

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Скляревський Олександр Миколайович

УДК 62 – 82.001

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ  
ГІДРАВЛІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ ПРИВОДІВ  
ВИПРОБУВАЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ**

Спеціальність 05.02.03. – системи приводів

**Автореферат**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків – 2004 р.

Дисертацією є рукопис

**Робота виконана** на кафедрі “Конструювання верстатів та машин” Національного технічного університету України “КПІ” і на кафедрі “Теплотехніка і гідравліка” Запорізького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант:** Заслужений діяч науки України, доктор технічних наук, професор Струтинський Василь Борисович, Національний технічний університет України, завідувач кафедри конструювання верстатів та машин.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор **Самарчанц Вадим Федорович**, Відкрите акціонерне товариство “Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут засобів технологічного устаткування “ВЕЛТ”, м. Харків, директор ;

доктор технічних наук, професор **Зайончковський Геннадій Йосипович**, Національний авіаційний університет, м. Київ, завідувач кафедри гідрогазових систем;

доктор технічних наук, професор **Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович**, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, завідувач кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв.

**Провідна установа:** АНТК ім. О.К. Антонова Міністерства промислової політики України, м. Київ.

Захист відбудеться “ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2004 р. о \_\_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.12 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

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

Автореферат розісланий “ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2004 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Пермяков О.А

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Створення сучасної машинобудівної продукції, що відповідає високим вимогам щодо надійності, довговічності і конкурентоспроможності, неможливе без застосування випробувального устаткування для механічного навантаження матеріалів, натурних деталей і вузлів розроблюваної чи вже виготовленої продукції. Розвиток і вдосконалювання методів механічного навантаження диктує необхідність розробки нового і модернізації наявного випробувального устаткування з метою забезпечення необхідних умов і видів випробувань, зниження енерговитрат при експлуатації, підвищення динамічних характеристик. Це питання є дуже важливим для промисловості України, що має значний потенціал машинобудівного комплексу, розвиток якого безпосередньо пов'язаний зі збільшенням випробувальної бази і розширенням її можливостей.

У випробувальному устаткуванні для механічного навантаження широко використовується слідкуючий гідравлічний привод, що дозволяє відтворювати широкий спектр навантажень. Ось чому розроблення і модернізація гідроприводів, що працюють у системах випробувального устаткування, підвищення їх ефективності є важливою народногосподарською проблемою.

У цих умовах стає актуальною задача створення наукових положень і методологічного забезпечення з удосконалювання методів математичного моделювання і розрахунку процесів, що протікають у гідроприводах випробувального устаткування, раціональної побудови їх структури, зниження експлуатаційних енергетичних витрат.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася в рамках науково-дослідної роботи “Розробка наукових основ статистичної динаміки та методів математичного моделювання стохастичних динамічних процесів металорізальних верстатів” (код КВНТД 1.2.11.03.01 № держ. реєстрації 0101U002282) та за госпдоговірною темою ”Розробка та дослідження електрогідравлічної системи керування стендом для малоциклових випробувань дисків” (ЗВО “Моторобудівник”), яка виконувалась за республіканським планом найважливіших НДР в галузі природних та суспільних наук (завдання 1.11.19. Постанова президії АН УРСР № 451 від 29.12.86.)

Автор дисертації брав безпосередню участь у виконанні першої НДР як виконавець, другої – як науковий керівник.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є підвищення ефективності гідроприводів випробувальних машин, розробка комплексу математичних моделей і програм з їх розрахунку й аналізу динамічних процесів. Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі основні задачі:

- уточнення принципів побудови математичної моделі слідкуючого гідравлічного приводу;
- розробка наукових положень з класифікації гідроприводів;
- розробка математичних моделей і методик розрахунків гідроприводів різних типів з оцінкою

їх адекватності;

- моделювання нестационарних процесів у довгих єднальних трубопроводах, у тому числі з урахуванням нерівномірності температури рідини вздовж тракту гідроканала;

- підвищення економічності гідроприводу і поліпшення його динамічних показників.

*Об'єктом досліджень* є слідкуючий гідравлічний привод, призначений для використання в системі випробувальної машини для механічного навантаження.

*Предметом досліджень* є наукові і методологічні положення з моделювання динамічних процесів у гідроприводах, вибору раціональних схем, підвищення їх ефективності.

*Методи досліджень.* Для вирішення поставлених задач були використані теоретичні й експериментальні методи, що включають у себе методи математичного моделювання динамічних процесів у гідроприводах з визначенням їхньої статичної і динамічної характеристик, уточненням коефіцієнтів рівнянь і перевіркою адекватності розроблених математичних моделей на фізичних моделях і натурних об'єктах; методи чисельного рішення систем диференціальних рівнянь на ЕОМ, у тому числі методи характеристик і половинного розподілу для рішення рівнянь у частинних похідних; метод визначення частотних характеристик гідроприводу за результатами розрахунку перехідного процесу в ньому, а також загальні методи синтезу механізмів.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Уперше розроблена схема структурної класифікації слідкуючих гідравлічних приводів і наукові положення виділення трьох класів гідроприводів по співвідношенню витрат рідини, реалізованих на переміщення вихідної ланки і її стискальність.

Запропоновано комплекс уточнень математичної моделі гідроприводу і розроблена удосконалена нелінійна математична модель електрогідравлічного слідкуючого привода (ЕГСП).

Отримано результати з оцінки ефективності застосування в гідравлічному слідкуючому приводі позитивного зворотного зв'язку на основі еталонної моделі.

Запропонована і досліджена удосконалена схема гідравлічного слідкуючого приводу із клапаном постійного перепаду тисків, що забезпечує підвищення економічності гідроприводу.

Вперше розроблена нелінійна математична модель гідравлічного слідкуючого приводу з довгими трубопроводами й отримані результати з оцінки впливу хвильових процесів на його динаміку.

Вперше розроблені наукові положення з моделювання і розрахунку нестационарних процесів у довгому трубопроводі при перемінній вздовж тракту температурі рідини.

Вперше розроблена повна нелінійна модель силового контуру випробувальної машини з двочастотним навантаженням, що реалізована на основі гідропульсаторного приводу.

Вперше розроблені наукові положення і методологічні підходи щодо синтезу гідравлічного слідкуючого приводу для осісиметричного навантаження дискових деталей обертання.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено програми і методики розрахунків

динамічних характеристик ряду гідроприводів випробувального устаткування, у тому числі гідроприводів з довгими єднальними трубопроводами.

Розроблено методику розрахунку нестационарних процесів у довгому гідроканалі з перемінною температурою рідини.

Удосконалено методику розрахунку швидкісної характеристики гідравлічного слідкуючого приводу.

Запропоновано нову конструкцію гідроциліндра і визначені можливості його застосування в гідравлічному слідкуючому приводі.

Розроблено методику синтезу гідравлічного слідкуючого приводу для осісиметричного навантаження деталей обертання, на основі якої було створено і впроваджено у виробництво спеціальний стенд для випробування дисків газотурбінних двигунів.

**Особистий внесок здобувача.** Всі основні теоретичні та експериментальні результати досліджень одержані автором особисто, серед яких:

- розробка принципів і методів з уточнення математичної моделі об'ємного гідроприводу, математичного моделювання і розрахунку динамічних процесів в гідравлічних слідкуючих приводах випробувального устаткування на основі обліку особливостей, режимів та умов їх експлуатації;

- обґрунтування розподілу гідравлічних слідкуючих приводів на три класи по відносній величині переміщення вихідної ланки з одержанням структурної схеми їх класифікації;

- рішення по підвищенню економічності експлуатації гідравлічного слідкуючого приводу на основі застосування клапану різниці тисків;

- оцінка ефективності наявності в високонавантаженому гідравлічному слідкуючому приводі з малими переміщеннями вихідної ланки додаткового зворотного зв'язку на основі електронної еталонної моделі та застосування різних типів гідроциліндрів і засобів їх керування ;

- розробка комплексу підходів та методик з моделювання і розрахунку в розподільчих параметрах нестационарних процесів в електрогідравлічних слідкуючих приводах з довгими єднальними трубопроводами;

- розробка положень і рекомендацій з раціональної побудови структури, моделюванню і розрахунку гідропульсаторного приводу випробувальної машини з двочастотним навантаженням іспитового об'єкту ;

- синтез електрогідравлічної слідкуючої системи випробувального комплексу для реалізації навантажень на диски газотурбінних двигунів, що відповідають експлуатаційній частоті обертання; одержання аналітичних залежностей статичної рівноваги випробувальної деталі і умов її динамічної стабілізації.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати роботи доповідалися й

обговорювалися на міжнародних і українських конференціях:

- IV Всесоюзний симпозиум “Малоцикловая усталость – механика разрушения, живучесть и материалоемкость конструкций” (м. Краснодар, 1983);
- XVI Всесоюзна науково-технічна нарада з гідравлічної автоматики (Київ, 1983);
- Республіканська конференція “Проектирование и эксплуатация гидравлических систем и гидропневмопривода машин, автоматів і промислових роботів у XII п'ятиріччі (м. Севастополь, 1987);
- міжнародна конференція з вимірювальної техніки і приладобудування (ИМЕКО) (м. Москва, 1989);
- Всесоюзна конференція “Совершенствование и автоматизация производственных процессов гидравлическими и пневматическими устройствами” (м. Челябінськ, 1991);
- міжнародні науково-технічні конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (м. Київ, 1991; м. Кіровоград, 2000; м. Вінниця, 2002);
- міжнародна науково-технічна конференція “Машиностроение и техносфера на рубеже XXI столетия” (м. Севастополь, 2001);
- міжнародні науково-технічні конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (м. Київ, 2002; м. Черкаси, 2003);
- науково-технічний семінар “Сучасні проблеми промислової гідравліки і пневматики” (м. Вінниця, 2003);
- міжнародна науково-технічна конференція “Машиностроение и техносфера XXI столетия” (м. Севастополь, 2003);

**Публікації.** За темою дисертаційної роботи надруковано 36 наукових праць у тому числі: 23 наукові праці у фахових журналах, два авторські свідоцтва на винахід, 3 навчальних посібника з грифом Міністерства освіти і науки України і Мінвузу УРСР, 3 статті у наукових журналах, 5 тезисів докладів на наукових конференціях.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків.

Загальний обсяг роботи складає 346 сторінок, у тому числі 286 сторінок основного тексту, 121 малюнок, 11 таблиць (кількість окремих сторінок з малюнками і таблицями – 42), додаток на 25 сторінках. Список використаних джерел складає 206 найменувань на 21 сторінці.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** сформульована наукова проблема, її актуальність, мета і задачі роботи, наведені зведення про наукові і практичні результати досліджень.

**У першому розділі** дано аналіз стану питання щодо застосування гідроприводу в системах

випробувальних машин для механічного навантаження, принципів математичного моделювання його характеристик і методам розрахунку, обґрунтовані мета і задачі досліджень.

У сучасних випробувальних машинах і комплексах для динамічного механічного навантаження матеріалів і натурних виробів широко застосовуються ЕГСП, які мають відомі переваги перед іншими видами приводів. Розвиток цього устаткування обумовлено різноманіттям методів випробувань, у тому числі динамічних при одночасній дії механічного і теплового навантаження, випробування натурних виробів великих габаритів і т.п. Це породило ряд наукових проблем, пов'язаних зі специфікою роботи випробувальних машин та їх розробленням. До них можна віднести дію позиційного навантаження великої жорсткості, що обумовлює дуже малі переміщення вихідної ланки гідроприводу і роботу розподільного золотника в зоні малих відкриттів; різницю температур робочої рідини вздовж тракту трубопроводів; нестационарні (хвильові) процеси в довгих еднальних гідроканалах. Крім цього, великого значення набуває зниження енергетичних витрат при експлуатації машин для випробування, особливо при тривалих режимах роботи. Рішення цих проблем, що до сьогодні ще недостатньо вивчені чи знаходяться на початковому етапі досліджень, пов'язано з подальшим розвитком методів раціональної побудови гідроприводів, моделювання і розрахунку їх динамічних характеристик.

Одним з основних етапів розробки випробувального устаткування є математичне моделювання динамічних процесів у гідроприводі. Розвиток і удосконалювання підходів і методів їх моделювання залишається актуальною проблемою.

