



ISSN 2411-3441 (print)
ISSN 2523-4471 (online)

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

1'2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE
National technical university
"Kharkiv politechnik institute"

**Вісник Національного
технічного університету «ХПІ».
Серія: Гідравлічні машини та
гідроагрегати**

**Bulletin of the National
Technical University "KhPI".
Series: Hydraulic machines
and hydraulic units**

№ 1'2022

No. 1'2022

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2022

Kharkiv
NTU "KhPI", 2022

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2022. – № 1. – 85 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене освітленню досягнень в області гідроенергетики, систем регулювання гідротурбін, структурного синтезу і аналізу схем гідропневмоавтоматики і гідроприводів, динамічного синтезу і аналізу гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі гідроенергетики та нафтогазової галузі.

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of hydropower, systems of regulation of hydroturbines, structural synthesis and analysis of schemes of hydropneumatics and hydraulic drives, dynamic synthesis and analysis of hydropneumatic drives. The researches of working processes in blade and volumetric hydraulic machines of oil and gas industry are described.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of hydropower and oil and gas industry.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації
КВ № 24094-13934Р від 08.08.2019 р.

Входить до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії.
Затверджено наказами Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 № 886. Категорія «Б».

Мова статей – українська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричні бази даних: **Web of Science, Index Copernicus, SIS (Scientific Indexing Services), GrossRef DOI, Open Journal Systems, Google Scholar, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), OCLC Worldcat, Ulrich's Periodicals Directory, ISI Impact Factor (IIF)**

Офіційний сайт видання: <http://gm.khpi.edu.ua/>

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія:

Головний редактор:

Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор

Члени редколегії:

Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,
академік НАН України
Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор
Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор
Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor
Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Editorial staff:

Editor-in-chief:

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of
NAS of Ukraine
Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor
Rusanov A., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Solodov V., Dr. Sc., Professor
Shubenko O., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor
Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 06 від 23.09.2022 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

*M. CHERKASHENKO***ON THE THEORY OF SYNTHESIS OF MINIMAL SCHEMES OF SYSTEMS CONTROL OF HYDRAULIC AND PNEUMATIC DRIVES**

Showed the strict compliance of the scientific direction "Synthesis of minimum control schemes of hydraulic and pneumatic drive systems" developed by the author with the point of view of general algebra, algebra of logic, graph theory and automata theory. The synthesis of the minimum graph of operations, which is a mathematical model of the control system, has been proved. The legitimacy of the methods of undivided decomposition of equations describing the scheme of the control system has been proved. The control system is considered as a cyclic Moore finite automaton. By a cyclic automaton (CA) we will understand the mathematical model of a device designed to control cyclic processes, which are a set of technological operations performed in a certain sequence. In this regard, the automaton at each clock necessarily passes into some new state, and for a finite number of cycles the target reaches any state, and its graph contains a contour, covering all states. In general, the CA may contain several circuits, so that each circuit is interpreted either as one of the possible sequences of technological operations due to the corresponding mode of operation, or as an independent and simultaneous execution of a number of sets of technological operations. A sequential decomposition of the CA is presented in order to represent it by the sequential operation of automata with one internal state. Such a consideration of the function of transitions will naturally lead to a decrease in the number of elements in the implementation of the CA. The study will be subjected to the CA, the graph of which consists of a single circuit, since the results obtained are easily generalized to multi-circuit CA. Obtaining a breakdown of the states of a cyclic automaton in the manner indicated above is performed directly according to any automaton description without any additional calculations, tables and other constructions.

Keywords: mathematical model, general algebra, graph theory, automata theory, minimal scheme, equations.

