

О. І. ГАСЮК

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ

Надано математичну модель електрогідрравлічного перетворювача з пропорційним керуванням. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбіни на базі комп'ютерів. 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, так і під час пусканалагоджувальних робіт. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів гідроприводу регулятора, показав, що вони зводяться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволяють підвищити точність математичної моделі. Покращення статичних і динамічних характеристик і системи в цілому можна досягти шляхом вирішення наукової проблеми з дослідження його динаміки на базі розробки більш повної математичної моделі. Для зниження тертя і гістерезису, унеможливлення облітерації плунжер електрогідрравлічного перетворювача в нижній частині оснащений сегнеровим колесом. Поліпшення динамічних характеристик регуляторів швидкості гідротурбін вимагає розроблення нелінійних математичних моделей із подальшим аналізом перехідних процесів у гідроприводі регулятора швидкості. Оцінка показників якості перехідних процесів і подальше коригування параметрів дає змогу домогтися зниження тривалості перехідних процесів, підвищення швидкодії та точності позиціонування за малих переміщень сервомотора. Низка неврахованих чинників під час складання математичної моделі електрогідрравлічного перетворювача дає змогу підвищити її адекватність реальному об'єкту дослідження і підвищити швидкодію системи керування частотою обертання ротора гідротурбіни.

Ключові слова: система управління, робоче колесо, поворотно-лопатева гідротурбіна, регулятор, математична модель, позиційний гідропневмопривід.

O. HASIUK

MATHEMATICAL MODEL OF THE ELECTRO-HYDRAULIC CONVERTER OF THE HYDRAULIC TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM

Presents a mathematical model of an electro-hydraulic converter with proportional control. In the world and domestic practice of creating hydraulic turbine equipment, there is a clear tendency to create computer-based rotor speed control systems for hydraulic turbines. Computer systems provide an opportunity to implement the introduction of effective algorithms using software that improve the static and dynamic characteristics of the system. This in turn increases the importance of mathematical modeling both at the design stage and during commissioning. The analysis of the performed works devoted to the mathematical description of the elements of the hydraulic drive of the regulator showed that they are reduced to linearized equations without taking into account a number of important factors that will increase the accuracy of the mathematical model. Improvement of static and dynamic characteristics and the system as a whole can be achieved by solving the scientific problem of studying its dynamics based on the development of a more complete mathematical model. To reduce friction and hysteresis, to prevent obliteration, the electrohydraulic converter plunger in the lower part is equipped with a segner wheel. Improving the dynamic characteristics of hydraulic turbine speed controllers requires the development of nonlinear mathematical models with subsequent analysis of transients in the hydraulic drive of the speed controller. Evaluation of the quality of transient processes and subsequent adjustment of parameters allows to achieve a reduction in the duration of transients, increase the speed and accuracy of positioning at small movements of the servo motor. A number of unaccounted factors during the preparation of the mathematical model of the electro-hydraulic converter makes it possible to increase its adequacy to the real object of study and increase the speed of the control system of the rotor speed of the hydraulic turbine.

Keywords: control system, impeller, rotary blade hydraulic turbine, regulator, mathematical model, positional hydraulic pneumatic drive.

Вступ. 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 пусканалагоджувальних робіт.

Сучасний стан розвитку СУЧОР. У роботі [1] подано стислий опис лінійних ланок систем регулювання за допомогою передавальних функцій, частотних характеристик, розглянуто конструктивні схеми системи управління частотою обертання ротора гідротурбін і математичні моделі елементів, зокрема гідрравлічні, що представлені лінеаризованими рівняннями. Зазначається, що умови роботи СУЧОР

