

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Дмитерко Володимир Миколайович

УДК 621.224

**ДИНАМІКА КОМПЛЕКСУ ГІДРОПРИСТРОЇВ
КОМП'ЮТЕРНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ
ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ РОТОРА
ГІДРОТУРБИНИ**

Спеціальність 05.05.17 – Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2005

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Лур’є Зиновій Якович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
м. Харків,
професор кафедри гідравлічних машин

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, **Волков Микола Іванович**, Сумський державний університет, виконуючий обов’язки першого проректора, професор кафедри гідравлічних машин;

- кандидат технічних наук, **Адренко Павло Миколайович**, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, доцент кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу.

Провідна установа - Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Київ

Захист відбудеться 24.02.2005 р. о ...12..... годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.64.050.11 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61 002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий 18.01.2005 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради
кандидат технічних наук

Потетенко О. В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора (СУЧОР) гідротурбіни на базі ЕОМ. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це в свою чергу підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування СУЧОР, так і під час пусконаладжувальних робіт.

Важливою складовою комп'ютерної СУЧОР, є гідравлічна частина – комплекс гідроприс-троїв (КГ), що перетворюють гідравлічну енергію, накопичену у маслонапірній установці (МНУ), у механічне переміщення штоків сервомоторів, що змінюють положення лопаток скеровуючого апарата (СА) і кута повороту лопатей робочого колеса. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів КГ СУЧОР, КГ в цілому показав, що воно зводиться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволять підвищити точність математичної моделі. Покращення статичних і динамічних характеристик КГ і системи в цілому можна досягти шляхом вирішення наукової проблеми з дослідження його динаміки на базі розробки більш повної математичної моделі. Запропонована робота присвячена вирішенню цієї актуальної проблеми.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі Гідравлічних машин НТУ “ХП”, відповідно науковому напрямку у галузі моделювання робочих процесів, у відповідності до координаційного плану цільової комплексної програми МОН України за держбюджетною темою “Математичне моделювання просторових потоків і робочого процесу гідротурбіни” (№ держ. рег. 0100U001692, 2000 – 2002 рр.) і “Визначення характерних закономірностей робочого процесу у високо напірних гідротурбінах з широкими діапазонами експлуатаційних напорів та витрат” (№ держ. рег. 0103U001504 2003 – 2005 рр.). Здобувач приймав безпосередню участь у виконанні перелічених НДР як виконавець.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є покращення динамічних характеристик комплексу гідроприс-троїв системи управління частотою обертання ротора (КГ СУЧОР) гідротурбіни шляхом дослідження його динаміки на базі розробки математичної моделі і оптимізації параметрів пропорційного інтегрального диференційного (ПІД) – регулятора.

До головних вирішених задач дисертаційної роботи для досягнення поставленої мети відносяться:

- аналітичний огляд літератури по математичним моделям КГ и з'ясування неврахованих факторів, що знижують їх адекватність реальним об'єктам;

- розробка нелінійної математичної моделі вузла КГ “електрогідравлічний перетворювач (ЕГП) – золотник гідророзподільвача”;
- розробка нелінійної математичної моделі вузла КГ “гідророзподільвач (ГР) – сервомотор (СМ)”;
- формування алгоритму обчислення сумарної площини дроселюючих щілин ГР з позитивним перекриття;
- оцінка впливу стисливості, двохфазності робочої рідини (РР) і деформацій стінок трубопроводів на динамічні характеристики КГ;
- розробка більш повної математичної моделі комп’ютерної СУЧОР і оптимізація параметрів ПІД - регулятора;
- оцінка адекватності розроблених математичних моделей натурному об’єкту;
- рішення поставленої наукової проблеми і формування практичних рекомендацій.

Об’єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні і механічні процеси взаємодії потоку РР з робочими органами КГ СУЧОР, які впливають на значення його динамічних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності динамічних характеристик КГ і їх покращення на основі розробки математичної моделі.

Методи дослідження. Основними методами дослідження були: системний аналіз, що відкрив можливість декомпозиції КГ на основні вузли і оцінку впливу хвильових процесів на прикладі напірного трубопроводу поміж ЕГП і ГР; теорія механізмів и машин, методи якої сприяли більш поглибленій розробці математичних моделей вузлів “ЕГП – золотник ГР” и “ГР – сервомотор”; механіка рідини і газу, за допомогою методів якої зроблена оцінка хвильовим процесам, стисливості і двохфазності РР, впливу перемінності коефіцієнтів витрати на динаміку КГ; математичне моделювання, що дозволило більш повно представити реальний КГ комп’ютерної системи, реалізувати обчислювальні алгоритми з встановлення сумарної площини дроселюючих щілин ГР и витрати РР крізь гідротурбіну на основі універсальної характеристики, вирішити поставлену проблему.

Експериментальний метод дослідження, ґрунтувався на результатах робіт по налагоджуванню і випробовуванням першої комп’ютерної СУЧОР гідроагрегату №12 Кременчуцької ГЕС Дніпровського каскаду, виконаних консорціумом “Регулятор” в 1999 р.

Наукова новизна одержаних результатів. Дисертаційна робота відзначається безсумнівною новизною:

- вперше створена математична модель комплексу гідропристроїв комп’ютерної системи управління частотою обертання ротора гідроагрегату, що заснована на декомпозиції його на вузли; урахування нелінійностей сил тертя і гідродинамічних сил; врахування стисливості і двохфазності

робочої рідини, перемінності коефіцієнту витрати, адекватності якої відкривають шлях до подальшого покращення його динамічних характеристик і системи в цілому;

- отримана аналітична залежність площини дроселюючої щілини золотника головного гідророзподільвача з позитивним перекриттям в функції переміщення золотника, і геометрії щілини, яка і під час малих відхилень залишається нелінійною та не підлягає лінеаризації, врахування якої підвищує точність встановлення витратних характеристик у всьому діапазоні змін динамічних процесів;

- обґрунтовано введення гнучких зворотних зв'язків за швидкістю переміщення золотника гідророзподільвача і швидкістю руху штока сервомотора, що підвищують стійкість комплексу гідропрстроїв і покращують його динамічні характеристики;

- визначена витрата води крізь гідротурбіну на підставі її універсальної характеристики шляхом функціонального перетворення вхідної інформації про частоту обертання ротора гідроагрегата, відкриття скеровуючого апарату, загального ККД, що забезпечують ввід у модель достовірної інформації про об'єкт, що підвищує точність обчислення динамічних характеристик.