*M. В. ЧЕРКАШЕНКО***ДО ТЕОРІЇ СИНТЕЗУ МІНІМАЛЬНИХ СХЕМ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ**

Показано сувору відповідність розробленого автором наукового напрямку «Синтез мінімальних схем управління систем гідро- та пневмоприводів» з погляду загальної алгебри, алгебри логіки, теорії графів та теорії автоматів. Доведено синтез мінімального графа операцій, що є математичною моделлю системи керування. Доведено правомірність методів нероздільної декомпозиції рівнянь, що описують схему системи управління. Система управління сприймається як цикловий кінцевий автомат Мура. Під цикловим автоматом (ЦА) розуміємо математичну модель пристрою, призначеного для управління циклічними процесами, які є сукупністю технологічних операцій, що виконуються в певній послідовності. У зв'язку з цим, автомат у кожному такті неодмінно перетворюється на деякий новий стан, причому за кінцеве число тактів ЦА досягає будь-якого стану, а граф його містить контур, що охоплює усі стани. У загальному випадку ЦА може містити кілька контурів, отже кожен контур інтерпретується, або як одна з можливих послідовностей виконання технологічних операцій, або умовлена відповідним режимом роботи, або як незалежне та одночасне виконання низки сукупностей технологічних операцій. Представлена послідовна декомпозиція ЦА з метою представлення його послідовною роботою автоматів з одним внутрішнім станом. Такий розгляд функції переходів природно призведе до зменшення кількості елементів під час реалізації ЦА. Дослідженню піддамо ЦА, граф якого складається з одного контуру, так як отримані результати легко узагальнюються на багатоконтурні ЦА. Отримання розбиття станів циклового автомата вказаним вище способом виконано безпосередньо за будь-яким автоматичним описом без будь-яких додаткових обчислень, таблиць та інших побудов.

Ключові слова: математична модель, загальна алгебра, теорія графів, теорія автоматів, мінімальна схема, рівняння.

Introduction. In the synthesis of systems of hydraulic and pneumatic automatics, a standard positional structure is used, which has known advantages, the main disadvantage of which is the complexity of the schemes. Partial minimization of the standard positional structure was proposed in the works of Yuditsky S. A., Goedecke W., Belforte G., Reizo J., etc. [1]. The method of complete minimization of the standard positional structure was first published by the author in [1, 2]. It is based on the synthesis of the minimum graph of operations and the synthesis of equations with using the proposed mathematical model of the "correspondence matrix" [2]. In the synthesis of schemes, methods of separate decomposition of equations are used, they are described in the works of Yuditsky S. A., Bettini A., Middleton F., Gauthier D., Eng B., Rohner P. etc. [1]. The main disadvantage of these methods is the complexity of the schemes. For the first time, the principles of undivided decomposition of equations and the method of synthesizing circuits on switchgear were presented by the author in [1, 3]. Methods of undivided decomposition of equations lead to minimal schemes, they are based on the decomposition of the equation into two variables, the selection of decomposition variables and the calculation of

residual functions, which leads, in combination with a modular element base [3], to schemes with a minimum number of modules and elements.

In this article, the author focuses on the strict combination of the developed scientific direction "Synthesis of minimum control schemes of hydro- and pneumatic drive systems" with the point of view and view of general algebra, graph theory and automata theory.

Under the cyclic automaton (CA) we will understand the mathematical model of a device designed to control cyclic processes, which are a set of technological operations performed in a certain sequence. In this regard, the automaton on each clock cycle necessarily goes into some new state, and for a finite number of cycles the CA reaches any state, and its graph contains a contour [4, 5], covering all states. In general, CA can contain several contours, so that each circuit is interpreted either as one of the possible sequences of technological operations due to the corresponding mode of operation, or as an independent and simultaneous performance of a number of sets of technological operations. CA is Moore's automaton. Here $A = (Y, X, Z, \delta, \lambda)$, $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ – is an alphabet of states, each of which determines the state of the actuators (IS) possessing "memory" and the state of

the memory elements (EP); $X = \{x_1, x_2, \dots, x_p\}$ – input alphabet, whose signals come from sensors that monitor the state of the IS; $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}$ – the output alphabet whose signals affect the inputs of the IS; for any state $y_i \in Y$ and input word $p_i \in X$ consisting of a set of input signals, here $i \in \{1, 2, \dots, n\}$, $\delta = \delta(y_i, p_i)$ – the function of transitions; $\lambda = \lambda(y_i, p_i)$ – shifted output function.

Here is a sequential decomposition of the CA in order to represent it by the sequential operation of automata with one internal state so that a_1, a_2, \dots, a_t

$$a_\alpha = (X_\alpha, \delta_\alpha); \alpha \in \{1, 2, \dots, t\};$$

$$X_\alpha = Y_{\alpha-1} \times X; \lambda = (\prod_1^t Y_\alpha) \times X \rightarrow Z.$$

Then $A = (\prod_1^t Y_\alpha, X, Z, \delta, \lambda)$, where $\delta(y_i, p_i) = \delta_\alpha(Y_\alpha, P_\alpha)$; P_α – a set of signals that cause the transition.