Основою для побудови теоретичної моделі гідроприводу є фундаментальні дослідження таких учених, як: Т.М. Башта, В.П. Бочаров, М.С. Гаминін, Б.Ф. Глікман, Ю.А. Данилов, С.О. Єрмаков, Г.Й. Зайончковський, Ю.Е. Захаров, Р.Д. Іскович - Лотоцький, Б.Л. Коробочкін, Г. В. Крейнін, М.И. Левитський, В. А. Лещенко, З.Я. Лур'є, К.Л. Навроцький, В.М. Прокоф'єв, Д.М. Попов, В.Л. Сосонкін, В.Б. Струтинський, М.Б. Тумаркін, Е.М. Хаймович, О.О. Цуханова, В.В. Чкалов, О.М. Яхно й інші.

У загальному випадку розробка математичної моделі гідроприводу містить у собі: аналіз схеми приводу з виключенням несуттєвих вузлів; запис відповідних рівнянь і обчислення коефіцієнтів.

Динаміка приводу описується наступними групами рівнянь: диференційні рівняння руху механічних елементів з обліком сухого і в'язкого тертя, гідродинамічних сил, упорів і навантаження; диференційні рівняння руху в'язкої стисливої рідини в еднальних гідроканалах; диференційні рівняння стискальності рідини в порожнинах приводу з урахуванням перемінного модуля пружності і перемінного об'єму порожнин; алгебраїчні рівняння витрат через дроселюючі елементи з урахуванням перетічок рідини по радіальним зазорам; алгебраїчні рівняння кінематичних зв'язків і керуючого впливу у функції від часу.

Нестационарні процеси в гідроканалах описуються різними моделями, які можна розподілити на дві групи: у зосереджених і розподільних параметрах з різним ступенем спрощень. При цьому, однак, відсутні достатні й універсальні рекомендації з застосування тієї чи іншої моделі каналу для вирішення конкретної задачі, а також необхідно відзначити недостатню вивченість питань моделювання процесів у слідкуючих приводах, котрі мають у своїй структурі довгі єднальні трубопроводи і різні типи гідроциліндрів.

Отже, вирішення проблеми удосконалювання випробувального устаткування пов'язано з подальшим розвитком методів моделювання, розрахунку й аналізу процесів у гідроприводі, який використовується в його системі. Цим визначається актуальність поставленої в роботі мети – математичне моделювання і підвищення ефективності гідравлічних слідкуючих приводів для випробувального устаткування. Розроблені наукові та методологічні положення можуть бути використані також для створення гідроприводів інших систем.

**У другому розділі** викладені розроблені автором основні положення та методи моделювання і розрахунку характеристик гідроприводу, які включають в себе ряд уточнень математичної моделі; схему структурної класифікації гідроприводів; математичну модель слідкуючого гідроприводу; аналіз впливу виду зворотного зв'язку і способу керування гідроциліндром на динаміку приводу; уточнення методики визначення швидкісної характеристики.

Запропоновані уточнення математичної моделі гідроприводу складаються з алгоритмів опису обмежень переміщень механічних елементів і їхнього зіткнення; методики визначення видаткових характеристик розподільного золотника з урахуванням перетічок рідини по радіальних зазорах; методики визначення на основі нескладних статичних експериментів значень коефіцієнтів витрат дроселюючих елементів пристрою сопло-заслінка, у т.ч. з урахуванням власного опору сопла.

Експлуатація гідроприводу в системах випробувального устаткування характеризується двома принципово важливими динамічними умовами функціонування робочого органа: знаком періодичних коливань зусилля при гармонійному навантаженні випробувального об'єкта і величиною переміщень вихідної ланки (штока гідроциліндра) у процесі динамічних випробувань, що відповідає приведеній жорсткості навантаження. Ці умови обумовлюють вибір типу гідроциліндра і способу керування ним. Оскільки абсолютна величина переміщення штока циліндра неінформативна, у роботі пропонується оцінювати його відносно переміщення на підставі порівняння витрат рідини, необхідних власне для переміщення і заповнення об'єму, що деформується. Для класифікації гідроприводів по переміщенню штока в роботі отримана умова

$$\lambda^* = \frac{T_3}{T_2} = \frac{WC_0}{EF^2}; \quad (1)$$

де постійні часу  $T_2$  і  $T_3$  враховують відповідно переміщення штока і стискальність рідини;  $W$  – об'єм керованої порожнини циліндра;  $F$  – ефективна площа циліндра;  $E$  – приведений модуль



пружності рідини;  $C_0$  – приведена жорсткість випробуваного об'єкта.

За умовою (1) у процесі структурного та динамічного аналізу гідроприводів пропонується виділити три класи силових гідроприводів: I – клас  $\lambda^* \gg 1$  (переміщення поршня таке мале, що їм можна нехтувати); II – клас  $\lambda^* \approx 1$  (витрата рідини, реалізована на переміщення, може бути порівняна з витратою на стискальність); III – клас  $\lambda^* \ll 1$  (переміщення поршня великі).

Особливо важливим є виділення I-го класу, оскільки в цьому випадку досить перетворити вхідний сигнал у пропорційний тиск, а не зусилля, що дозволяє спростити схему гідроприводу випробуваної машини.

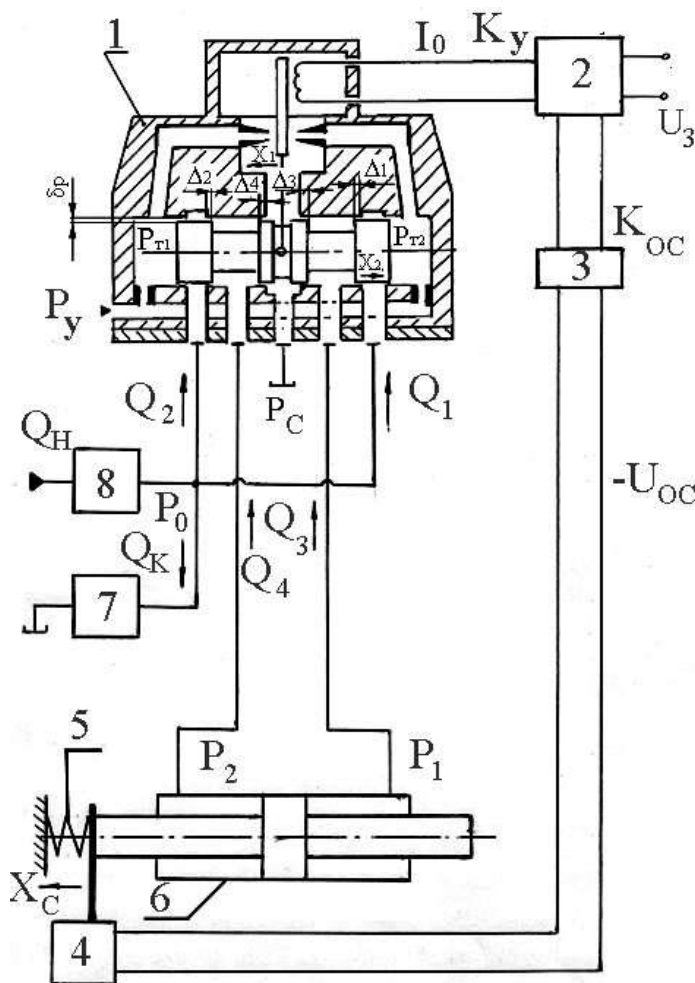


Рис. 1. Схема ЕГСП:

4 – датчик переміщень;

5 – дослідний зразок.

машини, що обумовило опис таких параметрів, як: радіальні зазори  $\delta_p$  і перекриття  $\Delta_i$  на золотнику і зв'язані з ними перетічки рідини; пружності механічних елементів ЕГП; змінність тиску живлення; інерційність перетворення вхідної напруги  $U_3$  у керуючий струм  $I_0$  та ін.

Математична модель без урахування динаміки рідини у трубопроводі містить наступні без-

Для підвищення ступеня формалізації етапу вибору схеми привода в роботі розроблена структурна схема класифікації слідкуючих гідроприводів, що дозволяє виділити якісно важливі особливості привода з погляду теорії автоматичного керування і розширити можливості для його подальшого заглибленого дослідження.

У загальному випадку гідропривод, який застосовується у випробувальному устаткуванні, містить електрогидравлічний підсилювач (ЕГП), електронний підсилювач потужності (ЕПП), пристрій зворотного зв'язку, виконавчий механізм (гідроциліндр), джерело живлення робочою рідиною з витратою  $Q_H$ , переливний клапан (рис. 1). Зворотний зв'язок може бути реалізовано як по переміщенню штока циліндра, так і по зусиллю, що навантажує випробуваний об'єкт. Розроблено базову математичну модель ЕГСП з обліком всіх основних нелінійностей і особливостей роботи приво-ду в системі випробувальної

розмірні диференціальні й алгебраїчні рівняння:

переміщення заслінки ( $x_1$ ), золотника ЕГП 1 ( $x_2$ ) поршня гідроциліндра 6 ( $x_3$ ) з обліком сухого і в'язкого тертя, обмежень переміщень і умов сходу з упора з нульовою швидкістю

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{d\tau^2} &= k_{10} i_0 - k_{11} \frac{dx_1}{d\tau} - k_{31} x_1 - k_{41} (p_{T1} - p_{T2}) - k_{51} \bar{z}_{cm}; \\ z_{cm} &= k_{151} x_1 + x_2; \quad |x_1| \leq x_0 - \text{упор}; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_2}{d\tau^2} &= \begin{cases} g - k_{22} \text{sign } g & \text{при } \frac{dx_2}{d\tau} = 0 \text{ и } k_{22} < |g|; \\ g - k_{22} \text{sign } \frac{dx_2}{d\tau} & \text{при } \frac{dx_2}{d\tau} \neq 0; \\ 0 & \text{при } \frac{dx_2}{d\tau} = 0 \text{ и } k_{22} \geq |g|; \end{cases} \\ g &= k_{42} (p_{T1} - p_{T2}) - k_{12} \frac{dx_2}{d\tau} - k_{52} - g_2; \quad k_{52} = k_{521} \bar{z}_{cm}; \quad |x_2| \geq a_2 - \text{упор} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_3}{d\tau^2} &= \begin{cases} g_3 - k_{23} \text{sign } g_3 & \text{при } \frac{dx_3}{d\tau} = 0 \text{ и } k_{23} < |g_3|; \\ g_3 - k_{23} \text{sign } \frac{dx_3}{d\tau} & \text{при } \frac{dx_3}{d\tau} \neq 0; \\ 0 & \text{при } \frac{dx_3}{d\tau} = 0 \text{ и } k_{23} \geq |g_3|; \end{cases} \\ g_3 &= k_{43} (p_1 - p_2) - k_{13} \frac{dx_3}{d\tau} - k_{33} x_3; \quad |x_3| \leq a_3 - \text{упор}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

балансу витрат у торцевих порожнинах ( $p_{Ti}$ ) золотника ЕГП, ємкості 8 перед ЕГП ( $p_0$ ), керуванних порожнинах циліндра ( $p_i$ ) з урахуванням змінності об'ємів рідини і нерозчиненого в них газу

$$\frac{dp_{Ti}}{d\tau} = \frac{k_{6i}}{1 \pm k_{7i} x_2} \left( q_{Ti} \mp k_{8i} \frac{dx_2}{d\tau} \right); \quad p_{Ti} \geq 0; \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_1}{d\tau} &= \frac{k_{63}}{1 + k_{73} x_3} \left( q_1 - q_3 - k_{83} \frac{dx_3}{d\tau} \right); \\ \frac{dp_2}{d\tau} &= \frac{k_{64}}{1 - k_{74} x_3} \left( q_2 - q_4 + k_{84} \frac{dx_3}{d\tau} \right); \quad p_{1,2} \geq 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\frac{dp_0}{d\tau} = k_{93} (q_n - q_k - q_1 - q_2); \quad q_k = q_n \left( k_{92} \frac{p_0}{p_{ок}} - k_{91} \right); \quad q_k \geq 0; \quad (7)$$

витрати в торцеві порожнини ( $q_{Ti}$ ) золотника з урахуванням власного опору сопла  $\lambda$

$$q_{Ti} = \sigma_1 \left[ \beta \sqrt{|p_y - p_{Ti}|} \text{sign}(p_y - p_{Ti}) - \frac{(1 \mp \alpha x_1) \sqrt{|p_{Ti} - p_c|} \text{sign}(p_{Ti} - p_c)}{\sqrt{1 + \frac{(1 \mp \alpha x_1)^2}{\lambda^2}}} \right] \quad (8)$$