Практичне значення отриманих результатів. Практичну цінність роботи складають розроблені на основі теоретичних досліджень:

- структурно-функціональні схеми для багатоетапного розрахунку статичних і динамічних характеристик комплексу гідропрстроїв, які можна застосувати як для скеровуючого апарату, так і для робочого колеса;

- методика введення в математичну модель комплексу гідропрстроїв інформації про функціонування модельної гідротурбіни за допомогою універсальної характеристики;

- методика визначення кривої сили спротиву руху сервомотора скеровуючого апарату за експериментальними даними за допомогою функціонального перетворювача пакета імітаційного моделювання динамічних систем.

Результати роботи сформульовані у формі рекомендацій які можуть бути використані під час проектування КГ, передані до ТОВ “НДПГідропривод”, ЗАТ “НПП Е.Г.П. Регулятор”, ТОВ “НПП Енергорегулятор” і ВАТ “Турбоатом”, м. Харків, для подальшого удосконалення комп'ютерних систем гідроагрегатів, а також використовуються в навчальному процесі, в дисциплінах “Динаміка гідропневмосистем” і “Математичне моделювання гідропневмосистем”.

Особистий внесок здобувача. Результати досліджень, які винесені на захист, отримані здобувачем самостійно. Постановка проблеми і задач, їх аналіз виконано спільно з науковим керівником.

Особисто здобувачем:

- розроблена нелінійна математична модель вузла “ЕГП - ГР”;

- розроблена нелінійна математична модель вузла “ГР - СМ” комплексу гідропрстроїв;

- розроблена нелінійна більш повна математична модель системи регулювання гідротурбіни з законом управління у вигляді ПД – регулятора⁴

- поставлена і вирішена наукова проблема по дослідженню динамічних характеристик комплексу гідропрстроїв комп'ютерної системи регулювання гідротурбіни, що дозволяє покращити динамічні характеристики.

Апробація результатів дисертації. Загальні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на наукових конференціях і семінарах, у тому числі на: IX – XI Міжнародних науково-практичних конференціях MicroCAD-2001, MicroCAD-2002, MicroCAD-2003, MicroCAD-2004 (Харків, 2001, 2002, 2003, 2004), VII – IX Міжнародних науково-технічних конференціях “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (Київ 2002, Черкаси 2003, Київ 2004), Науково-технічному семінарі “Сучасні проблеми промислової гідравліки і пневматики” Асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики (АСПГП), (м. Вінниця, 2003), Міжнародній науково-технічній конференції “Промислова гідравліка і пневматика”, присвяченій 100-річчю з дня народження проф. Т. М. Башти (Київ, 2004). У повному обсязі результати дисертаційної роботи були представлені на науково-технічному семінарі кафедри гідравлічних машин НТУ “ХП”.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано дев'ять статей в спеціалізованих виданнях, затверджених переліком ВАК України (6 статей в збірниках наукових праць, 3 статті в наукових журналах).

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних літературних джерел і 16 додатків. Повний обсяг дисертації складає 249 сторінок машинописного тексту, з них 19 малюнків за текстом, 59 малюнків на 59 сторінках, 12 таблиць за текстом, 2 таблиці на 2 сторінках, 16 додатків на 45 сторінках, 102 найменування літературних джерел на 9 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність дослідження динаміки КГ СУЧОР гідротурбіни, сформульована мета роботи, наукова проблема і задачі, що її складають, визначені загальні положення, що мають наукову новизну и практичну цінність.

В першому розділі дисертаційної роботи дана характеристика гідротурбіни як об'єкту управління на прикладі поворотноголопастної осевої гідротурбіни. Відзначена існуюча тенденція розвитку систем автоматичного управління і регулювання гідротурбін шляхом впровадження сучасних електротехнічних пристроїв і засобів обчислювальної техніки, включаючи ЕОМ.

Зроблено аналіз існуючих робіт присвячених математичному опису гідротурбіни як об'єкта управління. Сформульована актуальна наукова проблема – дослідження динамічних характеристик

комплексу гідропрстроїв комп'ютерної системи регулювання гідротурбіни. Широкі можливості вирішення поставленої проблеми відкриваються при застосування системного підходу, коли конструкція основних елементів, гідравлічні зв'язки між ними, робоча рідина, гідравлічні і механічні процеси досліджуються як єдине ціле. Задачі, що визначають загальний зміст наукової проблеми і відповідають ієрархії їх рішення, наведені на рис.1.

Другий розділ присвячено аналізу літературних джерел у галузі розробки математичних моделей елементів і вузлів КГ системи регулювання турбіни, об'ємних машин і гідроагрегатів і викладенню результатів розробки нелінійної динамічної моделі КГ.

Великий вклад в розробку математичних моделей елементів і вузлів СУЧОР (у тому числі гідропрстроїв для об'ємних гідросистем) внесений відомими вітчизняними і закордонними вченими Гаркаві Ю. Е., Смирновим М. І., Гінзбургом І. П., Барковим М. К., Пивоваровим В. А., Полущкіним Н. П., Кривченко Г. И., Баштою Т. М., Єрмаковим С. А., Лур'є З. Я., Wysocky W., Kordak R. и др.

З'ясований ряд факторів, облік яких дозволяє покращити адекватність математичних моделей реальному об'єкту и ефективніше використовувати СУЧОР ГТ. До їх числа належать: урахування в рівнянні руху плунжера ЕГП нелінійної сили тертя, гідродинамічної сили і представлення моделі ЕГП як гідроапарата тиску (1 варіант) і витрати (2 варіант); алгоритм обчислення сумарної площини дроселюючих щілин ГР з позитивним перекриттям під час переміщення золотника ГР (залежність площини в функції шляху золотника навіть під час малих його відхилень є нелінійною); урахування в рівнянні руху золотника ГР нелінійних сил тертя і гідродинамічної сили; необхідність дослідження впливу стисливості РР і деформацій трубопроводів поміж ЕГП і ГР, ГР и СМ на динамічні характеристики комплексу гідропрстроїв СУЧОР ГТ; введення в модель нелінійного рівняння модуля об'ємної пружності двохфазної РР в функції її параметрів і тиску; оцінка впливу хвильових процесів в трубопроводі поміж ЕГП і ГР на динаміку вузла "ЕГП – золотник ГР"; використання даних універсальної характеристики для формування алгоритму обчислення витрати крізь ГТ і подальшого обчислення рушійного моменту ГТ з метою покращення адекватності моделі; введення в модель експериментальної залежності сили опору з боку СА руху СМ в функції положення штока; урахування в рівняннях витрат КГ змінності коефіцієнтів витрати в функції числа Рейнольдса; побудування в цілому нелінійної динамічної моделі КГ.

