

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

Чекмасова Ірина Анатоліївна

УДК 621.22-543.2:621.646.3

**ДИНАМІКА ГІДРОАГРЕГАТА
З ДРОСЕЛЬНИМ КЕРУВАННЯМ
НА БАЗІ РЕГУЛЯТОРА ВИТРАТИ**

**Спеціальність 05.05.17- Гідравлічні машини
та гідропневмоагрегати**

**Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Харків-2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі гідравлічних машин Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м.Харків

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Лур’є Зіновій Якович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”, професор
кафедри гідравлічних машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Волков Микола Іванович,
Сумський державний університет, м.Суми,
проректор з навчальної роботи;

кандидат технічних наук, доцент
Седач Віктор Валентинович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
доцент кафедри гідропневмоавтоматики і гідропривода

Провідна установа: Національний технічний університет України “КПІ”,
кафедра гідропневмоавтоматики і гідравліки,
Міністерство освіти і науки України, м.Київ

Захист дисертації відбудеться “20” листопада 2003 р. о 14.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м.Харків, вул.Фрунзе, 21, кафедра гідравлічних машин.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий “16” жовтня 2003р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
Потетенко О.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток машинобудування є одним із пріоритетних напрямків внутрішньої політики України. Створення конкурентоздатної продукції в ринкових умовах вимагає підвищення технічного рівня виробництва за рахунок упровадження нових технологій та устаткування. У металообробних верстатах широко застосовується гідроустаткування, зокрема, гідроагрегати (ГА) із дросельним керуванням, які використовуються для переміщення пристроїв подачі інструмента. Робочі режими сучасних верстатів характеризуються багаторазовими впливами динамічних навантажень, що викликають закиди тисків і витрат у гідросистемах. При цьому дестабілізується технологічний процес, виникають пульсації, ривки робочого інструмента, що приводить до погіршення якості металообробки. Тому, забезпечення рівномірного і стійкого руху виконавчих механізмів незалежно від зміни навантаження на них – важлива вимога, поставлена до гідроустаткування. Для стабілізації швидкості робочого органа ГА застосовують регулятор витрати (РВ), що являє собою комбінацію регульованого дроселя і клапана тиску. До цього часу розроблені і впроваджені дво- і трилінійні РВ із різними конструктивними особливостями і схемами включення стосовно гідродвигуна. У світі виробляється більш 150 їхніх моделей і типорозмірів. Однак, незважаючи на освоєну технологію виробництва і великий досвід застосування РВ, ефективність їхнього практичного використання недостатня. При експлуатації ГА з РВ відзначаються незадовільні статичні і динамічні характеристики ГА, низька точність стабілізації швидкості робочого органа, нестійкість параметрів, особливо в зоні малих “повзучих” швидкостей.

Удосконалюванням ГА з РВ, питаннями стабілізації їхніх параметрів займалося багато підприємств, вчених і фахівців. Можна відзначити праці інститутів НДІ ГІДРОПРИВОД, ЕНІМС, роботи вчених В.В.Єрмакова, С.М.Кожевникова, В.М.Прокоф'єва, Т.М.Башти, Д.М.Попова, Б.А.Гавриленка, Б.Л.Коробочкіна, Е.М.Хаймовича та ін. Аналіз відомих робіт дозволяє відзначити, що в розроблених раніше математичних моделях ГА з РВ не враховуються міжелементні зв'язки і взаємний вплив насоса, переливного клапана, РВ, гідродвигуна, апаратів керування, що не дозволяє оцінити ефекти їхньої взаємодії, що вносить деяку погрішність в одержані результати. Незважаючи на накопичений досвід у теорії і практиці стабілізації швидкості робочого органа ГА у цій галузі дотепер залишається цілий ряд невирішених питань, у тому числі й забезпечення малих стійких швидкостей руху робочих органів ГА. Недостатньо досліджена також динаміка ГА з РВ, відсутні чіткі рекомендації щодо узгодження параметрів елементів ГА, не встановлена сфера раціонального застосування РВ.

Таким чином, поліпшення статичних і динамічних характеристик ГА з РВ, вибір погоджених параметрів елементів, визначення і розширення технічних можливостей і сфери їхнього ефективного застосування, можна досягти шляхом вирішення **наукової проблеми** – дослідження динаміки ГА з РВ на базі фізичної і математичної моделей, що враховує особливості функціонування і взаємний вплив всіх елементів ГА, а також властивостей робочої рідини (РР). Вирішення цієї актуальної наукової проблеми відкриває можливість значно поліпшити якість металообробки деталей і сприяє розвитку машинобудування в Україні.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота є складовою частиною науково-дослідних робіт, проведених на кафедрі гідравлічних машин НТУ “ХП” разом із ЗАТ “НДІ ГІДРОПРИВОД”, м.Харків (головною організацією промислових гідроприводів і гідроавтоматики в масштабах України) відповідно до державних програм розробки й освоєння найважливіших видів верстатобудівної продукції на 1993-1994рр., у тому числі, п.7.13 “Регулятори витрати” (НДР №0193U004533), “Гідроклапани тиску” (НДР №0194U009897). Здобувач брав безпосередню участь у виконанні зазначених НДР як виконавець.

Мета і задачі досліджень. Метою даної роботи є поліпшення статичних і динамічних характеристик ГА з РВ (підвищення точності стабілізації швидкості робочого органа ГА, швидкодії, розширення діапазону зміни навантажень, одержання малих стійких швидкостей) шляхом дослідження динаміки і визначення раціональних параметрів елементів ГА за допомогою розробки математичної моделі ГА з РВ. Для досягнення мети були поставлені і вирішені такі **задачі**:

- визначення сфери дослідження й аналіз стану питання;
- системна класифікація ГА з РВ;
- розробка математичних моделей основних гідроелементів і ГА в цілому;
- оцінка адекватності математичної моделі ГА реальному об'єкту;
- дослідження статичних і динамічних характеристик ГА;
- експериментальні дослідження робочого процесу ГА;
- формулювання практичних рекомендацій.

Об'єкт дослідження - гідравлічні і гідромеханічні процеси взаємодії робочої рідини з елементами ГА з РВ, що впливають на значення витрати робочої рідини на виході.