значно складніші, ніж регулювання парових і газових турбін, двигунів внутрішнього згорання тощо. Останнє пояснюється головним чином виникненням гідрравлічного удару в довгих підвідних і відвідних водоводах у разі значної зміни відкриття регульовального механізму. Друга особливість функціонування СУЧОР пов'язана з різноманіттям режимів експлуатації. Цікавим є виведення й отримання передавальної функції гідроприводу (ГП) з урахуванням зміни витрати води через турбіну залежно від швидкості обертання вала, повороту лопатей робочого колеса (РК) у поворотно-лопатевої турбіні, врахування гідроудару, представленої в приростах змінних. Ряд коефіцієнтів передавальної функції обчислюється за універсальною характеристикою гідротурбіни, яка є у конструктора-дослідника. Однак, ця лінійна модель за нульових початкових умов, для малих переміщень, дає змогу в першому наближенні оцінити лише стійкість, але не показники якості перехідних процесів. Важливі

режими гідротурбіни (пуск і зупинка) не можуть бути достатньо точно оцінені за допомогою цієї моделі.

У роботі [2] наведено порівняльний аналіз різних вітчизняних і зарубіжних СУЧОР гідротурбінами, їхньої елементної бази з математичним описом процесів, що протікають. Належну увагу приділено груповому регулюванню. Наведено математичний опис СУЧОР у вигляді передавальної функції в приростах, розглянуто явище гідроудару у водоводах гідротурбіни і подано його опис у приростах. Таким чином, досліджується лінійна модель з обмеженнями, що випливають із цього, при дослідженні динаміки гідроагрегату (ГА).

Роботу [3] присвячено питанням автоматичного керування потужними гідротурбінами, основним принципам і завданням керування ГА. Приділено належну увагу особливостям регулювання поворотнлопатевими гідротурбінами, пов'язаними зі змінами положення лопатей РК для кращого використання енергії води, що проходить через турбіну. Останнє дає можливість в умовах мінливих навантажень підтримувати ККД на оптимальному рівні. За певних величин напору і частоти обертання ротора гідротурбіни кожному навантаженню і кожному положенню лопаток направляючого апарату (НА) відповідає свій певний кут повороту лопатей РК. Залежність між величиною a_0 і кутом повороту лопатей РК має назву комбінаторної, а сукупність механізмів, що забезпечують цю залежність, називається комбінатором. Розглянуто основні елементи СУЧОР гідротурбіни (гідрравлічні, механічні, електричні), а також їхні динамічні властивості, що представлені в кінцевому рахунку лінійними диференціальними рівняннями. Приділено увагу математичному опису механічного, гідрравлічного та електричного ізодромів стабілізації СУЧОР гідротурбіни. Детально з розрахунками розглянуто гідрравлічні пристрої системи з відповідними рівняннями з визначення значень величин дросельних щілин, гідрравлічних втрат у каналах корпусу головного розподільника, місцевих втрат у трубопроводах тощо. Наводяться вирази щодо вибору та розрахунку маслонапірної установки (МНУ).

Робота [4] присвячена вимогам до СУЧОР, їхнім структурним схемам і характеристикам, груповому регулюванню гідротурбін, елементній базі систем. Приділяється увага впливу на систему за прискоренням, математичному опису лінійних ланок. Наведено лінійне диференціальне рівняння 2-го порядку, що описує динаміку ізодромного СУЧОР, АЧХ і зроблено низку висновків (наприклад, що постійна часу сервомотору не чинить великого впливу на динамічні характеристики регулятора, а виключення ізодрому дає змогу істотно підвищити швидкодію). Наведено порівняння регуляторів з ізодромом і впливом за прискоренням, наголошено на недоцільності зворотного зв'язку за переміщенням сервомотору. Дано загальну оцінку впливу істотних нелінійностей ланок (зони нечутливості, зони насичення) на роботу СУЧОР гідротурбіни. Однак, безпосереднього врахування нелінійностей при

дослідженні динаміки гідроагрегату з СУЧОР не наведено. Під час аналізу ГА, як об'єкта регулювання, належна увага приділяється врахуванню гідроудару. Наведено аналіз стійкості СУЧОР різних структур і рекомендації щодо її забезпечення.

