

DOI <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-29-36>

УДК 621.22.018.8

## ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ НАСОСНИХ УСТАНОВОК ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

© Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А.

*Українська інженерно-педагогічна академія*

### Інформація про авторів:

**Крамаренко Юрій Олександрович** (Kramarenko Yuri): ORCID: 0009-0005-1937-9756; kramarenkoura@gmail.com, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Дрозд Володимир Анатолійович** (Drozd Volodymyr): ORCID: 0009-0001-4335-7558; volodyadrozdz2296@gmail.com, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті намічені шляхи вирішення важливої та актуальної науково-технічної проблеми створення енергозберігаючих САУ технологічними об'єктами. Сформульовано вихідні наукові принципи, викладено загальну процедуру створення та реалізації енергозберігаючих САУ нагнітачів при частотно-дросельному управлінні. Наведені аналітичні залежності, які встановлюють залежності між основними параметрами насосної установки – тиском та об'ємною подачею та параметрами керуючого впливу – частотою обертання насоса та положенням регулюючої засувки та, таким чином, являють собою модель управління. Показано вирази, що визначають значення напорів, споживаної потужності та ККД у робочих точках. Отримано функцію залежності подачі в робочій точці насоса від двох регульованих параметрів – частоти обертання робочого колеса та положення регулюючої засувки. Показано, що на низьких частотах обертання насоса його напірна характеристика круто падає, однак при зміні подачі в межах  $(0,7-1,1) Q_{ном}$ , частотне регулювання забезпечує необхідний напір в умовах відкритої засувки. При створенні адекватних математичних моделей і виборі доцільного методу оптимізації, розглянутий підхід управління мінімуму енергетичних втрат може бути використаний при синтезі систем управління практично будь-якого енергетичного обладнання електростанцій. Показано, що наявність інших способів регулювання нагнітачів не обмежує можливості використання цього методу, але потребує уточнення математичних моделей та аналізу енергетичних характеристик. Запропонована система управління адаптивна, що дозволяє більш точно підтримувати необхідні характеристики технологічного процесу, знижуючи тим самим втрати енергії у нагнітачах, а й у основному енергетичному обладнанні ТЕС і АЕС.

**Ключові слова:** показники якості, нагнітальна установка, енергоблок, електростанція, енергозбереження.

*Kramarenko Y., Drozd V.* «Improving the quality of pump installations through the enhancement of control systems»

The article outlines approaches to solving the important scientific and technical problem of creating energy-saving control systems for technological objects. The initial scientific principles are formulated, the general procedure for the creation and implementation of energy-saving control systems for pumps with frequency-throttle control is presented. Analytical dependencies are presented, which establish relationships between the main parameters of the pumping system - pressure and volumetric flow rate, and control influence parameters - pump rotation frequency and position of the control valve, thus constituting a control model. Expressions defining the values of head, power consumption, and efficiency at operating points are shown. A function of the pump flow rate dependence

at the operating point on two adjustable parameters - the rotation frequency of the impeller and the position of the control valve - is obtained. It is shown that at low pump rotation frequencies, its head characteristic sharply decreases, however, with changes in flow rate within  $(0.7-1.1) Q_{nom}$ , frequency control provides the necessary head under conditions of an open valve. When creating adequate mathematical models and choosing a rational optimization method, the discussed approach to minimizing energy losses can be used in the synthesis of control systems for practically any power equipment of power plants. It is shown that the presence of other methods of pump regulation does not limit the possibilities of using this method, but requires clarification of mathematical models and analysis of energy characteristics. The proposed control system is adaptive, allowing for more accurate maintenance of the necessary technological process characteristics, thereby reducing energy losses in pumps, as well as in the main power equipment of thermal and nuclear power plants.

**Keywords:** quality indicators, pump installation, power unit, power plant, energy saving.

### **Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями**

Підвищення якості нагнітальних установок шляхом зниження втрат енергії при її виробленні на електростанціях всіх типів є актуальним науково-технічним завданням, вирішення якого дозволить зменшити собівартість електроенергії, підвищити енергоефективність роботи станцій, а також знизити негативний вплив теплових електростанцій на екологічну обстановку регіону, тобто. значно підвищити показники якості електростанції.