Such a consideration of the function of transitions will naturally lead to a decrease in the number of elements in the implementation of CA. The study will be subjected to the CA, the graph of which consists of a single circuit, since the results obtained are easily generalized to multi-circuit CA. Consider the set of S transitions into the set of states Y of the automaton A . By selecting any state as the initial state, $y_i \in Y$; you can record transitions as follows:

Starting position		Post-transition position
y_1	\rightarrow	y_2
y_2	\rightarrow	y_3
\dots		\dots
y_{n-1}	\rightarrow	y_n
y_n	\rightarrow	y_1

Then arbitrary transition s_i : $y_1 \rightarrow y_2$; $y_2 \rightarrow y_3$; ... ; $y_{n-1} \rightarrow y_n$; $y_n \rightarrow y_1$ – is the forming element, and, denoting simply $s_i - s$, write the sequence as $s, ss, s.. s = s, s^2, \dots, s^n$. Binary operation: superposition. Associativity: the superposition of transitions is associative. Unit element: the initial position from which the transition is performed is such that $es = se = s$. Therefore $B: e, s, s^2, \dots, s^{n-1}$ is a semigroup with a unit or a monoid [6] and it is obvious that n – number of states of the automaton is the order of the monoid. Given that, and assuming that the cycle of the automaton repeats, monoid $s^n = eB$ can be written as:

$$e, s, s^2, \dots, s^{n-1}, e, s, s^2, \dots$$

So monoid B is cyclic, of order n . Summarizing the above, we come to the conclusion that the set of states Y of the automaton A can be considered as a superposition of subsets of states or individual states. This can be seen from the consideration of the superposition of transitions S of monoid B , for example, $s^3 = s^2s$ etc. Each state $y_i \in Y$ corresponds to the states of the outputs of the set Z (the Moore automaton is considered). The set Z is divided into two subsets

$$Z = \{\{Z^S\}, \{Z^R\}\},$$

where the set of signals that include Z^S the IS; are the set of signals that disable the Z^R IS.

Consider the set $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ and the corresponding Y set, where $Z = \{\{Q_1\}, \{Q_2\}, \dots, \{Q_n\}\}, \{Q_i\}$, $i = \{1, 2, \dots, n\}$ is the output word (a subset consisting of the corresponding states, m signals of subsets $\{\{Z^S\}, \{Z^R\}\}$). Thus,

$$Q_i = \{\{Z_i^S\}, \{Z_k^R\}\},$$

where $i, k \in \{1, 2, \dots, m\}$. The change in output words

corresponding to the transition s denotes z . It is not difficult to show, by analogy with monoid B , that the set of monoids with respect to the superposition operation $C: r, z, z^2, \dots, z^{n-1}$ with the forming element – z , the unit element r – the initial input word.

Let be the initial state $y_1 \in Y$, then the corresponding output word will be Q_1 . The transition of s to state is followed by a change in y_2 of the output word z . The state corresponds y_2 to the output word Q_2 . The further operation of the automaton A is similar. Therefore, there is a relationship between monoid B and C . Monoid B is uniquely mapped to monoid C so that

$$f_1: \begin{pmatrix} e, s, s^2, \dots, s^{n-1} \\ r, z, z^2, \dots, z^{n-1} \end{pmatrix}, s^i \neq s^j,$$

and when the superposition operation is maintained the homomorphism condition is satisfied

$$f_1(s^i s^j) = z^i z^j = f_1(s^i) f_1(s^j).$$

Since it z^i can be equal z^j (due to possible equality Q_i and Q_j), the isomorphism condition is not satisfied

$$f_1(s^i) \neq f_1(s^j) \text{ at } s^i \neq s^j.$$

Each transition s of the automaton A corresponds to the input word P_i . It is not difficult to show by analogy with the set B that the set $D: q, x, x^2, \dots, x^{n-1}$ – a superposition monoid with a forming element x that shows the change in input words during the transition s , the unit element q is the initial input word. Monoid B is uniquely mapped to monoid D so that

$$f_2: \begin{pmatrix} e, s, s^2, \dots, s^{n-1} \\ q, x, x^2, \dots, x^{n-1} \end{pmatrix}$$

and when the superposition operation is maintained, the homomorphism condition is satisfied. Since it x^i can be equal x^j (due to the possible equality of the input words P_i and P_j) the isomorphism condition is not satisfied. thus, monoid B is homomorphically displayed on monoids C and D .