Математична модель вузла "ЕГП - ГР" представлена:

- рівнянням електричної рівноваги у електричному ланцюгу катушки ЕГП

$$U_Y = L \frac{di}{dt} + Ri + K_{ПЭ} \frac{dx_{Э}}{dt}, \quad (1)$$

- рівнянням руху плунжера ЕГП

$$m_{Э} \frac{d^2 x_{Э}}{dt^2} = k_{FI} i - c_{Э} x_{Э} - F_{TP,Э} - \beta_{Э} \frac{dx_{Э}}{dt} - F_{ГД,Э}, \quad (2)$$

- рівняннями витрат $q_{\text{Э1}}, q_{\text{Э2}}$ крізь ЕГП

коли $x_{\text{Э}} > 0$

7

$$q_{\text{Э1}} = \mu_{\text{Э}} \pi d_{\text{Э}} x_{\text{Э}} \text{sign } \Phi_0 - p_{\text{ГР}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_0 - p_{\text{ГР}}|}; \quad (3)$$

коли $x_{\text{Э}} < 0$

$$q_{\text{Э2}} = \mu_{\text{Э}} \pi d_{\text{Э}} x_{\text{Э}} \text{sign } \Phi_{\text{ГР}} - p_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{ГР}} - p_{\text{СЛ}}|}, \quad (4)$$

Тут $L, R, i, K_{\text{ПЭ}}$ – відповідно індуктивність, активний опір, електрострум і коефіцієнт проти ЕРС котушки ЕГП; $m_{\text{Э}}, x_{\text{Э}}, c_{\text{Э}}, \beta_{\text{Э}}, F_{\text{ТР.Э}}, F_{\text{ГД.Э}}, d_{\text{Э}}$ – відповідно маса, переміщення, жорсткість пружини, коефіцієнт в'язкого тертя, сила напівсухого тертя, гідродинамічна сила, діаметр плунжера ЕГП; $p_0, p_{\text{ГР}}$ – відповідно тиск в МНУ і в нижній керуючій порожнині ГР; $p_{\text{СЛ}}$ – тиск зливу; $\mu_{\text{Э}}$ – коефіцієнт витрати; ρ – щільність РР.

Значення витрат $q_{\text{ГР1}}, q_{\text{ГР2}}$ в нижній керуючій порожнині ГР, викликаних гідравлічним управлінням з боку ЕГП, визначаються наступними виразами:

коли $x_{\text{Э}} > 0$

$$q_{\text{ГР1}} = A_{\text{ГРН}} \frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} + \frac{V_{0\text{ГР1}} + A_{\text{ГРН}} x_{\text{ГР}}}{E_{\text{Ж}}} \frac{dp_{\text{ГР}}}{dt}; \quad (5)$$

коли $x_{\text{Э}} < 0$

$$q_{\text{ГР2}} = A_{\text{ГРН}} \frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} - \frac{V_{0\text{ГР2}} - A_{\text{ГРН}} x_{\text{ГР}}}{E_{\text{Ж}}} \frac{dp_{\text{ГР}}}{dt}, \quad (6)$$

де $A_{\text{ГРН}}, V_{0\text{ГР1}}$ – площа перерізу і початковий об'єм РР у нижній керуючій порожнині ГР під час руху золотника на відкриття СА; $V_{0\text{ГР2}}$ – початковий об'єм РР в нижній керуючій порожнині ГР під час руху золотника на закриття СА, $E_{\text{Ж}}$ – модуль об'ємної пружності РР.

Рух золотника ГР описується рівняннями:

коли $x_{\text{Э}} > 0$

$$m_{\text{ГР}} \frac{d^2 x_{\text{ГР}}}{dt^2} = A_{\text{ГРН}} p_{\text{ГР}} - A_{\text{ГРВ}} p_0 - G_3 - F_{\text{ТР.ГР}} - \beta_{\text{ГР}} \frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} - F_{\text{ГД.ГР}}, \quad (7)$$

коли $x_{\text{Э}} < 0$

$$m_{\text{ГР}} \frac{d^2 x_{\text{ГР}}}{dt^2} = A_{\text{ГРВ}} p_0 + G_3 - A_{\text{ГРН}} p_{\text{ГР}} - F_{\text{ТР.ГР}} - \beta_{\text{ГР}} \frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} - F_{\text{ГД.ГР}}, \quad (8)$$

де $m_{\text{ГР}}, G_3$ – маса і вага золотника ГР; $A_{\text{ГРВ}}$ – площа перерізу верхньої керуючої порожнини ГР; $\beta_{\text{ГР}}, F_{\text{ТР.ГР}}, F_{\text{ГД.ГР}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя, сила тертя і гідродинамічна під час руху золотника ГР.

Двохфазність робочої рідини (РР) враховується виразом

$$E_{\text{Ж}} = K \Phi^{+1} \frac{p+B}{K \Phi^{+1} p+B} \frac{-m_0 \bar{D}_1 + m_0 D_2}{-m_0 \bar{D}_1 + m_0 p+B \bar{D}_2}, \quad D_1 = \sqrt{\frac{Ap^0 + B}{Ap + B}}, \quad D_2 = \sqrt{\frac{p^0 + 1}{p + 1}}, \quad (9)$$

де m_0 – відносний вміст повітря у РР; K – показник політропи; p^0 – початковий тиск; p – поточний тиск; A, B – параметри конкретної РР.

Для КГ, як системи з зосередженими параметрами, тиск в трубопроводі поміж ЕГП і ГР зв'язаний з витратами РР залежностями

коли $x_3 > 0$

8

$$q_{\partial 1} - q_{ГР1} = \frac{V_{T\partial}}{E} \frac{dp_{ГР}}{dt}; \quad (10)$$

коли $x_3 < 0$

$$q_{ГР2} - q_{\partial 2} = \frac{V_{T\partial}}{E} \frac{dp_{ГР}}{dt}, \quad E = \frac{\delta_T E_T E_{Ж}}{E_{Ж} d_T + \delta_T E_T}, \quad (11)$$

де δ_T , d_T , E_T , $V_{T\partial}$ – відповідно товщина стінки, діаметр, модуль пружності матеріалу і об'єм РР трубопроводу.