витрати через дросельні вікна золотника з урахуванням перетічок рідини по радіальним за-

зорам

$$q_i = \varphi_l \sqrt{|\Delta p_i|} \operatorname{sign}(\Delta p_i) \quad \text{при} \quad h_i \geq 0; \quad (9)$$

$$q_i = k_{35} \frac{p_0 - p_i}{|h_l|}, \quad \text{при} \quad h_i \leq c_l = -10 \bar{\delta}_p; \quad (10)$$

$$q_i = q_{0i} \exp\left(\frac{h_i}{R}\right); \quad R = \frac{c_l}{\ln q_{\alpha i} - \ln q_{0i}}; \quad \text{при} \quad c_l < h_i < 0; \quad (11)$$

де значення  $q_{\alpha i}$  визначається по (10) при  $h_i = c_l$ , а  $q_{0i}$  – по (9) при  $h_i = 0$ ;  $i = 1 - 4$ ;

зв'язків з обліком інерційності ЕП

$$\frac{di_0}{d\tau} = k_y (u_3 - k_{oc} x_3) - k_{y1} i_0; \quad |i_0| \leq i_{max}. \quad (12)$$

У наведеній моделі  $k_i$  – безрозмірні коефіцієнти, що враховують базові величини, конструктивні й експлуатаційні параметри приводу;  $g_2 = F^*(\Delta p_i, \varphi_i, h_i; \bar{\delta}_p; \beta_i)$  – гідродинамічна сила на золотнику;  $\Delta p_i$  – перепад тиску на дросельному елементі;  $\varphi_i = F^*(h_i, \bar{\delta}_p)$  – безрозмірна площа дросельного елемента;  $h_i = F^*(x_2, \delta_i)$  – безрозмірне відкриття (перекриття) дросельного вікна;  $x_0$ ,  $a_i$  – обмеження переміщень;  $\bar{\delta}_p$  – безрозмірний радіальний зазор на золотнику;  $\delta_i$  – безрозмірне перекриття;  $\beta_i$  – кут витікання струменя з дросельного вікна золотника;  $p_{ок}$  – тиск настроювання переливного клапана 7;  $\beta$  – безрозмірний опір постійного дроселя ЕПП;  $\sigma_l, \alpha$  – коефіцієнти, що враховують співвідношення базових величин,  $p_c$  і  $p_y$  – тиски зливу і керування,  $k_y$  і  $k_{oc}$  – коефіцієнти підсилення ЕПП 2 та зворотного зв'язку 3.

Безрозмірні перемінні визначаються наступними виразами:  $p_i = P_i/P_6$  – тиск;  $q_i = Q_i/Q_6$  – витрата;  $x_i = X_i/X_{i6}$  – переміщення;  $\tau = t/t_6$  – час;  $\varphi_i = F_i/F_6$  – площа;  $a_i = A_i/X_{i6}$  – обмеження переміщення; індекс “i” відноситься до поточного параметру; індекс “6” відповідає базовій величині;  $Q_6 = \mu_6 F_6 \sqrt{2P_6/\rho}$  – базова витрата, інші базові параметри вибираються довільно;  $\mu_6, \rho$  – базовий коефіцієнт витрати і щільність рідини.

Адекватність математичної моделі реальним динамічним процесам підтверджена результатами експериментальних досліджень при різних значеннях жорсткості навантаження ( $\lambda^* = 0,008$ ;  $\lambda^* = 0,4$ ;  $\lambda^* \gg 1$ ). Концепція оцінки адекватності моделі ґрунтувалася на порівнянні теоретичних і експериментальних результатів не тільки за вихідним параметром (переміщення штока), але й за проміжними функціями (тиски в порожнинах гідроциліндра). Дослідження ЕГСП із ЕПП іншого типорозміру підтвердили також і універсальність розробленої моделі.

В рамках класифікаційної структурної схеми виконано аналіз ефективності різних видів зво-

ротних зв'язків (33). Розрахунки динамічних процесів в ЕГСП проведені при різних значеннях жорсткості навантаження, тобто у випадках приналежності приводу до різних класів. Встановлено, що введення додаткового негативного ЗЗ з перепаду тисків у порожнинах циліндра поліпшує демпфіруючі характеристики приводу, без істотного впливу на його швидкодію.

Розглянуто питання ефективності застосування в ЕГСП за рис. 1 додаткового позитивного ЗЗ, що реалізується на основі електронної еталонної моделі (ЕМ). У цьому випадку на вхід ЕСП подається додатковий позитивний сигнал  $U_M$ , який отримується порівнянням сигналу зворотного зв'язку  $U_{OC}$  і сигналу  $U_{EM}$ , що надходить з ЕМ (рис. 2). Як ЕМ застосовано електронну аперіодичну ланку з постійною часу  $T_{EM}$ . Досліджені перехідні процеси і динаміка приводу з гармонійною

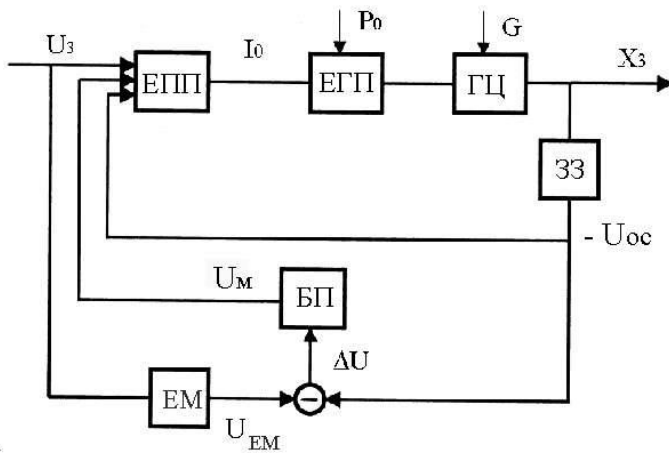


Рис. 2. Блок – схема ЕГСП.

змінюю вхідної напруги  $U_3$  при роботі приводу в істотно нелінійній зоні і дії позиційного навантаження на шток гідроциліндра (ГЦ)  $G = C_0 X_3$ . Оцінювалися такі показники приводу, як: швидкодія; точність відпрацювання вхідного сигналу з урахуванням нелінійних спотворювань; стала статична погрішність. У якості параметрів, якими варіювали, були обрані: постійна часу  $T_{EM}$ ; жорсткість навантаження  $C_0$ ; коефіцієнт підсилення блоку підсумовування  $U_{EM}$  і  $U_{OC}$

(БП)  $k_m$ , а також алгоритм функціонування цього блоку, що реалізовувався за двома варіантами: у лінійній  $u_m = k_m(x_{EM} - x_3)$  і нелінійній  $u_m = k_m \sqrt{|x_{EM} - x_3|} \text{sign}(x_{EM} - x_3)$  постановках. Тут  $x_{EM}$  – еталонне переміщення поршня. За результатами досліджень виявлений різний ступінь впливу ЗЗ на базі ЕМ на динаміку ЕГСП, які належать до різних класів. Так, для приводу III класу наявність ЕМ незначно зменшує сталу статичну погрішність при збереженні загального характеру динамічного процесу при  $k_m = 0$ . Збільшення жорсткості  $C_0$ , тобто перехід приводу в зону II класу, збільшує вплив ЗЗ з ЕМ (рис. 3). Зменшення  $T_{EM}$  у досліджуваному діапазоні від 10 мс до 0,1 мс для приводів цього класу незначно підвищує швидкодію і практично не впливає на сталу погрішність  $\delta_{ст}$ . Найбільший вплив на  $\delta_{ст}$  справляє значення коефіцієнта підсилення  $k_m$  (рис. 4). При цьому, однак, збільшення  $k_m$  призводить до виникнення коливального характеру перехідного процесу. Реалізація нелінійного алгоритму одержання сигналу  $u_m$  призвело до зменшення часу перехідного процесу і сталої погрішності, але збільшилось перерегулювання перехідного процесу і кількість коливань вихідної ланки. Аналіз динаміки при гармонійному вхідному сигналі дозволив

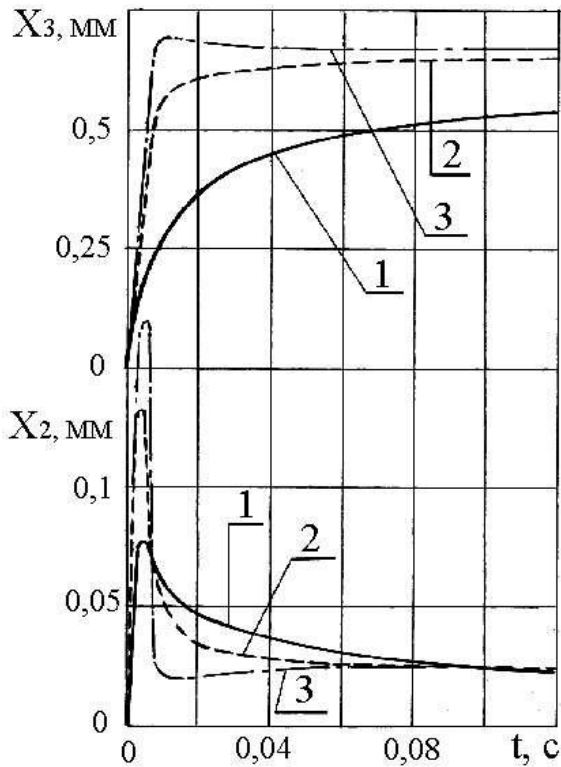


Рис. 3. Перехідний процес у ЕГСП

- 1 – ЕМ відключено ( $k_m = 0$ );  
 2,3 – ЕМ увімкнено при  $T_{EM} = 0,5$ мс;  
 (2 –  $k_m = 0,416$ ; 3 –  $k_m = 0,832$ ).

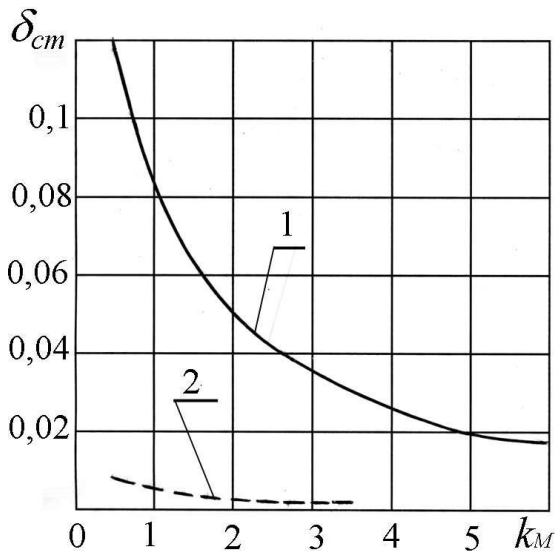


Рис. 4. Зміна відносної сталої погрішності

- ( $T_{EM} = 10$  мс;  $K_y = 100$  ма/В.)  
 1 –  $C_0 = 0,5$  кН/мм;  $u_3 = 0,0125$ ;  
 2 –  $C_0 = 0,5$  кН/мм;  $u_3 = 0,2496$ .

установити границі ефективності ЗЗ на базі ЕМ, яка виявлялася в ті періоди, коли золотник не досягає упорів. Таким чином, ЕМ неефективна при  $|x_2| = x_{2max}$ .

Важливою задачею побудови гідроприводів випробувальних машин є вибір способу керування гідроциліндром і аналіз його впливу на динаміку приводу. Проведено порівняльний динамічний аналіз приводів, побудованих на базі циліндрів з однобічним і двостороннім керуванням. При цьому розглянуті два варіанти однобічного керування: робота циліндра з однієї й одночасно двома напірними крайками золотника ЕГП. Встановлено, що при фіксованих об'ємах рідини і будь-яких змінах інших параметрів, характеристики приводу із двостороннім і однобічним керуванням (із двома крайками) циліндром практично збігаються. Це забезпечує можливість зменшення об'єму керованої порожнини диференціального циліндра, що підвищує динамічні показники приводу без порушення функціональних характеристик випробувальної машини.