Set of transitions of an automaton A as a monoid by a superposition operation allows you to consider the work of the automaton as a sequential operation of the automata a_1, a_2, \dots, a_t .

Consider a C_α subset of monoid C of successive changes in output words. The subset $Z_\alpha \subset Z$ it induces should not contain signals to turn on and off the same actuator.

In the monoid B , the subset B_α and C_α corresponds to the subset D_α , since $Q_i \neq Q_j (Q_i, Q_j \in Z_\alpha)$, these subsets are isomorphic. In the monoid D , the subsets B_α and C_α correspond to the subset D_α . The latter does not induce the appearance of identical input words, since the output words of the subset repeat the positions of the actuators (the position of the actuators is controlled by the final switches, etc., from which the input signals. Hence, subsets B_α, C_α and D_α are isomorphic. A subset of states $Y_\alpha \subset Y$, to which transitions of the subset B_α , lead determines the division π of the states of the automaton A into equivalence classes by the consistent output words of the subset, such that $Z_\alpha \pi = \{Y_\alpha\}, \cup Y_\alpha = Y, Y_\alpha \cap Y_\beta \neq \emptyset$ at $\alpha \neq \beta$.

Obtaining the partitioning of the states of a cycle automaton by the above method is not laborious, and can

be performed directly from any automaton description without any additional calculations, tables and other constructions.

Synthesis minimal graph operations. Method full minimize described. In the first step of designing determine the number of internal states, which equals the number of conduction elements of the storage unit. To do this, we carry out the partition π sequence of input vectors P CA into disjoint subsets – blocks B such that $\cup B_\alpha = P$, and $B_\alpha \cap B_\beta = 0$. In the case of multi scheme graph operations for each scheme partition is carried out separately. The same set P_γ , that cause different output sets CA z_ν and z_μ , by partitioning must be in different blocks and not be the last elements of the neighboring blocks B_α and $B_{\alpha+1}$ (following the first unit is considered the last). In addition, any set P_γ the next block should not be identical to the last set of the previous block B_α .

The last statement can be represented as two adjacent blocks where $\{ \dots, P_\gamma \mapsto z_\nu \}$, $\{ \dots, P_\gamma \mapsto z_\mu, \dots \}$. Assuming this arrangement sets in order to reduce the number of blocks $|B|$, it is necessary to introduce an additional delay in release synthesis z_c .

Let us illustrate the partition sets P by constructing a graph partitioning G_γ . Incorporating memory element meets the last item P_ϕ block $B_{\alpha-1}$, $P_\phi \mapsto S_\alpha$ (S – multiple functions memory element inclusions). Each vertex of G_γ unit is responsible B_α and encompassed the loop when the corresponding block has more than one element. If the graph G_γ it comprises two peaks, one control automaton is applied using two inverse outputs. Arcs of the graph which are not loops forming one loop G_γ , if a partition may comprise one unit. In the opposite case, the graph G_γ group contains loops.

Minimal graph operations and the proof of its minimal.

Theorem. *The partition graph G_γ is realized by a standard positional structure if identical combinations P_γ producing different combinations z_ν and z_μ are assigned to different nonadjacent arcs.*

In fact, to distinguish CA transitions in which two identical sets act P_γ , that cause different sets z_ν and z_μ it can only be an extension of their signal outputs signals with memory element (ME) y_α and y_β ($\alpha \neq \beta$; $y_\alpha, y_\beta \in Y$; Y – ME plurality of outputs).

Partitioning π it is constructed in such a way that on the graph G_γ one internal state α (block B_α) corresponds to an arc that is not a loop, and its preceding adjacent loop. Hence, for the two transitions A_i / A_{i+1} and A_j / A_{j+1} column G , which belong to the loop or noose and following its adjacent arc of the graph G_γ , under the action sets in a sequence identical $S_{i/i+1}(P_\gamma \mapsto z_\nu)$, which corresponds to the transition A_i / A_{i+1} and $S_{j/j+1}(P_\beta \mapsto z_\mu)$, what corresponds to the transition A_j / A_{j+1} , $P_\gamma y_\alpha = P_\beta y_\alpha$, as $P_\gamma = P_\beta$. Those initial set of CA z_μ will appear in the transition A_i / A_{i+1} . That occurs in the cycle before the transition A_j / A_{j+1} .