Математична модель вузла “ГР – СМ” представлена рівняннями:

- витрат РР $q_{ГР.R1}$, $q_{ГР.L1}$, $q_{ГР.R2}$, $q_{ГР.L2}$

коли $x_3 > 0$ і $x_{ГР1} > 0$ (РР подається крізь ГР в порожнину нагнітання (праву) СМ)

$$q_{ГР.R1} = \mu_{ГР} A_{Ш.ГР} \text{sign } p_0 - p_R \cdot \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_R|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_{Ш.ГР}}{A_K} \right)^2 \right]}}, \quad (12)$$

а коли зливається крізь ГР із лівої порожнини СМ

$$q_{ГР.L1} = \mu_{ГР} A_{Ш.ГР} \text{sign } p_1 - p_{СЛ} \cdot \sqrt{\frac{2 |p_L - p_{СЛ}|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_{Ш.ГР}}{A_K} \right)^2 \right]}}; \quad (13)$$

коли $x_3 < 0$ і $x_{ГР2} < 0$ (магістраль нагнітання крізь ГР з'єднуються з лівою порожниною СМ)

$$q_{ГР.L2} = \mu_{ГР} A_{Ш.ГР} \text{sign } p_0 - p_L \cdot \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_L|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_{Ш.ГР}}{A_K} \right)^2 \right]}}, \quad (14)$$

права порожнина крізь ГР стає зливною

$$q_{ГР.R2} = \mu_{ГР} A_{Ш.ГР} \text{sign } p_R - p_{СЛ} \cdot \sqrt{\frac{2 |p_R - p_{СЛ}|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_{Ш.ГР}}{A_K} \right)^2 \right]}}; \quad (15)$$

- витрат $q_{СМ.R1}$, $q_{СМ.R2}$ в правій порожнині СМ визначаємо згідно

коли $x_3 > 0$ і $x_{ГР1} > 0$

$$q_{СМ.R1} = A_Z \frac{dx_Z}{dt} + \frac{V_{OR1} + A_Z x_Z}{E_{ЖR}} \frac{dp_R}{dt}, \quad (16)$$

коли $x_3 < 0$ і $x_{ГР2} < 0$

$$q_{СМ.R2} = A_Z \frac{dx_Z}{dt} - \frac{V_{OR2} - A_Z x_Z}{E_{ЖR}} \frac{dp_R}{dt}; \quad (17)$$

- витрат $q_{СМ.L1}$, $q_{СМ.L2}$ в лівій порожнині СМ

коли $x_{\Sigma} > 0$ і $x_{ГР1} > 0$ на зливі

9

$$q_{CM.L1} = A_Z \frac{dx_Z}{dt} - \frac{V_{OL1} - A_Z x_Z}{E_{ЖЛ}} \frac{dp_L}{dt}, \quad (18)$$

коли $x_{\Sigma} < 0$ і $x_{ГР2} < 0$ на нагнітанні

$$q_{CM.L2} = A_Z \frac{dx_Z}{dt} + \frac{V_{OL2} + A_Z x_Z}{E_{ЖЛ}} \frac{dp_L}{dt}; \quad (19)$$

- тисків p_R , p_L у відповідних порожнинах СМ, у припущенні розгляду КГ як системи з зосередженими параметрами

коли $x_{\Sigma} > 0$ і $x_{ГР1} > 0$

$$q_{ГР.R1} - q_{CMR1} = \frac{V_{ГC}}{E_R} \frac{dp_R}{dt}, \quad (20)$$

$$q_{ГР.L1} - q_{CML1} = \frac{V_{ГC}}{E_L} \frac{dp_L}{dt}, \quad (21)$$

коли $x_{\Sigma} < 0$ і $x_{ГР2} < 0$

$$q_{ГР.L2} - q_{CML2} = \frac{V_{ГC}}{E_L} \frac{dp_L}{dt}, \quad (22)$$

$$q_{ГР.R2} - q_{CMR2} = \frac{V_{ГC}}{E_R} \frac{dp_R}{dt}. \quad (23)$$

- рух штока СМ

$$\frac{d^2 x_z}{dt^2} = A_z (p_R - p_L) - F_C - F_{TP.CM} - \beta_{CM} \frac{dx_Z}{dt}. \quad (24)$$

Тут $A_{Щ.ГР}$, A_K – відповідно площини дроселюючих щілин і підвідних каналів ГР; p_R , p_L , A_Z , x_Z – відповідно тиск РР в порожнинах СМ, площа поршневої порожнини і переміщення штоку узагальненого СМ; $\mu_{ГРL}$, $\mu_{ГРR}$ – змінні коефіцієнти витрати РР в порожнинах ГР; V_{OR1} , V_{OR2} , V_{OL1} , V_{OL2} – початковий об'єм РР в порожнинах СМ; $E_{ЖR}$, $E_{ЖL}$ – модуль об'ємної пружності РЖ в порожнинах СМ; E_R , E_L – зведені модулі пружності; $V_{ГC}$ – об'єм РР в трубопроводі; F_C , $F_{TP.CM}$ – відповідно сила опору руху СМ і сила тертя; β_{CM} – коефіцієнт в'язкого тертя.

Площина щілин ГР з урахуванням позитивного перекриття Δ обчислюється за рівнянням

$$\begin{aligned}
 A_{\text{Щ.ГР}} &= 2R_{\text{ГР}}^2 \left(1 - \sin \frac{\alpha}{2} \right) \\
 \alpha &= \begin{cases} 2 \arccos \left(1 - \frac{x_{\text{ГР}1}}{R_{\text{ГР}}} \right) & \text{якщо } x_{\text{ГР}} > 0, \\ 2 \arccos \left(1 - \frac{|x_{\text{ГР}2}|}{R_{\text{ГР}}} \right) & \text{якщо } x_{\text{ГР}} < 0; \end{cases} \\
 \left. \begin{aligned}
 &\text{коли } x_{\text{ГР}} > 0 \\
 x_{\text{ГР}1} &= \begin{cases} 0 & \text{якщо } x_{\text{ГР}} \leq \Delta, \\ x_{\text{ГР}} - \Delta & \text{якщо } x_{\text{ГР}} > \Delta; \end{cases} \\
 &\text{коли } x_{\text{ГР}} < 0 \\
 x_{\text{ГР}2} &= \begin{cases} 0 & \text{якщо } x_{\text{ГР}} \leq -\Delta, \\ x_{\text{ГР}} + \Delta & \text{якщо } x_{\text{ГР}} > -\Delta, \end{cases}
 \end{aligned} \right\} \quad (25)
 \end{aligned}$$

де $R_{\text{ГР}}$ – радіус отвору дроселюючої щілини, α – кут відкриття щілини.