Предмет дослідження - статичні і динамічні характеристики ГА з РВ і їхніх елементів, які визначають обґрунтовану раціональну сферу застосування таких ГА і шляхи їхнього подальшого удосконалювання.

Методи досліджень. Основними методами досліджень роботи були: системний підхід, що припускає розгляд ГА з РВ як єдиного цілого з урахуванням взаємозв'язку і взаємного впливу елементів ГА; математичне моделювання фізичних процесів у ГА з РВ і його елементах з

урахуванням їхніх конструктивних особливостей на базі диференціальних рівнянь руху елементів ГА за принципом Даламбера, рівнянь течії РР в елементах ГА, рівнянь балансу витрат; натурний і чисельний експерименти, на основі яких встановлена адекватність розробленої математичної моделі реальному об'єкту і одержано статичні і динамічні характеристики ГА з РВ.

Наукова новизна одержаних результатів

виконано системну класифікацію типових ГА з РВ за узагальненими ознаками (способом керування витратою, розташуванням РВ відносно гідродвигуна, типом з'єднання дроселя і клапана РВ, формою і способом установки клапана РВ), що дозволило вибрати типопредставник для подальших досліджень;

уперше створена математична модель для дослідження динаміки ГА з дволінійним РВ у напірній магістралі гідродвигуна на основі системного підходу, що враховує міжелементні зв'язки ГА, нелінійності характеристик його елементів, двофазність РР, змінність коефіцієнтів витрати в дроселюючих щілинах елементів ГА, коректний опис змінних площ дроселюючих щілин, характер зміни навантаження, тертя в золотникових парах, опір лінійних дроселів елементів ГА;

отримано аналітичним шляхом вираз для визначення тиску на виході насоса, яке підтримується переливним клапаном і є вхідним для РВ, що відбиває динамічний зв'язок між елементами ГА і дозволяє підвищити точність математичного опису реальних процесів, які проходять у ГА;

сформульовано практичні рекомендації, що дозволяють поліпшити динамічні і статичні характеристики ГА з РВ шляхом корекції конструктивних параметрів РВ і вибору найбільш раціональних для кожного режиму роботи параметрів елементів ГА.

Практичне значення одержаних результатів

розроблено методику настроювання елементів ГА з РВ у процесі експлуатації відповідно до заданого режиму, що забезпечує їхню погоджену роботу і раціональні робочі характеристики ГА;

розроблена методика побудови математичної моделі ГА з дволінійним РВ у напірній магістралі гідродвигуна і шляхи забезпечення її адекватності реальному об'єкту можуть бути використані для створення моделей ГА з РВ інших модифікацій у гідросистемах технологічних машин і гідрофікованого устаткування;

сформульовано практичні рекомендації щодо проектування і модернізації серійних РВ типу МПГ55, що дозволяють поліпшити статичні і динамічні характеристики ГА з РВ. Модернізовані РВ, відповідно до приведених у роботі рекомендацій, були випробувані і впроваджені на ВАТ “АВТРАМАТ”, ВАТ “ТУРБОАТОМ”, ВАТ “ХарП”, НДІ “Метрології”. Результати роботи використовуються у навчальному процесі в дисциплінах “Об'ємні гідромашини” і “Динаміка гідропневмосистем” (НТУ “ХП”).

Особистий внесок здобувача

Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. При виконанні досліджень здобувач виявив себе відповідальним виконавцем і брав безпосередню участь у розробці математичної моделі ГА з РВ і оцінці її адекватності реальному об'єкту.

Особисто здобувачем:

- виконане уточнення фізичної моделі ГА з РВ і функціонального призначення елементів ГА з урахуванням змін швидкості, тиску і дії зворотних зв'язків, виведення рівнянь математичних моделей елементів ГА, що враховують змінність коефіцієнтів витрати, реальних форм прохідних перетинів гідроапаратів [1,4];

- проведені дослідження математичної моделі ГА з РВ і оцінка її адекватності реальному об'єкту, а також дослідження статичних і динамічних характеристик ГА з РВ [4,5];

- запропоновано систему керування клапаном РВ з перепаду тиску на виході із насоса і вході у гідродвигун, а також розроблена конструкція РВ із нормально-закритим клапаном із нижнім розташуванням регулюючої кромки [6].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на наукових конференціях і семінарах: V,VII Міжнародних конференціях "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м.Київ,2000р.,2002р.); VIII,X Міжнародних науково-практичних конференціях "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (м.Харків, 2000р.,2002р.); Першій обласній конференції молодих учених "Тобі Харківщина – пошук молодих" у рамках форуму "Освіта, наука, виробництво – шляхи інтеграції" (м.Харків, 2002р.), регіональній виставці наукових ідей і розробок "Наука Харківщини 2000" (м.Харків, 2000р.), семінарі кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету (м.Суми, 2003р).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 6 праць, з них 5 – статті в фахових виданнях, затверджених переліком ВАК України, 1 – патент України.

Обсяг і структура дисертації. Робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 258 сторінок машинописного тексту. Дисертаційна робота містить: 15 ілюстрацій по тексту, 43 ілюстрації на 38 сторінках; 20 таблиць по тексту, 4 таблиці на 4 сторінках; 23 додатки на 81 сторінці; 116 найменувань використаних літературних джерел на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтована актуальність теми досліджень, сформульовані мета, наукова проблема і задачі роботи. Приведено загальну характеристику роботи й основні положення, що відображають наукову новизну і практичне значення.

У першому розділі визначена сфера досліджень роботи, приведені дані, що свідчать про широке застосування в машинобудуванні ГА дросельного керування на базі РВ, а також розглянуті проблеми, що виникають при їхній експлуатації у виробництві. Виконано аналіз схем і конструктивних особливостей типових РВ, складена їх системна класифікація, яка приведена на рис.1. У результаті аналізу робіт вітчизняних (Б.Л. Коробочкін, А.Х. Хандрос, Е.Г. Молчановський, М.А. Немировський та ін.) і закордонних (Дрекслер, Сум та ін.) учених встановлено, що в попередніх дослідженнях у цій галузі не розглядався ряд питань і факторів, без урахування яких не являється можливим поліпшити статичні і динамічні характеристики ГА з РВ. До числа цих факторів відносяться: системний підхід до побудови моделі, де всі елементи ГА, включаючи РР і навантаження, розглядаються у взаємозв'язку, як єдине ціле; урахування нелінійностей характеристик гідроелементів ГА; двофазність РР; змінні значення коефіцієнтів витрати в дроселюючих щілинах елементів ГА; опір лінійних дроселів елементів ГА; тертя в золотникових парах гідроапаратів; наявність внутрішніх зворотних зв'язків; характер зміни навантаження; урахування реальних форм прохідних перетинів щілин гідроапаратів, складних за своєю геометрією; більш точне урахування позитивних перекриттів кромки гідроапаратів, попереднього стиснення пружин; повнота набору початкових умов і функціональних обмежень параметрів елементів ГА, що моделюються, обумовлених їхніми конструктивними особливостями і фізичною сутністю функціонування.