З метою зменшення габаритів при збереженні заданого зусилля і забезпечення симетрії швидкісних і тягових характеристик розроблена нова конструкція одноштокового гідроциліндра двостороннього керування. Особливість даної конструкції полягає в збереженні рівності ефективних площ шляхом попереминого підключення до керованих порожнин за допомогою плунжера додаткової порожнини (площі). Аналітичний аналіз швидкісних характеристик слідкуючого приводу з даним циліндром показав, що у випадку, коли перекриття вікон живлення золотника значно більше перекриттів вікон зливу, їх несиметричність

стає дуже малою. Застосування даного гідроциліндра дозволяє забезпечити в рамках заданих габаритів максимально симетричне тягове зусилля при мінімальних витратах енергії.

У рамках поставлених у роботі завдань виконане уточнення методики визначення основної статичної характеристики ЕГСП – швидкісної. Встановлено, що точність методики визначення даної характеристики реалізацією вхідного сигналу з постійним прискоренням підвищується при зменшенні значення цього прискорення. Однак при цьому звужується досліджуваний діапазон характеристики. Для приводів I класу, що працюють в зоні малих переміщень вихідної ланки, одержання швидкісної характеристики з прийнятною точністю є практично неможливим.

**У третьому** розділі наведено результати розробок методики моделювання динамічних процесів у ЕГСП із довгими єднальними гідроканалами і дослідження процесів при різних схемних реалізаціях приводів.

Оцінка впливу перемінної температури рідини вздовж тракту гідроканала на нестационарні процеси виконана шляхом теоретичних та експериментальних досліджень типової ділянки приводу, що має довгий трубопровід круглого перетину, наприкінці і на початку якого розміщено відповідно керована ємкість і відсічний золотник. Тиск перед золотником  $P_0 = \text{const}$ . Досліджено процеси при різних варіантах розподілу температури рідини в системі в межах від  $20^{\circ}\text{C}$  до  $100^{\circ}\text{C}$ , варіюванні об'єму рідини  $W_2$  у ємкості, величини відкриття золотника  $Y$ , закону зміни температури рідини в гідроканалі і ємкості.

Приймаючи  $P_0 = \rho C_{\text{ож}} V_0$ ;  $Q_0 = V_0 \pi r_k^2$ ;  $t_0 = \ell / C_{\text{ож}} (V_0 - \text{базова швидкість, } r_k - \text{радіус каналу})$ , система рівнянь, що описує нестационарний рух в'язкої рідини в гідроканалі з перебудовою профілю швидкостей, у безрозмірному виді має вигляд

$$-\frac{\partial p}{\partial \tau} = [\bar{C}(x)]^2 \frac{\partial v}{\partial x}; \quad -\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial \tau} + \psi(x)v + \varepsilon; \quad (13)$$

$$\varepsilon = \frac{\psi}{2} \int_0^{\tau} \frac{\partial v}{\partial \tau_1} W^*(\tau - \tau_1) d\tau_1; \quad (14)$$

де  $\psi(x) = \psi_0 \frac{v(x)}{v_0}$ ;  $\psi_0 = \frac{\ell}{C_{\text{ож}}} \cdot \frac{8v}{r_k^2}$ ;  $\bar{C} = \frac{C_{\text{ж}}}{C_{\text{ож}}}$ ;  $C_{\text{ж}}$  і  $C_{\text{ож}}$  – швидкість звуку в рідині відповідно поточна і при  $T = 20^{\circ}\text{C}$ ;  $v/v_0$  – відносна зміна в'язкості ( $v_0$  – в'язкість рідини при  $50^{\circ}\text{C}$ );  $v$  – безрозмірна середня по перерізу потоку швидкість;  $\ell$  – довжина каналу;  $\psi$  – безрозмірний опір каналу;  $\varepsilon$  – інтеграл, що враховує перебудову профілю швидкостей з ваговою функцією  $W^*$ , обумовленою сумою трьох експонент

$$W^*(\tau) = \sum_{k=1}^3 m_k \exp\left(-n_k \psi \frac{\tau}{8}\right) \quad (15)$$

де  $m_k, n_k$  – постійні коефіцієнти.

Граничні умови представлені системою безрозмірних рівнянь

$$y = k_1 \tau; \quad y \leq y_{max}; \quad \varphi = k_2 y; \quad q_1 = \varphi \sqrt{|p_0 - p_1|} \operatorname{sign}(p_0 - p_1); \quad \frac{dp_2}{d\tau} = k_6 q_2; \quad (16)$$

де  $y, \varphi$  – переміщення золотника та площа його відкриття;  $p_1, p_2$  – тиск на початку та в кінці каналу;  $q_1, q_2$  – витрати на початку та наприкінці каналу. Основні розрахункові параметри:  $r_k = 0,3$  см;  $\ell = 5,2$  м  $C_{ож} = 1400$  м/с;  $v_0 = 0,1$  Ст;  $W_2 = 3$  л і  $0,3$  л;  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>;  $P_0 = 10$  МПа.

Рішення системи (13) виконано методом характеристик з обліком перемінних по довжині каналу швидкості звуку і в'язкості рідини. У цьому випадку сітка характеристик має перемінні ділянки  $\Delta x_i$  при фіксованому кроці за часом  $\Delta \tau$ , обумовлені співвідношенням

$$\Delta x_i = \bar{C}(x_i) \Delta \tau; \quad x_i = x_{i-1} + \Delta x_i. \quad (17)$$

На характеристиках виконуються кінцево-різницеві співвідношення

$$\Delta p \pm \bar{C} \Delta v + \psi_0 v \Delta x = -\varepsilon \Delta x; \quad (18)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_i(\tau + \Delta \tau) &= \frac{\psi}{2} \sum_{K=1}^3 \varepsilon_{ik}(\tau + \Delta \tau); & \varepsilon_{ik}(\tau + \Delta \tau) &= a_k \varepsilon_{ik}(\tau) + m_k \Delta v_i; \\ \Delta v_i &= v_i(\tau + \Delta \tau) - v_i(\tau); & a_k &= \exp\left(-\frac{\psi n_k \Delta \tau}{8}\right); \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

де  $i$  – порядковий номер крапки по осі  $x$  (довжині каналу).

На границях каналу вирішуються спільно одне з кінцево-різницевих співвідношень (18) та відповідні рівняння системи (16).

Експериментальні дослідження виконані на розробленій установці, яка дозволяє створювати різні закони зміни температури рідини, значення відкриття золотника й об'єми керованої порожнини. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів при різних умовах підтвердили адекватність і ефективність запропонованої методики розрахунку нестационарних процесів у гідроприводі. За результатами досліджень було встановлено, що нестационарні процеси певною мірою залежать від температури рідини в ємкості, вплив на них різних законів розподілу температури по довжині каналу є несуттєвим. При збереженні параметрів каналу більшою мірою на ці процеси впливають об'єм керованої порожнини та величина відкриття золотника. Таким чином, для спрощення розрахунків нестационарні процеси в гідроканалах з малою погрішністю можна описувати при фіксованій середній по довжині трубопроводу температурі рідини.

Для оцінки погрішності розрахунку процесів у розподілених і зосереджених параметрах виконані дослідження з максимальною швидкістю відкриття золотника ( $k_1 = 1$ ). Виявлено, що погрішності розрахунків у зосереджених параметрах достатньо великі. Це дозволяє констатувати, що більш ефективним є застосування моделі каналу в розподілених параметрах.

На основі викладеної методики розроблені математичні моделі і методики розрахунків

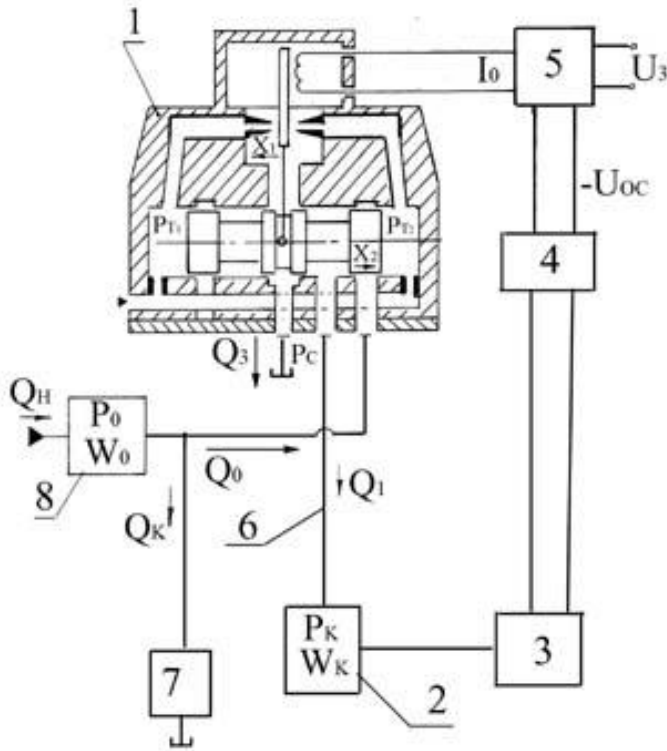


Рис. 5. Розрахункова схема ЕГСП.

динаміки ЕГСП із довгими трубопроводами, реалізованими за різними схемами. Розрахункова схема привода (рис. 5), що відноситься по (1) до I класу, має ЕГП 1, керовану порожнину 2, датчик тиску 3, підсилювач 4, суматор 5, довгий єднальний канал 6, переливний клапан 7, ємкість 8, джерело постачання з подачею  $Q_H$ .

Математична модель ЕГСП містить рівняння (2) – (5), (7) – (12), (13) і рівняння стискальності рідини ємкості 2

$$\frac{dp_k^*}{d\tau^*} = k_{QN} v ; \quad k_{QN} = \frac{k_{63} P_0 \ell F}{\rho C_{ж}^2 t_6 Q_6} ; \quad (20)$$

де  $k_{63}$  – безрозмірний коефіцієнт, що враховує залежність модуля пружності рідини

від тиску;  $F = \pi r_k^2$ .

Для чисельних розрахунків перше рівняння системи (20) представлено в кінцево-різницевого вигляді

$$p_{k,j+1}^* = p_{k,j}^* + k_{QN} \Delta \tau^* v_n ; \quad (21)$$

де  $v_n$  – середня швидкість в кінці єднального каналу. Оскільки наприкінці трубопроводу реально завжди є місцевий опір, обумовлений з'єднанням каналу з керованою ємкістю, система рівнянь доповнена вираженнями

$$p_{n,j+1}^* = p_{k,j+1}^* + \Delta p_{m,j+1}^* ; \quad \Delta p_{m,j+1}^* = k_m \frac{v_n^2 V_6}{2C_{ж}} \text{sign } v ; \quad (22)$$

де  $p_n^*$  – тиск в кінці каналу перед місцевим опором;  $k_m$  – коефіцієнт Вейсбаха.

Для визначення граничних умов в кінці гідроканалу вирішувалися рівняння (21), (22) і рівняння прямої характеристики

$$v_{n,j+1} = p_{n-1,j}^* - p_{n,j+1}^* + v_{n-1,j} - \psi v_{n-1,j} \Delta x - \varepsilon_{n-1,j} \Delta x , \quad (23)$$

а на вході в канал необхідне спільне рішення кінцево-різницевого рівняння для зворотної характеристики

$$p_{i,j+1}^* - p_{i+1,j}^* - v_{i,j+1} + v_{i+1,j} - \psi v_{i+1,j} \Delta x = \varepsilon_{i+1,j} \Delta x \quad (24)$$

і (9) – (11), що визначають витрати  $q_1$  і  $q_3$  у залежності від відкриття чи закриття золотника і пере-



паду тисків на ньому.

Рівняння (20)-(24) отримані з урахуванням різних систем базових величин, застосованих у загальній моделі приводу. Зв'язок між цими системами виражається співвідношеннями

$$\tau^* = \frac{\tau t_6 C_{ж}}{\ell}; \quad p_k^* = \frac{p_k P_6}{\rho C_{ж} V_6}.$$

Система рівнянь доповнена обмеженням за тиском  $p \geq p_{н.п.}$ , де  $p_{н.п.}$  – безрозмірний тиск насичених парів. Індекс “ $j$ ” у рівняннях (20) – (24) позначає номер часового шару по сітці характеристик.