Змінні коефіцієнти витрат для ЕГП і ГР обчислюються за формулами

$$\left. \begin{aligned}
 \mu_{\text{Э}} &= \frac{\mu_{\text{ТЭ}} \sqrt{\frac{q_{\text{Э}}}{2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot x_{\text{Э}} \cdot \varepsilon_{\text{T}}}}}{\sqrt{\left(\frac{\mu_{\text{ТЭ}}}{\kappa_{\mu \text{Э}}} \right)^2 + \frac{q_{\text{Э}}}{2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot x_{\text{Э}} \cdot \varepsilon_{\text{T}}}}}, \\
 \mu_{\text{ГР}} &= \frac{2\mu_{\text{Т.ГР}} \sqrt{\frac{\pi \cdot q_{\text{ГР}} \cdot R_{\text{ГР}}}{A_{\text{Щ.ГР}} \cdot \nu \cdot \left(\alpha + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \right)}}}{\sqrt{\left(\frac{\mu_{\text{ТЭ}}}{\kappa_{\mu \text{Э}}} \right)^2 + \frac{4q_{\text{ГР}}R_{\text{ГР}}}{A_{\text{Щ.ГР}} \cdot \nu \cdot \left(\alpha + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \right)}}},
 \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

де $\mu_{\text{ТЭ}}$, $\mu_{\text{Т.ГР}}$ – граничні значення коефіцієнтів витрати; ε_{T} – коефіцієнт звування струменя; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості; $\kappa_{\mu \text{Э}}$, $\kappa_{\mu \text{ГР}}$ – початкові значення похідних залежностей μ від Re коли $\text{Re} \rightarrow 0$.

У математичну модель додані рівняння сили спротиву руху СМ, витрати води крізь ГТ. Таким чином, розроблена математична модель КГ описує динамічні і статичні процеси елементів КГ у взаємозв'язку як єдине ціле. Під час сумісного вирішення рівнянь (1) – (26) відносно однієї з змінних (фазових координат) $x_{\text{Э}}(t)$ або $x_{\text{ГР}}(t)$, або $x_{\text{Z}}(t)$ і т.п. математична модель є нелінійним диференціальним рівнянням 10-го порядку.

З метою ефективної оцінки різноманітних законів управління запропонована більш повна математична модель СУЧОР ГТ, функціональна схема якої зображена на рис. 2. У якості керуючого

впливу на ГТ розглядається відкриття a_0 лопаток СА, а процесом що управляється - частота ω обертання ротора. КГ представлений двома блоками (ЕГП, ГР СМ) і (МНУ). Присутність ЕОМ дозволяє формувати і реалізовувати програмним шляхом різноманітні закони управління. Збільшена модель включає рівняння: руху ротора ГА, рушійного моменту, перепаду тиску на ГТ, ПД – регулятора та ін.

Третій розділ присвячений дослідженню перехідних процесів у ГА з навантаженим впливом під час застосування різних законів регулювання на базі більш повної нелінійної математичної моделі комп'ютерної СУЧОР. В процесі експлуатації ГА піддається різним збурюючим впливам: навантажуючим (зміна навантаження на електрогенератор), управляючим (зміна відкривання СА), випадковим перешкодам (вплив пульсації тисків в проточному тракті). Досліджений варіант пристрою управління у вигляді ПД – регулятора у складі більш повної нелінійної моделі системи, показав високу якість перехідних процесів, включаючи гармонічний вплив з великою амплітудою отже його реалізація у програмному забезпеченні комп'ютерної системи є доцільною. Для підвищення ефективності функціонування системи з ПД - регулятором була виконана оптимізація параметрів настройки каналів ПД – регулятора (K_P - пропорційного П, K_I - інтегрального І, K_D - диференційного Д). Під час оптимізації параметрів ПД – регулятора у якості критерія оптимальності кривої що моделюється $\omega(t)$ і бажаної $\omega_{ЖЕЛ}(t)$ (на прикладі експоненти) була прийнята відносна інтегральна квадратична оцінка

$$I = \int_0^{T_K} \left[\frac{\omega - \omega_{ЖЕЛ}}{\omega} \right]^2 dt,$$

де T_K – час перехідного процесу.

Результати оптимізації наведені в таблиці, яка містить оптимальні значення коефіцієнтів K_P^0 , K_I^0 і K_D^0 , значення критерія І і кількість ітерацій під час вирішення задачі. У таблиці надана чисельна інформація по значенню швидкості $\omega(t)$ у кінці перехідного процесу розгону при оптимальних K_P^0 , K_I^0 і K_D^0 . Для порівняння, четверта строчка таблиці заповнена значеннями K_P , K_I і K_D , які отримані при дослідженні моделі з ПД – регулятором без оптимізації його параметрів.

Таблиця

Результати оптимізації

K_P^0	K_I^0	K_D^0	I	Початкові значення			Значення ω на-прикінці процесу	Число ітерацій
				K_{P0}	K_{I0}	K_{D0}		
50,1	0,027	0,866	0,127	50	0,05	2,5	6,54	113
50,1	0,037	0,87	0,127	50	0,5	2,5	6,543	121
40,1	0,0227	0,692	0,127	40	0,5	2,5	6,54	132
-	-	-	0,3796	50	0,05	2,5	6,547	1

Неоднозначність зв'язана з тим, що процес оптимізації здійснюється шляхом варіації трьох параметрів за одного критерію. За неоптимальних значень ПД – регулятора критерій дорівнює 0,3796 (див. 4 строку таблиці), тобто більше ніж в 3 рази у порівнянні з оптимальним рішенням.

На рис. 3 зображені криві $\omega(t)$ і $\omega_{жсл}(t)$, де залежність $\omega(t)$ отримана в результаті оптимізації з параметрами $K_p^0 = 50,1$, $K_i^0 = 0,037$ і $K_d^0 = 0,87$. збіг кривих достатньо близький, що каже про ефективність оптимізації параметрів ПД – регулятора при проектуванні систем.