У роботі [5] на прикладі укрупненої СУЧОР гідротурбіни, що описується нелінійними диференціальними рівняннями, виконано лінеаризацію, яка ґрунтується на гіпотезі, що всі процеси в системі відбуваються в малій околиці деякого рівноважного режиму. На основі лінійної моделі шукають закон керування (передавальна функція), що дає змогу підтримувати задане значення частоти обертання ротора за наявності збурювальних впливів. З урахуванням обмеження на керувальний вплив (зміна відкриття і швидкості повороту лопаток НА) передавальна функція закону керування являє собою ПІ-закон. При аналізі її технічної реалізації та введенні низки допущень отримано ПІД-закон. Автор роботи [6] зазначає, що отриманий результат не слід розглядати як остаточну рекомендацію до проектування регуляторів гідротурбін, тому що при цьому не враховано багато важливих особливостей.

Роботу [7] присвячено опису вдосконалених електрогідрравлічних СУЧОР. Наведено функціональну схему, що містить пристрої з ПІ-законом керування, ізодром, пристрій керувального впливу за прискоренням. Система містить зворотні зв'язки за частотою обертання ротора, за положенням НА, пристрій для переведення системи в режим групового регулювання. Сигнал частоти обертання ротора від вимірювальних трансформаторів напруги і струму подається на вхід системи як головний зворотний зв'язок. У системі передбачено: обмеження пускового відкриття НА електричним шляхом; автоматична корекція величини пускового відкриття НА у функції чинного напору; обмеження закриття НА під час роботи на холостому ходу (або під час скидання навантаження) електричним шляхом; обмеження мінімальної потужності під час роботи ГА на потужну енергосистему. Математичний опис СУЧОР представлено лінійною моделлю.

У роботах [8, 9] викладено приклад ефективного застосування ЕОМ для дослідження регулювання частоти обертання ГА на гідроелектричній станції. Показано, що такий підхід дав змогу детально вивчити можливості ГА і систем керування на стадії проектування. Для опису динаміки гідротурбіни, напірного водоводу і зрівняльного резервуара було використано шість диференціальних рівнянь: рівняння руху штока сервомотора (СМ) (як дія системи регулювання); переміщення лопаток НА; витрати у водоводі зрівняльного резервуара; рівня в зрівняльному резервуарі; рівняння руху ГА; рівняння, що описують гідрравлічний удар.

У роботі [10] на відміну від інших робіт згідно з принциповою схемою СУЧОР гідротурбіни подано нелінійну математичну модель, що містить такі диференціальні нелінійні рівняння: руху гідротурбіни, де для визначення залежності M_d від Q , H , значення кута лопатей рекомендовано брати з універсальних

характеристик; чутливого елемента (маятника); переміщення штока СМ; проточної частини системи без урахування стисливості робочої рідини (РР) і з урахуванням стисливості РР; руху штока головного СМ; зворотного зв'язку системи; руху води у відвідних та підвідних водоводах; руху штока СМ, що керує поворотом РК. Крім цього подано й лінеаризовані рівняння системи. Аналізована робота має теоретичну і практичну значущість із методологічного погляду, оскільки низка елементів системи застаріли.

Дії системи регулювання гідротурбіни в умовах незалежності від інших гідротурбін в основному присвячена робота [11]. У ній розглядаються статичні характеристики гідроагрегату, призначення системи регулювання гідротурбін та основні принципи регулювання, принципіві схеми з одним і двома регульовальними органами, схеми, що реалізують комбінаторну залежність [12], елементи конструкції регуляторів (маятники, гідророзподільвачі, сервомотори, ізодромні механізми, механізм зміни числа обертів, механізм управління лопатями, маслонапірні установки, насоси). У роботі описуються регулятори гідротурбін та окремих вузлів. Належну увагу приділено динаміці регулювання гідротурбіни під час її ізольованої роботи: стійкості та характеру перехідних процесів здебільшого на основі лінеаризованих рівнянь для формулювання загальних положень і якісної оцінки низки основних параметрів із застосуванням універсальних характеристик. Автори відзначають особливості динаміки реальних процесів регулювання гідротурбіни: гідродару в режимах роботи, істотних відхилень від положення рівноваги, наявності зазорів, нелінійностей тощо. На основі лінеаризації за допомогою ряду Тейлора отримано рівняння гідротурбіни в приростах безрозмірних величин, коефіцієнти якого можна визначити за універсальною характеристикою. У роботі наведено ланцюгові рівняння для обчислення підвищення тиску і швидкості фаз гідродару. Деяку увагу приділено паралельній роботі. Однак у роботі з погляду динаміки регулювання розглянуто загалом тільки лінійні математичні моделі.