Визначено об'єкт і мету досліджень, поставлена актуальна наукова проблема, визначені задачі, що її складають, і шляхи їх вирішення. На основі аналізу різних існуючих схемних рішень ГА з РВ і робіт, присвячених їхній динаміці і функціонуванню на реальних об'єктах, був обраний типопредставник ГА з РВ для подальших досліджень – ГА дросельного керування з дволінійним РВ у напірній магістралі гідродвигуна прямолінійного руху, розрахункова схема якого зображена на рис.2. Розглянутий ГА з РВ являє собою систему стабілізації витрати, що працює за принципом збурювання зі зворотним зв'язком по відхиленню керуючого впливу – перепаду тиску на настроювальному дроселі РВ.

Другий розділ присвячений розробці математичної моделі ГА дросельного керування з дволінійним РВ у напірній магістралі гідродвигуна прямолінійного руху. Приведено результати розробки математичної моделі ГА з РВ, яка складається з математичних описів елементів ГА – насоса, переливного клапана (ПК), регулятора витрати, гідроциліндра (ГЦ), - з урахуванням їх нелінійностей, міжелементних зв'язків, взаємного впливу, внутрішніх зворотних зв'язків та інших факторів, не розглянутих у попередніх дослідженнях. Розроблена математична модель ГА з РВ включає такі рівняння:

- подачі насоса

$$Q_H = Q_{H_\Gamma} - Q_{H_y} - Q_{H_\Pi} - Q_{H_D} - Q_{H_K} ;$$

(1)

- витрат через щілини ПК, клапана і дроселя РВ

$$Q_{\Pi K} = \mu_{\Pi K} A_{\Pi K} \text{sign}(p_1 - p_{cl}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_{cl}|} ;$$

(2)

$$Q_{\Pi KP} = \mu_{KP} A_{\Pi KP} \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_2|} ;$$

(3)

$$Q_D = \mu_D A_D \text{sign}(p_2 - p_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_3|} .$$

(4)

У поданій моделі ГА з РВ модуль об'ємної пружності двофазної РР обчислюється за формулою

$$E_{Ж} = K(p_1 + 1)(Ap_1 + B) \frac{(1 - m_0) \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}} + m_0 \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}{K(p_1 + 1)(1 - m_0) \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}} + m_0 (Ap_1 + B) \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}} . \quad (5)$$

Тиск на виході з насоса p_1 , тиск у поршневій порожнині ГЦ p_3 , а також рух плунжерів ПК, РВ і поршня ГЦ представлені системою нелінійних диференціальних рівнянь у формі Коші

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = [Q_{H_\Gamma} - p_1(C_{H_y} + C_{H_\Pi}) - (Q_{\Pi K} + Q_{\Gamma Ц})] \frac{E_{\Pi P} E_{Ж}}{V_{H_D} E_{\Pi P} + V_{TP_D} E_{Ж}} ; \\ \frac{dx_{\Pi K}}{dt} = v_{\Pi K} ; \\ \frac{dv_{\Pi K}}{dt} = \frac{A_{\Pi K} p_{D1} - F_{\Pi P \Pi K} - F_{\Gamma D \Pi K} - F_{TP \Pi K} - F_{TP.B \Pi K}}{m_{\Pi K}} ; \\ \frac{dx_{KP}}{dt} = v_{KP} ; \\ \frac{dv_{KP}}{dt} = \frac{F_{\Pi P KP} + A_{\Pi KP} p_{D4} - A_{\Pi KP} p_{D3} - (A_{\Pi KP} - A_{\Pi KP}) p_{D2} - F_{\Gamma D KP} - F_{TP KP} - F_{TP.B KP}}{m_{KP}} ; \\ \frac{dy}{dt} = v_{\Gamma Ц} ; \end{array} \right. \quad (6)$$

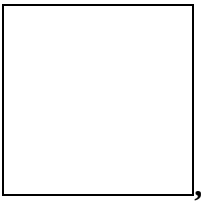
$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{(Q_{ГЦ} - A_{ГЦ} v_{ГЦ}) E_{ПР_{ГЦ}}}{V_{01} + A_{ГЦ} y};$$

$$\frac{dv_{ГЦ}}{dt} = \frac{A_{ГЦ} p_3 - F_C - F_{ТР_{ГЦ}} - F_{ТР.B_{ГЦ}}}{m_{ГЦ}}.$$

Площі прохідних щілин клапана і настроювального дроселя Д (рис.3) регулятора витрати визначаються за виразами

$$A_{Ш_{КР}} = z \frac{d^2}{8} \left[2 \arccos \left(1 - \frac{2x_{КР}}{d} \right) - \sin 2 \arccos \left(1 - \frac{2x_{КР}}{d} \right) \right]; \quad (7)$$

$$A_D = \left\{ \begin{array}{l} x_D^2 \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \text{ при } 0 \leq x_D \leq DF; \\ x_D^2 \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \frac{d_D^2}{8} \left(\frac{\beta^\circ \pi}{180^\circ} - \sin \frac{\beta^\circ \pi}{180^\circ} \right) \text{ при } DF \leq x_D \leq CD; \\ \frac{d_D^2}{4} \left[\sin^2 \left(90^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \operatorname{tg} \left(90^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{1}{2} \left(\pi - \frac{\pi}{180^\circ} \varphi - \sin \varphi \right) + \left(\frac{\beta^\circ \pi}{180^\circ} - \sin \frac{\beta^\circ \pi}{180^\circ} \right) \right] \text{ при } DC \leq x_D \leq x_{D \max}. \end{array} \right\}, \quad (8)$$

