

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Мезеря Андрій Юрійович

УДК 621.22.018

Удосконалення методів та підвищення точності засобів контролю параметрів моделей
ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

**Спеціальність 05.11.13 – прилади і методи контролю
та визначення складу речовин**

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2005

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі електроенергетики Української інженерно-педагогічної академії Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор **Артюх Станіслав Федорович**, Українська інженерно-педагогічна академія, завідувач кафедри електроенергетики, м. Харків

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Себко Вадим Пантелійович**, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, завідувач кафедри приладів і методів неруйнівного контролю, м. Харків

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник **Косач Наталія Ігорівна**, Національний науковий центр “Інститут метрології”, м. Харків

Провідна установа: **Національний університет “Львівська політехніка”**, Інститут комп’ютерних технологій, автоматики та метрології, м. Львів

Захист відбудеться «_____» _____ 2005 р. о _____ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.09 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 «_____» _____ 2005 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Горкунов Б.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підвищення точності контролю та виміру параметрів об'єкта, що досліджується, завжди було важливою науково-технічною задачею. У випадку, коли неможливо аналітичний опис параметрів об'єкта, експериментальні дослідження залишаються єдиним способом одержання інформації про об'єкт, а точність контролю та виміру - єдиним критерієм вірогідності. К таким об'єктам відносяться енергетичні характеристики гідравлічних машин (залежність коефіцієнта корисної дії (ККД) турбіни від приведеної частоти її обертання), які визначаються шляхом випробування фізичних моделей гідромашин. Основною задачею гідротурбобудівництва є розробка заходів, спрямованих на підвищення коефіцієнта корисної дії турбіни. Величина цього підвищення має порядок десятих та сотих часток відсотка, що ставить перед модельними випробуваннями задачу максимальної точності контролю та виміру гідравлічних і механічних параметрів моделей, з метою визначення цього незначного, але дуже важливого підвищення ККД. Міжнародні стандарти модельних випробувань гідравлічних машин висувають жорсткі вимоги щодо можливих похибок та неточностей контролю та виміру параметрів моделей. Похибка виміру ККД моделей для умов промислових гідротурбінних лабораторій не повинна перевищувати 0,5%, але бажаною величиною є величина $(0,3 \div 0,4)\%$.

Необхідність пошуку та визначення неврахованих факторів, які дозволяють підвищити точність виміру та контролю кожного параметра, який входить у розрахунок ККД моделей гідравлічних машин, визначає актуальність даної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі електроенергетики Української інженерно-педагогічної академії. Як виконавець здобувач проводив дослідження у рамках теми "Розробка методів енергозбереження та засобів підвищення експлуатаційної надійності електроустановок", яка входить до плану НДР Української інженерно-педагогічної академії.

Мета і задачі роботи. Метою дослідження є підвищення точності контролю та виміру гідравлічних (витрата рідини, гідравлічний напір, щільність рідини) і механічних (обертаючий момент та частота обертання) параметрів фізичних моделей гідравлічних машин (МГМ).

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити наступні задачі:

- серед гідравлічних і механічних параметрів МГМ визначити ті з них, які мають найбільші похибки контролю та виміру;
- встановити первинні та вторинні фактори, які впливають на точність контролю та виміру гідравлічних і механічних параметрів МГМ;
- запропонувати ефективні методи та способи зниження похибок контролю та виміру гідравлічних параметрів МГМ;
- запропонувати ефективні методи та способи зниження похибок контролю та виміру

механічних параметрів МГМ;

- проаналізувати математичні методи знаходження середньо інтегральних значень параметрів МГМ та методи спектрального аналізу та визначити ті з них, які дають мінімальну похибку;

- оцінити вплив дискретизації і розробити методику автоматичної корекції частоти опитування датчиків гідравлічних параметрів МГМ;

- удосконалити систему градуювання витратомірних пристроїв шляхом підвищення чутливості та швидкодії відхиляючого пристрою;

- підвищити точність визначення ККД фізичних моделей гідравлічних машин;

Об'єкт дослідження: процес контролю та виміру гідравлічних і механічних параметрів фізичних моделей гідравлічних машин.

Предмет дослідження: методи і засоби контролю та виміру гідравлічних і механічних параметрів фізичних моделей гідравлічних машин та методи підвищення точності виміру параметрів фізичних моделей в умовах модельних випробувань в промислових гідротурбінних лабораторіях.

Методи дослідження: теорія гідравліки та гідродинаміки, методи математичного та фізичного моделювання, теорія похибок вимірювань, теорія ймовірності і випадкових процесів, теорія електроприводу, методи математичної статистики при обробці результатів, теорія лінійних інтегральних рівнянь, а також теорія дискретного перетворення Фур'є.