Теоретичний і практичний інтерес становить робота [13]. У ній зазначається, що досягнення в галузі теорії автоматичного керування не набули широкого застосування в практиці проектування систем регулювання гідротурбін. Ставиться завдання про точніші методи розрахунку динаміки регулювання, зокрема і з урахуванням гідравлічного удару проточної частини гідротурбіни. Вперше ставиться завдання про необхідність спільного регулювання за допомогою ЕОМ. За допомогою досліджень лінеаризованої математичної моделі виконано порівняльний аналіз низки систем регулювання гідротурбін з урахуванням гідродару. Було досліджено перехідні процеси при повному скиданні навантаження. Однак низку істотних нелінійностей головного розподільника, сервомоторів тощо не враховували, а ухвалені закони керування застаріли до теперішнього часу.

Слід відзначити роботи авторів [14, 15] які полягають у розробці позиційних гідропневмоприводів. Використовуючи стандартну гідропневмоапаратуру автори досягають високу точність позиціонування виконавчого механізму, що має великий практичний інтерес.

Аналіз виконаних робіт дає змогу зазначити, що подальший розвиток математичних моделей елементів гідроприводу СУЧОР є актуальним.

Рішення. Розглянемо конструктивну схему (рис. 1) електрогідравлічного перетворювача (ЕГП) типу TR 10 (виробництва фірми GEC Alstom Neugric Франція, Гренобль). Він складається з пропорційного магніту 2, у магнітному полі якого встановлена обмотка 1. Обмотка разом з золотником 3 створює рухомий вузол.

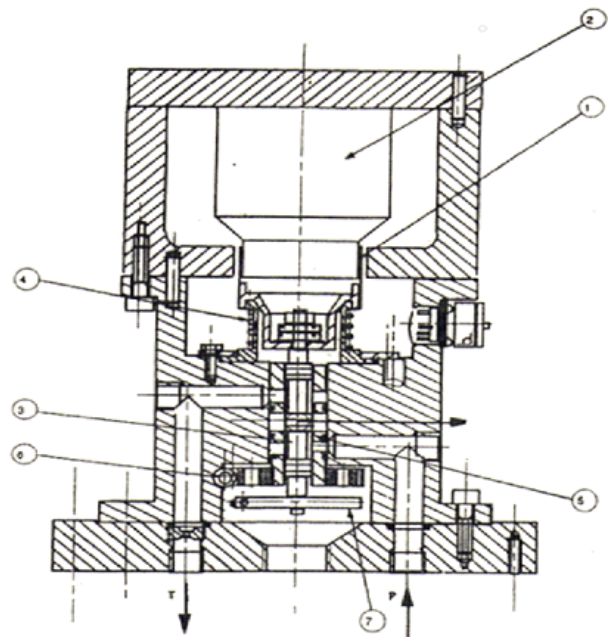


Рис. 1. Конструктивна схема електрогідравлічного перетворювача TR 10

Рухомий вузол підтримується пружиною 4. Втулка 5 золотникової пари пригвинчується до корпусу TR 10 (ЕГП), а її положення за висотою регулюється гвинтом 6. Для зменшення сили тертя й ефекту гістерезису розподільний золотник забезпечений у нижній частині гідравлічного сегнерового колеса 7. Вхід РР під тиском від МНУ позначений на рис. 1 буквою Р, а злив у бак – буквою Т. Габаритні розміри TR 10 наведено на рис. 2.