де 

$$x_{D \max} = d_D + \frac{d_D}{2} \left(\sin \left(90^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \operatorname{tg} \left(90^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) + \sin \frac{\varphi}{2} - 1 \right).$$

Змінні коефіцієнти витрати в дроселюючих щілинах гідроелементів визначаються у функції числа Рейнольдса за формулами

$$\mu = f(Re) = \mu_T \frac{\sqrt{Re}}{\sqrt{Re_k + Re}}, \quad \text{де} \quad Re_k = \frac{\mu_T^2}{k_\mu^2}, \quad Re = \frac{v}{v_{ж}} 4r_T. \quad (9)$$

Тут: $Q_{H_T}, Q_{H_y}, Q_{H_\Pi}, Q_{H_K}, Q_{H_D}$ – відповідно, геометрична витрата, витоки, перетічки, витрата на компресію РР і деформаційна витрата насоса; $A_{Ш_{ПК}}, A_{Ш_{КР}}, A_D$ -площі щілин переливного клапана, клапана і дроселя РВ; $p_1, p_2, p_3, p_{сл}, p_{Д1}, p_{Д2}, p_{Д3}, p_{Д4}$ - тиски у відповідних порожнинах ГА; $x_{ПК}, x_{КР}$ - переміщення плунжера ПК і клапана РВ відповідно; $v_{ПК}, v_{КР}$ - швидкість руху плунжера ПК і клапана тиску РВ відповідно; $A_{ПК}$ - площа плунжера ПК; $m_{ПК}$ - маса плунжера ПК; $F_{ПР_{ПК}}, F_{ГД_{ПК}}, F_{ТР_{ПК}}, F_{ТР.B_{ПК}}$ - сила пружини, гідродинамічна сила, сила напівсухого тертя і сила в'язкісного тертя відповідно, що діють на плунжер ПК; $A_{ПКР}, A_{Ш_{КР}}$ -

відповідно, площа плунжера і штока клапана РВ; d – діаметр круглого отвору в гільзі клапана РВ; z – кількість круглих отворів у гільзі клапана РВ, що утворюють його дроселюючу щілину; m_{KP} – маса клапана РВ; $F_{ПР_{KP}}, F_{ГД_{KP}}, F_{ТР_{KP}}, F_{ТР.В_{KP}}$ – сила пружини, гідродинамічна сила, сила напівсухого тертя і сила в'язкісного тертя відповідно, що діють на клапан РВ; d_D, x_D – діаметр і висота відкриття прохідної щілини настроювального дроселя Д регулятора витрати, відповідно; x_{Dmax} – максимальна висота відкриття прохідної щілини дроселя Д регулятора витрати при його повному відкритті; $A_{ГЦ}$ – площа поршня ГЦ; V_{01} – початковий об'єм РР у напірній порожнині ГЦ; V_{H_D} – об'єм РР насоса, що зазнає стискання; $V_{ТР_D}$ – об'єм РР, що знаходиться в трубопроводах від насоса до ПК і РВ, що зазнає стискання; C_{Hy}, C_{Hn} – коефіцієнт витоку і перетічки РР насоса відповідно; $\mu_{ПК}, \mu_{KP}, \mu_D$ – коефіцієнти витрати в щілині ПК, клапана РВ і дроселя РВ, відповідно; Re_k – постійна коефіцієнта корекції, що задається значеннями k_μ і μ_T ; k_μ – початкове значення похідної залежності $\mu = f(\sqrt{Re})$ при $Re \rightarrow 0$; μ_T – граничне значення коефіцієнта витрати при $Re \rightarrow \infty$; $\nu_{ж}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості РР; ν – швидкість потоку РР у дроселюючій щілині гідроапарата; r_T – гідравлічний радіус дроселюючої щілини гідроапарата; $E_{ж}$ – об'ємний модуль пружності двофазної РР, що знаходиться в трубопроводах від насоса до ПК і РВ; $E_{ПР}$ – приведений модуль пружності трубопровода з РР; $E_{ПР_{ГЦ}}$ – приведений об'ємний модуль пружності напірної порожнини ГЦ, заповненої РР; A, B – коефіцієнти, що характеризують пружні і вагові характеристики РР; K – коефіцієнт політропи; m_0 – вміст повітря в РР; y – переміщення поршня ГЦ; $\nu_{ГЦ}$ – швидкість руху поршня ГЦ; $m_{ГЦ}$ – приведена маса рухомих частин і РР до осі ГЦ; F_C – сила технологічного навантаження на штоку ГЦ; $F_{ТР_{ГЦ}}, F_{ТР.В_{ГЦ}}$ – відповідно, сила напівсухого тертя, сила в'язкісного тертя, що діють у ГЦ.

У математичну модель включені рівняння тисків і витрат у пружинних і підклапанних порожнинах ПК і клапана тиску РВ, а також функціональні обмеження і початкові умови, що визначаються виходячи з конструктивних особливостей і фізичної сутності функціонування елементів ГА. Таким чином, розроблена математична модель ГА з РВ описує динамічні і статичні процеси елементів ГА у взаємозв'язку як єдине ціле. При сумісному рішенні системи рівнянь (1-9) щодо однієї із змінних (фазових координат) $p_1(t)$ чи $p_2(t)$ чи $p_3(t)$ чи $y(t)$ математична модель являє собою нелінійне диференціальне рівняння 8-го порядку.

Отримана математична модель, подана у вигляді укрупненої структурно-функціональної схеми, зображеної на рис.4, і досліджена на ЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання,

що дозволяє інтегрувати систему нелінійних диференціальних рівнянь високого порядку. На рис.4 Z1-Z15 являють собою узагальнені вирази, що є функціями параметрів відповідних елементів ГА.

Третій розділ роботи присвячений оцінці адекватності розробленої математичної моделі ГА з РВ реальному об'єкту, випробуваному на відповідному розрахунковій схемі (див.рис.2) експериментальному стенді, і дослідженню статичних характеристик ГА з РВ. Для ідентифікації динамічних характеристик модельного і фізичного ГА була обрана відносна квадратична інтегральна оцінка відхилення модельної кривої від кривої реального об'єкта вигляду

$$I_{pi} = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{p_{im}}{p_{ip}} \right)^2 dt * 100\%, i = 1.2.3,$$

(10)

де p_{im}, p_{ip} - миттєві значення тисків у модельному і реальному ГА, відповідно.

