклад екскаватора) виконуються тисячі переключень та змін режиму роботи виконавчих механізмів. Отож клапан постійно працює в динамічних режимах, що потребує на стадії проектування визначення його динамічних характеристик та підбору конструктивних параметрів, що забезпечують необхідні динамічні характеристики гідропривода.

За розрахунковою схемою гідропривода складена математична модель при таких припущеннях: моделюється робота гідропривода в режимі регулювання; параметри елементів гідропривода зосереджені; не враховувалась маса плунжера; перетік рідини між порожнинами клапана, розподільника, насоса та гідроциліндра не враховувались; гідродинамічна сила сухого тертя на золотнику клапана і плунжері не враховувались; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи постійні; режим роботи гідропривода безкавітаційний; об'єм гідролінії за час перехідного процесу не змінюється; втрати тиску в гідролініях не враховувались; коефіцієнт податливості газорідинної суміші та гумометалевих рукавів враховувались як середні величини для розглянутих діапазонів зміни тиску.

Математична модель гідропривода включає рівняння нерозривності потоків для гідролінії між насосом 1, розподільником 2 та клапаном 5; між розподільником 2 та гідроциліндром 3; між дроселем 15 та радіальними отворами в золотнику 6, а також рівняння сил, що діють на золотник 6, поршень гідроциліндра 3 та плунжер 7. Рівняння математичної моделі записані в формі Коші мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dP_H}{dt} &= \frac{Q_H}{\beta \cdot W_H} - \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot x \cdot \sin \alpha}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_H}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_{op}}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{II})}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_\delta)}{\rho}} \\ \frac{dP_{II}}{dt} &= \frac{\mu \cdot f_{op}}{\beta \cdot W_{II}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{II})}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4 \cdot \beta \cdot W_{II}}, \\ \frac{dP_\delta}{dt} &= \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_\delta} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_\delta)}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_1}{\beta \cdot W_\delta} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_\delta}{\rho}} + \frac{\pi \cdot (d_K^2 - d_X^2)}{4 \cdot \beta \cdot W_\delta} \cdot \frac{dx}{dt}, \\ \frac{dV_K}{dt} &= P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{m_K \cdot 4} - P_{II} \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{m_K \cdot 4} - \frac{c \cdot H}{m_K} - P_\delta \cdot \frac{\pi \cdot (d_K^2 - d_X^2)}{4 \cdot m_K} - \frac{b \cdot V_K}{m_K}, \\ \frac{dx}{dt} &= V_K \\ \frac{dV}{dt} &= P_{II} \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4 \cdot m_{II}} - \frac{T}{m_{II}} - \frac{b_{II}}{m_{II}} \cdot \frac{dz}{dt}, \\ \frac{dz}{dt} &= V, \\ \frac{dy}{dt} &= P_{II} \cdot \frac{f_{nl}}{b} - \frac{c_1 \cdot H_1}{b} - y \cdot \frac{c_1}{b}. \end{aligned} \quad (5)$$

де Q_H – величина витрат насоса 1, P_H – тиск в лінії нагнітання, P_{II} – тиск в циліндрі 3, P_δ – тиск в камері 14, W_H – об'єм рідини в лінії нагнітання, W_{II} – об'єм рідини в поршневій камері циліндра 3, W_δ – об'єм рідини в камері 14, D_{II} – діаметр поршня циліндра 3, d_K, d_X – діаметри золотника 6, m_{II} – маса поршня циліндра 3, m_K – маса золотника 6, V – швидкість переміщення поршня циліндра 3, V_K – швидкість переміщення золотника 6, f_0 – площа дроселя золотника 6, f_{op} – площа робочого вікна розподільника, f_{nl} – площа плунжера 7, x – координата положення золотника 6, y – координата положення плунжера 7, z – координата положення поршня циліндра 3, b – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника 6, b_{II} – коефіцієнт в'язкого демпфування штока циліндра 3, β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів, α – величина кута нахилу робочої кромки золотника 6, ρ – густина робочої рідини, c – жорсткість пружини 8, c_1 – жорсткість пружини 9, H – попереднє стиснення пружини 8, H_1 – попереднє стиснення пружини 9.