Наукова новизна одержаних результатів:

- запропоновано к використанню для умов гідротурбінних лабораторій метод зниження похибки виміру витрати рідини в проточній частині, яка обумовлена пульсаціями потоку в трубопроводах випробувальних стендів;

- показано вплив перехідних процесів в обмотках електромашинного гальма модельних установок на вибір часу початку виміру обертаючого моменту на валу МГМ;

- отримана аналітична залежність часу заспокоєння системи гідравлічна машина – електромашинне гальмо від зміни витрати рідини, механічної і електромагнітної постійної часу системи та постійної часу відкриття направляючого апарату;

- проведено аналіз похибок, обумовлених використанням математичних методів визначення середньоінтегральних значень гідравлічних параметрів МГМ, та визначенні такі методи, які дають найменшу похибку;

- розроблено методику вибору частоти опитування витратомірних пристроїв в залежності від відносної амплітуди коливання витрати рідини та частоти коливання витрати;

- вперше запропоновано визначення еквівалентного часу заповнення вимірювального баку для градуювання витратомірних пристроїв з урахуванням профілю вхідного потоку;

Практичне значення одержаних результатів.

На підставі висунутих наукових положень розроблені методики проведення виміру та контролю витрати рідини, при яких похибка виміру витрати, обумовлена розбіжністю фаз виміру витрати рідини та пульсацій потоку, не буде перевищувати 0,1%.

Розроблені рекомендації по зниженню похибки виміру обертаючого моменту на валу МГМ шляхом обліку перехідних процесів в системі гідравлічна машина – електромашинне гальмо.

Розроблено і реалізовано у вигляді комп'ютерної програми алгоритм зниження динамічної складової похибки виміру витрати рідини та алгоритм автоматичної корекції частоти опитування витратомірних пристроїв.

Застосування одержаних результатів на випробувальних стендах ВАТ “Турбоатом” (м. Харків) дозволило знизити загальну похибку виміру коефіцієнта корисної дії моделей гідравлічних машин на 0,1%.

Результати роботи впровадженні на випробувальних стендах діючої гідротурбінної лабораторії ВАТ «Турбоатом», дослідницької гідротурбінної лабораторії Інституту проблем машинобудування ім. А.Н. Подгорного НАН України (м. Харків), в первинній еталонній витратомірній установці ВЗУ-180 Національного наукового центру “Інститут метрології” (м. Харків), при проектуванні гідротурбінної лабораторії фірми «Харківтурбоінженерінг» (м. Харків), та в навчальному процесі на кафедрі електроенергетики Української інженерно-педагогічної академії при підготовці фахівців за фахом 6.010100 “Професійне навчання. Електроенергетика”.

Одержані результати створюють передумови для використання запропонованих методик на промислових гідротурбінних лабораторіях України і країн СНД.

Особистий внесок здобувача. Всі положення дисертації, які виносяться на захист, одержані здобувачем самостійно. Серед них: систематизація даних щодо методів і засобів виміру та контролю параметрів гідравлічних машин; визначення ефективних методів і засобів підвищення точності виміру та контролю параметрів фізичних моделей; методика визначення необхідного часу осереднення витрати рідини; методика обліку перехідних процесів в електромашинних гальмах випробувальних стендів; методика визначення частоти опитування витратомірних пристроїв; аналіз і обґрунтований вибір математичного апарату визначення середніх значень гідравлічних параметрів моделей; рекомендації до системи підтримки частоти обертання моделей гідромашин; розроблене програмне забезпечення проведення модельних випробувань; проведення дослідно-промислових випробувань.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи докладались та обговорювались на Міжнародних науково-технічних конференціях: “Перспективні інформаційно-керуючі системи на залізничному, промисловому та міському транспорті” (м. Алушта, 2003р.); “Проблеми інформатики і моделювання” (м. Харків, 2003р.); “Перспективні інформаційно-

керуючи системи на залізничному, промисловому та міському транспорті“ (м. Алушта, 2003р.); “Метрологія та вимірювальна техніка” (Метрологія-2004) (м. Харків, 2004р.); “Проблеми інформатики і моделювання“ (м. Харків, 2004р.); «Unitech 04» (м. Габрово, Болгарія, 2004р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 11 наукових робіт, у тому числі: 5 статей у фахових виданнях ВАК України, 6 тез доповідей.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, 4 розділів, висновків, та 2 додатків. Повний обсяг дисертації складає 181 сторінки: з них 44 ілюстрацій по тексту, 13 ілюстрацій на 13 сторінках; 6 таблиць по тексту, 4 таблиці на 7 сторінках; 2 додатка на 11 сторінках; 141 найменувань використаних літературних джерел на 12 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступній частині обґрунтована актуальність теми дисертації, окреслені шляхи підвищення точності контролю та виміру параметрів фізичних моделей гідравлічних машин, дана мета дисертаційної роботи і поставлені основні задачі дослідження, сформульована практична значимість результатів роботи.

У першому розділі розглянуті основні методи та засоби контролю та виміру параметрів МГМ, які використовуються при модельних випробуваннях. Встановлено, що найбільш значущими в похибці виміру ККД моделей гідравлічних машин є похибки виміру витрати рідини, яка протікає через них, похибки виміру гідравлічного напору та обертаючого моменту на валу моделі. Серед великої кількості вимірювальних засобів, які принципово можуть бути застосовані для цих вимірів шляхом аналізу їх переваг та недоліків визначені такі, які в повній мірі можуть задовольнити вимоги дослідників щодо їх роботи на дослідницьких та випробувальних стендах сучасних гідротурбінних лабораторій. Визначено, що головною задачею підвищення точності виміру параметрів моделей є задача обліку динамічних складових потоку рідини, що протікає через модельну установку.