Таким чином TR 10 являє собою дроселюючий трипозиційний розподільник, що здійснює перетворення електричного вхідного сигналу в пропорційний гідравлічний сигнал (тиск РР) на виході.

Роботу TR 10 можливо простежити за допомогою графічного зображення (рис. 2). Згідно зі схемою рис. 2 TR 10 (ЕГП) є дроселюючим розподільником із закритим центром, із пружинним центруванням, електромагнітним управлінням. Під час подачі позитивного електричного сигналу на обмотку золотник опускається вниз, тобто в іншу позицію,

забезпечуючи подачу сигналу управління в канал торцевої камери головного розподільника. Це призводить до розвороту лопатей. За іншої полярності сигналу на обмотку TR 10 золотник із нейтрального положення піднімається вгору, що призводить до з'єднання каналу управління головного розподільника зі зливом і згортання лопатей РК. TR 10 встановлюється на монтажну плиту вертикально.



Рис. 2. Графічне зображення TR 10

Математична модель електрогідравлічного перетворювача (ЕГП) представлена наступними рівняннями:

- електричної рівноваги сигналів

$$U_{\text{вих.к}} - U_{\text{P32}} = U_E;$$

- електричної рівноваги в ланцюзі обмотки ЕГП зі струмом i

$$U_y = L \frac{di}{dt} + Ri + K_{nz} \frac{dx_E}{dt}.$$

Або

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_E - K_{\text{ПЕ}} V_E}{R} - i \right), \quad (1)$$

де $T_L = L/R$.

Рівняння (1) може бути представлено передавальною функцією

$$W_E(S) = \frac{i(S)}{U_E(S) - K_{\text{ПЕ}} V_E(S)} = \frac{\frac{1}{R}}{T_L S + 1};$$

руху золотника ЕГП під час $x_E > 0$ та $x_E < 0$

$$m_E \cdot \frac{d^2 x_E}{dt^2} = K_{Fi} \cdot i - C_E x_E + G_E - F_{\text{тр.Е}} - \beta_E \cdot \frac{dx_E}{dt} - F_{\text{ГДЕ}}, \quad (2)$$

де $K_{Fi} = \frac{C_E \cdot X_{E,\text{max}}}{i_{\text{max}}}$;

$$F_{\text{тр.Е}} = k d_E l p_0 f \text{sign} \frac{dx_E}{dt};$$

$$F_{\text{ГДЕ}} = 2 \mu_E^2 p d_E x_E \Delta p \cos \theta.$$

Якщо на першому етапі досліджень динамічних процесів ЕГП знехтувати наведеною масою золотника порівняно з масою золотника головного розподільника та силами $F_{\text{тр.Е}}$, $\beta_E \frac{dx_E}{dt}$, G_E і $F_{\text{ГДЕ}}$ порівняно із силою F_{Fi} , то рівняння (2) набуде вигляду

$$K_{Fi} \cdot I = C_E x_E;$$

$$x_E = \frac{K_{Fi}}{C_E} I; K_E = \frac{K_{Fi}}{C_E}.$$

Витрати через ЕГП:
при $x_E > 0$

$$q_{E1} = \mu_E \pi d_E x_{\text{Щ.Е}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_0 - p_{\text{P32}}|} \cdot \text{sign} \cdot (p_0 - p_{\text{P32}}); \quad (3)$$

при $x_E < 0$

$$q_{E2} = \mu_E \pi d_E x_{\text{Щ.Е}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{P32}} - p_{\text{сл}}|} \cdot \text{sign} \cdot (p_{\text{P32}} - p_{\text{сл}}); \quad (4)$$

де $x_{\text{Щ.Е}}$ – висота щілини, що дорівнює;

$x_{\text{ОЕ}}$ – позитивне перекриття щілини при $x_E > 0$

$x_{\text{Щ.Е}} = x_E - x_{\text{ОЕ}}$, при $x_E < 0$, $x_{\text{Щ.Е}} = x_E + x_{\text{ОЕ}}$.