Математична модель гідропривода для випадку роботи в режимі регулювання лінеаризована розкладанням у ряд Тейлора. По лінеаризованій моделі побудована структурна схема гідропривода, яку представлено на рис.2.

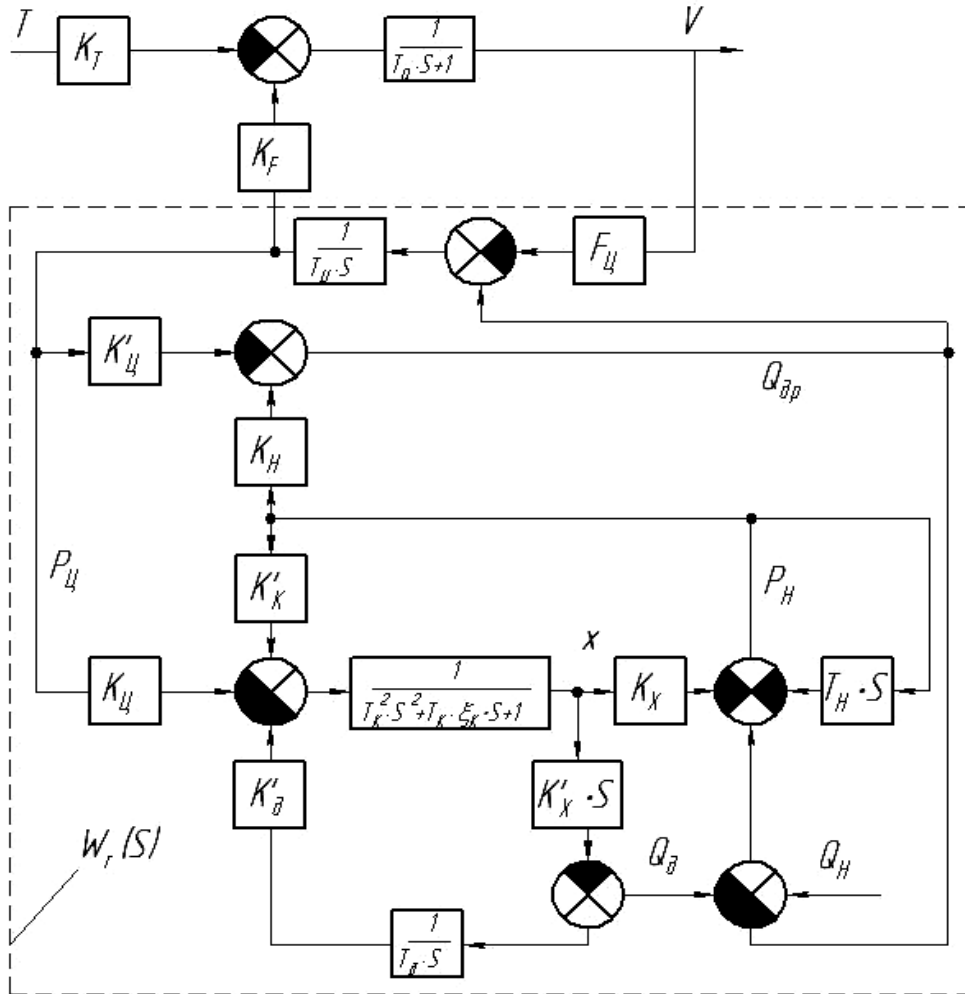


Рис. 2. Структурна схема гідропривода

Для лінеаризації диференціальних рівнянь моделі і побудови структурної схеми використані такі позначення: $T_0 = \frac{m_{ц}}{b_{ц}}$; $T_{ц} = \beta \cdot W_{ц}$; $T_K = \sqrt{\frac{m_K}{c}}$; $T_H = \beta \cdot W_H$; $T_D = \beta \cdot W_D$; $\xi_K = \frac{b_K}{2 \cdot \sqrt{m_K \cdot c}}$; $K_F = \frac{F_{ц}}{b_{ц}}$; $K_T = \frac{T}{b_{ц}}$; $K_H = \mu \cdot f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (P_{H_0} - P_{ц_0})^{\frac{1}{2}}$; $K'_U = \frac{\mu \cdot f_{dp}}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (P_{H_0} - P_{ц_0})^{\frac{1}{2}}$; $K'_K = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4 \cdot c}$; $K_{ц} = \frac{\pi \cdot d_X^2}{4 \cdot c}$; $K_D = \frac{\pi}{4 \cdot c} \cdot (d_K^2 - d_X^2)$; $K_K = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4}$; $K'_D = \mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot \sin \alpha \cdot \frac{x_0 \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot \sqrt{\rho \cdot P_{H_0}}}$; $K_X = \mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{H_0}}{\rho}}$.