Проведені дослідження показали, що за допомогою більш повної математичної моделі можна формулювати і вирішувати задачі динаміки з різноманітними законами управління при зовнішніх збурюючих впливах.

В четвертому розділі викладено результати поетапного дослідження динамічних характеристик КГ, який складається із внутрішнього контура (вузол “ЕГП - ГР”) і зовнішнього (вузол “ГР – СМ”). На першому етапі досліджувалася динаміка внутрішнього контура, вихідною величиною якого є переміщення $x_{ГР}$ золотника ГР при різноманітних управляючих впливах, двохфазності РР, перемінності коефіцієнта витрати та ін. В результаті досліджень отримані перехідні процеси, зображені на рис. 4 для основних параметрів вузла (i , $x_э$, $v_{ГР}$ и $x_{ГР}$). Про показники якості процесу судимо за кривою $x_{ГР}(t)$. Воно характеризується висою швидкістю, відсутністю перерегулювання як при розгоні, так і при гальмуванні золотника ГР під час руху в обидва боки. Тут же зображено графік $x_{ГР}(t)-\Delta$, що враховує позитивне перекриття щілини ГР. Відсутність перерегулювання при двохфазній РР і врахуванні хвильових процесів забезпечується введенням гнучкого від’ємного зворотного зв’язку по $x_{ГР}$.

Другий етап охоплює дослідження динаміки КГ (внутрішнього і зовнішнього контурів), тобто ланцюга гідропрстроїв ЕГП – ГР – СМ з елементами управління. На рис. 5 наведені перехідні процеси 6 параметрів, включаючи вихідну величину – переміщення x_Z СМ (а також, лопаток СА). Якість процесів, що вимагається забезпечено введенням зворотного зв’язку за другою похідною від $x_{ГР}(t)$.

На третьому завершальному етапі досліджується динаміка математичної моделі КГ спільно з ГА, тобто СУЧОР, під час якого ГТ представляється залежностями, отриманими з її універсальної характеристики, і змінної величини навантаження. На рис.6 зображено криві 3-х перемінних ($a_0(t)$, $x(t)$ і $\omega(t)$) та моменту опору M_C , що змінюється від значення 2 000 кНм (значення холостого ходу) і лінійно-наростаючого значення до $M_{CH} = 9 592$ кНм (номінальне навантаження) під час запуску гідротурбіни і виході на сталий режим. При моделюванні були прийняті параметри гідроагрегату №12 Кременчуцької ГЕС з гідротурбіною ПЛ 661. Як видно з мал.6 у продовж 75 с пуск здійснюється на холостому ході. Затим включається лінійно-наростаюче з обмеженням навантаження і

при $t = 90$ с досягається її номінальне значення 9 592 кНм, СА повністю відчиняється ($a_0 = 0,5$ м), встановлюється номінальна витрата 490 м³/с, шток СМ займає від начала відліку положення, що дорівнює 100 см, кутова частота ротора практично зберігає номінальне значення 6,54 с⁻¹. При наявності гармонічної складової навантаження, наприклад, з частотою 0,06 Гц і амплітудою 1 000 кНм крива $\omega(t)$ не змінюється (см. рис.7), що характеризує якість структури КГ, і показує можливості розробленої математичної моделі.

П'ятий розділ присвячений тестовим дослідженням розробленої математичної моделі шляхом порівняння і оцінки перехідних процесів КГ СУЧОР на моделі і на натурному зразку. Проведені тестові дослідження мали за мету порівняти розрахункові на ЕОМ перехідні процеси КГ і експериментальні на гідроагрегаті №12 Кременчуцької ГЕС. За критерій близькості динамічних кривих була прийнята відносна інтегральна оцінка, значення якої в % характеризує їх відхилення.

Криві перехідних процесів $x_{ГР}(t)$ модельного і натурального ГР при відкритті СА представлені в одному масштабі на рис. 8. Відносна інтегральна оцінка близькості кривих дорівнює 4,39%. Осцилограми процесів $x_{ГР}(t)$ при закритті СА зображені на рис. 9. Величина відхилення дорівнює 14,14%.

Перехідні процеси переміщення $x_Z(t)$ штоку СМ при повному відкритті СА наведені на рис.10. Величина відхилення дорівнює 8,82%. Експериментальні криві мал. 8-10 знімалися на ГА с комп'ютерною СУЧОР в режимі осушеної спіральної камери при східчастому управляючому впливі. Крива кутової швидкості $\omega(t)$ ротора під час пуску натурального ГА в режимі холостого ходу, знята за допомогою комп'ютерної СУЧВР, і модельна крива наведені на рис. 11. Час виходу на усталену швидкість склав 75 с. Величина відхилення склала 6,68%. Були співставленні криві моделі і ГА під час зупинки гідротурбіни, при скиданні навантаження в 42 МВт та ін.

Наведені тестові дослідження підтвердили адекватність розробленої математичної моделі КГ. Сформульовані практичні рекомендації на застосування (під час проектування чи модернізації, пусконаладжувальних роботах) розробленої математичної моделі КГ СУЧОР, що відкриває можливість пошуку більш ефективних законів управління, що підвищать показники якості перехідних процесів і скоротять строки налагодження стосовно до конкретного ГА.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної задачі дослідження динамічних характеристик комплексу гідропрстроїв комп'ютерної системи регулювання гідротурбінни на базі розробки її більш повної математичної моделі. Основні результати і висновки дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Виконаний аналіз літературних джерел, присвячених конструкціям і математичним моделям комплексу гідропрстроїв і системи управління гідроагрегатом в цілому, з'ясування неврахованих факторів дозволили розробити більш повну нелінійну математичну модель.

2. Запропонована математична модель і відповідна до неї структурно-функціональна схема вирішення поставленої наукової проблеми в пакеті імітаційного моделювання, дозволяє досліджувати динамічні характеристики комплексу гідропрстроїв системи управління гідротурбіною при різноманітних законах управління.

3. Розроблена математична модель комплексу гідропрстроїв системи управління частотою обертання ротору, представляє собою відносно будь якої перемінної нелінійне диференціальне рівняння 10-го порядку, враховує: нелінійності сил тертя і гідродинамічних сил; стисливість і двохфазність робочої рідини, змінність коефіцієнта витрати та ін., що підвищує її адекватність і відкриває шлях до подальшого покращення динамічних характеристик комплексу гідропрстроїв і системи в цілому.