У загальному вигляді нерівність має такий вигляд при $x_E > 0$

$$x_{\text{Щ.Е}} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_E \leq x_{\text{ОЕ}}, \\ x_E - x_{\text{ОЕ}} & \text{при } x_E > x_{\text{ОЕ}}; \end{cases} \quad (5)$$

при $x_E < 0$

$$x_{\text{Щ.Е}} = \begin{cases} 0 & \text{при } |x_E| < x_{\text{ОЕ}}, \\ -x_E + x_{\text{ОЕ}} & \text{при } |x_E| > x_{\text{ОЕ}}. \end{cases} \quad (6)$$

Змінність структури моделі ЕГП під час досліджень динамічних характеристик, пов'язаної, наприклад, із заміною нерівності (5) на нерівність (6) або навпаки, здійснюється за допомогою логічних нерівностей:

$$\begin{cases} \text{при } x_E > 0 & \text{включена нерівність (5),} \\ \text{при } x_E < 0 & \text{включена нерівність (6).} \end{cases} \quad (7)$$

Аналогічно за допомогою нерівностей (7) здійснюється змінність структури моделі ЕГП, пов'язана з рівняннями (3) і (4).

Висновки. Розроблена нелінійна математична модель електрогідравлічного перетворювача, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни для дослідження динамічних характеристик з метою покращення швидкодії та точності позиціонування.

Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ШМаш, 2019. 386 с.
2. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
3. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. 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.
4. Черкашенко М. В., Вурье Б. А., Гасюк А. И., Потетенко О. В. *Синтез комбинационных схем гидронневоавтоматики*. Germany: GMBH, 2020. 130 с.
5. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Параметрический синтез астатического регулятора САР частоты вращения гидротурбины на основе решения обратной задачи динамики. *Адаптивные системы автоматического управления*. 2018. № 1 (32). С. 68–77.
6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, no. 2 (96). P. 70–78.
7. *Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль, 2011. 206 с.
8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system

- with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE, 2015. P. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
 10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 52, part C. Article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
 11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, issue 8. P. 3781. doi: 10.3390/app12083781
 12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
 13. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидроневмоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
 14. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О. І., Пермяков О. А., Панамарьова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідроневмопривод*. 2022.
 15. Черкашенко М. В., Гасюк О. І., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідроневмопривод*. 2022.
 5. Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskii sintez astaticheskogo regul'yatora SAR chastoty vrashcheniya gidroturbiny na osnove resheniya obratnoy zadachi dinamiki [Parametric synthesis of an astatic regulator of the automatic control system of the turbine speed based on the solution of the inverse problem of dynamics]. *Adaptyvni systemy avtomatichnoho upravlinnya*. 2018, no. 1 (32), pp. 68–77.
 6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 6, no. 2 (96), pp. 70–78.
 7. *Rukovodstvo po ekspluatatsii regul'yatora skorosti ALSTOM radial'no-osevoy gidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
 8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE Publ., 2015, pp. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
 9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
 10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022, vol. 52, part C, article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
 11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, issue 8, p. 3781. doi: 10.3390/app12083781
 12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 13. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidronevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
 14. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Hasyuk O. I., Permyakov O. A., Panamar'ova O. B., Oleksenko Yu. Yu. *Hidronevmopryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
 15. Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidronevmopryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.

References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankov'skyi V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
3. 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.
4. Cherkashenko M. V., Vur'e B. A., Gasyuk A. I., Potetenko O. V. *Sintez kombinatsionnykh skhem gidronevmoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany, GMBH Publ., 2020. 130 p.

Надійшло (received) 10.12.2022

Відомості про автора / About the Author

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