Вхідною дією для гідропривода є зовнішнє навантаження T , вихідною координатою – швидкість V поршня циліндра, яка стабілізується. Система має негативний зворотній зв'язок з передаточною функцією $W_r(S)$, яка визначається властивостями її гідравлічної частини і реалізується золотником переливного клапана 6.

Вхідною дією для гідравлічної частини системи є швидкість руху V поршня циліндра, а вихідною координатою – рушійна сила $P_H \cdot F_{ц}$. При збільшенні зовнішнього навантаження T на гідроциліндрі, швидкість його поршня V зменшується, а тиск $P_{ц}$ – збільшується. Тиск $P_{ц}$, що діє через золотник переливного клапана 6 із передаточною функцією $\frac{K_X}{T_K^2 \cdot S^2 + 2 \cdot \xi_K \cdot T_K \cdot S + 1}$ формує відповідну величину тиску P_H . Тиск P_H замикає систему і разом з тиском $P_{ц}$ визначають величину потоку Q_{op} , що надходить до гідроциліндра. Потік Q_{op} визначає таку величину тиску $P_{ц}$ при якій рушійна сила на гідроциліндрі буде відповідати збільшеному значенню зовнішнього навантаження T . Значення швидкості руху V поршня циліндра поновлюється.

Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних та статичних характеристик у системі використано пакет MATLAB, а саме один з його модулів Simulink [7]. Модуль Simulink

спеціально призначено для розв'язання диференціальних рівнянь, на зразок тих, що представлені системою рівнянь (5).

Рівняння математичної моделі розв'язується при початкових умовах $P_H(0) = 3 \cdot 10^5$ Па, $P_C(0) = 3 \cdot 10^5$ Па, $P_O(0) = 0$ Па, $z(0) = 0$ м, $x(0) = 0.1 \cdot 10^{-3}$ м, $y(0) = 0$ м, $V(0) = 0$ м/с, $V_K(0) = 0$ м/с при значенні навантаження $P = 70 \cdot 10^5$ Па, які моделювали ступінчасту зміну навантаження. При цьому знаходились залежності змінних стану P_H, P_C, z, x, V, V_K від чау, що дозволяє визначити такі динамічні характеристики як час регулювання та перерегулювання.

Оскільки переливний клапан замикає схему гідропривода, то його параметри входять до передаточної функції зворотного зв'язку і визначають його характеристики.

Розглянемо вплив основних параметрів переливного клапана – кута нахилу робочої кромки золотника α , величини демпфування золотника b та величини діаметра золотника клапана d_K на величину часу регулювання T_r та величину перерегулювання σ . Діапазони змін конструктивних параметрів були такими: величина кута нахилу робочої кромки золотника $\alpha = 45 \dots 90^\circ$, величина демпфування золотника клапана $b = 30 \dots 3000$ Н · с / м, величина діаметра золотника клапана $d_K = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3}$ м.

На рисунках показано вплив параметрів клапана на час перехідного процесу T_r (рис. 3) та перерегулювання σ величини тиску P_H (на рис. 4). На рисунках 3 і 4 відкладено значення безрозмірних параметрів $\bar{A} = A / A_{max}$, де A – поточне значення параметрів, A_{max} – максимальне значення параметрів. Подані залежності дозволяють зробити висновки про вплив конструктивних параметрів клапана на його динамічні характеристики. Збільшення величини діаметра золотника клапана веде до збільшення часу перехідного процесу, та до зменшення перерегулювання у гідроприводі; збільшення коефіцієнта демпфування b золотника клапана до $b = 0,3 \cdot b_{max}$ різко збільшує величину перерегулювання, а далі інтенсивність впливу на величину σ помітно зменшується. З точки зору забезпечення мінімального часу регулювання слід рекомендувати b з діапазону $(0,2 \dots 1,0) b_{max}$. Збільшення кута нахилу робочої кромки α з $0,5 \cdot \alpha_{max}$ до $0,8 \cdot \alpha_{max}$ знижує час регулювання, а від $\alpha = 0,8 \cdot \alpha_{max}$ до $\alpha = 1,0 \cdot \alpha_{max}$ підвищує час регулювання, разом з тим вплив величини α на перерегулювання – незначний.