У другому розділі проведені дослідження методів та засобів контролю та виміру гідравлічних параметрів МГМ. Визначені параметри, які мають максимальну похибку виміру, до яких, в першу чергу, належить витрата рідини. Нестабільність потоку рідини, що протікає через модельну установку, призводить до появи похибки виміру, яка пов'язана з несінфазністю в часі потоку в перетині трубопроводу та інтервалу осереднення витрати, через що виміряне значення витрати буде відрізнятися від середнього за час.

Відносна похибка несінфазності визначається як:

$$\delta_{\text{нф}} = \frac{\Delta_{\text{нф}}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{Q_{\text{ср}} - Q_0}{Q_{\text{ср}}} = \frac{Q_m \cdot \cos \varphi - \cos(\omega t + \varphi)}{Q_{\text{ср}} \omega T} = A \cdot K, \quad (1)$$

де $A = Q_m / Q_{\text{ср}}$ – відносна амплітуда коливань витрати рідини;

ω та φ – кутова частота та початкова фаза витрати рідини;

$K = \frac{\cos \varphi - \cos(\omega t + \varphi)}{\omega T}$ – фазовий коефіцієнт;

T – час осереднення витрати рідини

На рис. 1 показана залежність коефіцієнта K від фази коливань ωT при різних значеннях початкового кута φ .

Після визначення частоти та відносної амплітуди коливань витрати рідини в установці, з рис. 2 визначається фаза коливань ωT та мінімальний час осереднення витрати, який забезпечує необхідну похибку виміру.

Для забезпечення похибки несінфазності осереднення витрати рідини, яка б не перевищувала 0,1%, час осереднення повинен визначатись по формулі:

$$T = \frac{1780 \cdot A}{\omega_{\max}}. \quad (2)$$

Рис. 2

1 – відповідає $\delta_{\text{нф}}=0,3\%$, 2 – відповідає $\delta_{\text{нф}}=0,2\%$, 3 – відповідає $\delta_{\text{нф}}=0,1\%$

Проведений аналіз динамічних характеристик витратомірів показав, що найкращі динамічні характеристики мають витратоміри електромагнітних та акустичних систем, які повинні використовуватись при дослідженні пульсуючих потоків рідини.

На сьогодні градування високоточних витратомірів рідинних середовищ здійснюється, як правило, за допомогою вагових витратомірних установок, у яких витрата Q [м³/с] визначається шляхом виміру маси m [кг] рідини, що надійшла у мірний бак з вимірювальної ділянки установки за відомий час T [с], тобто $Q=m/(\rho \cdot T)$, де ρ [кг/м³] – щільність рідини, яка потрапила у мірний бак. Градування витратомірів є одним з головних методів зниження постійних складових похибки виміру витрати, а система градування повинна бути виконана таким чином, щоб її робота вносила мінімум похибки. Аналіз систем градування показав, що найбільша похибка системи обумовлена роботою відхиляючого пристрою.

Удосконалено відхиляючий пристрій на основі перекидаючого візка з використанням лазерних датчиків положення (рис. 3)

Лазерні датчики дозволяють визначити ширину потоку з похибкою 0,002 мм, а по відомому часу опитування датчиків визначається площа перетину потоку:

$$S = h \frac{v}{f}, \quad (3)$$

де h – ширина потоку, м; v – швидкість руху візка, м/с; f – частота опитування лазерних датчиків, Гц.

Еквівалентний час заповнення баку визначається за умови: $S_1=S_2$.

Рис. 3 Відхиляючий пристрій для градуювання витратомірів (вид зверху).

а) схема відхиляючого пристрою: 1 – відхиляючий візок; 2– привод візку; 3 – лазерні датчики; 4 – перехресні промені; 5 – вимірювальний бак.

б) визначення еквівалентного часу заповнення вимірювального баку з урахуванням профілю потоку.

Визначення характеру зміни витрати рідини та гідравлічного напору у часі відбувається за дискретними показаннями датчиків. Таке відновлення призводить до появи додаткової похибки виміру.

Розраховано необхідна частота опитування датчиків витрати рідини та гідравлічного напору, яка забезпечує бажану похибку дискретизації:

$$f_d = \frac{1}{\tau} = \omega \sqrt{\frac{Q_m}{6\delta_{\max} Q_0}} = \omega \sqrt{\frac{A}{6\delta_{\max}}}, \quad (4)$$

де τ – шаг виміру; ω – максимальна кутова частота коливань витрати в спектрі; δ_{\max} – бажана похибка дискретизації; A – відносна амплітуда коливань витрати рідини.

Проведено аналіз похибок, які виникають при використанні математичного методу визначення середньоінтегрального значення витрати рідини та гідравлічного напору. Проаналізовані такі методи: середньоарифметичний метод, метод апроксимації, метод сплайнів різних ступенів, метод Сімпсона та метод, запропонований професором Литвиним О.М. (узагальнений метод Сімпсона)

Найбільш точними серед вищевказаних методів є метод сплайнів та метод, запропонований професором Литвиним О.М. (5). Перевагою останнього є те, що у відмінності від класичного методу Сімпсона, цей метод дозволяє визначати середнє значення як при парній, так і при непарній кількості даних. При цьому його точність не знижується.

$$y_{y_3, \text{Сим}} = \left(\frac{\tau}{T}\right) \left[y_0 \left[\frac{1}{2} - \frac{\tau}{12}(M-1) \right] + y_1 \left[\frac{5}{6} + \frac{\tau}{12}[3(M+1)-7] \right] + \sum_{p=1}^{q-1} y_{2p} \cdot \left[\frac{4}{3} - \frac{\tau}{3}(M-2p) \right] + \sum_{p=2}^{q-1} y_{2p-1} \cdot \left[\frac{2}{3} + \frac{\tau}{3}(M+1-2p) \right] + y_M \left(\frac{1}{3} + \frac{\tau}{12} \right) \right], \quad (5)$$

де $p = 0 \dots \frac{M}{2} - 1$, $q = \frac{M+1}{2}$; M – кількість даних; y_0 – початкове значення параметру; y_M – останнє значення параметру;

Рис. 4

На рис. 4 показано похибку $\delta_{уз.Сімп}$, яка виникає при визначенні середнього значення параметру $y=\sin(\omega x)$ за формулою (5) від відносної частоти коливань f' , яка дорівнює частці частоти коливань параметру та частоти опитування датчиків (крок виміру).

Однією з основних характеристик роботи турбіни наряду з ККД є кавітаційний коефіцієнт.

Дано рекомендації по підвищенню точності знаходження кавітаційного коефіцієнта, шляхом урахування пульсацій тиску за робочим колесом МГМ та джгутових процесів на оборотних, лопатних частотах, та частотах кратних їм.

У третьому розділі проведені дослідження механічних характеристик фізичних моделей гідравлічних машин, до яких відносяться частота обертання МГМ та обертаючий момент на її валу. Відносна похибка виміру частоти обертання фізичних моделей незначна, і при належному проведенні експерименту складає $\pm(0,01\div 0,05)\%$. Похибки виміру обертаючого моменту залежить від похибок виміру сили δ_G і довжини важеля δ_L .

Підвищення точності виміру обертаючого моменту на валу моделі запропоновано проводити шляхом урахування перехідних процесів в електромашинних гальмах модельних установок при зміні та коливаннях витрати рідини та гідравлічного напору та визначенням точного часу встановлення стаціонарного режиму.

Рівняння зміни моменту при відкритті направляючого апарату має вигляд:

$$\Delta M = C_a \cdot \Delta a, \quad (6)$$

де ΔM – зміна обертаючого моменту; Δa – шаг відкриття направляючого апарату; C_a – постійна, яка визначається із статичної характеристики турбіни.

Рівняння відкриття направляючого апарату:

$$a_{(t)} = a_{ст} + \Delta a \cdot e^{-\frac{t}{T_a}}, \quad (7)$$

де T_a – постійна часу відкриття направляючого апарату; $a_{ст}$ – стале значення відкриття направляючого апарату.

Електромашинним гальмом, як правило, є електрична машина (генератор/двигун), диференціальне рівняння якої, з урахуванням (6-7) має вигляд:

$$\frac{d^2 M}{dt^2} T_E T_M + \frac{dM}{dt} T_M + M = c_a \left(a_{ст} + \Delta a \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} \right). \quad (8)$$

Часткове неоднорідне рішення рівняння (8) має вид:

$$M = c_a \cdot \left(a_{ст} + \frac{\Delta a}{\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1} \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} \right). \quad (9)$$

Практично, за умовний кінець перехідного процесу можливо прийняти момент часу, коли частота обертання або момент змінились на 95%. Тоді маємо:

$$0,95 = 1 + \frac{\Delta a}{\left(\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1\right) a_{CT}} \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} = 1 + \frac{\bar{a}}{\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1} \cdot e^{-\frac{t}{T_a}}. \quad (10)$$

Експериментальні дослідження показали, що в залежності від електромагнітної постійної часу перехідні процеси в електромашинних гальмах можуть носити характер, який приведено на рис. 5.

Рис. 5 Зміна струму якоря генератора при перехідному процесі при різних характерах збурення.

Отримано аналітичну залежність, яка зв'язує час заспокоєння системи t_{CT} , постійні часу T_a , T_M , T_E , та відносний шаг відкриття направляючого апарату $\bar{a} = \Delta a / a_{CT}$

$$t_{CT} = -T_a \cdot \ln \left[\frac{-0,05}{\bar{a}} \cdot \left(\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1 \right) \right]. \quad (11)$$

Отримана аналітична залежність дає можливість в автоматичному режимі визначати момент часу подачі команди на проведення виміру всіх параметрів моделі.

На підставі експериментальних досліджень пульсаційних характеристик обертаючого моменту на валу моделей гідромашин (рис.6) визначено, що в спектрі коливань моменту переважними частотами є частота $f_{об}$, яка відповідає частоті обертання моделі, частота $f_{лоп}$, яка відповідає кількості лопать моделі, частота $f_{л}$, яка відповідає кількості лопаток направляючого апарату, а також частоти кратні їм.

Рис. 6 Частотна характеристика динамічного моменту при $a_0=4$ мм

Для більш точного визначення амплітудно-частотних характеристик обертаючого моменту на валу моделі обґрунтовано заміну підінтегрального виразу в перетворювання Фур'є лінійним або параболічним сплайном. У випадку параболічного сплайну коефіцієнти суми Фур'є визначаються:

$$A_n = \frac{2}{T} \left[\sum_{k=0}^{M-1} \int_{x_k}^{x_{k+1}} \left[\frac{(t-kh)y_{k+1} - [t-(k+1)h]y_k}{h} + C_{k,k+1} \right] \cos\left(\frac{\pi n t}{T}\right) dt \right], \quad (12)$$

$$\text{де } C_{k,k+1} = \frac{V_{k,k+1}}{2} \cdot (t-kh)[t-(k+1)h] \quad (13)$$

$$V_{k,k+1} = \frac{2}{h^2} (y_{k+1} - 2y_k + y_{k-1}) - V_{k-1,k} \quad (14)$$

Заміна підінтегрального виразу в перетворювання Фур'є лінійним або параболічним

сплайном має наступні переваги:

1. збільшується точність визначення амплітуд пульсацій обертаючого моменту на валу моделі гідравлічної турбіни.

2. практично відсутня поява хибних частот в спектрі пульсацій, що має місце при використанні методу прямокутників у перетворюванні Фур'є.

Визначенні вимоги до автоматичної системи стабілізації частоти обертання моделі. Регулювання частоти обертання моделі здійснюється за допомогою вибору коефіцієнта зворотного зв'язку по частоті K_{ω} , який повинен забезпечувати необхідну точність підтримки частоти обертання моделі з одного боку, та неможливість виникнення резонансного ефекту з другого:

$$K_{\omega} \geq \Omega_M^2 \cdot T_M \cdot T_E - 1, \quad (15)$$

де Ω_M – передбачувана частота коливань обертаючого моменту на валу моделі, яка відповідає оборотній, лопатній та лопатевій частоті.

Обґрунтовані вимоги щодо системи стабілізації обертаючого моменту на валу моделей гідромашин:

$$\frac{\Delta M}{M} \leq \frac{\delta_M}{2}, \quad (16)$$

де ΔM – відхилення обертаючого моменту від сталого значення;

δ_M – бажана відносна похибка виміру обертаючого моменту.

У четвертому розділі представлені результати обробки експериментальних досліджень та розробка програмного забезпечення проведення модельних випробувань гідравлічних машин.

Експериментальні дослідження залежності похибки виміру витрати рідини від часу осереднення витрати проводились на зразковій витратомірній установці ВЗУ-180 ННЦ “Інститут метрології”.

На рис. 7 а) показано характер пульсацій витрати рідини в установці.

На рис. 7 в) показано експериментальна залежність похибки виміру витрати рідини, яка обумовлена несінфазністю осереднення витрати, від часу осереднення. Ця похибка визначається:

$$(\delta_{\text{нф}})_T = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^T Q_k - Q_0 \cdot 100\%. \quad (17)$$

де Q_0 – середнє значення витрати рідини на інтервалі виміру; Q_k – поточне значення витрати.

На рис. 7 г) наведена крива, яка одержана теоретичним шляхом. Крива 1 відповідає максимальній частоті коливань витрати рідини ($\omega_{\text{max}} = 0,86$ рад/с) зі спектрального аналізу (рис. 7 б), крива 2 відповідає самим низькочастотним пульсаціям витрати ($\omega = 0,03$ рад/с).

Результати досліджень для інших витратомірів показано в табл. 1.

Таблиця 1

Номер витратоміра	Час виміру T , с	Середнє значення витрати Q_0 , м ³ /год	Максимальне значення витрати Q_{\max} , м ³ /год	Мінімальне значення витрати Q_{\min} , м ³ /год	Відносна амплітуда Коливаний витрати A	Максимальна частота коливаний витрати ω , рад/с	Час інтегрування теоретичний T_p , с	Час інтегрування експериментальний T_s , с
1	300	16,523	16,76	16,237	0,01729	0,8616	35	~30
2	320	5,239	5,319	5,1453	0,01788	0,8174	39	~35

Дослідження похибки визначення середньоінтегрального значення витрати рідини та гідравлічного напору для методу апроксимації, класичного методу Сімпсона, методу сплайнів різних ступенів, середньоарифметичного методу та методу, запропонованого професором Литвиним О.М. проводились за допомогою математичного моделювання з урахуванням високочастотних перешкод. Як приклад моделі сигналу використано сигнал витратомірів гідротурбінної лабораторії ВАТ “Турбоатом” (рис. 8 а).

Рис. 8

За шум Q_n прийняті складові спектру коливаний, які мають частоту 16 рад/с та вище (з перетворювання Фур’є рис. 8 б). Амплітуди, які відповідають частотам нижче 16 рад/с вважались інформативними Q_{in} .