Криві перехідних процесів тисків p_2 модельного і реального ГА з РВ, що одержані при однакових умовах навантаження і подані в одному масштабі, приведені на рис.5. Проведені дослідження показали, що математична модель з достатньою для практики точністю адекватна реальному об'єкту: відхилення I_{pi} за тиском p_1 склало 0,68%, за тиском p_2 – 1,26%, за тиском p_3 – 0,72%.

Для дослідження характеристик ГА з РВ у статичних режимах рівняння розробленої математичної моделі (1-9) були перетворені стосовно до статичних режимів роботи і після перетворень подані системою рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{ППК} p_{1(0)} - C_{ПК} (b_{ПК} + x_{ПК(0)}) - 2\mu_{ПК}^2 A_{ЩПК} p_{1(0)} \cos \vartheta = 0; \\ C_{КР} b_{КР} + C_{КР} (x_{КРmax} - x_{КР(0)}) + A_{ПКР} (p_{3(0)} - p_{2(0)}) - 2\mu_{КР}^2 A_{ЩКР} (p_{1(0)} - p_{2(0)}) \cos \vartheta = 0; \\ A_{ГЦ} p_{3(0)} - F_C - \frac{\pi f}{1.5} (D_{ПП} l_{П} + d_{ШП} l_{ШП}) p_{3(0)} \text{sign}(v_{ГЦ(0)}) - \beta v_{ГЦ(0)} = 0; \\ A_{ГЦ} v_{ГЦ(0)} = \mu_D A_D \text{sign}(p_{2(0)} - p_{3(0)}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{2(0)} - p_{3(0)}|}; \\ \mu_D A_D \text{sign}(p_{2(0)} - p_{3(0)}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{2(0)} - p_{3(0)}|} = \mu_{КР} A_{ЩКР} \text{sign}(p_{1(0)} - p_{2(0)}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{1(0)} - p_{2(0)}|}; \\ Q_{Hr} - p_{1(0)} (C_{Hy} + C_{Hn}) - \mu_{ПК} A_{ЩПК} \text{sign}(p_{1(0)}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{1(0)}|} - A_{ГЦ} v_{ГЦ(0)} = 0. \end{array} \right\}. \quad (11)$$

У виразі (11) індексом “(0)” позначені усталені значення параметрів; $C_{ПК}, C_{КР}$ – твердість пружини ПК і клапана РВ, відповідно; $b_{ПК}, b_{КР}$ – попередній стиск пружини ПК і клапана РВ; ϑ

- кут між вектором швидкості потоку, що проходить через щілину і вісь плунжерів ПК і клапана РВ; x_{KPmax} – максимальне позитивне переміщення плунжера клапана РВ при повному відкритті щілини; f - коефіцієнт напівсухого тертя поршня і штока ГЦ; D_{II}, d_{III} - діаметр поршня і штока ГЦ, відповідно; l_{II}, l_{III} - довжина ущільнення поршня і штока ГЦ, відповідно.

У результаті проведених досліджень статичних характеристик ГА з РВ встановлено, що швидкість руху штока ГЦ знижується при збільшенні навантаження на його робочому органі, що видно з рис.6. На основі досліджень впливу різних факторів і конструктивних параметрів елементів ГА на робочі характеристики ГА у статичних режимах визначені шляхи поліпшення статичних характеристик ГА з РВ.

Зокрема, як видно з рис.7, встановлено, що забезпечення сталості сили пружини клапана РВ дозволяє значно підвищити точність стабілізації швидкості робочого органа ГА і розширити діапазон зміни технологічного навантаження.

У четвертому розділі викладені результати проведених досліджень динамічних характеристик ГА з РВ. При ступінчастому, найбільш несприятливому, характері зміни навантаження F_C , приведеному на рис.8, були отримані криві зміни витрати РР, що надходить у напірну порожнину ГЦ $Q_{ГЦ}$, і швидкості руху штока ГЦ $v_{ГЦ}$, що зображені на рис. 9 і 10 відповідно. Установлено, що підтримання витрати $Q_{ГЦ} \approx const$ при змінному навантаженні у динаміці (рис.9) не забезпечує сталості швидкості руху штока ГЦ. Так, при настроюванні дроселя РВ на витрату $Q_{ГЦ} = 5$ л/хв значення величини перерегулювання швидкості стосовно заданих значень σ_1 і σ_2 при розглянутій зміні F_C складали більше 100% (рис.10), що з точки зору технології неприпустимо.