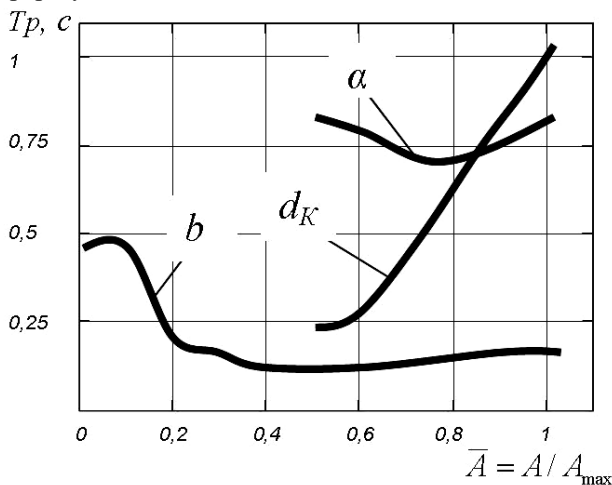


Рис. 3. Вплив параметрів клапана на час перехідного процесу в гідроприводі

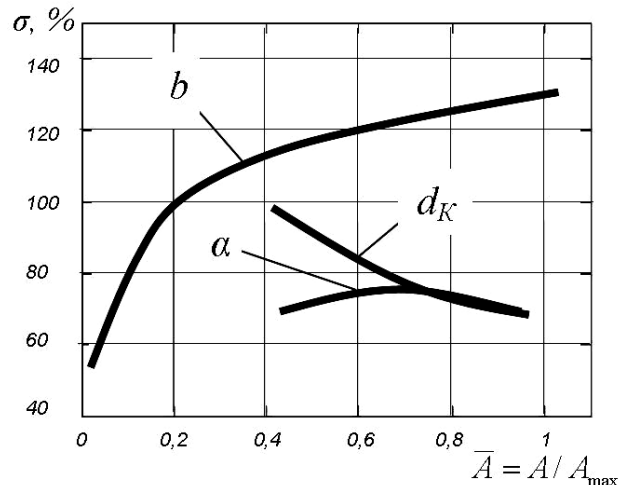


Рис. 4. Вплив параметрів клапана на перерегулювання в гідроприводі

Виходячи із аналізу отриманих залежностей можна рекомендувати при конструюванні запобіжно-переливного клапана для гідроприводів з LS-регулюванням вибирати такі сполучення конструктивних параметрів: величина кута нахилу робочої кромки золотника $\alpha = 0,8 \cdot \alpha_{max}$, величина демпфування золотника клапана $b = (0,2 \dots 0,4) \cdot b_{max}$, величина діаметра золотника клапана $d_K = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_{max}$.

Література

1. Малинский И.М., Ярош С.Д., Флеер Д.Е. Объединённые гидравлические системы с/х тракторов.-М.: ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш, 1981-Вып.6.-36с.
2. Ведерников В.В. Основные направления комплексной гидрофикации сельхозмашин // Тракторы и сельхозмашины.-1982.-№9.-С.14-16.
3. Влияние величины управляющего перепада в регуляторе потока на характеристики гидросистемы, чувствительной к нагрузке / Козлов Л.Г., Буреников Ю.А., Бойко А.В. и др.; Винниц.политехн. ин-т.–Винница,

1992.–18с.–Рис.–Деп. В Укр. ИНТЭИ 24.04.92, №475 – Ук92.