Особливістю чисельної реалізації моделі ЕГСП із довгим гідроканалом є нелінійний характер рівнянь і різний вид апроксимувальних залежностей, що визначають граничні умови на вході в канал і не дозволяють одержати аналітичне рішення. Це диктує необхідність застосування ітераційних методів. Як показали дослідження, використання методу ітерацій, а також методу ітерації з коефіцієнтом релаксації, викликає не виправдано велику кількість розрахункових наближень, необхідних для забезпечення збіжності процесу з заданою точністю. Тому для визначення граничних умов на вході в канал у роботі застосований метод половинного розподілу, збіжність якого заздалегідь обумовлена, а кількість розрахункових наближень передбачувана для точності розрахунків, що задаються.

Адекватність моделі й алгоритму розрахунків оцінювалася порівнянням теоретичних і експериментальних результатів коливань тисків на початку ( $P_1$ ) і кінці каналу ( $P_k$ ) при різних значеннях керуючої дії і параметрів трубопроводу. На рис. 6 показані результати одного з перехідних процесів отриманих при стрибку вхідного сигналу, що складає 63% від максимального значення (робота приводу в істотно нелінійній зоні), і  $\ell = 4\text{м}$ ,  $r_k = 2,5\text{мм}$ ,  $W_2 = 3\text{л}$ ,  $W_0 = 2\text{л}$ ,  $C_{ж} = 1200\text{ м/с}$ ,  $\nu = 10\text{ сСт}$ ,  $\rho = 850\text{ кг/м}^3$ .

Складність процесів, котрі протікають у приводі, обумовлена замкнутістю контуру системи, тобто нестационарним відкриттям (закриттям) золотника в залежності від зміни вихідного параметра (тиску  $P_k$ ). Тому, як показали розрахунки, для досягнення адекватності моделі є важливим облік таких факторів, як: зміна тиску  $P_0$ , перетічки рідини по золотнику. Для приводу з довгими трубопроводами, реалізованого за рис. 1 для кожної керованої порожнини з урахуванням змінності об'ємів по (20) маємо

$$\left. \begin{aligned} p_{1k,j+1}^* &= p_{1k,j}^* + k_{QN1} \Delta \tau_1^* \left( v_{1n,j} - k_{\kappa 1} \frac{dx_3}{d\tau} \right); \\ p_{2k,j+1}^* &= p_{2k,j}^* + k_{QN2} \Delta \tau_2^* \left( v_{2n,j} + k_{\kappa 2} \frac{dx_3}{d\tau} \right); \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$$\text{де } k_{\kappa 1,2} = \frac{k_{83,84} Q_6}{F_{1,2} V_6}; \quad k_{QN1,2} = \frac{k_{63,64}}{1 + k_{73,74} x_3} \cdot \frac{P_6 \ell_{1,2} F_{1,2}}{\rho C_{ж}^2 t_6 Q_6};$$

$v_{1n,2n}$  – середня осьова швидкість в кінці каналу;  $p_{1k,2k}$  – тиск у відповідній порожнині циліндра.

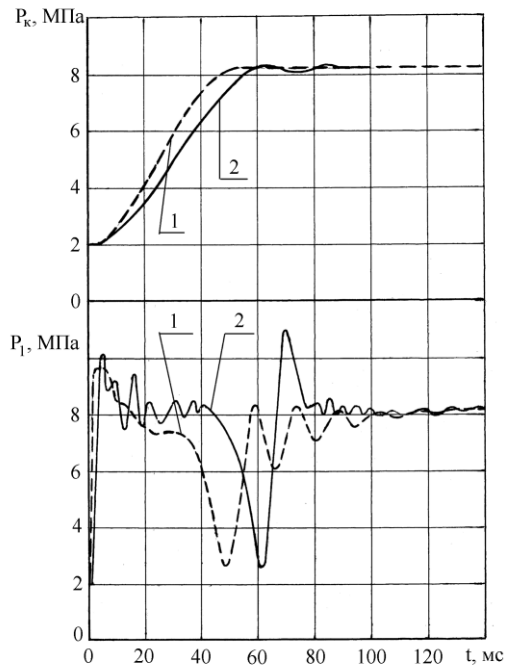


Рис. 6. Перехідний процес у ЕГСП:

- 1 – розрахунок;
- 2 – експеримент.

Реалізація схеми і методики розрахунку ЕГСП із диференціальним циліндром характеризується безпосереднім з'єднанням штокової порожнини з тиском живлення  $P_0$  і відповідним коректуванням моделі й алгоритму чисельного рішення.

Проведені дослідження перехідних процесів і динамічних процесів при гармонійній керуючій дії дозволили оцінити вплив хвильових процесів у каналах на динамічні показники приводів, побудованих за різними схемами. Показано, що в ЕГСП із двоштоковим циліндром і малою жорсткістю позиційного навантаження ( $C_0 = 0,34$  кН/мм,  $\lambda^* = 0,008$  – привод III класу) перехідний процес має монотонний характер при відсутності негативних тисків у гідроканалах. У випадку дії навантаження підвищеної

жорсткості ( $C_0 = 19,6$  кН/мм), привод переходить у II клас) перехідний процес здобуває автоколивальний характер, що при незмінності коефіцієнта підсилення ЕГП зберігається при варіюванні прохідного перетину каналів і об'ємів порожнин циліндра.

У ЕГСП із диференціальним гідроциліндром нестационарні процеси відмінні від попереднього варіанта. Так, при  $C_0 = 0,34$  кН/мм у приводі відбуваються значні падіння тиску, що призводить до виникнення кавітаційних умов. При  $C_0 = 19,6$  кН/мм нестационарність процесів значно знижується. Застосування більшого перетину трубопроводу, що з'єднує штокову порожнину з тиском живлення, відносно перетину трубопроводу між ЕГП і циліндром також зменшує амплітуду коливання тиску. Збільшення прохідних перетинів обох гідроканалів (збільшення  $k_{QN}$ ) призводить до нестійкості приводу. При реалізації  $P_{2k} = P_0 = \text{const}$  забезпечується усталена робота для всіх видів ЕГСП. Однак у випадку приналежності до III класу швидкодія такого варіанту приводу менша, ніж у приводу з двоштоковим циліндром.

Дослідження динамічних процесів при гармонійному характері вхідного сигналу, як одного з застосовуваних у випробувальних машинах видів навантаження, дозволили одержати наступні результати. Для приводу з двоштоковим циліндром III класу точність відпрацювання вихідного сигналу ( $X_3$ ) вища при стабілізації тиску  $P_0 = \text{const}$ . У цьому випадку погрішність по амплітуді  $X_3$  не

перевищує 1%, в іншому випадку ( $P_0 \neq \text{const}$ ) ця погрішність дорівнює 11-12 %. (рис. 7). Крім того, у другому випадку нижня границя тисків розташовується значно нижче і при певних сполученнях параметрів може входити в зону негативних значень.

Процеси в даному приводі при  $C_0 = 19,6$  кН/мм характеризуються істотними коливаннями тисків на початку трубопроводів і руху вихідної ланки  $X_3$  з накладенням на першу гармоніку, що відповідає частоті вхідного сигналу  $U_3$ , другій, обумовленої хвильовими процесами в каналах і дією зворотного зв'язку. При цьому коливання  $P_0$  несуттєві, тобто не вимагаються спеціальні заходи для його стабілізації.

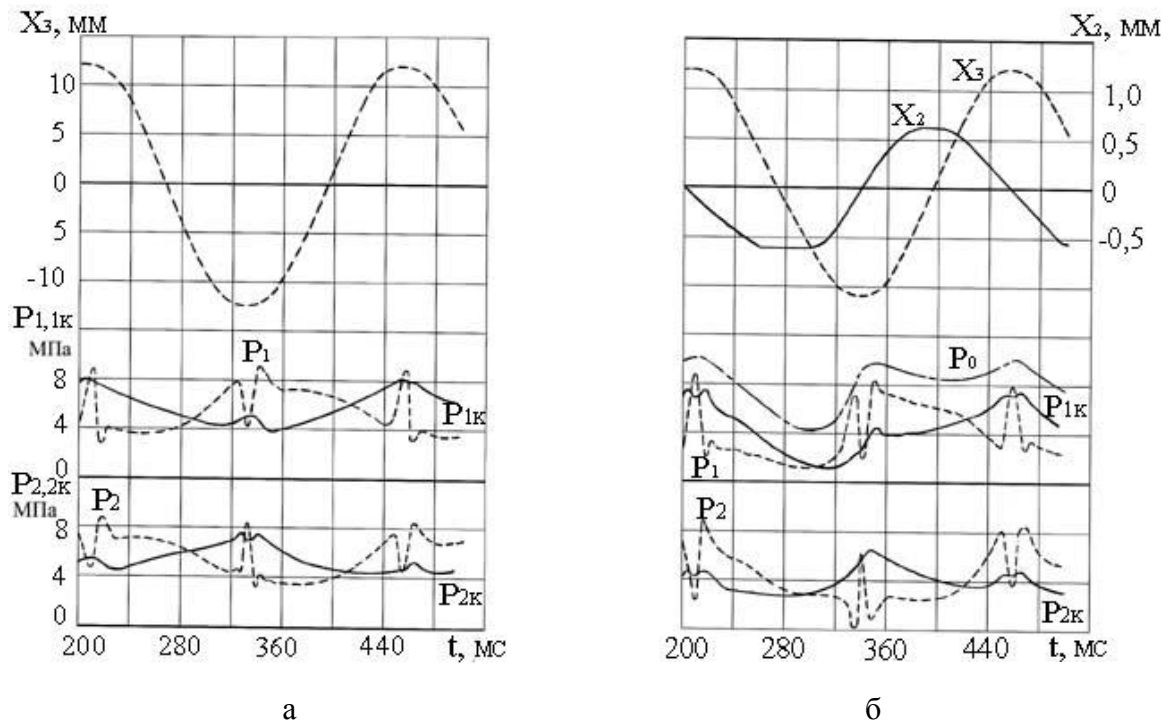


Рис. 7. Нестационарні процеси в ЕГСП із двоштоковим гідроциліндром при частоті вхідного сигналу  $f = 4$  Гц,  $\ell_{1,2} = 4$  м,  $r_{к1,2} = 2,5$  мм,  $C_0 = 0,34$  кН/мм.

а –  $P_0 = \text{const}$ ; б –  $P_0 \neq \text{const}$ .

Аналіз динаміки ЕГСП із диференціальним циліндром при аналогічних умовах показав низькі показники приводу у випадку його приналежності до третього класу ( $C_0 = 0,34$  кН/мм), що виражаються в значних коливаннях тисків і появі кавітації. При  $C_0 = 19,6$  кН/мм нестационарні процеси в приводі аналогічні процесам у ЕГСП із двоштоковим циліндром. При реалізації умови  $P_{2к} = P_0$  для приводу III класу – значні коливання тисків і низька точність відпрацьовування вихідного параметра, для приводу II класу – динамічні характеристики істотно кращі, ніж у ЕГСП із двоштоковим циліндром.

У четвертому розділі розглянуті питання щодо зниження енергетичних витрат у гідроприводі випробувальної машини, розроблені методики моделювання і розрахунку динаміки в системі, по-

будованої на основі приводу перемінного потоку (гідропульсаторного приводу).

Для підвищення економічності ЕГСП пропонується використовувати в його структурі замість переливного клапана (ПК) клапан, що забезпечує постійний перепад тисків (КППТ) між керованою порожниною циліндра і входом у ЕГП. Така схема передбачає застосування диференціального циліндра з постійним тиском у штоковій порожнині. Проведений комплекс досліджень встановив, що збільшення перепаду тисків ( $\Delta P$ ) підвищує швидкість приводу з КППТ, наближаючи до показників аналогічного ЕГСП із ПК. Поліпшенню швидкодії приводу сприяють також збільшення подачі насоса  $Q_H$  і зменшення об'єму керованої порожнини  $W_2$  циліндра. У той же час збільшення  $\Delta P$  та  $Q_H$  призводить до зростання енергетичних витрат. Порівняльні дослідження приводів із КППТ і ПК показали, що кращі енергетичні показники має ЕГСП із клапаном постійного перепаду тисків. Так, наприклад, при рівних умовах витрачена енергія  $E$  за один цикл роботи при синусоїдальному вхідному сигналі в приводах із КППТ і ПК відповідно складає: при частоті  $f=1$  Гц,  $E=1295$  Дж та  $E=1640$  Дж ( $Q_H=9$  л/хв;  $W_2=1$  л), при  $f=25$  Гц,  $E=92$  Дж та  $E=157$  Дж ( $Q_H=24$  л/хв,  $W_2=2$  л).