Витрата на власні потреби теплових та атомних електростанцій сягає 10% і значна частина втрат енергії йде на привід нагнітальних (насосних, вентиляторних) установок. Насосні установки ТЕС та АЕС є досить енергоємними елементами (на великих енергоблоках їхня споживана потужність становить 12-18 МВт). Так, потужність насосів, що обслуговують котлотурбінне обладнання (поживні, конденсатні, циркуляційні та інші) досягає 4% потужності, що виробляється енергоблоком. Параметри нагнітачів та їх енергоефективність впливають на техніко-економічні показники станції та забезпечують оптимальні режими роботи котла, турбіни, конденсатора та іншого енергетичного обладнання.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Зміна параметрів нагнітачів здійснюється системами автоматичного керування (САУ), що входять до загальної АСУ енергоблоку та станції. При цьому цілеспрямоване та ефективне управління, засноване на методах системного аналізу, математичного моделювання, технічної кібернетики, містить у собі, на системному рівні, значні резерви енерго- та ресурсозбереження, які можуть бути виявлені, використані та реалізовані на рівні окремих елементів, що входять до комплексної систему керування [1].

Один із принципів енергозберігаючого автоматизованого управління технологічними об'єктами докладно описаний у роботах [1, 2]. Для підвищення якості нагнітальних установок використовуються частотні приводи [3]. Питання оптимізації роботи нагнітальних установок відображені у [4–10]. У роботах [4–6] наведено дослідження ефективності роботи як одиночного насоса [6], так і двох насосів, що працюють паралельно [4, 5]. Показано методики вибору потужності насосів та їх характеристик при заданому значенні витрати. Однак питання вибору та підтримки оптимальних режимів роботи нагнітачів при зміні витрат у широкому діапазоні розкрито не повністю. У той час як ефективність роботи нагнітачів у широкому діапазоні подачі має велике практичне значення для ТЕС України, що працюють на змінних навантаженнях [5]. Перспективним напрямом підвищення ефективності нагнітальних установок є покращення їх конструктивних параметрів [7, 8], використання нових матеріалів [9] та удосконалення систем регулювання [10]. Поряд із цим у існуючій літературі відсутня науково-обґрунтована методика вибору оптимальних режимних параметрів нагнітальних установок електростанцій (при яких гарантовано забезпечується мінімум втрат енергії) у широкому діапазоні зміни навантажень.

### Постановка мети та завдання дослідження

Метою даної є розробка методології підвищення якості насосних установок при їх енергозберігаючому управлінні і доведення її до стадії програмної реалізації.

### Виклад основного матеріалу

Енергоємність насосних установок визначається гідравлічною характеристикою мережі, яку вони працюють. У свою чергу характеристика мережі визначається необхідною задачею робочого середовища, а також геометричними параметрами мережі, коефіцієнтами місцевих та лінійних втрат та ін.

Як правило, витрата робочого середовища трубопроводом визначається потужністю споживача (парогенераторна установка, конденсатор та ін) або необхідністю підтримки протікання технологічних процесів (конденсаторопроводи, маслопроводи, дренажні трубопроводи та ін).

Векторну структурну схему нагнітальної установки можна подати у вигляді, як показано на рис. 1.

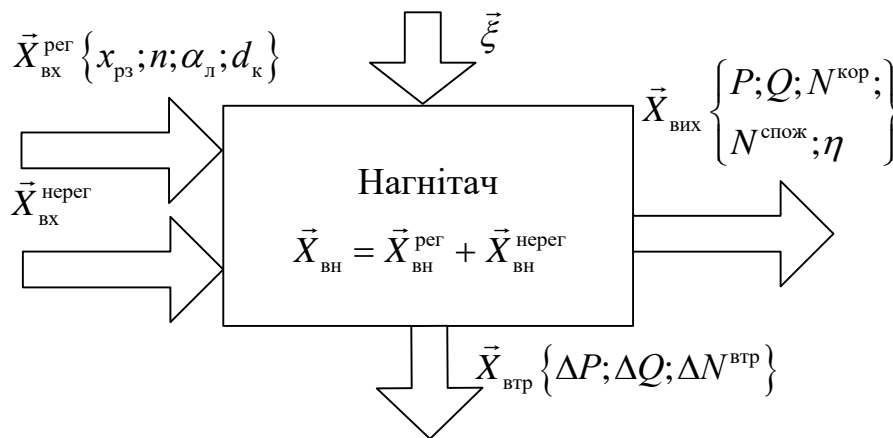


Рис. 1– Векторна структурна схема нагнітача

Вектор регульованих вхідних параметрів включає положення (переміщення) регулюючої засувки  $x_{pz}$  та частоту обертання ротора насоса  $n$ . Ці параметри можуть бути змінені виконавчими механізмами САУ відповідно до того чи іншого алгоритму, який формується регулятором САУ.