4. Jonson. Load-sensing systems control speed accurately // HYDRAULICS & PNEUMATICS, MARCH 1995, S.33-36.

5. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. - Bosch Rexroth AG, 2001, RE 98071.

6. Drive and Control Systems for Commercial Vehicles. - Brueninhaus Hydromatic, 1998, RE 98075.

7. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. – М.: Диалог-МИФИ, 2003.

Надійшла 14.09.2005 р.

УДК 629.33.017

В.М.ЧМИР

Національна академія Державної прикордонної служби України, м. Хмельницький

ОБҐРУНТУВАННЯ ОРГАНІЗАЦІЙНИХ РІШЕНЬ ЩОДО УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Запропоновано альтернативні шляхи підтримання і відновлення працездатності автомобільної техніки органів охорони Державного кордону шляхом введення в дію системи безперервного комплексного технічного обслуговування та ремонту, розробленої на основі перерозподілу операцій технічного обслуговування і ремонту автомобільної техніки.

Процес приведення Державного кордону України у відповідність до світових стандартів досить складний і потребує розробки та впровадження нових форм і методів охорони кордону, підвищення ефективності використання наявних сил та засобів. Одним із основних елементів системи розташування сил і засобів прикордонного підрозділу при побудові охорони кордону в сучасних умовах є патрулювання окремих ділянок місцевості прикордонними патрулями. Патрулювання районів здійснюється прикордонним патрулем на спеціально обладнаних автомобілях або мотоциклах.

Однак, за підсумками оперативно-службової діяльності (ОСД) Державної прикордонної служби України (ДПСУ) станом на кінець 2004 року, укомплектованість підрозділів ДПСУ автомобільною технікою (АТ) становила 83,5%. Як показав проведений аналіз [1] з існуючого парку АТ, 10,9% вказаної техніки відпрацювали ресурс до списання, і понад 39% знаходяться в експлуатації понад 10 років, тобто близько 50% АТ морально і фізично застаріло. Положення, що склалося у відношенні якісного стану парку АТ, спричиняє зниження рівня коефіцієнта технічного використання до 0,65-0,7, що на 25-30% менше встановленого керівними документами рівня, необхідного для забезпечення функціонування органів охорони державного кордону (ООДК).

З викладеного витікає необхідність пошуку альтернативних шляхів відновлення працездатності АТ.

Постійна справність і готовність АТ до застосування забезпечується планово-попереджувальною системою технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) АТ [2]. Сьогодні заходи ТО і Р АТ здійснюються в умовах недостатнього фінансування та режиму жорсткої економії, шляхом пошуку альтернативних способів підтримання необхідного рівня технічного стану зразків АТ. Одним із шляхів забезпечення працездатності АТ, а тим самим підвищення рівня коефіцієнта технічного використання до 0,9-0,95, є вдосконалення організації проведення робіт ТО і Р.

Аналіз наукової літератури з технічного обслуговування, ремонту і використання АТ, наявних науково-дослідних робіт і дисертацій [3, 4, 5] дозволяє зробити висновок про явно недостатню ступінь дослідження і наукового обґрунтування шляхів вдосконалення організації існуючої системи ТО і Р АТ.

Мета статті полягає в розробці і обґрунтуванні організаційних рішень щодо удосконалення системи ТО і Р АТ в умовах функціонування ООДК.

Для визначення організаційних заходів, які необхідно провести для удосконалення системи ТО і Р АТ прикордонного загону, розроблена відповідна методика. Суть методики полягає в тому, що за рахунок нових організаційних та технічних рішень обґрунтовано доцільні заходи щодо удосконалення системи ТО і Р. Розглянемо її на блок-схемі, яка показана на рис. 1.

Виходячи з аналізу блок-схеми, організаційними рішеннями по удосконаленню системи ТО і Р АТ в прикордонному загоні будуть:

- оптимізація періодичності проведення ТО і Р АТ;
- вибір та заміна засобів діагностики.

Оптимізація періодичності проведення ТО і Р пропонується у зменшенні кількості видів ТО шляхом поєднання між собою деяких з них. Так пропонується введення в дію системи безперервного комплексного технічного обслуговування та ремонту (СБКТОР), яка включає в себе:

1. ТО АТ при використанні: