

О. І. ГАСЮК, Є. М. ЦЕНТА

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

У статті досліджується робочий процес мехатронного гідроприводу робочого колеса поворотно-лопатевої гідротурбини на основі удосконаленої математичної моделі. Поліпшення показників якості динамічних характеристик забезпечено введенням в пристрій управління двох ПІД-регуляторів з диференціальним ізодромним каналом налаштування. Відпрацювання малих переміщень поршня сервомотора (малих кутів повороту лопатей) з достатньою для практики точністю досягнуте шляхом постановки і вирішення задачі динамічного синтезу коригувального пристрою. Значення отриманої кривої вводяться в програмне забезпечення системи управління і в процесі роботи надходять в пропорційний канал ПІД-регулятора, перетворюючи його в коригувальний пристрій. При цьому одночасно досягнута інваріантність робочого процесу, в тому числі, в режимі малих кутів повороту лопатей гідротурбини. Дана оцінка впливу збільшення газомісту в двофазній робочій рідині до 15%. Отримані результати підтверджують необхідність зниження газомісту в робочій рідині, що викликає коливання тиску в об'ємному гідроприводі, причому двофазна робоча рідина викликає більш суттєві коливання, ніж однофазна. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці нових об'ємних гідроприводів та дозволяють аналізувати динамічні характеристики гідроприводів різного призначення. Оптимізація проводилася методом проб і помилок та методом Polak Ribiere пакета VisSim для здобуття синтезованої нелінійної залежності коефіцієнта розузгодження e . Дослідження динамічних процесів проводилось в пакеті імітаційного моделювання VisSim і дана оцінка показникам якості перехідних процесів для забезпечення заданої точності при малих переміщеннях сервомотора.

Ключові слова: математична модель, гідропривод, поворотно-лопатева гідротурбина, робоче колесо, ПІД-регулятор, коефіцієнт підсилення сигналів, коригувальний пристрій, оптимізація, синтез.

А. И. ГАСЮК, Е. Н. ЦЕНТА

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

В статье исследуется рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины на основе усовершенствованной математической модели. Улучшение показателей качества динамических характеристик обеспечено вводом в устройство управления двух ПИД-регуляторов с дифференциальным изодромным каналом настройки. Отработка малых перемещений поршня сервомотора (малых углов поворота лопастей) с достаточной для практики точностью достигнута путем постановки и решения задачи динамического синтеза корректирующего устройства. Значения полученной кривой вводятся в программное обеспечение системы управления и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД-регулятора, превращая его в корректирующее устройство. При этом одновременно достигнута инвариантность рабочего процесса, в том числе, в режиме малых углов поворота лопастей гидротурбины. Дана оценка влияния увеличения газосодержания в двухфазной рабочей жидкости до 15%. Полученные результаты подтверждают необходимость снижения газосодержания в рабочей жидкости, вызывающего колебания давления в объемном гидроприводе, причем двухфазная рабочая жидкость вызывает более существенные колебания, чем однофазная. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке новых объемных гидроприводов, позволяя анализировать динамические характеристики гидроприводов различного назначения. Оптимизация проводилась методом проб и ошибок и методом Polak Ribiere пакета VisSim для получения синтезированной нелинейной зависимости коэффициента рассогласования e . Исследование динамических процессов проводилось в пакете имитационного моделирования VisSim и дана оценка показателям качества переходных процессов для обеспечения заданной точности при малых перемещениях сервомотора.

Ключевые слова: математическая модель, гидропривод, поворотно-лопастная гидротурбина, рабочее колесо, ПИД-регулятор, коэффициент усиления сигналов, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

O. HASIUK, E. TSENTA

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC DRIVE OF THE RUNNER OF A KAPLAN HYDRAULIC TURBINE

The working process of the mechatronic hydraulic drive of the runner of a Kaplan hydraulic turbine on the basis of an improved mathematical model is studied in the article. Improvement of the quality parameters of the dynamic characteristics is provided by the integration of two PID controllers with differential isodromic tuning channel into a control device. The development of small displacements of the servomotor piston (small angles of blade rotation) with sufficient accuracy for practice was got by formulating and solving the problem of dynamic synthesis of the correcting device. The values of the obtained curve are fed into the control system software. In the process of operation this data is fed to the proportional channel of the PID controller, turning it into a correcting device. At the same time, the invariance of the operating process is achieved, including in the mode of small angles of rotation of the hydraulic turbine blades. The estimation of the impact of increasing gas content in the two-phase working fluid up to 15% is given. The obtained results confirm the need to reduce the gas content in the working fluid, causing pressure fluctuations in the volumetric hydraulic drive, and the two-phase working fluid causes more significant fluctuations than single-phase one. The results of the conducted research can be used in the development of new volumetric hydraulic drives, making it possible to analyze dynamic characteristics of hydraulic drives for various purposes. Optimization was carried out by the trial-and-error method and the Polak Ribiere method in the VisSim package to obtain a synthesized nonlinear dependence of the mismatch coefficient e . The study of dynamic processes was carried out in the VisSim simulation package. The estimation of the quality parameters of transient processes to ensure the specified accuracy at small movements of the servomotor was given.

Keywords: mathematical model, hydraulic drive, Kaplan hydraulic turbine, runner, PID controller, signal amplification factor, correcting device, optimization, synthesis.

Вступ. Сучасна тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбини

(далі СУЧОР) заснована на широкому застосуванні обчислювальної техніки, в тому числі мікроконтролерів та ЕОМ [1–9]. Це дозволяє істотно скоротити кількість гідроапаратів, механічних елементів (тросів, важелів, кулачків та ін.) і передати їх функції електротехнічним пристроям, управляючій електроніці, програмному забезпеченню ЕОМ. З'явилася можливість розробляти мехатронні системи з поліпшеними динамічними характеристиками, чому і присвячена ця стаття.

Аналіз останніх досліджень. В роботах [10, 11] викладається методика розрахунку динамічних характеристик систем управління гідротурбінами на основі математичної моделі (далі ММ), представленої лінеаризованими рівняннями в прирощеннях. Точність розрахунку такого підходу визначається вибраною точкою лінеаризації і величиною приросту. Автори відзначають, що при оцінці стійкості можна користуватися такою моделлю. Однак з появою комп'ютерних систем лінеаризована ММ може служити лише для попередніх розрахунків і досліджень, вибору основного обладнання, часів закриття направляючого апарату, а для поворотнлопатевих гідротурбін (далі ПЛГ) і розвороту лопатей, та ін.

Робота [12] присвячена основам динаміки систем лінійних і лінеаризованих систем. Викладено методи розрахунку стійкості, вибору параметрів і структури регуляторів швидкості гідротурбін, що засновані на використанні логарифмічних і фазових частотних характеристик. Наведено принципові схеми регуляторів швидкості та методи їх натурних випробувань. Незважаючи на переважне використання теорії лінійних систем, робота [12] і сьогодні має теоретичну і практичну значущість.

У роботі [3] викладено аналіз СУЧОР гідротурбіни (ГТ) від гідромеханічних до сучасних комп'ютерних. Відзначається, що введення ЕОМ в систему, з одного боку підвищує значущість розробки укрупнених і більш повних ММ, а з іншого – відкриває можливість за допомогою програмних засобів реалізувати різні закони управління. Наведено функціональну схему, розроблену консорціумом «Регулятор» (Україна, Харків) спільно з фірмою ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль) першої в Україні комп'ютерної СУЧОР при реконструкції ПЛГ Кременчуцької ГЕС Дніпровського каскаду. Зі схеми програмного забезпечення видно управління робочим колесом (далі РК).

Розробці математичних моделей елементів і вузлів СУЧОР (у тому числі гідропрстроїв для об'ємних гідросистем) присвячені роботи [14–18]. Аналіз робіт показує, що розробка моделей виконувалася без урахування ряду важливих факторів, які дозволяють підвищити їх адекватність реальному об'єкту та більш ефективно використовувати СУЧОР ГТ.

Більшість робіт присвячених математичному опису елементів комплексу гідропрстроїв зводиться до лінеаризованих рівнянь, до систем лінійних

рівнянь, в тому числі диференціальних. При цьому використовується перетворення Лапласа, передатні функції, тобто теорія лінійних систем [12].

В ряді робіт розглянуто застосування гідромеханічних [12] та електрогідрравлічних регуляторів для радіально-осьових і поворотнлопатевих гідротурбін [12, 13, 19].

Роботи [13, 19] присвячені опису удосконалених електрогідрравлічних СУЧОР. Приведена функціональна схема, яка містить пристрої з пропорційно-інтегральним законом управління, ізодром, пристрій управляючої дії по прискоренню. Математичний опис СУЧОР представлений лінійною моделлю.

В роботі [14] розглянуто питання підвищення якості перехідних процесів в СУЧОР гідротурбіни, що викликані різними впливами. Відзначено, що при відносно слабких впливах (невеликих змінах навантаження або частоти) нелінійності характеристик ланок не справляють відчутного впливу на процеси регулювання і аналіз поведінки системи може базуватися на теорії лінійних систем. При сильних впливах (скидання навантаження, пусках і зупинках, швидких змінах навантаження і відкриття турбіни) параметри деяких ланок системи отримують значення на нелінійній частині характеристики. У цих умовах нелінійності характеристик ланок істотно впливають на перехідні процеси. Автор пропонує узагальнений показник якості, де з певною вагою входять прийняті показники перехідного процесу (час регулювання, перерегулювання, кількість коливань та ін.). При узагальненому показнику якості кращі результати отримані з ПД-регулятором. Крім того, підкреслюється, що вдосконалення методики оптимізації повинно базуватися на аналізі перехідних процесів, одержуваних за допомогою ЕОМ та розробленої математичної моделі.

У роботах [3–5] вперше в науково-технічній літературі викладені результати моделювання та дослідження першої комп'ютерної системи управління ПЛГ. Однак у цих роботах не приділено належної уваги дослідженню динаміки робочого процесу гідроприводу РК (далі ГП РК), що є одним з важливих складових комп'ютерної системи ПЛГ.

Постановка задачі. Результати аналізу останніх публікацій показали, що забезпечення сучасних високих технічних вимог до робочого процесу ГП РК для повороту лопатей ПЛГ продовжує залишатися актуальною задачею. Її рішення пов'язане не тільки з поліпшенням технічних характеристик електро- і гідрообладнання, але і з істотним переглядом формування законів в пристроях управління, що входять до складу ГП, на базі досягнень теорій автоматичного управління, методів синтезу, оптимізації та обчислювальної техніки. Поліпшення динамічних і статичних характеристик (показників якості перехідних процесів) і забезпечення режиму малих переміщень шляхом введення більш ефективних законів управління ще в належній мірі не використані і продовжують залишатися актуальною задачею.

Основна частина. Розглянемо розрахункову схему ГП РК (рис. 1). До її складу входить тільки три гідроприспособи (на відміну від попередніх ГП): ЕГП – електрогідрравлічний перетворювач для перетворення вхідного електричного сигналу, що відповідає значенням комбінаторної залежності в даний момент часу, в гідравлічний; РЗ – гідророзподільник золотникового типу з гідруправлінням, що забезпечує витрату і злив робочої рідини (далі РР) з поршневої і штокової порожнин третього гідроприспособи – сервомотора (далі СМ); СМ здійснює через пристрій кінематики розворот до 37° і згортання лопатей РК.

ГП РК оснащений вимірювальними, аналого-цифровими і цифро-аналоговими пристроями визначення фактичного положення золотників ЕГП і РЗ, штока СМ, контролю тиску РР в різних точках для подачі інформації в комп'ютер. Програмне забезпечення формує управляючий сигнал комбінаторної залежності, що забезпечує підтримку роботи ПЛГ в оптимальному режимі при зміні напору і потужності. Схема (рис. 1) містить прийняті в статті позначення постійних і змінних параметрів, позитивні і негативні напрямки переміщень золотників ЕГП, РЗ і штока СМ, а також витрат.

Удосконалена нелінійна ММ динаміки ГП РК з урахуванням нелінійностей гідроприспособи, змінних коефіцієнтів витрат у функції числа Рейнольдса,

приведених модулів пружності двофазної РР та ін. представлена системою (1) з 10 диференціальних рівнянь першого порядку (з яких 6 – нелінійні) в нормальній формі Коші.

У системі рівнянь (1) формули (8.1), (9.1), (10.1) відповідають розвороту лопатей; (8.2), (9.2), (10.2) – згортання лопатей.

Для отримання однозначного рішення визначаються початкові умови (відповідно до системи рівнянь (1) їх 10) на основі статичної моделі і стану ГП в момент, що передує початку руху.

При побудові ММ прийняті такі допущення:

- РР однорідна і її течія нерозривна;
- температура, густина, в'язкість РР сталі, що дорівнюють середнім значенням;
- РР в зазорах пар тертя ЕГП, РЗ, СМ вважаємо нестисливою у зв'язку з тим, що довжина зазорів значно менше довжин хвиль коливань, які поширюються в стисливих середовищах;
- витрати РР через зазори в гідроприспособах ГП не враховуємо через їхню малість у порівнянні з витратами в системі;
- інерційність РР в гідролініях ЕГП і РЗ мала у порівнянні з силами гідравлічної дії на золотники;
- втрати тиску в нагнітальній і зливній магістралях від РЗ до СМ не враховуємо через їхню малість у порівнянні з тиском в ГП;
- тиск РР на виході МНУ прийнятий постійним.

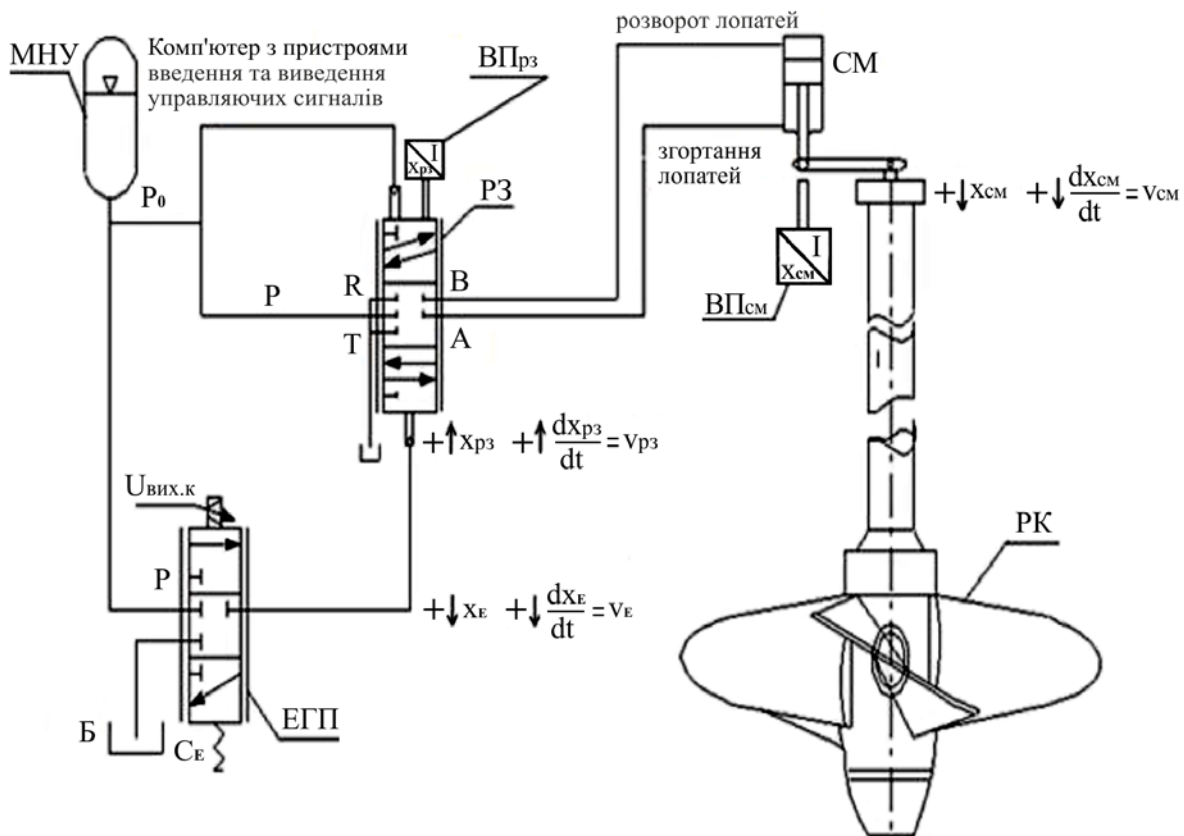



Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу робочого колеса:

МНУ – маслонапірна установка; РЗ – гідророзподільник; СМ – сервомотор; ЕГП – електрогідрравлічний перетворювач; Б – гідробак; ВП_{РЗ}, ВП_{СМ} – вимірювальні перетворювачі відповідно РЗ і СМ; РК – робоче колесо; $U_{\text{вих.к}}$ – електрична напруга комбінаторної залежності

$$\left. \begin{aligned}
 &1. \frac{dx_E}{dt} = v_E, \\
 &2. \frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_{PE} v_E - i}{R} - i \right), \\
 &3. \frac{dv_E}{dt} = \frac{(K_{Fi} i - C_E (x_{E0} + x_E) + G_E}{-F_{P,TP,E} - F_{TP,E} - F_{ГДЕ}} - \frac{G_E}{m_E}, \\
 &4. \frac{dx_{P3}}{dt} = v_{P3}, \\
 &5. \frac{dv_{P3}}{dt} = \frac{(A_{P3,H} p_{P3} + A_{P3,B} p_0 - G_{P3}}{-F_{P,TP,P3} - F_{TP,P3} - F_{ГДР3}} - \frac{G_{P3}}{m_{P3}}, \\
 &6. \frac{dx_{CM}}{dt} = v_{CM}, \\
 &7. \frac{dv_{CM}}{dt} = \frac{(A_{II} p_{II} - A_{III} p_{III} - F_{C,CM}}{-F_{TP,CM} - F_{P,TP,CM}} - \frac{F_{C,CM}}{m_{CM}}, \\
 &8.1. \frac{dp_{P3}}{dt} = (q_{P3} - A_{P3,H} v_{P3}) / \left(\frac{V_{0,P3} + A_{P3,H} x_{P3}}{E_{P3}} \right), \\
 &8.2. \frac{dp_{P3}}{dt} = (A_{P3,H} v_{P3} - q_{P3}) / \left(\frac{V_{0,P3} - A_{P3,H} x_{P3}}{E_{P3}} \right), \\
 &9.1. \frac{dp_{II}}{dt} = (q_{CM,II} - A_{II} v_{CM}) / \left(\frac{V_{01,CM} + A_{II} x_{CM}}{E_{CM,II}} \right), \\
 &9.2. \frac{dp_{II}}{dt} = (A_{II} v_{CM} - q_{CM,II}) / \left(\frac{V_{01,CM} - A_{II} x_{CM}}{E_{CM,II}} \right), \\
 &10.1. \frac{dp_{III}}{dt} = (A_{III} v_{CM} - q_{CM,III}) / \left(\frac{V_{02,CM} - A_{III} x_{CM}}{E_{CM,III}} \right), \\
 &10.2. \frac{dp_{III}}{dt} = (A_{III} v_{CM} - q_{CM,III}) / \left(\frac{V_{02,CM} - A_{III} x_{CM}}{E_{CM,III}} \right).
 \end{aligned} \right\} (1)$$

Тут $v_E, v_{P3}, v_{CM}, x_E, x_{P3}, x_{CM}$ – відповідно швидкості і переміщення золотників ЕГП, РЗ, штока СМ; i – електричний струм якірного ланцюга електромагніту ЕГП; U_y – електрична напруга на вході електромагніту ЕГП; R, T_L, K_{PE}, K_{Fi} – відповідно активний опір і постійна часу якірного ланцюга, коефіцієнти проти-е.р.с. і магніторушійної сили; G_E, m_E, C_E, x_{E0} – відповідно сила ваги і маса рухомих елементів, жорсткість і величина попереднього стиснення пружини ЕГП; $p_0, p_{P3}, p_{II}, p_{III}$ – тиски РР відповідно на виході МНУ, РЗ, в поршневі і штоковій порожнинах СМ; $A_{P3,H}, A_{P3,B}, A_{II}, A_{III}, V_{0,P3}, V_{01,CM}, V_{02,CM}$ – відповідно площі поперечних перерізів нижньої і верхньої управляючих камер РЗ, поршневої і штокової порожнин СМ, і початкові об'єми РР в нижній управляючій камері РЗ і в поршневі і

штоковій порожнинах СМ; m_{P3}, m_{CM} – відповідно маса рухомих елементів РЗ і СМ; G_{P3} – сила ваги рухомих елементів РЗ; $q_{P3}, q_{CM,II}, q_{CM,III}, E_{P3}, E_{CM,II}, E_{CM,III}$ – витрати і приведені модулі пружності двофазної РР з урахуванням деформації стінок РЗ, поршневої і штокової порожнин СМ; $F_{P,TP,E}, F_{TP,E}, F_{P,TP,P3}, F_{TP,P3}, F_{P,TP,CM}, F_{TP,CM}, F_{ГДЕ}, F_{ГДР3}, F_{C,CM}$ – сили рідинного, напівсухого тертя золотників відповідно ЕГП, РЗ, штока СМ, гідродинамічні сили ЕГП і РЗ, приведена сила опору до штоку СМ.

Дослідження динаміки ГП РК почнемо з ЕГП, який першим сприймає управляючий вплив з боку СУЧОР, як внутрішній контур системи. Динамічні характеристики цього вузла впливають істотно на робочий процес ГП РК. Представляє теоретичний і практичний інтерес проходження гармонічного сигналу через розглянутий вузол. Для цього на вхід ЕГП подається сума ступінчастого сигналу зі значенням 10 В і синусоїдального сигналу з частотою $\omega = 6,283 \text{ с}^{-1}$ (1 Гц) і амплітудою 4 В за допомогою блоку  пакету VisSim. Осцилограми коливань вхідного сигналу і двох змінних (i, x_E) показані на рис. 2.

Якщо крива струму i практично синусоїдальна, то коливання переміщення золотника мають трикутний вигляд і не є моногармонічними як вхідний сигнал U_y . Це пояснюється нелінійностями ЕГП. Крім того стали коливання починаються не відразу (йде перехідний процес їх встановлення), а після включення моделі через одну секунду.

В цілому ЕГП вільно пропускає коливання з частотою 1 Гц, тобто не є фільтром цієї частоти.

При частоті $62,83 \text{ с}^{-1}$ (10 Гц) графіки перехідних процесів показані на рис. 3. Тут картина інша. При тій же амплітуді вхідного гармонічного сигналу амплітуди двох змінних істотно зменшилися у порівнянні з кривими рис. 2, особливо у кривій x_E (наприклад, у x_E в 9,45 рази, у струму електромагніту в 2,11 рази). Отже, амплітуди коливань істотно зменшилися і практично зупиняють проходження коливальної складової вхідного сигналу далі на гідромеханічну частину ГП РК. Таким чином, з ростом частоти вхідного сигналу ЕГП стає фільтром частот вище $f = 10$ Гц.

На наступному етапі досліджень розглядається ММ вузла «ЕГП – золотник РЗ». Попередні дослідження динаміки показали, що стійкість і показники якості перехідних процесів цього вузла, як самостійного, можна забезпечити введенням в

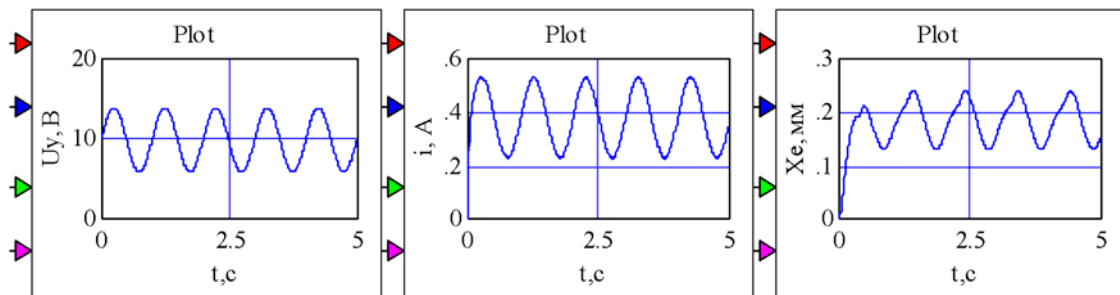


Рис. 2. Проходження гармонічної складової вхідного сигналу частотою $f = 1$ Гц через ЕГП

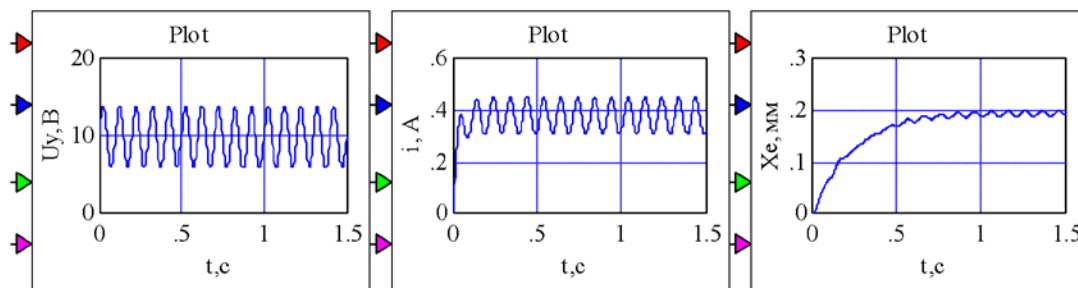


Рис. 3. Осцилограми процесів вузла ЕГП з гармонічною складовою вхідного сигналу частотою $\omega = 62,83 \text{ c}^{-1}$ ($f = 10 \text{ Гц}$)

пристрій управління жорсткого зворотного зв'язку по швидкості переміщення золотника РЗ і ПІД-регулятора з диференціюючим ізодромним каналом.

На рис. 4 зображені ПІД-регулятор за допомогою компаунд блоку пакету VisSim і три канали настройки з прийнятими числовими значеннями.

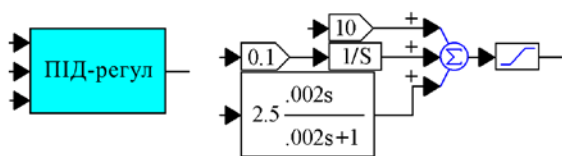


Рис. 4. Загальний вигляд ПІД-регулятора, його канали з числовими даними

По рівним числовим даним чисельника і знаменника диференціюючого каналу ПІД-регулятора можна визначити, що він ізодромний.

Схема введення ПІД-регулятора і зворотного зв'язку по швидкості показана на рис. 5.

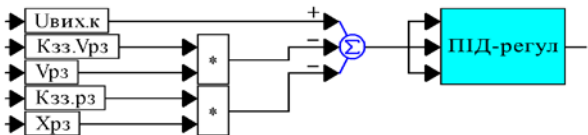


Рис. 5. Схема введення ПІД-регулятора і зворотного зв'язку по швидкості

Тут $K_{зз.Vpз}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку по швидкості золотника РЗ.

Динаміка вузла «ЕГП°–золотник РЗ» досліджувалася при тестовому циклі, заданому виразом:

$$U_{вих.к}(t) = \begin{cases} 10 \text{ В} & \text{при } 0 \leq t \leq 1,5 \text{ с,} \\ 0 & \text{при } 1,5 \leq t \leq 2,8 \text{ с,} \\ -10 \text{ В} & \text{при } 2,8 \leq t \leq 4,5 \text{ с,} \\ 0 & \text{при } 4,5 \leq t \leq 5,5 \text{ с.} \end{cases} \quad (2)$$

Згідно тесту (2), подаються команди на підймання і опускання золотника РЗ. Входом є напруга $U_{вих.к}$, виходом – переміщення $x_{рз}$ золотника РЗ. Розглянемо функціонування вузла при прийнятих вихідних даних. На рис. 6 показані осцилограми 3 змінних: переміщення золотника ЕГП, швидкості і переміщення (верхня крива абсолютного переміщення і нижня з урахуванням позитивного перекриття) золотника РЗ.

Криві рис. 6 показують функціонування досліджуваного вузла, починаючи з підймання золотника РЗ на 10 мм і знаходженні в цьому положенні протягом 1,5 с. Потім відбувається повернення у вихідне положення і перекриття дроселюючої щілини до 2,8 с з моменту включення. Далі відповідно до тесту (2) подається сигнал на опускання золотника на 10 мм. Через 4,5 с надходить сигнал на повернення золотника у вихідне положення. Таким чином, криві рис. 6 підтверджують ефективність введення в ланцюг управління ПІД-регулятора зворотного зв'язку по швидкості РЗ, що не суперечить фізичній суті і підтверджує адекватність розробленої ММ вузла «ЕГП – золотник РЗ».

При дослідженні динаміки ГП РК в цілому ММ доповнюється рівняннями витрат і тисків двофазної РР у магістралях РЗ, у поршневій і штоковій порожнинах СМ, рівняннями руху з урахуванням сил тертя і навантаження (сили гідродинамічного опору потоку води до 7000 кН повороту лопатей РК). Крім того в ММ передбачено урахування стисливості РР в гідролінії «ЕГП – золотник РЗ».

З огляду на те, що на цьому етапі ГП РК в цілому є двоконтурною системою із зовнішнім і внутрішнім зворотними зв'язками, формування закону управління кожним контуром і попереднє дослідження динаміки викликало потребу введення двох ПІД-регуляторів з диференціюючим ізодромним каналом (розрахункова і функціональна схеми також стають двоконтурними).

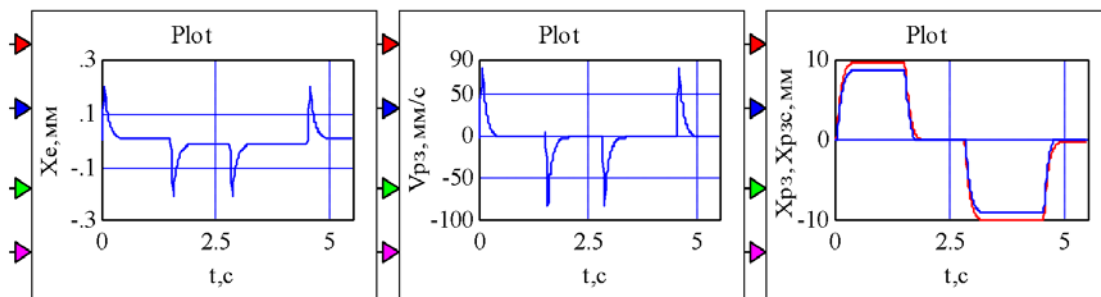


Рис. 6. Перехідні процеси вузла «ЕГП – золотник розподільника РЗ»

На основі моделі ГП РК побудована структурно-функціональна схема (діаграма обчислювальних блоків), що дозволяє досліджувати динаміку.

Зовнішній контур зі зворотним зв'язком по переміщенню штока СМ формує управління через верхній ПД (рис. 9), його структура і значення показані на рис. 7.

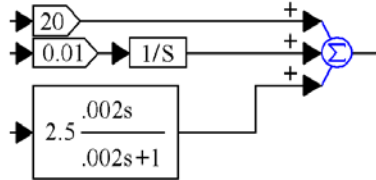


Рис. 7. Структура верхнього ПД-регулятора і значення каналів його налаштування

Внутрішній контур зі зворотним зв'язком по переміщенню золотника РЗ формує управління через нижній ПД (рис. 9), його структура і значення показані на рис. 8.

Згідно з рис. 7 і 8 диференціюючі канали ПД представляють собою ізодромні ланки. Рис. 9 ілюструє діаграму обчислювальних блоків пристрою управління, що входить до складу ГП РК. Перейдемо до дослідження динаміки. На рис. 10 показані

осцилограми 6 змінних з 13 при відпрацюванні максимального задавального впливу, при якому шток СМ пройшов шлях 410 мм, а лопаті повернулись на кут 37°.

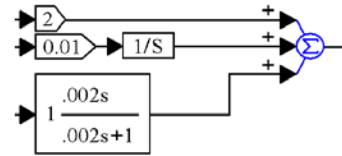


Рис. 8. Структура нижнього ПД-регулятора і значення каналів його налаштування

Потім після закінчення 25 с, прийнятим нами тестом передбачено повернення у вихідне положення. Криві отримані при газовмісті $m_0 = 0,025$ в двофазній РР. Аналіз перехідних процесів (рис. 10) підтверджує нормальне функціонування гідроприводу при максимальному задавальному впливі ($X_{з.см} = 410$ мм, електричний сигнал 10 В) і силі опору на штоку СМ (яка обумовлена гідродинамікою потоку води в РК), що дорівнює 7000 кН.

При $m_0 = 0,15$ (максимально допустимому значенні для подальшої експлуатації ГП), незмінних ММ і вихідних даних отримані аналогічні криві (рис. 11).

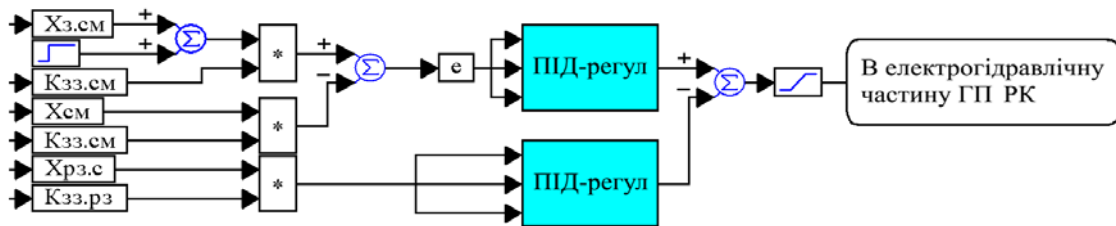


Рис. 9. Пристрій управління мехатронного ГП РК:

$X_{з.см}$, $X_{см}$ – задане і фактичне переміщення штока СМ; $X_{рз.с}$ – фактичне переміщення золотника РЗ; $K_{зз.см}$, $K_{зз.рз}$ – коефіцієнти зворотних зв'язків відповідно по переміщенню штока СМ і переміщенню золотника РЗ

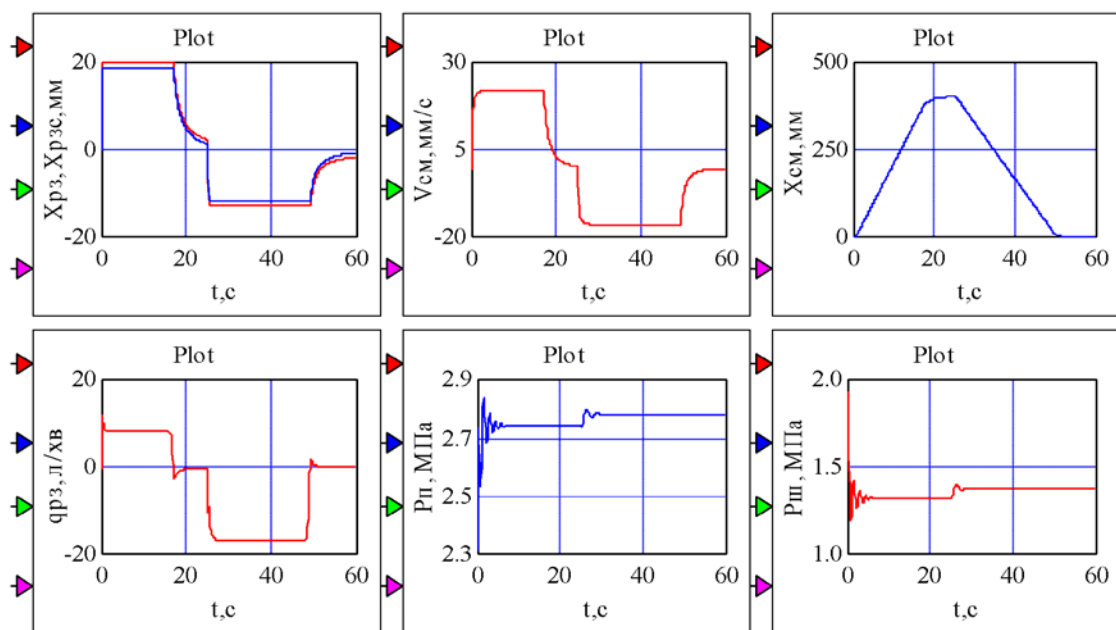


Рис. 10. Перехідні процеси 6 змінних гідроприводу робочого колеса при максимальному задавальному впливі і $m_0 = 0,025$

Порівняння відповідних кривих рис. 10 і 11 дозволяє оцінити вплив двофазності РР на динамічні характеристики при повному розвороті і згортанні лопатей. Якщо в кривих $x_{рз}$, $v_{см}$, $q_{рз}$, $p_{п}$ і $p_{ш}$ візуально спостерігаються незначні відхилення на початкових ділянках і при перемиканнях в ГП, то криві переміщення $x_{см}$ рис. 10 і 11 практично ідентичні. Слід зазначити, що значення приведених модулів пружності двофазної РР $E_{см,п}$ і $E_{см,ш}$ з урахуванням деформації стінок корпусу СМ при розвороті лопатей і $m_0 = 0,025$ відповідно дорівнює 860 і 370 МПа, при розвороті лопатей і $m_0 = 0,15$ вони дорівнюють 238 і 70 МПа. Таким чином, зі збільшенням m_0 в 6 разів модулі $E_{см,п}$ і $E_{см,ш}$ зменшуються відповідно в 3,61 і 5,285 рази. Однак це не вплинуло на динаміку ГП. Незначні зміни тисків $p_{п}$, $p_{ш}$ при перехідних процесах, що видно з рис. 10 і 11, а отже, близькість їх похідних до нуля, зберігають значення стисливої складової витрат, незважаючи на зменшення модулів пружності.

Дуже важливою вимогою до ГП РК є забезпечення малих переміщень штока СМ (малих поворотів лопатей), при яких фактичні положення штока СМ від заданих значень не повинні перевищувати величину розузгодження $\Delta = \pm 0,75$ мм. У режимі малих переміщень ГП РК працює більшу частину часу. Якщо закон управління побудований з постійним коефіцієнтом підсилення величини розузгодження, то при завданні переміщення штока СМ (повороту лопатей) 80 мм (19,5 % максимального) і менше, величина Δ істотно перевищує $\pm 0,75$ мм. Рішення цієї задачі можливе на основі синтезу коригувального пристрою (КП), що входить у мехатронний ГП РК, у такий спосіб. Для кожного заданого малого переміщення за допомогою всієї ММ вирішується оптимізаційна задача пошуку такого значення коефіцієнта підсилення величини розузгодження, при якому доставляється мінімум

такому критерію оптимізації:

$$\varepsilon_i = X_{зсм_i} - X_{см_i} \rightarrow \min, \text{ при } i = 4,1; 8,2; 12,3; 16,4 \dots 80 \text{ мм.} \quad (3)$$

Отже, ε_i є модулем величини Δ . У загальному випадку цей критерій може бути узагальнений до виду:

$$\varepsilon_i = \left(\left| X_{зсм_i} - X_{см_i} \right| \cdot 100 / X_{зсм_i} \right), \% \rightarrow \min, \quad (4)$$

за допомогою якого при знаходженні оптимального рішення також визначається і значення критерію (3).

Оптимізація здійснювалася вручну методом проб і помилок і методом Polak Ribiere пакета VisSim.

На рис. 12 зображена отримана синтезована нелінійна залежність, як крива зміни коефіцієнта підсилення розузгодження e . По осі абсцис відкладені значення Δx_E необхідного положення штока СМ (кута повороту лопаті), як управляючі вхідні сигнали на ГП. На осі ординат показані значення коефіцієнтів підсилення $K_{п}$, що відповідають значенням Δx_E . Великим значенням коефіцієнта підсилення відповідають дуже малі задані значення переміщень (1–3 % від максимального 410 мм). Коефіцієнт підсилення різко зменшується при зростанні Δx_E і, починаючи з 19,5 % від максимального переміщення, практично залишається незмінним. Значення синтезованої кривої вводяться в програмне забезпечення комп'ютерної системи і в процесі роботи надходять в пропорційний канал ПІД, перетворюючи його в КП.

При дуже малих переміщеннях (1–3 % від максимального) коефіцієнт підсилення дорівнює 160, а зі зростанням переміщення зменшується і при 80 мм $K_{п}$ буде дорівнювати 20, залишаючись незмінним до 410 мм.

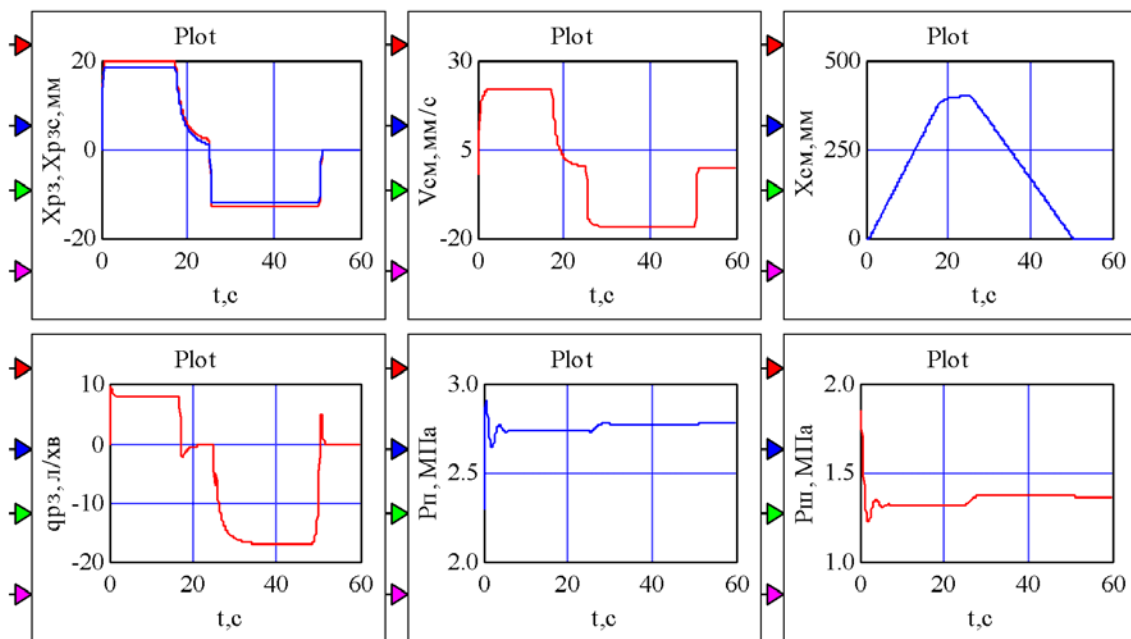


Рис. 11. Перехідні процеси 6 змінних гідроприводу робочого колеса при максимальному задавальному впливі і $m_0 = 0,15$

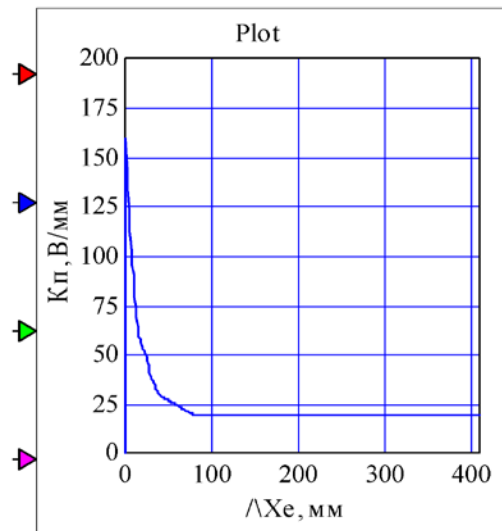


Рис. 12. Крива $K_{\Pi}(\Delta x_e)$, отримана в результаті синтезу

Включення КП в ланцюг управління здійснюється послідовно (рис. 13).

Розглянемо динамічні характеристики для трьох малих переміщень: 4,1 мм (1% максимального переміщення x_{CM}), 8,2 мм (2%) і 12,3 мм (3%), які показані на рис. 14, а-в.

Для кожної кривої визначено значення критерію ϵ , яке істотно менше допустимого (значення критерію ϵ наведені в підписах до рис. 14, а-в).

На закінчення оцінимо вплив двофазної РР на робочий процес ГП РК в режимі малих переміщень на прикладі заданого переміщення $x_{3CM} = 12,3$ мм (3%) (рис. 15).

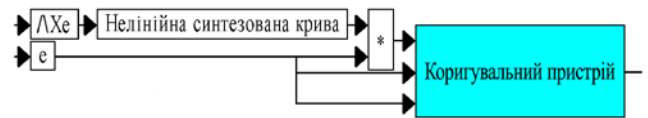


Рис. 13. Введення КП в ланцюг управління

Крива рис. 15, а отримана при газовмісті $m_0 = 0,025$, а крива рис. 15, б – при найбільшому $m_0 = 0,15$. Аналіз кривих показує, що при $m_0 = 0,025$ (рис. 15, а) вихід на сталий рух здійснюється без коливань за час 1,15 с; при $m_0 = 0,15$ (рис. 15, б) процес коливальний з перерегулюванням 16,7%, час виходу на сталий рух становить 4 с. Причому амплітуда першого коливання дорівнює 14,35 мм, що більше сталого значення на 2,05 мм і майже в три рази більше допустимого Δ . Таким чином, з огляду на важливість малих переміщень ГП РК, слід в експлуатаційних умовах не допускати підвищеного газовмісту в РР вище $m_0 = 0,075$, при якому амплітуда (на рис. 15 крива x_{CM} при $m_0 = 0,075$ не показана) перевищує стале значення тільки на 0,7 мм.

Висновки. Поетапне дослідження динаміки ГП РК на основі розробленої нелінійної ММ і методика його виконання, починаючи з ЕГП, потім вузла «ЕГП – золотник РЗ» і гідроприводу в цілому, дозволяє перевірити: функціонування і частотні характеристики ЕГП, який є вхідним електрогідроприсроєм ГП РК; функціонування і динамічні характеристики вузла «ЕГП – золотник РЗ» з укрупненою і повною ММ; функціонування і визначення динамічних і статичних характеристик ГП в цілому.

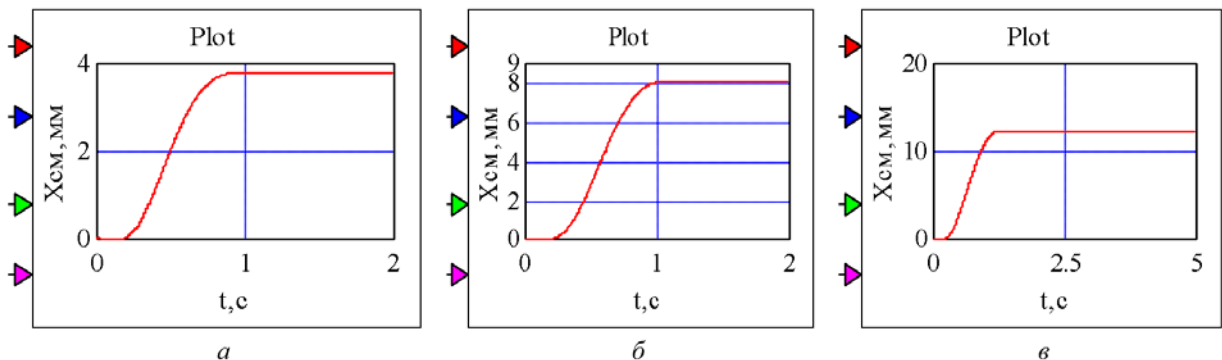


Рис. 14. Криві малих переміщень ГП РК і значення критерію ϵ : а – $\epsilon = 0,27$ мм; б – $\epsilon = 0$; в – $\epsilon = 0,17$ мм

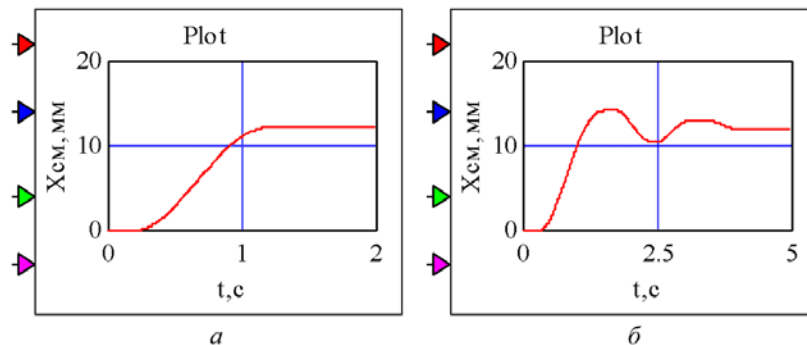


Рис. 15. Криві переміщення штока СМ при різному газовмісті m_0 : а – при $m_0 = 0,025$; б – при $m_0 = 0,15$

Такий підхід відкриває можливість коригування ММ і підвищення її адекватності натурному об'єкту. Виконані дослідження динаміки ЕГП при гармонічному вхідному впливі показали, що ЕГП є фільтром частот вище 10 Гц. Отримані динамічні характеристики вузла «ЕГП – золотник РЗ» відповідають сучасним вимогам до показників якості перехідного процесу, що включає розворот лопатей РК, вихід на сталий рух і згортання лопатей.

Дослідження динаміки ГП РК в цілому, як двоконтурної системи, викликало необхідність введення в ланцюг управління двох ПД-регуляторів з ізодромним диференціюючим каналом для забезпечення необхідних динамічних характеристик розвороту і згортання лопатей на кут 37°. Дуже важливий режим малих переміщень штока СМ (повороту лопатей на малий кут), при якому гідротурбіна працює більшу частину часу, вперше вирішений на основі синтезу коригувального пристрою, що входить до складу мехатронного ГП РК.

Виконане в цілому дослідження динаміки ГП РК підтверджує, що запропонована ММ зі змінною структурою та алгоритм її введення в пакет VisSim відкриває можливість більш повно використовувати можливості комп'ютерної системи управління поворотно-лопатевої гідротурбіною, до складу якої входить розглянутий ГП РК.

Список літератури

- Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
- Мигушенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Черкашенко А. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
- Лурье З. Я., Бездетко В. Н., Дмитерко В. Н., Жерняк А. И., Михно Н. И. Системы управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 26–36.
- Лурье З. Я., Дмитерко В. Н. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь-золотник гидрораспределителя» системы регулирования гидротурбины. *Вестник НТУ «ХПИ»*. 2002. Т. 2, № 6. С. 82–87.
- Лурье З. Я., Булгаков В. А., Дмитерко В. Н. Динамика комплекса гидростроитв в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины. *Вестник НТУ «ХПИ»*. 2004. № 12. С. 13–22.
- Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль: Гренобль, 2011. 206 с.
- Афанасьев А. М., Байков Г. М., Гавшин В. А. Система автоматического управления гидротурбин на программируемых контроллерах. *Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения. Труды междунар. научно-технической конф. (5–7 июня 2001 г., Санкт-Петербург)*. Санкт-Петербург, 2001. С. 87–91.
- Балагуров Е. В., Башнин О. И., Гельфанд Г. П. Разработка и внедрение систем управления гидроагрегатами ГЭС. *Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения. Труды междунар. научно-технической конф. (5–7 июня 2001 г., Санкт-Петербург)*. Санкт-Петербург, 2001. С. 91–95.
- Горбешко М. В., Шавлович З. А. Совершенствование объемного гидропривода механизма регулирования гидротурбин. *Конструкции и рабочий процесс гидротурбин. Труды СПбИМаш*. 1997. Вып. 6. С. 95–96.
- Умов В. А., Филатов И. Н. *Динамические характеристики гидравлических агрегатов*. Ленинград: ЛПИ, 1983. 72 с.
- Умов В. А., Филатов И. Н. *Определение параметров и динамических характеристик систем автоматического регулирования гидроагрегатов*. Санкт-Петербург: СПбГТУ, 1995. 84 с.
- Пивоваров В. А. *Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин*. Ленинград: Машиностроение, 1973. 288 с.
- Лычак В. С., Клявин Л. А. Современные системы автоматического управления и регулирования гидротурбин и насос-турбин. *Энергомашиностроение*. 1986. № 5. С. 23–26.
- Кривченко Г. И. Оптимизация систем автоматического регулирования гидроагрегатов. *Энергомашиностроение*. 1986. № 4. С. 7–10.
- Калашников А. А. *Динамика регулирования турбин*. Москва: Энергоатомиздат, 1999. 328 с.
- Попов Д. Н. *Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем*. Москва: Машиностроение, 1987. 464 с.
- Гамынин Н. С. *Гидравлический привод систем управления*. Москва: Машиностроение, 1972. 376 с.
- Булгаков В. А., Вахрушева О. С., Дяченко Е. А. Уравнение гидроагрегата как элемента системы автоматического регулирования с учетом универсальной характеристики гидротурбины. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 13 (1056). С. 169–176.
- Марбух В. А. Новая модификация электрогидравлического регулятора гидротурбин ЭГР-2И-1. *Энергомашиностроение*. 1983. № 10. С. 4–7.
- Дорф Р., Бишоп Р. *Современные системы управления*. Москва: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. 832 с.

References (transliterated)

- Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskyy V., Hasyuk O., Hryb O. *Hydroenergetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny [Hydropower engineering. Volume 2. Hydraulic machines]*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
- Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. *Sistemy upravleniya gidroturbin [Hydraulic turbin control systems]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019. no. 1, pp. 84–97.
- Lur'e Z. Ya., Bezdetko V. N., Dmiterko V. N., Zhernyak A. I., Mikhno N. I. *Sistemy upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny, puti ee razvitiya [Control systems for rotation speed of a hydraulic turbine rotor, ways of its development]. Problemy mashinostroeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 26–36.
- Lur'e Z. Ya., Dmiterko V. N. *Dinamicheskie karakteristiki uzla «elektrogidravlicheskiy preobrazovatel'-zolotnik gidroraspredeletelya» sistemy regulirovaniya gidroturbiny [Dynamic characteristics of the unit "electro-hydraulic slide-valve of the hydraulic control valve" of the hydraulic turbine control system]. Vestnik NTU "KhPI" [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]*. 2002, vol. 2, no. 6, pp. 82–87.
- Lur'e Z. Ya., Bulgakov V. A., Dmiterko V. N. *Dinamika kompleksa gidroustroystv v sostave sistemy avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny [Dynamics of the complex of hydraulic devices as part of the automatic control system and regulation of the rotor speed of the hydraulic turbine]. Vestnik NTU "KhPI" [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]*. 2004, no. 12, pp. 13–22.
- Rukovodstvo po ekspluatatsii regulatora skorosti ALSTOM radial'no-osevoy gidroturbiny [ALSTOM Speed Controller Operation Manual to the Francis Turbine]*. Grenobl', Grenobl' Publ., 2011. 206 p.
- Afanas'ev A. M., Baykov G. M., Gavshin V. A. *Sistema avtomaticheskogo upravleniya gidroturbin na programmiremykh kontrollerakh [Automatic control system of hydraulic turbines based on programmable controllers. Nauchno-tekhnicheskie problemy sovremennogo gidromashinostroeniya i metody ikh resheniya. Trudy mezhdunar. nauchno-tekhnicheskoy konf. (5–7 iyunya 2001 g., Sankt-Peterburg)] [Scientific and technical problems of modern hydraulic engineering and methods for their solution. Proc. of the Int. Sci. and Techn. conf. (5–7 June 2001, St. Petersburg)]*. St. Petersburg, 2001, pp. 87–91.

8. Balagurov E. V., Bashnin O. I., Gel'fand G. P. Razrabotka i vnedrenie sistem upravleniya gidroagregatami GES [Development and implementation of control systems for hydroelectric units of hydroelectric power plants]. *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovremennogo gidromashinostroeniya i metody ikh resheniya. Trudy mezhdunar. nauchno-tekhnicheskoy konf. (5–7 iyunya 2001 g., Sankt-Peterburg)* [Scientific and technical problems of modern hydraulic engineering and methods for their solution. Proc. of the Int. Sci. and Techn. conf. (5–7 June 2001, St. Petersburg)]. St. Petersburg, 2001, pp. 91–95.
9. Gorbeshko M. V., Shavlovich Z. A. Sovershenstvovanie ob"emnoy gidroprivoda mekhanizma regulirovaniya gidroturbin [Improvement of the volumetric hydraulic drive of the hydraulic turbine control mechanism]. *Konstruktsii i rabochiy protsess gidroturbin. Trudy SPbIMash.* 1997, issue 6, pp. 95–96.
10. Umov V. A., Filatov I. N. *Dinamicheskie kharakteristiki gidravlicheskikh agregatov* [Dynamic characteristics of hydraulic units]. Leningrad, LPI Publ., 1983. 72 p.
11. Umov V. A., Filatov I. N. *Opredelenie parametrov i dinamicheskikh kharakteristik sistem avtomaticheskogo regulirovaniya gidroagregatov* [Determination of parameters and dynamic characteristics of automatic control systems for hydraulic units]. St. Petersburg, SPbGTU Publ., 1995. 84 p.
12. Pivovarov V. A. *Proektirovanie i raschet sistem regulirovaniya gidroturbin* [Design and calculation of hydraulic turbine control systems]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1973. 288 p.
13. Lychak V. S., Klyavin L. A. *Sovremennyye sistemy avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya gidroturbin i nasosturbin* [Modern systems of automatic control and regulation of hydraulic turbines and pump-turbines]. *Energomashinostroenie.* 1986, no. 5, pp. 23–26.
14. Krivchenko G. I. Optimizatsiya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya gidroagregatov [Optimization of automatic control systems for hydraulic units]. *Energomashinostroenie.* 1986, no. 4, pp. 7–10.
15. Kalashnikov A. A. *Dinamika regulirovaniya turbin* [Dynamics of turbine control]. Moscow, Ergoatomizdat Publ., 1999. 328 p.
16. Popov D. N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 464 p.
17. Gamynin N. S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya* [Hydraulic drive control systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 376 p.
18. Bulgakov V. A., Vakhrusheva O. S., Dyachenko E. A. *Uravenenie gidroagregata kak elementa sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya s uchetom universal'noy kharakteristiki gidroturbiny* [The equation of the hydraulic unit as an element of the automatic control system, taking into account the universal characteristics of the hydraulic turbine]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetichni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 13 (1056), pp. 169–176.
19. Marbukh V. A. *Novaya modifikatsiya elektrogidravlicheskogo regulatora gidroturbin EGR-2I-1* [New modification of the electrohydraulic regulator EGR-2I-1 of hydraulic turbines]. *Energomashinostroenie.* 1983, no. 10, pp. 4–7.
20. Dorf R., Bishop R. *Sovremennyye sistemy upravleniya* [Modern Control Systems]. Moscow, Laboratoriya Bazovykh Znaniy Publ., 2002. 832 p.

Надійшло (received) 05.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гасюк Олександр Іванович (Гасюк Александр Иванович, Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexfo@gmail.com

Цента Євген Миколайович (Цента Евгений Николаевич, Tsenta Yevhen) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2607-2294>; e-mail: tsenta.en@gmail.com