Вектор вихідних параметрів включає значення тиску ( $P$ ), та витрати ( $Q$ ), створюваних насосним агрегатом, корисну ( $N^{кор}$ ) і споживану ( $N^{спож}$ ) потужність та ККД ( $\eta$ ) насос.

Вектор внутрішніх параметрів  $\vec{x}_{вн}$  включає конструктивні характеристики насосного агрегату та гідравлічної мережі (розміри та форми робочих коліс та лопат, довжини та діаметри трубопроводів, види, кількість та характеристики місцевих гідравлічних опорів).

Вектор зовнішніх збурень,  $\vec{\xi}$  включає можливі зміни температури в процесі експлуатації та пов'язану з цим зміну фізичних властивостей робочої рідини (головним чином – в'язкості).

Виходячи із співвідношень, наведених у [2] будуються математичні моделі насоса:

Зв'язок між параметрами насоса та гідравлічної мережі:

$$P = \rho g h_r + (P_1 - P_0) + \frac{\rho}{2} \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum G_m \right) \frac{V^2}{S^2} + \frac{\rho}{2} G_{pz} \frac{V^2}{S_{pz}^2}, \quad (1)$$

де  $h_r$  – геометрична висота підйому рідини;

$P_1 - P_0$  – тиск у напірному та всмоктувальному резервуарах;

$\rho$  – щільність рідини;

$\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя (в автомобільній області, яка відповідає основним режимам роботи насоса, мало змінює своє значення, тобто може вважатися постійною величиною);  
 $l$ ,  $d$  та  $S$  – наведені значення довжини і діаметра, та площі прохідного перерізу трубопроводів гідравлічної мережі;

$\sum G_m$  – сумарний коефіцієнт місцевих гідравлічних опорів у гідравлічній мережі;

$G_{p3}$  – коефіцієнт місцевих гідравлічних опорів регулюючої засувки;

$S_{p3}$  – площа прохідного перерізу регулюючої засувки, що є функцією її переміщення  $x_{p3}$  (або кута повороту  $\varphi_{p3}$ ):  $S_{p3} = K_{p3}^x x_{p3} = K_{p3}^\varphi \varphi_{p3}$

Взаємозв'язок між частотою обертання  $n$ , об'ємною подачею  $V$  та напором  $H$  насоса:

$$n = \left( \frac{60x}{\pi m m_0 R} \right)^{3/2} \frac{(Hg / \bar{H})^{3/4}}{\sqrt{V}}, \quad (2)$$

Модель вихідних параметрів:

$$\vec{x}_{\text{вих}} = f_{\text{вих}} \left( x_{p3}; n; \vec{x}_{\text{вн}}; \xi \right) \quad (3)$$

Модель (функція) енергетичних втрат:

$$\vec{x}_{\text{втр}} = f_{\text{втр}} \left( x_{p3}; n; \vec{x}_{\text{вн}}; \xi \right) \quad (4)$$

Модель (функція) керуючого впливу:

$$\vec{x}_{\text{вх}} = f_{\text{упр}} \left( \vec{x}_{\text{вих}}; \vec{x}_{\text{вн}}; \vec{x}_{\text{втр}}; \xi \right) \quad (5)$$

Модель фізичного процесу:

$$V^2 \frac{\rho}{2} \left[ \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum G_m \right) / S^2 + G_{p3} / S_{p3}^2 \right] = P - [\rho g h_r + (P_1 - P_0)] \quad (6)$$

Співвідношення (1) може бути подане у вигляді:

$$P = C_1 + V^2 \frac{\rho}{2} \left( C_2 + \frac{G_{p3}}{[S_{p3}(x_{p3})]^2} \right), \quad (7)$$

або  $P = C_1 + V^2 \left( C_3 + C_4 / [S_{p3}(x_{p3})]^2 \right)$

де  $C_1 = \rho g h_r + (P_1 - P_0)$ ;

$$C_2 = \lambda \frac{l}{d} + \sum G_m / S^2;$$

$$C_3 = \rho C_2 / 2; C_4 = \rho G_{p3} / 2$$

Тоді співвідношення (2) може бути записане так:

$$C_5 (C_6 P)^{0,75} V^{0,5} = n_n, \quad (8)$$

де  $C_6 = (\rho \bar{H})^{-1}$ .