Точне значення витрати рідини визначалось

$$Q_{\text{точ}} = \frac{1}{T} \int_0^T Q_{in(t)} \cdot dt. \quad (18)$$

Виміряне значення витрати

$$Q_{\text{вим}} = \frac{1}{T} \int_0^T (Q_{in(t)} + Q_n(t)) dt. \quad (19)$$

Похибка виміру витрати рідини

$$\delta_{nQ} = \left| \frac{Q_{\text{вим}} - Q_{\text{точ}}}{Q_{\text{точ}}} \right| \cdot 100\%. \quad (20)$$

Дослідження показали:

Похибка середньоарифметичного методу складає

$$\delta_{\text{ср. ап}} = \left| \frac{0,99725 - 0,9971318}{0,9971318} \right| \cdot 100\% = 0,012\%. \quad (21)$$

Похибка методу апроксимації

$$\delta_{\text{ап}} = \left| \frac{0,997174 - 0,9971318}{0,9971318} \right| \cdot 100\% = 0,0042\%. \quad (22)$$

Похибка узагальненого методу Сімпсона

$$\delta_{\text{уз. Сім}} = \left| \frac{0,997145 - 0,9971318}{0,9971318} \right| \cdot 100\% = 0,0013\%. \quad (23)$$

Похибка методу параболічного сплайна

$$\delta_{\text{спл}} = \left| \frac{0,997159 - 0,9971318}{0,9971318} \right| \cdot 100\% = 0,0027\%. \quad (24)$$

Розроблено програмне забезпечення проведення модельних випробувань фізичних моделей гідравлічних машин:

1. Програма IZUM.UNPH. (рис. 9 а), яка дозволяє в режимі реального часу визначати необхідний час осереднення витрати рідини, який гарантує, що відносна похибка витрати, яка обумовлена незбігом фаз осереднення витрати з періодом пульсацій її в установці, не буде перевищувати 0,1%. Крім того програма дозволяє визначати необхідну частоту опитування витратомірів при якій похибка, обумовлена дискретністю виміру не буде перевищувати 0,01%.

2. Програма IZUM.PRO. (рис. 9 б), яка призначена для розрахунку ККД моделі. Для визначення середніх значень витрати рідини та гідравлічного напору використовується методи апроксимації та узагальнений метод Сімпсона. Для визначення середніх значень частоти обертання моделі та обертаючого моменту на її валу використовується тільки метод апроксимації.

Заміна підінтегрального виразу в перетворюванні Фур'є здійснюється лінійним сплайном як для гідравлічних, так і для механічних параметрів моделі.

Рис. 9

Можливість попереднього запису характеру процесу з послідуочим його відтворенням дозволяє проводити більш глибокий аналіз процесу, а автоматичне переключення часу виміру та частоти опитування датчиків дає можливість отримати мінімальну похибку виміру, а також відносно просто оптимізувати обсяг отриманої інформації до та після обробки.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена рішенню науково-практичної задачі підвищення точності виміру коефіцієнта корисної дії фізичних моделей гідравлічних машин шляхом підвищення

точності виміру та контролю окремих складових параметрів моделей. Основні висновки:

1. Найбільшими складовими в похибці виміру ККД моделей гідравлічних машин є похибка виміру витрати рідини в проточній частині моделі, похибка виміру гідравлічного напору та обертаючого моменту на валу моделі. Зниження похибок виміру саме цих параметрів є основною задачею, рішення якої дозволить підвищити точність виміру ККД в цілому.

2. Дослідження гідравлічних характеристик МГМ показали, що найбільша складова похибки виміру виникає при нестабільності роботи випробувальної установки. Такі режими роботи призводять до появи похибки, обумовленої несінфазністю потоку при осередненні витрати рідини в моменти початку та кінця інтервалу осереднення. Коливання гідравлічного напору стенда призводять до появи пульсацій тиску на виході робочого колеса, що несприятливо позначаються на роботі турбіни.

3. Аналіз гідравлічних параметрів МГМ, проведений на спеціальних гідравлічних стендах показав, що при великих величинах вимірюваних витрат рідини доцільно використовувати непрямі методи виміру витрати, такі як метод перепаду тиску, електромагнітний та акустичний метод.

4. Для зниження похибок контролю та виміру гідравлічних параметрів МГМ, а саме витрати рідини, у роботі запропоновано: методика визначення необхідного часу осереднення витрати рідини, при якому похибка несінфазності не буде перевищувати 0,1%; установка спеціальних фільтрів-заспокоювачів; сформульовані вимоги до системи стабілізації режимів роботи випробувальних стендів, які забезпечують мінімальні пульсації потоку рідини на випробувальних стендах;

5. Встановлено, що похибка виміру обертаючого моменту залежить від перехідних процесів у системі гідравлічна турбіна – електромашинне гальмо. Отримані аналітичні описи перехідних процесів у системі гідравлічна турбіна – електромашинне гальмо, які дозволяють за відомим значенням механічної T_M і електромагнітної T_E постійних часу, а також постійної часу відкриття направляючого апарату T_a і відносного збільшення відкриття направляючого апарату \bar{a} визначити необхідний час заспокоєння системи, після закінчення якого залишкові перехідні процеси не будуть впливати на точність виміру обертаючого моменту на валу МГМ.

6. Встановлено, що при забезпеченні низького рівня перешкод і шумів математичні методи визначення середнього значення гідравлічних параметрів МГМ, такі як метод Сімпсона, сплайнів та метод, запропонований професором Литвиним О.М., дають більшу точність, у той час як при наявності високого рівня шумів оптимальним є метод апроксимації. Крім того, використання сплайн-функції як підінтегрального виразу в перетворенні Фур'є дозволяє підвищити точність визначення амплітудно-частотних характеристик обертаючого моменту на валу МГМ.

7. Отримано вирази визначення оптимальної частоти опитування витратомірних пристроїв, яка дозволяє мати похибку дискретизації менш ніж 0,01% та розвантажує інформаційні канали вимірювального комплексу.