Важливим є застосування в приводі з КППТ диференціального циліндра, що дозволяє зменшувати об'єм керованої порожнини без порушення функціональних характеристик випробувальної машини. Це забезпечує підвищення динамічних характеристик привода та його економічності. Встановлено, що при досить великих частотах ( $> 25$  Гц) у приводі з КППТ відбуваються нелінійні спотворювання гармонійного вихідного сигналу. Це в ряді випадків обмежує технічні можливості застосування даного приводу у випробувальних машинах.

У роботі наведені результати моделювання і досліджень динамічних процесів у гідропульсаторному приводі, що складається в загальному випадку з плунжера, що приводиться в рух від кулачка, єднального гідроканалу і гідроциліндра. Одним з показників даного приводу, що визначає необхідну точність навантаження, є симетричність зміни тиску (зусилля на штоку поршня) у керованій порожнині циліндра. Отримано аналітичний вираз, котрий визначає цей показник

$$\Delta \bar{W} = \frac{\Delta W}{W_0} = \frac{\Delta P}{\lambda^* E} \left( 1 + \lambda^* + \frac{\Delta P}{E} \right); \quad (26)$$

де  $\Delta W$  – сумарний об'єм рідини, що подається у порожнину циліндра при зміні тиску в ній на  $\Delta P$ ;  $W_0$  – початковий об'єм порожнини;  $E$  – модуль пружності рідини.

З (26) видно, що при різних знаках  $\Delta P$  будуть різні за модулем значення  $\Delta \bar{W}$ , які залежать від класу гідроприводу ( $\lambda^*$ ). Найменші несиметричні спотворювання спостерігаються в гідроприводі першого класу ( $\lambda^* \gg 1$ ).

Іншим важливим показником гідропульсаторного приводу є витрачена потужність при навантаженні зразка. Для гідроприводу першого класу безрозмірна теоретична витрачена потужність визначається наступним безрозмірним виразом, отриманим у роботі:

$$\bar{N} = (p_{1нач} + \Delta p_{max} \sin k_m \tau) k \Delta p_{max} \cos k_m \tau ; \quad (27)$$

де  $\bar{N} = \frac{N}{P_6 Q_6}$  – безрозмірна потужність;  $k = \frac{W_1 P_6 \omega}{E Q_6}$ ;  $k_m = 2\pi f t_6$ ;  $p_{1нач}$  – початковий тиск у порожнині циліндра;  $\Delta p_{max}$  – амплітуда тиску, що відповідає необхідному зусиллю навантаження й ефективній площі циліндра,  $\omega$  – кутова частота.

Позитивне значення  $\bar{N}$  – це витрачена потужність. Негативне значення  $\bar{N}$  – рекуперативна потужність. Таким чином, величина витраченої енергії за цикл визначається інтегруванням за часом позитивного значення  $\bar{N}$ . Очевидно, що застосування в цьому приводі циліндра двостороннього керування подвоює величину витраченої енергії.

Розроблено математичну модель і алгоритм розрахунків динамічних процесів у гідропульсаторному приводі, що містить гідропульсатор, плунжери якого одночасно подають по єднальному трубопроводу перемінний потік рідини в керовану порожнину диференціального циліндра. Математична модель містить рівняння руху механічних елементів з урахуванням жорсткостей випробуваного зразка, динамометра і силової рами; балансу витрат у робочих порожнинах; руху рідини в гідроканалах у зосереджених параметрах з обліком місцевих гідравлічних опорів; рівнянь витрат. Адекватність розробленої моделі оцінена за результатами експериментів. Проведено розрахункові дослідження двох альтернативних варіантів приводів: пульсатор працює з циліндрами одно- і двосторонньої дії. Показано, що у випадку, коли об'єм керованої порожнини диференціального циліндра й об'єм порожнин двоштокового циліндра рівні, необхідна величина ходу плунжерів у першому варіанті значно менша, ніж у другому. При збільшенні приведеної жорсткості випробуваного зразка різниця між переміщеннями плунжерів у порівнюваних приводах збільшується. Встановлено, що можливе зменшення амплітуди переміщення плунжерів при несиметричному розташуванню поршня у двоштоковому циліндрі. Однак при цьому збільшується амплітуда тисків в одній з порожнин, що за конструктивними і експлуатаційними умовами небажано.

На основі математичної моделі гідропульсаторного приводу розроблені модель і методика розрахунків динаміки гідросистеми випробувальної машини з двохчастотним навантаженням серії ИС-4. Показано особливості алгоритму розрахунків системи, що складається з гідропульсаторного приводу і двох гідравлічних слідкуючих приводів, що керують його роботою. Першою особливістю є узгодження в процесі реального розрахунку на ЕОМ фаз інвертувальних сигналів у лініях зв'язку, яке необхідне для виділення керуючого сигналу для ЕГСП, що забезпечує першу гармоніку навантаження випробувального об'єкту. Другою особливістю алгоритму є обчислення на кожному кроці за часом амплітуди другої гармоніки навантаження (динамічна складова).

**У п'ятому розділі** наведено методику і результати синтезу електрогідравлічної системи керування (ЕГСК) випробувальної машини, призначеної для осісиметричного навантаження деталей

обертання, зокрема, дисків газотурбінних двигунів. ЕГСК забезпечує перетворення вхідного електричного сигналу, який змінюється за спеціальною програмою, у пропорційне синхронне зусилля на штоках гідроциліндрів, рівномірно розташовуваних по колу випробуваного диска і реалізуючих у ньому напруги, що відповідають експлуатаційній частоті обертання. У процесі структурного, кінематичного і динамічного синтезу вирішувалися задачі з побудови схеми ЕГСК; вибору типу ЕГП й зворотного зв'язку, виходячи з необхідних габаритів і динамічних характеристик системи; забезпеченню стабільного положення незакріпленої осі диска під час його навантаження.

Проведені теоретичні дослідження за розробленими математичними моделями і експерименти на імітаційних моделях ЕГСК показали, що кращі динамічні характеристики має система, реалізована на базі ЕГП з внутрішнім ЗЗ по положенню золотника з організацією зовнішнього ЗЗ за тиском чи за зусиллям на штоку циліндра.

При циклічному навантаженні диска величина зсуву його незакріпленої осі щодо початкового положення обумовлюється технічними умовами. У процесі динамічного навантаження цей зсув викликається такими причинами, як: вага диска, різне тертя в ущільненнях, нерівність ефективних площин гідроциліндрів, фазове зрушення коливань тисків у керованих порожнинах, причинами якого можуть бути різні витоки рідини з робочих порожнин гідроциліндрів, різна кількість нерозчиненого повітря в них, зміна жорсткості випробуваного диска при розвитку мікротріщин. З іншого боку, ряд факторів перешкоджають зсуву осі диска – інерційність рухливих частин і сухе тертя в них, повертальна сила при позаосьовому розтяганні диска.

Встановлено, що за умови синхронного навантаження основною причиною зсуву диска є нерівність ефективних площин циліндрів, обумовлених технологічними допусками. У роботі отримані аналітичні вирази, що визначають величину сили  $G_B$ , яка прагне повернути вісь диска у вихідне положення і умову статичної рівноваги диска  $\Delta Y$ :

$$G_B = \Delta P^* F \frac{\Delta Y}{\ell} \cdot \frac{N}{2}; \quad (28)$$

$$\Delta Y = \frac{2\Delta F \ell}{\operatorname{tg} \frac{\pi}{N} \left( 1 + \frac{\Delta F}{2F} \right) NF} \quad (29)$$

де  $\Delta P^*$  – перепад тисків у гідроциліндрі;  $F$  – ефективна площа циліндра;  $\Delta F$  – різниця ефективних площ гідроциліндрів;  $\ell$  – довжина шатуна, що з'єднує шток циліндра з вінцем диска;  $N$  – кількість циліндрів.

Аналіз динамічного зсуву осі диска виконаний шляхом спільного рішення математичної моделі ЕГСК і диференціального рівняння другого порядку, що описує зсув диска з урахуванням повертальної сили по (28). Визначалися зсуви осі диска  $Y$  в одній із площин при різних значеннях фазових зрушень  $\Delta t$  тисків у порожнинах двох діаметрально протилежних циліндрів. На рис. 8

подано результати розрахунків при  $N = 4$  і різних значеннях  $\Delta t$ , що показують виникнення значних динамічних відхилень від вихідного положення.

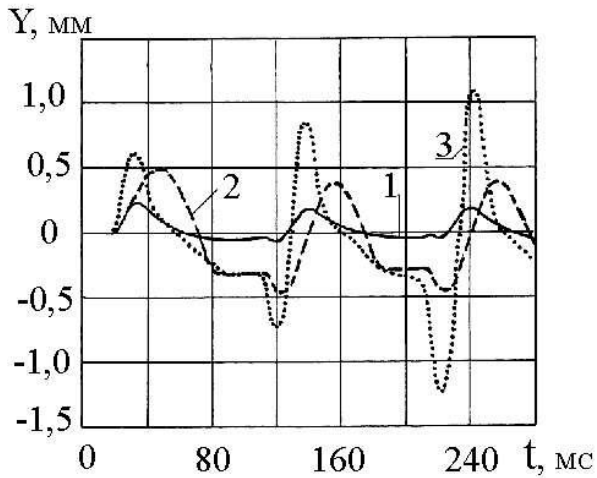


Рис. 8. Динамічні зсуви диска з урахуванням повертальної сили:

- 1 –  $\Delta t = 0,2$  мс;
- 2 –  $\Delta t = 0,4$  мс;
- 3 –  $\Delta t = 0,6$  мс.

Збільшення кількості циліндрів і значення сухого тертя в ущільненнях зменшує зсув диска. Однак сумарну величину сухого тертя в циліндрах і значення фазового зрушення точно завбачити не здається можливим, тому можливі динамічні зсуви осі диска, що перевищують припустимі межі.

Для динамічної стабілізації осі диска розроблена спеціальна система. Особливість цієї системи полягає в тому, що регулювальний вплив на диск здійснюється зміною тиску в некерованих порожнинах чотирьох циліндрів, виділених із загальної групи гідроциліндрів, що розтягують диск. Оскільки необхідний перепад тисків у цих порожнинах дуже малий у порівнянні з тиском живлення, то здається достатнім використання в системі стабілізації лише одного каскаду посилення – пристрою

сопло – заслінка з керуванням від датчика положення осі диска.

Дослідження системи стабілізації підтвердили її працездатність і ефективність. За результатами синтезу ЕГСК, розроблена випробувальна машина для циклічного навантаження дисків газотурбінних двигунів (рис. 9).

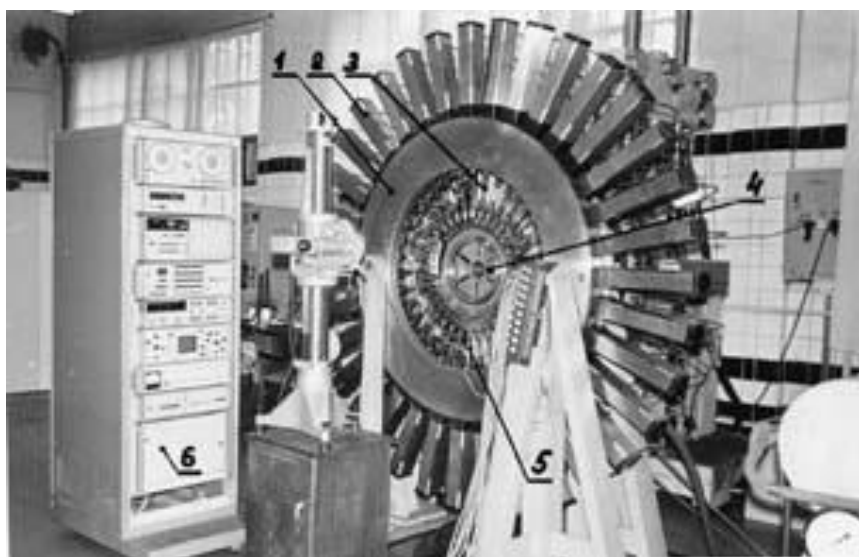


Рис. 9. Загальний вигляд випробувальної машини: 1 – опорні кільця; 2 – гідроциліндри; 3 – шатуни; 4 – випробувальний диск; 5 – імітатори лопаток; 6 – блок керування.

Динамічні характеристики реальної системи наведено на рис. 10. Експлуатація машини протягом тривалого часу показала її ефективність і правильність вибору концептуальних рішень.