Рівняння (7) і (8) встановлюють залежності між основними параметрами насосної установки – тиском  $P$  та об'ємною подачею  $V$  та параметрами керуючого впливу – частотою обертання насоса  $n_n$  та положенням регулюючої засувки  $x_{рз}$  і, таким чином, є модель управління.

Характеристика насосної установки, в якій працює насос, може бути подана у вигляді:

$$H_c = H_r + \frac{P_1 - P_0}{\rho g} + \sum_{i=1}^n \left[ \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \left( \sum_{j=1}^m G_{mj} \right)_i \right] \frac{1}{S_i^2} \cdot \frac{Q^2}{2g}, \quad (9)$$

Якщо уявити значення коефіцієнтів гідравлічного тертя на ділянках середніми, характеристиками для даної ділянки постійними значеннями  $\lambda_{срi}$ , то лінеаризована характеристика мережі може бути представлена у вигляді:

$$H_c = A_c Q + C_c. \quad (10)$$

Функція енергетичних втрат (втрат потужності) у нагнітачі в робочій точці може бути визначена таким чином:

$$\Delta N = N_{втр} = N_{спож} - N_{кор}, \quad (11)$$

де  $N_{кор} = \rho g H_p \cdot Q_p$  – корисна потужність насоса.

Значення напорів, споживаної потужності та ККД у робочих точках визначаються відповідно до виразів:

$$\begin{cases} H_p = A_H Q_p + B_H n + C_H; \\ N_p = A_N Q_p + B_N n + C_N; \\ \eta_p = A_\eta Q_p + B_\eta n + C_\eta, \end{cases} \quad (12)$$

З врахуванням того, що  $N_{втр}^p = \eta_p N_p$  (в робочій точці), функція (11) приходить до вигляду:

$$N_{втр}^p = (1 - \eta_p) N_p,$$

а функція втрат визначатиметься:

$$N_{втр}^p = (1 - A_\eta Q_p - B_\eta \cdot n - C_\eta) (A_N Q_p + B_N \cdot n + C_N), \quad (13)$$

або

$$N_{втр}^p = A_{Q_2} Q_p^2 + A_{n_2} \cdot n^2 + A_Q Q_p + A_n \cdot n + A_{Qn} Q_p \cdot n + C,$$

де коефіцієнти лінеаризації:

$$\begin{cases} A_{Q_2} = -A_\eta A_N \\ A_{n_2} = -B_\eta B_N \\ A_Q = (A_N - A_\eta C_N - C_\eta A_N) \\ A_n = (B_N - B_\eta C_N - C_\eta B_N) \\ A_{Qn} = -(A_\eta B_N + B_\eta A_N) \\ C = (1 - C_\eta) \cdot C_N \end{cases}.$$

Подача нагнітач (витрата середовища в робочій точці)  $Q_p$  є заданою величиною, що визначається технологічним режимом роботи об'єкта. Вона є функцією двох регульованих параметрів – частоти обертання робочого колеса та положення регулюючої засувки (фактично – і всієї гідравлічної характеристики мережі (9), (10)). При цьому, з врахуванням виділення положення регулюючої засувки (її коефіцієнта місцевого гідравлічного опору) як окремих регульованих параметрів, функція (9) може бути представлена у вигляді [2]:

$$H_c = H_p = H_{ct} \pm \left\{ \sum_{i=1}^n \left[ \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^m G_{mj} \right] \frac{1}{S_i^2} \right\} Q_p^2 + 2gS_{p30}^2 \cdot G_{p3}(x_{p3}) Q_p^2, \quad (14)$$

де  $H_{ct} = H_r + \frac{P_1 - P_0}{\rho g}$  – статична складова напору;

$S_{p30}$  – максимальна площа (при повному відкритті) прохідного перерізу засувки.