4. Досліджений варіант пристрою управління з оптимальним Пропорційним Інтегральним Диференційним - регулятором у складі математичної моделі системи показав високу якість перехідних процесів, включаючи гармонічний вплив з великою амплітудою. Підвищення ефективності функціонування системи з Пропорційним Інтегральним Диференційним - регулятором досягнуто шляхом оптимізації значень коефіцієнтів настройки каналів за критерієм відносної інтегральної квадратичної оцінки.

5. Обґрунтовано введення гнучких зворотних зв'язків за швидкістю переміщення золотника гідророзподільвача і швидкістю руху штоку сервомотора, що підвищують стійкість комплексу гідропрстроїв і покращують його динамічні характеристики.

6. Отримана аналітична залежність площини дроселюючої щілини гідророзподільника комплексу гідропрстроїв з позитивним перекриттям в функції переміщення золотника і геометрії щілини, яка і при малих відхиленнях залишається нелінійною і не підлягає лінеаризації, що підвищує точність визначення витратних характеристик у всьому діапазоні зміни динамічних процесів.

7. Визначення витрати води крізь гідротурбіну на основі її універсальної характеристики шляхом функціонального перетворення вхідної інформації про частоту обертання ротора гідроагрегата, відкриття направляючого апарату, загального ККД, забезпечує введення до моделі достовірної інформації про об'єкт, і підвищує точність обчислення динамічних характеристик.

8. Проведені дослідження показують, що розроблена математична модель відкриває можливості аналізувати динамічні характеристики кожного гідропрстрою, всього комплексу гідропрстроїв, що вимагає великих затрат праці при отриманні на натурному об'єкті.

9. Виконані тестові дослідження математичної моделі комплексу гідропрстроїв шляхом порівняння розрахункових динамічних характеристик з реальними, отриманими під час налаго-

джувальних робіт і випробувань на Кременчуцькій ГЕС гідроагрегату № 12 в різноманітних режимах - на осушуваній спіральній камері, на холостому ході, під навантаженням і при скиданні навантаження, показали високу її адекватність реальному об'єкту. Розбіжність розрахункових і реальних динамічних характеристик не перевищує 14%.

10. Основні наукові положення і результати роботи, викладені в дисертаційній роботі Мають практичну значимість при проектуванні і пусконаладжувальних роботах модель комплексу гідропрстроїв системи управління частотою обертання ротору, а також в навчальному процесі у дисциплінах “Динаміка гідропневмосистем” і “Математичне моделювання гідропневмосистем” (НТУ “ХПІ”). Результати роботи передані до ЗАТ “НПП Е.Г.П. Регулятор”, ТОВ “НДГідропривод”, ТОВ “НПП Енергорегулятор” і ВАТ “ТУРБОАТОМ” і використані у відповідності до планів виробництва.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Математическая модель узла “электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя” системы регулирования гидротурбины // Вестник НТУУ КПИ”. Машиностроение. – Т1. – 2002. – с.157 – 160.

Здобувачем запропонована нелінійна математична модель вузла “Електрогидравлічний перетворювач – золотник гідророзподілювача” комплексу гідропрстроїв.

2. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Динамические характеристики узла “электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя” системы регулирования гидротурбины // Вестник НТУ “ХПИ”. – 2002. - №6. – т.2. – с.82 – 87.

Здобувачем виконаний розрахунок динамічних характеристик вузла “Електрогидравлічний перетворювач – золотник гідророзподілювача”.

3. Лурье З.Я., Булгаков В.А., Дмитерко В.Н., Спесивцева В.А. Определение силы сопротивления движению сервомотора направляющего аппарата гидротурбины с учетом гидроудара // Вестник НТУ“ХПИ”. – 2002. - №9. – т.12. – с.136 – 144.

Здобувачем запропонований алгоритм розрахунку сили опору, прикладеної до штоків сервомоторів.

4. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Математическая модель системы моделирования гидротурбины // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. - №1. – с.43 – 46.

Здобувачем запропонована нелінійна математична модель системи управління частотою обертання ротора гідротурбіни.

5. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н., Чайка Э.Г. Динамика узла “электروهидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя” компьютерной системы регулирования гидротурбины // Вибрации в техники и технологиях. – 2003. - №2. – с.25 – 31.

Здобувачем виконаний в пакеті імітаційного моделювання розрахунок і аналіз динамічних характеристик.

6. Лурье З.Я., Бездетко В.Н., Дмитерко В.Н. и др. Система управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития // Проблемы машиностроения. – 2003. – т 6. - №2. – с.26 – 36.

Здобувачем проведений аналіз СУЧОР гідротурбін, що експлуатуються, розрахунок і співставлення розрахункових перехідних процесів з експериментальними для комп'ютерної системи.

7. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Оптимизация параметров ПИД – регулятора системы управления частотой вращения ротора гидротурбины // Вестник НТУ “ХПИ”. – 2003. - №9. – т.2. – с.118 – 123.

Здобувачем була виконана оптимізація значень коефіцієнтів каналів ПД – регулятора системи управління частотою обертання ротора гідротурбіни.

8. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Динамика системы управления гидротурбиной с ПИД – регулятором // Вестник СумДУ. Серия техники и науки. – 2003. - №13 (59). – с.144 – 150.

Здобувачем запропонована нелінійна збільшена математична модель системи регулювання гідротурбіни з законом управління у вигляді ПД – регулятора.

9. Лурье З.Я., Булгаков В. А., Дмитерко В. Н. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины // Вестник НТУ “ХПИ”. – 2004. - №12. – с.13 – 22.

Здобувачем виконаний в пакеті математичного імітаційного моделювання розрахунок і аналіз динамічних характеристик

АНОТАЦІЇ

Дмитерко В. М. Динаміка комплексу гідропристроїв комп'ютерної системи управління частотою обертання ротора гідротурбіни. – 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, 2004.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на покращення динамічних характеристик комплексу гідропристроїв комп'ютерної системи управління частотою обертання ротора гідротурбіни. Створена більш повна нелінійна математична модель комплексу гідропристроїв комп'ютерної системи управління частотою обертання ротора гідротурбіни, що ґрунтується на декомпозиції його на вузли. Розроблені структурно-функціональні

схеми для багатоетапного розрахунку динамічних характеристик комплексу гідропрстроїв комп'ютерної системи управління частотою обертання ротора, які можна застосувати як для скеровуючого апарату, так і для робочого колеса гідротурбіни. Запропонована методика введення в математичну модель комплексу гідропрстроїв комп'ютерної системи управління частотою обертання ротора гідротурбіни інформації про функціонування модельної гідротурбіни за допомогою універсальної характеристики. Створена методика визначення кривої сили спротиву руху сервомотора скеровуючого апарату за експериментальними даними, с допомогою функціонального преобразовувача пакета імітаційного моделювання динамічних систем. Результати роботи передані в ТОВ "НІГідропривод", ЗАТ "НПП Є.Г.П. Регулятор", ТОВ "НПП Енергорегулятор", ВАТ "ТУРБОАТОМ" (м. Харків) і використані у відповідності з планами підприємств, а також виключено у навчальний процес за дисциплінами: "Динаміка гідропневмосистем" і "Математичне моделювання гідропневмосистем".