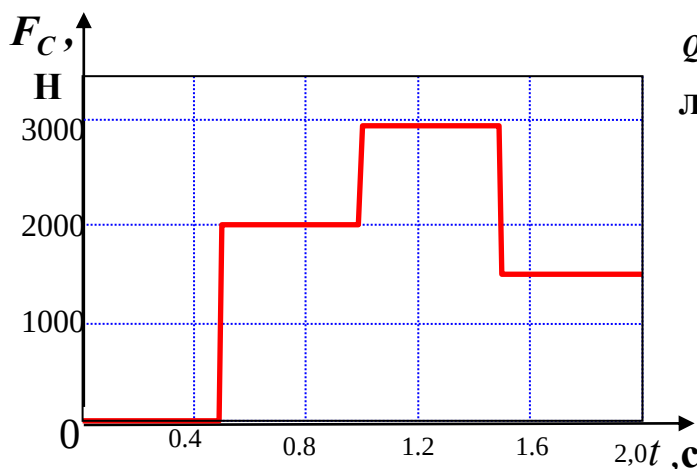


Рис.8. Характер зміни навантаження F_C на штоку ГЦ

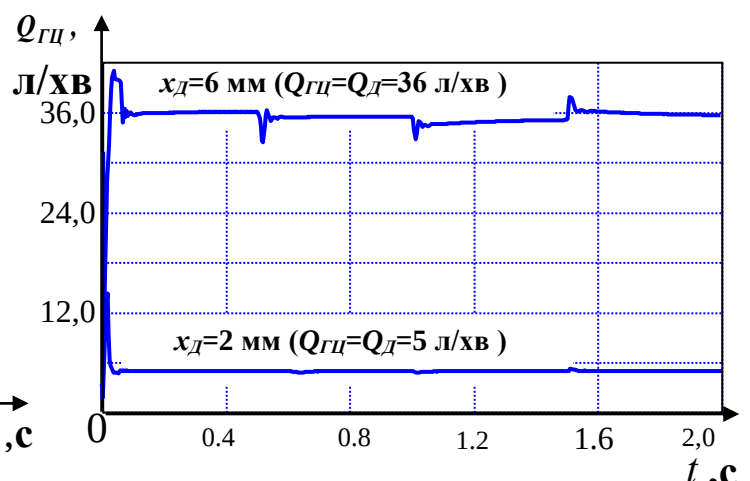


Рис.9. Витрата в ГЦ при зміні навантаження

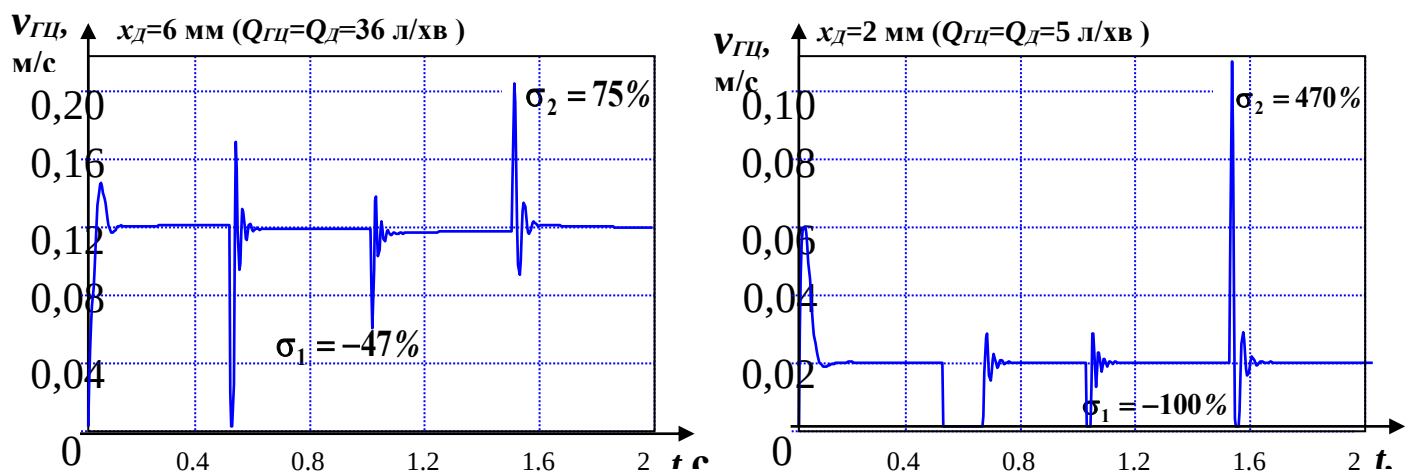


Рис.10. Швидкість руху робочого органа ГЦ при зміні навантаження

зміни навантаження) і конструктивних параметрів елементів ГА (твердості і попереднього стиснення пружин ПК і клапана РВ, площі поршня ГЦ, опорів лінійних дроселів гідроапаратів та ін.) на динаміку ГА. У результаті проведених досліджень визначена сфера ефективного застосування ГА з типовим РВ. Використання ГА з РВ, що включають у себе серійні елементи, доцільне при постійних навантаженнях, або які плавно змінюються у діапазоні, обумовленому рівновагою клапана РВ і умовою $p_1 \rangle p_2 \rangle p_3$. Розглянуто можливості поліпшення динамічних характеристик ГА з РВ і розширення сфери його ефективного застосування, у тому числі й у зоні малих швидкостей і навантажень, шляхом узгодження параметрів елементів ГА.

П'ятий розділ присвячений експериментальним дослідженням ГА з різними типами серійних РВ і різними навантажувальними пристроями в статичних і динамічних режимах. Експериментальні дослідження, виконані на випробувальному стенді, що відповідає розрахунковій схемі ГА з РВ, що розглядається, дозволили одержати вихідні дані реального ГА з дволінійним РВ у напірній магістралі гідродвигуна прямолінійного руху, необхідні при побудові його математичної моделі. Важливою частиною експериментальних досліджень, виконаних за допомогою ЕОМ, стала перевірка адекватності розробленої моделі ГА натурному зразку. Виконано дослідження якості обробки деталей на металорізальному устаткуванні, оснащеному ГА, при використанні різних типів РВ вітчизняного й імпортного виробництва. Сформульовано практичні рекомендації щодо коректування конструктивних параметрів елементів ГА, а також щодо їхнього раціонального настроювання в процесі експлуатації, що дозволяє поліпшити статичні і динамічні характеристики ГА з РВ і розширити його технічні можливості.

У додатках приведені основні конструктивні параметри і типи виконання РВ України і зарубіжних країн; вихідні дані і конструктивні параметри елементів ГА з РВ, що розглядається;

структурно-функціональні схеми математичних моделей ГА з РВ у цілому і його елементах; акти впровадження результатів роботи.

ВИСНОВКИ

За результатами проведених досліджень зроблені наступні висновки:

1. На базі аналізу схем і конструктивних особливостей типових РВ виконано системну класифікацію типових ГА з РВ за узагальненими ознаками, що дозволяє вибрати найбільш ефективні тип і схему розташування РВ у складі ГА згідно із заданим технічним завданням;

2. Розроблена математична модель гідроагрегата з регулятором витрати, що включає рівняння витрат і руху всіх його основних елементів – насоса, переливного клапана, регулятора витрати, гідродвигуна, двофазної робочої рідини. Створена математична модель подається стосовно будь-яких змінних нелінійним диференціальним рівнянням 8-го порядку і відкриває можливості дослідження показників якості статичних і динамічних характеристик будь-якого елемента ГА, а також дозволяє побудувати навантажувальні характеристики ГА та витратно-перепадні характеристики РВ і оцінити технічні можливості ГА з РВ у цілому.

3. Методика побудови математичної моделі ГА з дволінійним РВ на нагнітанні і шляхи забезпечення її адекватності реальному об'єкту можуть бути використані для розробки математичних моделей ГА з РВ інших модифікацій і розташувань у гідросистемах технологічних машин і гідрофікованого устаткування.