Вираз (14) може бути приведений до вигляду:

$$H_p = H_{ct} + A_c Q_p^2 + A_{p3} x_{p3} Q_p^2, \quad (15)$$

де

$$A_c = \frac{1}{2g} \sum_{i=1}^n \left[ \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \left( \sum_{j=1}^m G_{mj} \right) \right] \frac{1}{S_i^2};$$

$$A_{p3} = \frac{K_{Gx}^{p3}}{2gS_{p30}^2};$$

$K_{Gx}^{p3}$  – коефіцієнт пропорційності лінеаризованої функції залежності коефіцієнта місцевого гідравлічного опору засувки від її положення:

$$G_{p3} = K_{Gx}^{p3} x_{p3}. \quad (16)$$

З урахуванням співвідношень (14), рівняння (16) перетворюється на:

$$A_H Q_p + B_H n + C_H = H_{ct} + A_c Q_p^2 + A_{p3} x_{p3} Q_p^2,$$

або

$$(A_c + A_{p3} x_{p3}) Q_p^2 - A_H Q_p + [(H_{ct} - C_H) - B_H n] = 0. \quad (17)$$

З виразу (17) може бути отримана функція залежності подачі в робочій точці насоса від двох регульованих параметрів – частоти обертання робочого колеса  $n$  та положення регулюючої засувки  $x_{p3}$ :

$$Q_p = \frac{A_H + \sqrt{A_H^2 - 4(A_c + A_{p3} x_{p3})[(H_{ct} - C_H) - B_H n]}}{2(A_c + A_{p3} x_{p3})}, \quad (18)$$

яка замикає вираз залежності втрат потужності (13) від регульованих параметрів.

Лінеаризація функції (18) дасть вираз:

$$Q_p = A_{Qp}^n \cdot n + A_{Qp}^{xp3} \cdot x_{p3} + C_{Qp}. \quad (19)$$

З урахуванням (19) функція втрат потужності (13) набуде вигляду:

$$N_{втр}^p = \Delta N = A_{втр}^{n2} \cdot n^2 + A_{втр}^n \cdot n + A_{втр}^{xp32} \cdot x_{p3}^2 + A_{втр}^{xp3} \cdot x_{p3} + A_{втр}^{xp3n} \cdot x_{p3} \cdot n + A_{втр}^0, \quad (20)$$

де коефіцієнти лінеаризації:

$$\begin{cases} A_{втр}^{n2} = A_{Q2} (A_{Qp}^n)^2 + A_{n2} + A_{Qn} A_{Qp}^n \\ A_{втр}^n = 2A_{Q2} A_{Qp}^n C_{Qp} + A_{Q2} A_{Qp}^n + A_n + A_{Qn} C_{Qp} \\ A_{втр}^{xp32} = A_{Q2} (A_{Qp}^{xp3})^2 \\ A_{втр}^{xp3} = 2A_{Q2} A_{Qp}^{xp3} C_{Qp} + A_{Q2} A_{Qp}^{xp3} \\ A_{втр}^{xp3n} = 4A_{Q2} A_{Qp}^n A_{Qp}^{xp3} + A_{Qn} A_{Qp}^{xp3} \end{cases}.$$

Спростивши (20) отримаємо:

$$\Delta N = A_1 \cdot n^2 + B_1 \cdot n + A_2 \cdot x_{p3}^2 + B_2 \cdot x_{p3} + A_3 \cdot n \cdot x_{p3} + A_0 \quad (21)$$

Мінімізувати функцію втрат можна шляхом визначення екстремуму функції  $N=f(n, x_{p3})$  (рис. 2) з урахуванням обмежень

$$\begin{cases} n > 0; \\ x_{p3} \geq x_{p3.min} \end{cases} \quad (22)$$

На низьких частотах обертання насоса його напірна характеристика круто падає [3], проте при зміні подачі в межах  $(0,7-1,1) Q_{ном}$ , частотне регулювання забезпечує необхідний напір в умовах відкритої засувки, тобто  $x_{p3} = x_{p3.min} = 0$ .