8. Удосконалено систему градуювання датчиків витрати рідини ваговим і об'ємним методом шляхом підвищення чутливості та швидкодії відхиляючого пристрою, завдяки використанню сучасних лазерних датчиків положення з перехресними променями.

9. Впровадження результатів дисертаційної роботи дозволяють знизити загальну похибку визначення ККД фізичних моделей гідравлічних машин на величину 0,1%;

10. Основні наукові положення і результати дисертаційної роботи впроваджені в Національному науковому центрі “Інститут метрології” , ВАТ “Турбоатом”, Інституті проблем машинобудування ім. А.Н. Подгорного НАН України та у навчальному процесі при підготовці спеціалістів.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Артюх С.Ф., Большаков В.Б., Мезеря А.Ю. Погрешности измерения среднего расхода жидкости в модельных установках гидротурбин. //Український метрологічний журнал. -Харків: ДНВО “Метрологія”. -2003. -Вип.4. -С. 36-39.

Здобувачем проведено математичний аналіз впливу частоти й амплітуди коливань витрати рідини у витратомірній установці на похибку визначення середнього значення витрати рідини.

2. Артюх С.Ф., Литвин О.Н., Мезеря А.Ю., Бабенко К.Е. Про один метод обчислення енергетичних характеристик моделей гідромашин. //Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. -Харків: НТУ “ХПІ”. -2004. -№.4. -С. 126-130.

Здобувачем обґрунтовано використання узагальненої формули Сімпсона для визначення середніх значень витрати рідини та гідравлічного напору.

3. Литвин О.М., Мезеря А.Ю., Нечуйвітер О.П. Фур'є-аналіз експериментальних даних модельних випробувань гідромашин. //Східно-Європейський журнал передових технологій. - Харків. -2004. -Вип.1. -С. 60-63.

Здобувачем запропоновано використання параболічного сплайну для визначення спектрального складу обертаючого моменту на валу моделі та швидкості обертання.

4. Мезеря А.Ю. Некоторые погрешности измерения расхода жидкости в модельных установках гидротурбин. //Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. -Харків: НТУ “ХПІ”. -2004. -№. 22. -С. 37-42.

5. Мезеря А.Ю. Исследование переходных процессов в электромашинном тормозе

гидравлических испытательных стендов. //Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. -Харків: НТУ “ХПІ”. -2005. -№ 9. -С. 88-94.

6. Мезеря А.Ю. Анализ измерительного комплекса стенда модельных гидротурбинных испытаний. //Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. Праці 16 Міжнародної науково-технічної конференції “Перспективні інформаційно-керуючі системи на залізничному, промислового та міському транспорті”. -Харків: УДАЗТ. -2003. -№5. -С. 9-10.

7. Артюх С.Ф., Мезеря А.Ю. Полная погрешность измерения расхода жидкости на гидравлических стендах гидротурбинных лабораторий //Праці 3 Міжнародної науково-технічної конференції “Проблеми інформатики і моделювання”. -Харків: НТУ “ХПІ”. -2003. -С. 33.

Здобувачем запропоновано використання методики обліку динамічної складової витрати рідини з метою підвищення точності виміру витрати рідини.

8. Мезеря А.Ю. Программное обеспечение модельных приемо-сдаточных испытаний гидромашин //Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. Праці 17 Міжнародної науково-технічної конференції “Перспективні інформаційно-керуючі системи на залізничному, промислового та міському транспорті”. -Харків: УДАЗТ. -2003. -№4,5. -С. 96-97.

9. Artyukh S., Vapnik B., Mezerya A. The increasing of model test hydromachine accuracy: problem and ways of their decisions. //International scientific conference «Unitech 04». -Gabrovo. -Bulgaria. -2004. -V2. -P. 483-486.

Здобувачем визначені основні шляхи підвищення точності виміру параметрів моделей гідравлічних машин.

10. Мезеря А.Ю. Математическая обработка результатов модельного эксперимента. //Праці 4 Міжнародної науково-технічної конференції “Проблеми інформатики і моделювання”. -Харків: НТУ “ХПІ”. -2004. -С. 38.

11. Большаков В.Б., Мезеря А.Ю. Снижение погрешностей измерения характеристик моделей гидравлических машин. //Праці IV Міжнародної науково-технічної конференції “Метрологія та вимірювальна техніка” (Метрологія-2004). -Харків. -2004. -Т.2. -С. 226-230.

Здобувачем проведено аналіз експериментальних даних, які отримані на еталонній витратомірній установці ВЗУ- 180.

АНОТАЦІЇ

Мезеря А.Ю. Удосконалення методів та підвищення точності засобів контролю параметрів моделей гідравлічних машин – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 0.5.11.13 – прилади і методи контролю та визначення складу речовин. Національний технічний

університет “Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2005.