4. Висока адекватність розробленої моделі відкриває можливість з достатньою для практики точністю оцінити ряд несталих режимів, особливо на малих швидкостях, що важливо для експлуатації, і сформулювати практичні рекомендації щодо їхнього поліпшення.

5. Поліпшення динамічних характеристик швидкості гідродвигуна при ступінчастій зміні навантаження можна досягти шляхом узгодження параметрів елементів ГА у відповідності до заданого режиму роботи технологічної машини. Ефективне використання ГА з РВ, що включають у себе серійні елементи, можливо тільки при постійних навантаженнях, або які плавно змінюються у діапазоні, обумовленому рівновагою клапана РВ.

6. Проведені дослідження статичних характеристик ГА дозволяють відзначити, що 100%-на стабілізація витрати вимагає: модернізації серійних РВ стосовно забезпечення можливості регулювання попереднього стиснення пружини клапана, що має нелінійний коефіцієнт твердості; узгодження параметрів елементів ГА шляхом настроювання тисків p_1 і p_2 за рахунок регулювання початкового стиснення пружин переливного клапана і клапана тиску регулятора витрати відповідно до параметрів гідродвигуна і заданими швидкістю руху робочого органа і діапазоном зміни технологічного навантаження.

7. Виконання приведених у роботі практичних рекомендацій відповідно до заданої швидкості руху робочого органа гідроагрегата і діапазону зміни технологічного навантаження забезпечує погоджену роботу елементів ГА і його раціональні робочі характеристики на заданому режимі експлуатації і дозволяє значно розширити сферу ефективного застосування ГА з РВ.

8. Основні наукові положення і результати, викладені в дисертаційній роботі, мають практичну значимість при модернізації серійного РВ типу МПГ55 і впроваджені на підприємствах України (ВАТ “АВТРАМАТ”, ВАТ “ТУРБОАТОМ”, ВАТ “ХарП”, НДІ “Метрології”), а також у навчальному процесі в дисциплінах “Об’ємні гідромашини” і “Динаміка гідропневмосистем” (НТУ “ХПІ”).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Чекмасова И.А., Чекмасов А.В. О природе неустойчивости параметров гидроприводов с поршневыми машинами объёмного вытеснения //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 1999. – Вып. 85. – С. 27-33.

Здобувачем виконаний аналіз причин нестабільності параметрів ГА, у тому числі викликаних мінливістю навантаження на робочому органі ГА і пульсацією подачі насоса.

2. Чекмасова И.А. Анализ методов стабилизации дроссельных гидроприводов //Вестник Национального технического университета Украины “Киевский политехнический институт”. Машиностроение. – Сумы: СумГУ. - 2000. – Вып. 38. – Т. 1. – С. 196-200.

3. Чекмасова И.А. Об общих проблемах систем автоматической стабилизации различных процессов с текучей средой // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. - 2000. - Вып. 111. – С. 41-52.

4. Лурье З.Я., Чекмасова И.А. Динамика дроссельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем прямолинейного движения // Вестник Национального технического университета “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. - 2002. – Вып. 9. –Т.12.– С. 129-135.

Здобувачем проведені дослідження статичних і динамічних характеристик ГА з РВ і впливу на них конструктивних і режимних параметрів елементів ГА (твердості пружин, сил тертя, величини і характеру зміни навантаження тощо)

5. Лурье З.Я., Чекмасова И.А. Математическая модель дроссельного гидроагрегата с регулятором расхода // Вестник Национального технического университета Украины “Киевский политехнический институт”. Машиностроение. – Сумы: СумГУ. - 2002. – Вып. 42. – Т. 1.– С. 178-183.

Здобувачем виконано уточнення фізичної моделі ГА з РВ і функціонального призначення елементів ГА з урахуванням змін швидкості, тиску і дії зворотних зв'язків.

6. Пат. № 5738 Україна, МКИ F 15 В 7/00. Спосіб регулювання витрат текучого середовища в розгалужених системах. /А.В.Чекмасов, І.А.Чекмасова (Україна). - № 4944639/29; Заявл. 13.06.91; Опубл. 29.12.94, Бюл. № 8-1. – 6 с.

Здобувачем запропонована система керування стабілізуючим клапаном РВ стосовно перепаду тиску на виході з насоса і вході в гідродвигун; розроблена конструкція РВ з нормально-закритим клапаном з нижнім розташуванням регулюючої кромки.

АНОТАЦІЇ

Чекмасова І.А. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрати. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17- Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. - Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2003р.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної наукової проблеми - дослідженню динаміки гідроагрегата (ГА) з регулятором витрати (РВ) на базі фізичної та математичної моделей, які враховують особливості функціонування і взаємний вплив усіх елементів ГА з метою покращення статичних і динамічних характеристик ГА з РВ (збільшення точності стабілізації, швидкодії, розширення діапазону зміни навантажень та ін.). Розроблена математична модель ГА дросельного керування з дволінійним РВ у напірний магістралі гідродвигуна прямолінійного руху, яка подається стосовно будь-якої змінної нелінійним диференціальним рівнянням 8-го порядку. Пропонована математична модель ГА з РВ містить у собі математичні описи насоса, гідродвигуна, переливного клапана, регулятора витрати, як основного компонента, зв'язаного зі всіма елементами ГА, а також рівняння двофазної робочої рідини і змінних коефіцієнтів витрати в дроселюючих щілинах елементів ГА. Модель враховує міжелементні зв'язки ГА, нелінійності його елементів, а також коректний опис змінних площ щілин елементів ГА, характер зміни навантаження, тертя в золотникових парах, функціональні обмеження і початкові умови, що визначаються виходячи з конструктивних особливостей і фізичної сутності функціонування елементів ГА. Пропонована математична модель з високою точністю адекватна реальному об'єкту і відкриває можливості дослідження показників якості статичних і динамічних характеристик будь-якого елемента ГА, а також побудови навантажувальних характеристик ГА і витратно-перепадних характеристик РВ, що дозволяють оцінити технічні можливості ГА з РВ цілому.

Результати роботи мають практичну цінність при модернізації серійних РВ типу МПГ55 і впроваджені на підприємствах України (ВАТ “АВТРАМАТ”, ВАТ “ТУРБОАТОМ”, ВАТ “ХарП”,

НДІ “Метрології”), а також у навчальному процесі в дисциплінах “Об’ємні гідромашини” і “Динаміка гідропневмосистем” (НТУ “ХПІ”).