У цьому випадку мінімум втрат буде на околиці точки:

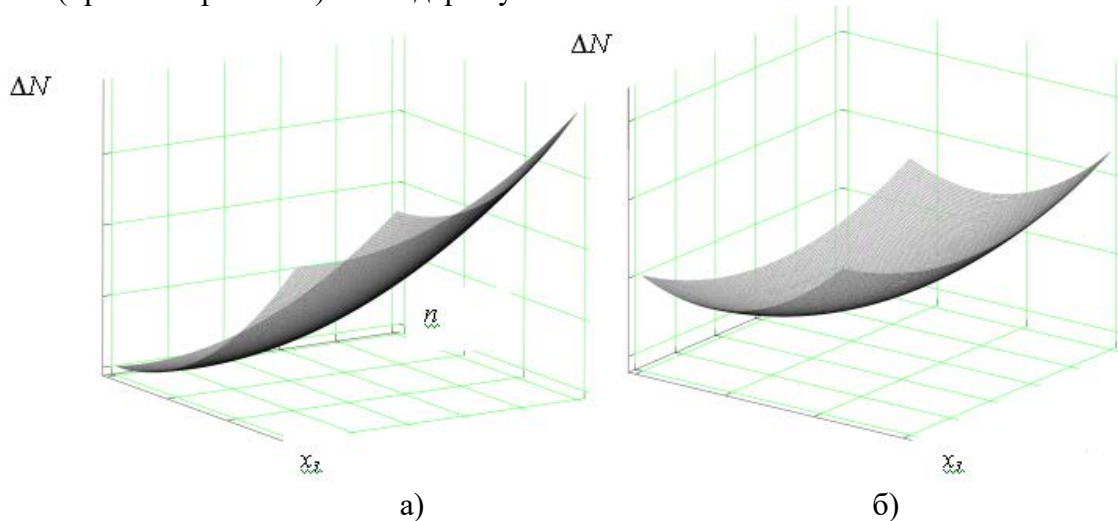
$$M \left\{ -\frac{B_1}{2A_1}; \left( \frac{A_3 B_1}{4A_1 A_2} - \frac{B_2}{2A_2} \right) \right\}. \quad (23)$$

При великій крутості характеристики мережі та/або значному зменшенні частоти обертання (подачі),  $x_{p3.min} \neq 0$ .

В цьому випадку

$$M \left\{ -\frac{B_1 + A_3 x_{p3.min}}{2A_1}; x_{p3.min} \right\}. \quad (24)$$

Значення  $n$  і  $x_{p3}$ , що відповідають мінімальним втратам енергії в нагнітачі, встановлюються (при зміні режимів) або підтримуються САУ.



**Рис. 2** – Характер залежності енергетичних втрат у нагнітачах від двох параметрів регулювання

При створенні адекватних математичних моделей і виборі доцільного методу оптимізації, розглянутий підхід управління мінімуму енергетичних втрат може бути використаний при синтезі систем управління практично будь-якого енергетичного обладнання електростанцій.

Наявність інших способів регулювання нагнітачів не обмежує можливості використання цього методу, але потребує уточнення математичних моделей та аналізу енергетичних характеристик.

Запропонована система управління адаптивна, що дозволяє більш точно підтримувати необхідні характеристики технологічного процесу, знижуючи тим самим втрати енергії у нагнітачах, а й у енергетичному обладнанні ТЕС і АЕС.

**Висновки.** 1. Намічено шляхи вирішення важливої та актуальної науково-технічної проблеми створення енергозберігаючих САУ технологічними об'єктами. 2. Сформульовано вихідні наукові принципи, викладено загальну процедуру створення та реалізації енергозберігаючих САУ нагнітачів при частотно-дросьельному управлінні.