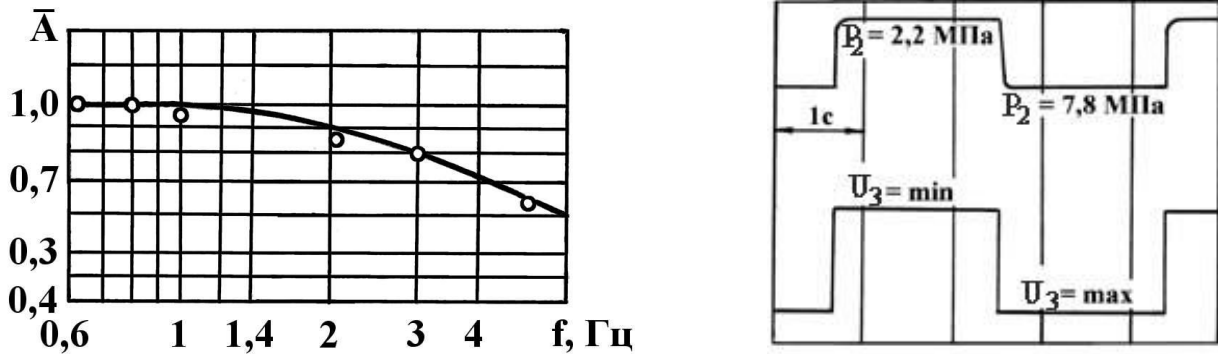


Рис. 10. Експериментальні результати динаміки реальної ЕГСК:

а – амплітудно-частотна характеристика

( $\circ\circ$  – експеримент; — – апроксимація);

б – осцилограма зміни тиску в гідроциліндрах ЕГСК

при прямокутній зміні вхідного сигналу  $U_3$ .

## ВИСНОВКИ

Основним результатом роботи є розробка наукових і методологічних положень з розвитку підходів і принципів математичного моделювання, вибору раціональної структури гідроприводів випробувального устаткування.

Отримані на підставі проведених досліджень методологічні положення і практичні рекомендації спрямовані на удосконалювання гідроприводів, які працюють у системах випробувальних машин і комплексів, з метою підвищення динамічних показників, розширення функціональних можливостей, зниження енергетичних витрат при експлуатації, скорочення термінів розроблення, котрі мають важливе народногосподарське значення.

Основні висновки і результати досліджень сформульовані в наступних положеннях.

1. Запропоновано структурну схему класифікації гідравлічних слідкуючих приводів, яка дозволяє оцінити їх важливі особливості з погляду теорії автоматичного керування і розширити можливості для подальшого поглибленого аналізу. Розроблено положення щодо виділення трьох класів гідроприводів відносно величини переміщення вихідної ланки. Отримані схема класифікації й аналітичні умови виділення класів гідроприводів дозволяють підвищити ступінь формалізації етапу розроблення їх структурних схем.

2. Розроблено комплекс уточнень математичної моделі гідроприводу, що включає в себе ме-



тодику опису видаткових характеристик розподільного золотника з урахуванням перетічок робочої рідини по радіальних зазорах; методичні експериментальні підходи з опису й уточнення видаткових характеристик дросельного пристрою сопло – заслінка; положення з виділення типів механічних обмежень при контакті рухливих елементів.

3. Розроблено нелінійну математичну модель ЕГСП, яка враховує особливості експлуатації гідроприводу в системі випробувальної машини для механічного навантаження, а саме – роботу приводу при великих значеннях жорсткості позиційного навантаження, що обумовлює малі переміщення вихідної ланки і розподільного золотника гідропідсилювача. У моделі враховані основні нелінійні фактори, геометричні розміри й експлуатаційні умови, що впливають на роботу приводу при зазначених режимах, такі як: жорсткість пружних елементів ЕГП; перетічки рідини по радіальних зазорах розподільного золотника; гідродинамічні сили; нестационарність тиску на вході в гідропідсилювач та ін. Адекватність математичної моделі реальним динамічним процесам у ЕГСП і її універсальність підтвержені проведенням комплексом експериментальних досліджень.

4. Встановлено, що у випадку приналежності слідкуючого гідроприводу до першого класу (мале переміщення вихідної ланки при дії позиційного навантаження великої жорсткості) введення додаткового негативного зворотного зв'язку з перепаду тисків у керованих порожнинах гідроциліндра підвищує демпфівальні характеристики гідроприводу і принципово не погіршує його швидкодію.

5. Розроблено нелінійну математичну модель ЕГСП з еталонною моделлю. Проведені дослідження динамічних процесів у гідроприводі при різних значеннях жорсткості позиційного навантаження (різних класів приводів) і параметрів ланцюга зворотного зв'язку на базі електронної моделі дозволили виявити наступні закономірності:

ефективність ланцюга зворотного зв'язку з еталонною моделлю виявляється тільки в ті періоди, коли розподільний золотник ЕГП не досягає упорів;

ступінь впливу еталонної моделі на динамічні процеси в гідроприводах, що належать до різних класів, неоднакова: так, для ЕГСП третього класу наявність еталонної моделі практично не впливає на його динаміку і несуттєво зменшує сталу статичну погрішність; для приводів другого і першого класів наявність ланцюга еталонної моделі значно підвищує їхню швидкодію і зменшує сталу статичну помилку;

зменшення постійної часу еталонної моделі не робить істотного впливу на швидкодію гідроприводу;

найбільший вплив на швидкодію ЕГСП і сталу статичну погрішність має значення коефіцієнта підсилення блоку порівняння сигналів зовнішнього зворотного зв'язку й електронної моделі; при збільшенні значення якого до визначеної величини в приводі встановлюються автоколивальні процеси.

6. Показано переваги застосування в гідроприводі випробувальної машини диференціального гідроциліндра при однобічному керуванні одночасно працюючих двох напірних крайок золотника ЕГП. Така структурна схема дозволяє зменшити габарити й експлуатаційні енергетичні витрати. Запропоновано нову схему одноштокового циліндра, що забезпечує в рамках заданих габаритів максимальне симетричне тягове зусилля. Отримано умови застосування даного гідроциліндра в слідкуючому приводі, які обумовлюють малу несиметричність швидкісної характеристики.

7. Розроблено уточнення методики визначення швидкісної характеристики гідравлічного слідкуючого привода. Встановлено, що у випадку впливу на привод позиційного навантаження, погрішність методики визначення даної залежності шляхом подачі керуючого сигналу з постійним прискоренням знижується при зменшенні його значення, але при цьому звужується досліджуваний діапазон характеристики. При високих значеннях добротності привода і жорсткості навантаження одержання швидкісної характеристики з прийнятною точністю практично неможливе.

8. Розроблено методику моделювання і чисельного розрахунку в розподілених параметрах нестационарних процесів у довгому трубопроводі при перемінній вздовж тракту температурі рідини. Ефективність і адекватність методики підтверджені експериментальними дослідженнями. Встановлено, що при фіксованій температурі рідини в керованій порожнині гідродвигуна закон розподілу температури рідини в гідроканалі не робить істотного впливу на нестационарні процеси. Більшою мірою на ці процеси впливає температура рідини в порожнині, а визначальну роль відіграє швидкість відкриття золотника й об'єм керованої порожнини.

9. Розроблено нелінійну математичну модель ЕГСП із довгими єднальними трубопроводами і методика чисельного розрахунку його динаміки в розподілених параметрах з урахуванням перебування профілю швидкостей. Запропонована методика моделювання і розрахунку дозволяє проводити на етапі розробки слідкуючого гідравлічного привода без попереднього аналізу вибору моделі гідроканалу чисельні дослідження його динаміки, у тому числі визначати галузь конструктивних і експлуатаційних параметрів, що забезпечують безкавітаційні умови роботи.

Дослідження динамічних процесів у ЕГСП, що мають у своїй структурі різні типи гідроциліндрів з'єднаних з ЕГП довгими гідроканалами, дозволили встановити наступне:

для привода першого класу кращим є застосування диференціального гідроциліндра з виключенням хвильових процесів у зливальному трубопроводі;

у випадку приналежності привода до другого чи третього класу, кращі динамічні показники, виходячи з якості перехідних процесів і нестационарності руху рідини в трубопроводі, має гідропривід із двоштоковим циліндром.

10. Запропонована схема і розроблена нелінійна математична модель ЕГСП, реалізованого на основі застосування клапана постійного перепаду тиску. Показано, що за своїми динамічними характеристиками розроблений привод поступається ЕГСП із переливним клапаном, однак забезпе-

чує значне скорочення експлуатаційних енергетичних витрат і може бути рекомендований для роботи в системі випробувальної машини з частотним навантаженням до 25 Гц.

11. Розроблено комплекс методик з нелінійного моделювання і розрахунку динамічних процесів у гідропульсаторному приводі і електрогідравлічній системі керування двочастотним навантаженням випробувальної машини. Доведено перевагу застосування в гідропульсаторному приводі диференціального циліндра з однією керованою порожниною. Показано несиметричність навантаження випробуваного зразка й отримана аналітична залежність, що дозволяє оцінити її значення при різних знаках збільшення тиску і класах гідроприводів.

Запропоновані методики забезпечують комплексний підхід до аналізу динамічних процесів у складній системі випробувальної машини на етапі її розроблення з обліком усіх основних конструктивних параметрів гідроприводу і силового контуру.

12. Розроблено методику синтезу електрогідравлічної системи керування випробувальної машини для механічного осісиметричного навантаження дисків газотурбінних двигунів. Отримано аналітичні умови рівноважного положення диска в процесі його випробування. За результатами синтезу створена випробувальна машина, багаторічний досвід експлуатації якої показав її ефективність з підвищення надійності і довговічності газотурбінних двигунів.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Тумаркин М.М., Скляревский А.Н., Паршкина С.М. Некоторые особенности преобразования электрического сигнала в гидравлическое давление // Известия вузов. Машиностроение. – 1984. – № 4. – С. 27 – 32.

Здобувачем розроблена нелінійна математична модель системи перетворення керуючого електричного сигналу в гідравлічний тиск.

2. Тумаркин М.М., Скляревский А.Н., Мекердичан Л.П. Электрогидравлическая система управления испытательным стендом // Вестник машиностроения. – 1985. – № 7. – С. 43 – 45.

Здобувачем запропонована концепція розробки гідравлічної системи випробувального стенда для навантаження дисків.

3. Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Мекердичан Л.П. Стабилизация положения диска при многоосевом растяжении // Известия Вузов. Машиностроение. – 1985. – № 10. – С. 77 – 81.

Здобувачем запропонована гідросхема системи стабілізації випробувального диску, її математична модель і алгоритм розрахунку.

4. Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Савченко Ю.В. Влияние переменной температуры жидкости на нестационарные процессы в гидравлическом канале // Вестник машиностроения. – 1988. – № 10. – С. 9 – 11.

Здобувачем розроблена математична модель нестационарного руху рідини в каналі, методика досліджень.

5. Мекердичан Л.П., Омельченко В.В., Степанов Н.В., Скляревский А.Н., Тумаркин М.М. Методика испытания полноразмерных дисков ГТД на электрогидравлическом стенде. // Проблемы прочности. – 1989. – № 2. – С. 113 – 115.

Здобувачем розроблені положення по застосуванню електрогидравлічного стенда для випробування дисків ГТД.

6. Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Стах Е.П. Динамика гидropульсаторного привода // Известия вузов. Машиностроение. – 1990. – № 11 – 12. – С. 34 – 38.

Здобувачем розроблена математична модель гідропульсаторного приводу, виконані розрахунки й експериментальні дослідження.

7. Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Савченко Ю.В. Некоторые особенности построения электрогидравлических следящих приводов испытательных машин // Вестник машиностроителя. – 1991. – № 3 – С. 23 – 26.

Здобувачем запропоновані схема структурної класифікації слідкуючих гідропроводів і положення по виділенню їх трьох класів.

8. Скляревский А.Н., Денисенко А.И., Чижко С.В. Динамика гидроаккумуляторного привода с длинными гидроканалами // Известия вузов. Машиностроение. – 1994. – № 10 - 12. – С.49 – 52.

Здобувачем виконане моделювання динамічних процесів у гідроаккумуляторному приводі і чисельні дослідження.