Ключові слова: комплекс гідропрстроїв, головний гідророзподілювач, електрогідрравлічний преобразовувач, сервомотор, динамічні характеристики.

Дмитерко В. Н. Динамика комплекса гидроустройств компьютерной системы управления частотой вращения ротора гидротурбины. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – Гидравлические машины и гидропневоагрегаты. Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Харьков, 2004.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на улучшение динамических характеристик комплекса гидроустройств системы управления частотой вращения ротора гидротурбины на стадии его проектирования. В работе сформулированы и детально обоснованы цель, задачи исследования. Рассмотрен достигнутый отечественный и мировой уровень в области создания систем регулирования гидротурбин. Проведен критический анализ существующего математического описания комплекса гидроустройств системы управления частотой вращения ротора гидротурбин, и выявлен ряд неучтенных факторов, учет которых позволяет повысить адекватность математической модели реальному объекту и эффективнее использовать систему управления частотой вращения ротора гидротурбины. К этим факторам относятся: учет в уравнении движения плунжера электрогидравлического преобразователя нелинейностей силы трения, гидродинамической силы и представление модели электрогидравлического преобразователя как гидроаппарата давления и расхода; алгоритм вычисления суммарной площади дросселирующих щелей главного гидрораспределителя с положительным перекрытием при перемещении золотника главного гидрораспределителя, зависимость которой в функции пути золотника даже при малых его отклонениях является нелинейной; учет в уравнении движения зо-

лотника главного гидрораспределителя нелинейных сил трения и гидродинамической силы; влияние сжимаемости рабочей жидкости и деформаций трубопроводов между электрогидравлическим преобразователем и главным гидрораспределителем, главным гидрораспределителем и сервомотором на динамические характеристики комплекса гидроустройств системы управления частотой вращения ротора гидротурбины; ввод в модель нелинейного уравнения модуля объемной упругости двухфазной рабочей жидкости в функции параметров ее давления; оценка влияния волновых процессов в трубопроводе между электрогидравлическим преобразователем и главным гидрораспределителем на динамику узла “Электрогидравлический преобразователь – золотник главного гидрораспределителя”; использование данных универсальной характеристики гидротурбины для формирования алгоритма вычисления расхода через гидротурбину и последующего вычисления движущего момента гидротурбины с целью улучшения адекватности модели; введение в модель экспериментальной зависимости силы сопротивления со стороны направляющего аппарата движению сервомотора в функции положения штока; построение в целом нелинейной динамической модели комплекса гидроустройств. Решение этих вопросов составляет актуальность темы диссертации.

Создана более полная нелинейная математическая модель комплекса гидроустройств системы управления частотой вращения ротора гидротурбины, основанная на декомпозиции его на узлы. Разработаны структурно-функциональные схемы для многоэтапного расчета динамических характеристик комплекса гидроустройств системы управления частотой вращения ротора, которые применимы как для направляющего аппарата, так и для рабочего колеса гидротурбины. Предложена методика введения в математическую модель комплекса гидроустройств системы управления частотой вращения ротора информации о функционировании модельной гидротурбины с помощью универсальной характеристики гидротурбины. Создана методика определения кривой силы сопротивления движению сервомотора направляющего аппарата по экспериментальным данным с помощью функционального преобразователя пакета имитационного моделирования динамических систем.

Результаты работы переданы в НИИГидропривод в форме ООО, ЗАО “НПП Э.Г.П. Регулятор”, ООО “НПП Энергорегулятор”, ОАО “ТУРБОАТОМ” (г. Харьков) и использованы в соответствии с планами предприятий, а так же включены в учебный процесс по дисциплинам “Динамика гидропневмосистем” и “Математическое моделирование”

Ключевые слова: комплекс гидроустройств, главный гидрораспределитель, электрогидравлический преобразователь, сервомотор, динамические характеристики.

Dmiterko V. N. Dynamics of complex hydromechanisms of computer system control by frequency rotation of hydroturbine's rotor. – Manuscript.

Thesis for a scientific degree of the candidate of technical science on speciality 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic units. – National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, 2004.

The dissertation is devoted to theoretical and experimental researches, making for improvement of dynamical characteristics of the complex hydromechanisms of system control by frequency rotation of turbine's rotor. It was created more complete, un-linear mathematical hydroturbine. It was based in decomposition it in units. It was elaborated structural functional schemes for multistage calculation of statically and dynamical characteristics complex hydromechanisms of system control by frequency rotation of turbine's rotor which are able to use both for directing device and for working wheel of the hydroturbine. It was proposed the methods of introduction in a mathematical model complex hydromechanisms of system control by frequency rotation of turbine's rotor information about function of model hydroturbine with assistance of universal characteristic. It was created the methods of definition curve power resistance to movement of servomotor directing device according to experimental facts with assistance of function transformation of set imitation modelation dynamical systems. The results of work were given to Research Institute Gydroprivod Ltd, “NPP EGP Regulator” Ltd, “NPP Energoregulytor” Ltd, Joint Stock Company “Turboatom” (Kharkiv, Ukraine) and were used in according to the plans of enterprises and also they were included in educational process on branches of “Dinamic hydropneumatic systems units”, “Mathematical modelation of hydromatic systems”

Keywords: complex hydromechanisms, main valve, electric hydraulic converter, servomotor, dynamics characteristics.

Підписано до друку 17.01.2005 р.
Формат паперу 60x90/16. Папір офсетний. Друк різнограф.
Ум. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Замовлення №

Надруковано в типографії ПП Ізрайлев Є. М.
Свідоцтво № 04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.
61024, м. Харків, вул.. Гуданова, 4/10.