**Список використаних джерел:**

1. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций / Г. И. Каниук, А. Ю. Мезеря и др. // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2012. – № 3/8 (57). – С. 58-62.
2. Мезеря А. Ю. Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций / Г. И. Каниук, А. Ю. Мезеря, И. П. Лаптинов // *Вісник НТУ “ХПІ”. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – 2014. – № 12(1055). – С. 90-97.
3. Опыт использования частотного регулирования на энергоблоках 200 МВт / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирий, А. Е. Денисова, Л. В. Иванова // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : XV Международ. науч.-техн. конф.*, 14-17 сент. 2015 г. – Харьков : Белое Озеро.
4. Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation / Francesco Pugliese, Francesco De Paola, Nicola Fontana, Maurizio Giugni, Gustavo Marini // *Renewable Energy*. – 2016. – Vol. 99. Pp. 180–187.
5. Olszewski P. Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps / Pawel Olszewski // *Applied Energy*. – 2016. – Vol. 17. – P. 527–539.
6. A data-driven methodology to support pump performance analysis and energy efficiency optimization in Waste Water Treatment Plants / Dario Torregrossa, Joachim Hansen, France scHernández-Sancho, Alex Cornelissen, George sSchutz, Ulrich Leopold // *Applied Energy*. – 2017. – Vol. 208. – Pp. 1430–1440.
7. Анализ параметров работы тягодутьевых машин с различными углами установки лопаток рабочих колес / В. А. Арсирий, В. О. Макаров, Ю. Н. Сербова, О. В. Вишневецкая // *Холодильна техніка та технологія*. – 2014. – № 3. – С. 35–38.
8. Перекрест А. Л. Системы активного регулирования параметров насосных комплексов / А. Л. Перекрест, Т. В. Коренькова, Д. И. Родькин. – Кременчуг : ЧП Щербатых А.В., 2011. – 180 с.
9. Adnan A.A. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow / Adnan Aslam, Noon Man-Hoe Kim // *Wear*. – 2016. – Vol. 364–365. – Pp. 103–111.
10. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. ; 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

**Reference:**

1. Kaniuk, HI, Mezeria, AY et al 2012, ‘Enerhosberehaiushchee upravlenye y povishenye tekhniko-ekonomycheskoi efektyvnosti nasosnikh ustanovok teplovikh i atomnikh elektrostantsyi’ [*Energy-saving control and enhancement of the technical-economic efficiency of pump installations in thermal and nuclear power plants*], *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnolohyi*, no 3/8 (57), Pp. 58-62.
2. Kaniuk, HI, Mezeria, AY & Laptynov, IP 2014, ‘Model enerhosberehaiushcheho upravleniya nahnetatelnyim ustanovkamy teplovikh elektrostantsyi’ [*The model of energy-saving control for boiler feed pump systems in thermal power plants*], *Visnyk NTU “KhPI” : Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia*, no 12(1055), Pp. 90-97.
3. Mazurenko, AS, Arsyryi, VA, Denysova, AE & Ivanova, LV 2015, ‘Opit ispolzovanyia chastotnoho rehulyrovanyia na enerhoblokakh 200 MVt’ [*The experience of using frequency regulation on 200 MW power units*], *Mezhdunarodnaia nauchno-tekhnicheskaia konferentsiya: So-vershenstvovanye turboustanovok metodamy matematycheskoho y fizycheskoho modelyrovanyia*, Kharkov
4. Pugliese, F, De Paola, F, Fontana, N, Giugni, M & Marini, G 2016, ‘Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation’ *Renewable Energy*, Vol. 99, Pp. 180–187.
5. Olszewski, P 2016, ‘Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps’ *Applied Energy*, Vol. 17, Pp. 527–539.
6. Torregrossa, D, Hansen, T, scHernández-Sancho, F, Cornelissen, A, sSchutz, G & Leopold, U 2017, ‘A data-driven methodology to support pump performance analysis and energy efficiency optimization in Waste Water Treatment Plants’ *Applied Energy*, Vol. 208, Pp. 1430–1440.
7. Arsyryi, VA, Makarov, VO, Serbova, YuN & Vyshnevskaya, OV ‘Analyz parametrov raboti tiahodutevikh mashyn s razlychnymy uhlamy ustanovky lopatok rabochykh koles’ [*Analysis of the operating parameters of traction machines with various angles of blade installation of the impellers*], *Kholodylna tekhnika ta tekhnolohiia*, no 3, Pp. 35–38.
8. Perekrest, AL, Korenkova, TV & Rodkyn, DY 2011, *Systemi aktyvnoho rehulyrovanyia parametrov nasosnikh kompleksov* [*Active regulation systems for pump complexes parameters*], ChP Shcherbatykh A.B., Kremenchuh.
9. Adnan, AA & Noon Man-Hoe Kim 2016, ‘Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow’ *Wear*, Vol. 364–365, P. 103–111.
10. Cherkasskyi, VM 1984, *Nasosi, ventyliatori, kompressori* [*Pumps, fans, compressors: a textbook for thermal power engineering specialties at universities*], Enerhoatomyzdat, Moskva

Стаття надійшла до редакції 26 листопада 2023 року.