9. Скляревский А.Н. Некоторые особенности выбора типа гидроцилиндра испытательной машины // Збірник наукових праць междунац. наук. –техн. конф. “Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва”. – Київ: НТУУ “КПІ”, 1998. – Т. 1. – С. 84 – 86.

10. Скляревский А.Н. Динамические и энергетические процессы в гидropульсаторном приводе испытательной машины // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя. - 1999. – № 1. – С. 76 – 78.

11. Скляревский А.Н. Моделирование и особенности расчета динамических процессов в электрогидравлическом следящем приводе с длинными гидроканалом // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя. – 2000 – № 1. – С. 111 – 117.

12. Скляревский А. Н. К вопросу снижения энергозатрат в гидроприводе испытательной машины. // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя. - 2000. – № 2. – С. 88 – 91.

13. Скляревский А.Н. Некоторые вопросы улучшения энергетических показателей гидроприводов испытательных машин // Збірник наукових праць Кіровоградського державного техніч-

ного університету. “Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація”. – Вип. 7.– Кіровоград. – 2000. – С. 75 – 80.

14. Скляревский А.Н. Скоростная характеристика гидравлического следящего привода с позиционным нагружением //Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запоріжжя. – 2001. –№ 1. – С. 86 – 89.

15. Скляревский А.Н., Денисенко А.И. Моделирование и особенности алгоритма расчёта динамических процессов в гидравлической системе нагружения испытательной машины // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов.– Донецк: Дон ГТУ. – 2001. –Вып. 17. – С. 236 – 240.

Здобувачем розроблені нелінійна математична модель і алгоритм розрахунку динаміки ЕГСП з довгим трубопроводом.

16. Скляревский А.Н. Динамические процессы в электрогидравлическом следящем приводе с эталонной моделью // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запоріжжя. – 2002. – № 1. – С. 99 – 102.

17. Скляревский А.Н. Исследование динамических и энергетических характеристик гидроприводов испытательных машин // Вестник национального технического университета Украины “КПИ”. Машиностроение – Вып.42. – Т.1. – Киев – 2002. – С. 153 –157.

18. Скляревский А.Н. Возможности реализации гидравлического следящего привода с одноштоковым гидроцилиндром, обеспечивающим симметричность тяговых характеристик // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запоріжжя. – 2002. – № 2. – С. 104 – 107.

19. Скляревский А.Н., Денисенко А.Н. К вопросу моделирования динамических процессов в электрогидравлическом следящем приводе с длинным гидроканалом // Вибрации в технике и технологиях. – № 2 (28) – ВДАУ. – 2003. – С. 32 – 38.

Здобувачем розроблена методика моделювання і розрахунку динамічних процесів у силовому слідкуючому гідроприводі з урахуванням нестационарних процесів у гідроканалі.

20. Скляревский А.Н. Методика расчета нестационарных процессов в длинных каналах гидроприводов // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 1 – С. 114 – 117.

21. Скляревский А.Н., Денисенко А.И. Динамика позиционного гидравлического следящего привода с длинными гидроканалами //Промислова гідравліка і пневматика.– ВДАУ– 2003. – № 1. – С.47-51.

Здобувачем розроблена математична модель позиційного електрогідравлічного слідкуючого приводу. Виконано комплекс чисельних досліджень динаміки приводів, реалізованих за різними схемами.

22. Скляревский А.Н. Синтез системы стабилизации положения тела вращения при многоосевом нагружении // Вісник Сумського державного університету. Технічні науки. – 2003. – № 13. –

C.5 – 10.

23. Скляревский А.Н. Влияние волновых процессов в трубопроводах на динамику гидравлического следящего привода // Сборник трудов X международной научно - технической конференции “Машиностроение и техносфера XXI века”. – Т.3. – Донецк. – 2003. – С. 122-126.

24. А.с. 1112158 СССР, МКИ F15 B9/03; G 05 B19/02. Электрогидравлическое устройство управления установкой для усталостных испытаний дисков //М.М Тумаркин, И.Я. Токарь, В.С Зарудный, А.Н Скляревский, В.В. Омельченко, Л.П. Мекердичан, С.М. Паршкина (СССР). № 3539798/24–24; Заявлено 12.01.83; Оpubл. 07. 09. 84, Бюл. № 33 – 3с.

Здобувачем обґрунтовані принципи схемного рішення пристрою.

25. А. с. 1268831 СССР. МКИ F15 B15/14. Гидроцилиндр. / М.М Тумаркин, А.Н. Скляревский, Л.П. Мекердичан, Н.П. Карпенко, В.В. Омельченко, С.М. Паршкина (СССР). – № 3920833/31–06; Заявлено 29. 05. 85. Оpubл. 07.11.86, Бюл. № 41.– 2с.

Здобувачем запропоноване принципове рішення по забезпеченню симетричності тягових і швидкісних характеристик гідроциліндра.

26. Андреев А.В., Скляревский А.Н., Тумаркин М.М. Электрогидравлический следящий привод: Учеб. пособие. – К.: УМК ВО, 1988. – 64 с.

Здобувачем розроблені основні принципи математичного моделювання і розрахунку характеристик гідравлічних приводів.

27. Машинное моделирование характеристик ЭГСП: Учеб. пособие /А.В. Андреев, А.Н. Скляревский, М.М. Тумаркин. /Под общ. ред. М.М. Тумаркина. – К.: УМК ВО, 1989. – 80 с.

Здобувачем розроблені положення по моделюванню і розрахунку елементів гідроприводів.

28. Скляревський О.М. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунку): Навчальний посібник, – Запоріжжя: ЗНТУ. – 2001. – 212 с.

29. Экспериментальные характеристики электрогидравлических приводов с различными формами реализации обратной связи по давлению. /М.Е. Гойдо, Ю.А. Староверов, А.Н. Скляревский, М.М. Тумаркин, Ю.В. Савченко. /Сб. науч. трудов. “Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин”. – Челябинск: ЧПИ. – 1988. – С. 78 – 84.

Здобувачем виконані експериментальні дослідження.

30. Тумаркин М.М., Скляревский А.Н., Савченко Ю.В. Моделирование нестационарных процессов в гидравлических каналах при переменной температуре жидкости //Инженерно-физический журнал. – 1988. – Т. 54. – № 2. – С 318.

Здобувачем виконане моделювання процесів.

31. Скляревский А.Н., Скляревская В.Н. Моделирование нестационарных процессов в каналах гидроприводов // Проблемы технологии машиностроения / Научные труды. – Вып. 271. – М.: МГУЛ, – 1995. – С. 79 – 86.

Здобувачем розроблена методика моделювання. Виконані розрахункові дослідження.

## АНОТАЦІЇ

Склярєвський О.М. Підвищення ефективності гідравлічних слідкуючих приводів випробувального устаткування. – Рукопис. Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за фахом 05.02.03 – системи приводів. – Харківський національний технічний університет, м. Харків, 2004.

Дисертація присвячена питанням математичного моделювання і розрахунку динаміки гідроприводів випробувального устаткування та підвищенню їх ефективності. Запропоновано схему структурної класифікації слідкуючих гідроприводів. Розроблено комплекс методик моделювання і розрахунку динамічних процесів у гідроприводах, реалізованих за різними схемами, у т.ч. слідкуючих приводів з довгими трубопроводами. Зроблено оцінку впливу перемінної температури рідини уздовж гідроканалу на динаміку системи. Розглянуто питання поліпшення динамічних характеристик приводу і підвищення його економічності. Досліджено процеси в гідропульсаторному приводі, визначена залежність розміру несиметричності навантаження від знаку і значення тиску в порожнині циліндра і класу приводу. Виконано синтез гідросистеми осісиметричного навантаження дисків газотурбінних двигунів.

Ключові слова: гідравлічний привод, динаміка, моделювання, чисельний розрахунок, гідроциліндр, граничні умови, синтез.

Склярєвский А.Н. Повышение эффективности гидравлических следящих приводов испытательного оборудования. – Рукопись. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.03 – системы приводов. – Харьковский национальный технический университет, г. Харьков, 2004.

Диссертация посвящена вопросам математического моделирования и расчета динамики гидроприводов испытательного оборудования для механического нагружения и повышения их эффективности. В работе сформулирована цель и задачи исследований. Выполнен анализ современных подходов к моделированию процессов в гидроприводах, приведены особенности их применения в испытательном оборудовании.

Предложена схема структурной классификации гидравлических следящих приводов, с выделением трех классов гидроприводов, исходя из относительного значения перемещения выходного звена. Предложен комплекс уточнений математической модели гидропривода.

Разработана базовая математическая модель электрогидравлического следящего привода с учетом основных нелинейных факторов, конструктивных и эксплуатационных параметров. Адекватно

ватность и универсальность модели подтверждены экспериментальными исследованиями.

Рассмотрено влияние на динамику привода дополнительной обратной связи по перепаду давлений в полостях цилиндра при действии позиционной нагрузки большой жесткости. Исследованы динамические процессы в гидравлическом следящем приводе с дополнительной обратной связью на основе эталонной модели. Выявлено, что эффективность применения данной цепи обеспечивается только в те периоды, когда распределительный золотник не достигает крайних положений (упоров). Установлена разная степень ее влияния на динамические процессы в приводах, принадлежащих к различным классам.

Выполнена сравнительная оценка различных способов управления гидроцилиндром. Показаны преимущества применения дифференциального цилиндра с односторонним управлением двумя напорными кромками золотника. Разработана новая схема одноштокового цилиндра, обеспечивающего в рамках заданных габаритов симметричное тяговое усилие. Уточнена методика определения скоростной характеристики следящего гидропривода при действии позиционной нагрузки.

Разработана методика моделирования и расчета в распределенных параметрах нестационарных процессов в длинном трубопроводе при переменной по тракту температуры жидкости. Адекватность модели подтверждена экспериментальными исследованиями. Выполнены исследования влияния закона распределения температуры жидкости в системе на нестационарные процессы в ней.

Разработана методика моделирования и расчета динамики гидравлического следящего привода с учетом нестационарных процессов в длинных трубопроводах. Описание движения жидкости в гидроканалах выполнено в распределенных параметрах с учетом перестройки профиля скоростей по сечению потока. Численные расчеты проведены методом характеристик, для определения граничных условий применен метод половинного деления. Адекватность математической модели подтверждена экспериментами, проведенными при различных параметрах трубопроводов и значениях управляющего сигнала. Исследованы процессы в гидравлических следящих приводах с длинными трубопроводами, имеющих в своих структурах различные типы цилиндров и принадлежащих к различным классам. Установлена предпочтительность применения определенного типа цилиндра для различных условий нагружения привода.

Предложена схема гидравлического следящего привода с клапаном разности давлений, поддерживающим постоянный перепад между давлением питания и давлением в управляемой полости цилиндра. Показано, что данный привод является более экономичным по сравнению с приводом с переливным клапаном.

Разработан комплекс методик по моделированию и расчету динамики гидропульсаторного привода и гидросистемы управления двухчастотным нагружением. Получена зависимость вели-



чины несимметричности нагружения от знака и значения давления в управляемой полости дифференциального цилиндра и класса привода.

Разработана методика синтеза гидравлической системы управления испытательной машиной для нагружения дисков газотурбинных двигателей. Получены аналитические условия равновесного положения диска в процессе его нагружения. По результатам синтеза разработана и изготовлена испытательная машина.

Ключевые слова: гидравлический привод, динамика, моделирование, численный расчет, гидроцилиндр, граничные условия, синтез.

Skliarevsky A. N. The increase of efficiency of hydraulic servo power drives of the test equipment. – Manuscript. The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of technical sciences on a specialty 05.02.03 – systems of drives. Kharkov national technical university. Kharkov, 2004.

The dissertation is devoted to questions of mathematical simulation and calculation of dynamic of hydraulic power drives of the test equipment and increase of their efficiency. The scheme of structural classification of servo drives is offered. The complex of methods of simulation and calculation of dynamic processes in hydraulic power drives, which are realized under different schemes, including hydraulic servo power drives with long pipelines, is developed. The estimation of influence of variable temperature of a liquid along hydrochannel on dynamics of system is executed. The question of improvement of dynamic characteristics of a drive and increase of its profitability is considered. Processes in hydraulic drive with variable flow of liquid are investigated, the dependence of pressure in the hydrocylinder and a class of a drive are found. Synthesis of hydrosystem of load of disks of gas turbine engines is executed.

Key words: a hydraulic drive, dynamics simulation, numerical calculation, the hydrocylinder, boundary conditions, synthesis.