Дисертація присвячена питанням підвищення точності контролю та виміру гідравлічних і механічних параметрів фізичних моделей гідравлічних машин. Обрані методи і засоби контролю параметрів моделей, які забезпечують максимальну точність контролю та виміру. Отримані аналітичні вирази для розрахунку похибок, які обумовлені присутністю динамічної складової потоку, дискретністю виміру та похибки математичного апарату, який використовується для визначення середніх значень гідравлічних параметрів фізичних моделей гідромашин. Удосконалено систему градування витратомірних пристроїв ваговим та об'ємним методом шляхом підвищення чутливості та швидкодії відхиляючого пристрою. Визначено час заспокоєння системи електромашинне гальмо – гідравлічна турбіна, який обумовлений перехідними процесами в електромашинних гальмах випробувальних стендів при зміні витрати рідини та гідравлічного напору. На підставі проведених досліджень розроблено програмне забезпечення проведення модельних випробувань. Проведені експериментальні дослідження, які підтверджують отримані результати.

Ключеві слова: методи підвищення точності, корекція динамічних похибок, електричні вимірвальні перетворювачі.

Мезеря А.Ю. Совершенствование методов и повышение точности средств контроля параметров моделей гидравлических машин – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.11.13 – приборы и методы контроля и определение состава веществ. Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2005.

Диссертация посвящена вопросам повышения точности измерения и контроля гидравлических и механических параметров физических моделей гидравлических машин.

Определено, что наибольшие составляющие в общей погрешности измерения КПД моделей гидравлических машин имеют погрешность измерения расхода жидкости, протекающей по трубопроводу, погрешность измерения гидравлического напора и вращающего момента на валу модели. Снижение погрешностей измерения именно этих параметров является основной задачей, решение которой позволит повысить точность измерения КПД турбины в целом.

Анализ характеристик моделей гидравлических машин, проведенный на специальных гидравлических стендах показал, что при больших величинах измеряемых расходов жидкости, наиболее целесообразно использовать косвенные методы измерения расхода, такие как метод переменного перепада давлений, электромагнитный и акустический метод.

Исследования гидравлических характеристик моделей гидромашин показал, что наибольшая составляющая погрешности их измерения возникает при нестабильности режимов работы

испытательной установки. Такие режимы работы приводят к появлению погрешности, обусловленной несинфазностью потока жидкости в моменты начала и конца интервала осреднения.

Разработана методика, позволяющая по известным значениям амплитуд и частот колебаний расхода определять необходимое время осреднения расхода, которое гарантирует, что погрешность несинфазности не будет превышать 0,1%.

Получены выражения, позволяющие определять оптимальную частоту опроса расходомерных устройств, которая обеспечивает приемлемую погрешность дискретизации (менее 0,01%) и разгружает информационные каналы измерительного комплекса.

При обеспечении малого уровня помех и шумов, математические методы определения среднего значения гидравлических параметров (расход жидкости и напор), такие как метод Симпсона, сплайна и метод, предложенный профессором Литвиным О.Н., дают большую точность, в то время как при наличии большого уровня помех, оптимальным остается метод аппроксимации.

Усовершенствована система градуировки датчиков расхода жидкости массовым и объемным способом путем увеличения чувствительности и быстродействия отклоняющего устройства.

Сформулированы требования к системе стабилизации режимов работы испытательных стендов.

Использование сплайн-функций в качестве подынтегрального выражения в преобразовании Фурье, позволяет повысить точность определения амплитудно-частотных характеристик моделей.

Получены аналитические описания переходных процессов в системе гидротурбина – электромашинный тормоз, которые позволяют по известным значениям механической T_M и электромагнитной T_Σ постоянным времени, постоянной времени открытия направляющего аппарата T_a и относительного открытия направляющего аппарата \bar{a} определить необходимое время успокоения системы, по истечении которого остаточные переходные процессы не будут влиять на точность измерения вращающего момента на валу модели.

Разработано программное обеспечение проведения модельных испытаний, позволяющее полностью автоматизировать сбор и обработку информации в процессе испытаний. Программное обеспечение содержит все разработки, имеющие место в работе.

Использование предложенных методик снижает общую погрешность измерения КПД физических моделей гидравлических машин на величину 0,1%.

Ключевые слова: методы повышения точности, коррекция динамических погрешностей, электрические измерительные преобразователи.

Mezerya A. Improving methods and increasing accuracy of means of hydraulic machines models parameter control – Manuscript.

Thesis for obtaining Candidate of Technical Sciences degree, speciality 0.5.11.13 – devices and methods of testing and determination of materials composition. National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, 2005.

Thesis deals is dedicated to questions increasing to accuracy of the measurement and testing hydraulic and mechanical parameter of the physical models of the hydraulic machines. Formulas are calculating errors caused by problem or flow dynamic component; discreteness of measurement and error of the body of mathematics being used for defining average value of model parameters is developed. System of calibration test of – measuring devices by weight and volume methods is improved. Time of dampening of electrical machine brake system – hydraulic turbine, brought about by transition processes in test rig electrical machine brake in conditions of changing fluid expenditure and hydraulic head is defined. Software for running model test is defined. Software for running model test is developed on the basis of the investigation carried out. Experimental investigation confirming the results obtained is carried out.

Key words: increasing accuracy methods, correction of dynamic errors, electrical measuring converters.

Мезеря Андрій Юрійович

УДК 621.22.018

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ТА ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ЗАСОБІВ
КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ МОДЕЛЕЙ
ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН**

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Спеціальність 05.11.13 – прилади і методи контролю
та визначення складу речовин

Підписано до друку 03.11.2005 р. Формат видання 145x215
Формат паперу 60x90/16. Папір офсетний. Друк – ризографія.
Ум. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Замовлення №507640

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