Ключові слова: гідроагрегат, робочий процес, математична модель, регулятор витрати, гідроелементи, удосконалення конструкції, динамічні характеристики, стабілізація швидкості, тиск, витрата.

Чекмасова И.А. Динамика гидроагрегата с дроссельным управлением на базе регулятора расхода. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17- Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты.- Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2003г.

Рабочие режимы современных металлообрабатывающих станков характеризуются многократными воздействиями динамических нагрузок. В таких условиях эксплуатации гидроагрегаты (ГА) имеют неудовлетворительные статические и динамические характеристики, малый КПД, значительные колебания давлений и расходов. Всё это приводит к неравномерности движения рабочих органов ГА, к пульсациям их параметров, дестабилизации технологических процессов и, в конечном итоге, к ухудшению качества обрабатываемых деталей. Обеспечение постоянства скорости рабочего органа ГА может быть получено за счёт поддержания постоянства расхода рабочей жидкости (РЖ), поступающей в гидродвигатель, независимо от изменения внешней нагрузки. Для этой цели в составе ГА широко используются специальные автоматические гидростабилизирующие устройства - регуляторы расхода (РР), представляющие собой комбинацию дросселя и клапана давления.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы - исследованию динамики ГА с РР на базе физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов ГА с целью улучшения статических и динамических характеристик ГА с РР (увеличение точности стабилизации, быстродействия, расширения диапазона изменения нагрузок и др.). Поставленная цель была достигнута решением задач, составляющих научную проблему.

В работе рассмотрен современный отечественный и мировой уровень в области исследования и совершенствования ГА с РР. Выполнена классификация гидрорегуляторов с автоматической стабилизацией расхода, позволяющая системно упорядочить известные схемные решения и конструкции и на этой основе принять в качестве базы исследований наиболее сложную в физическом и математическом представлении структуру ГА с двухлинейным РР в напорной магистрали гидродвигателя прямолинейного движения.

Разработана математическая модель ГА дроссельного управления на базе РР, представляемая относительно любой переменной нелинейным дифференциальным уравнением 8-го порядка. Предлагаемая математическая модель ГА с РР включает в себя математические описания насоса, гидродвигателя, переливного клапана, регулятора расхода, как основного компонента, связанного со всеми элементами ГА, а также уравнения двухфазной РЖ и переменных коэффициентов расхода в дросселирующих щелях элементов ГА. Модель учитывает межэлементные связи ГА, нелинейности его элементов, а также корректное описание переменных площадей щелей элементов ГА, характер изменения нагрузки, трение в золотниковых парах, функциональные ограничения и начальные условия, определяемые исходя из конструктивных особенностей и физической сущности функционирования элементов ГА. Предлагаемая математическая модель с высокой точностью адекватна реальному объекту и открывает возможности исследования показателей качества статических и динамических характеристик любого элемента ГА, а также построения нагрузочных характеристик ГА и расходно-перепадных характеристик РР, позволяющих оценить технические возможности ГА с РР в целом.

В работе представлены результаты исследований разработанной математической модели, реализованной в пакете имитационного моделирования, позволяющего интегрировать систему нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка. На основе проведенных исследований установлена рациональная область применения ГА с РР, определены возможности получения малых устойчивых скоростей и повышения точности стабилизации скорости рабочего органа ГА.

Выполнены экспериментальные исследования ГА с разными типами РР и различными нагрузочными устройствами. Данные эксперимента подтверждают результаты, полученные при моделировании, в том числе, точность стабилизации расхода, поступающего в гидродвигатель, и скорости движения рабочего органа гидродвигателя в статических и динамических режимах, неустойчивость характеристик ГА с РР в зоне малых расходов (скоростей) и др.

На основе результатов исследования влияния конструктивных и технологических параметров элементов ГА на его рабочие характеристики разработаны практические рекомендации, позволяющие улучшить статические и динамические характеристики ГА с РР и расширить его технические возможности. Выполнение приведенных в работе практических рекомендаций в соответствии с заданными скоростью движения рабочего органа ГА и диапазоном изменения технологической нагрузки обеспечивает согласованную работу элементов ГА и его оптимальные рабочие характеристики на заданном режиме эксплуатации. Результаты работы имеют практическую значимость при модернизации серийно выпускаемого РР типа МПГ55-32 и внедрены на предприятиях Украины (ОАО “АВТРАМАТ”, ОАО “ТУРБОАТОМ”, ОАО “ХарП”,

НИИ “Метрологии”), а также в учебном процессе в дисциплинах “Объёмные гидромашины” и “Динамика гидروпневмосистем” (НТУ “ХПИ”).

Ключевые слова: гидроагрегат, рабочий процесс, математическая модель, регулятор расхода, гидроэлементы, усовершенствование конструкции, динамические характеристики, стабилизация скорости, давление, расход.

Chekmasova I.A. Dynamics of throttle operated hydraulic unit with flow governor. – Manuscript.

Thesis for a scientific degree of the candidate of engineering science on speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. – National Technical University “Kharkov Politechnical Institute”, Kharkov, 2003.

The thesis is dedicated to researching dynamic and static characteristics of throttle operated hydraulic unit with double-channel flow governor in the pressure pipe-line of the prime mover. The mathematical model of the unit consisting of mathematical description of the pump, the prime mover, the drain valve and the flow governor, considering their nonlinearities and being 8-th order differential equation to any argument has been elaborated. The equations of two-phase liquid, variable orifice coefficients, pattern of load changes, dynamic friction in sliding valves, feedback and connection channels between component parts of the unit, initial conditions and functionality limitation in the range of motions of movable parts have been included. The influence of different design factors of the unit on its dynamic and static characteristics and the ways of their improvement have been investigated.

The experimental research proving the theoretical study results has been carried out. The methods of determining rational parameters of component parts of the considered unit and recommendations enabling to improve dynamic and static characteristics (stabilization precision, operating speed, expansion of working load range and the other) have been given. The basic results of the thesis have been used in the development of sample flow governor project and implemented on the number of engineering plants of Ukraine.

Key words: hydraulic unit, working process, mathematical model, flow governor, hydraulic elements, design improvement, dynamic characteristics, velocity stabilization, pressure, fluid flow.