If the same set P_γ and P_β they are located on contiguous arcs α and $\alpha + 1$ column G_γ , that are not loops, is considering a similar sequence $S_{i/i+1}$ and $S_{j/j+1}$, we

obtain extension $P_\gamma y_\alpha$ and $P_\beta y_{\alpha+1}$ but as $P_\gamma y_\alpha$ responsible shutdown memory element $\alpha + 1$. $P_\beta y_{\alpha+1}$ – memory element $\alpha + 2$, and $P_\gamma = P_\beta$ (recall that in the case of standard positional structure, disconnection of any preceding memory element off next output), we obtain "slip" status α in state $\alpha + 2$ by state $\alpha + 1$, which is contrary to the work cycle CA (does not meet the stability condition). Absence of identical input sets CA on contiguous arcs of operations that are not loops corresponds to satisfying a second condition for correctness generalized vertices of operations, namely the implementation of stability.

If the same set P_γ located on the arc α , that is not a loop and its adjacent loop trail $\alpha + 1$ column G_γ , the elongation $P_\gamma y_\alpha$, which belongs to the arc α in sequence $S_{i/i+1}$ responsible memory element $\alpha + 1$. The sequence $S_{j/j+1}$ elongation $P_\gamma y_{\alpha+1}$. It belongs to the loop $\alpha + 1$. But as $P_\gamma y_\alpha$ met the inclusion memory element $\alpha + 1$, the transition A_i / A_{i+1} column G set P_γ sequentially operates with signals y_α and $y_{\alpha+1}$, i. e. in transition A_i / A_{i+1} appears premature CA z_μ , which corresponds to the transition A_j / A_{j+1} . It is obvious that such an arrangement is only possible if $z_\mu = \bar{z}_\nu$ ($\bar{z}_\mu = z_\nu$), i. e. if in the transitions, respectively, A_i / A_{i+1} and A_j / A_{j+1} , on and off one actuator (actuator switched on and off). The assertion is proved.

Thus, the arcs of the graph G_γ , that are not loops, recorded last elements of blocks, on loops – an ordered set of the remaining elements.

Undivided decomposition methods. Consider undivided decomposition methods developed by M. Cherkashenko (i. e. undivided implement of the function specified in the disjunctive normal form), including automated scheme synthesis that makes maximum use of logical and functional capabilities of the selected basic apparatus (modules and components) and lead to the minimum structure.

In developing hydropneumatic automation system designers face the challenge of creating a minimum of the number of logic elements. Thus solved a lot of problems, namely an increase in reliability, cost reduction, reduction in size, increase in speed, simplification of installation and commissioning, simplify the operation of the system as a whole. Here, the author suggests some developed algorithms that allow the implementation hydropneumatic automation scheme using the most frequently used in the practice of their creation – distribution equipment.

The equation for the output of the distributor can be represented as follows:

$$z = x_i \bar{x}_j y_3 + (\bar{x}_i + x_j) y_4. \quad (1)$$

It should be noted that when $x_j = 0$, $z = \bar{x}_i y_4 + x_i y_3$.

It will be shown that at the outlet may be implemented of 55 logical functions. The repetition-free basis (with equal ease of use of the direct and inverse values of the arguments) such apparatus provides the following functions and works sum of three arguments.

It is necessary to make an important statement. Practice shows construction hydropneumatic automation schemes implementing logic functions nonrepeating expediently carried out separately decomposition

methods, functions and implementation repetition of arguments in different terms is advantageously carried out by methods undivided decomposition.

Realization of schemes by using undivided decomposition pneumatic distributors associated with decomposition of logic functions of two variables. For more than a simple expansion designed multifunctional logic modules, which in turn are universal for repetition-free functions. Consider the generalized uses of logic modules to implement pneumatic distributors schemes on distribution apparatus.

The function at the output of the module is of the form

$$z = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j f_3(1,1). \quad (2)$$

Such a function is formula decomposition of logic functions in two variables. Remaining after the expansion of the function in this case is lowered by two orders of magnitude. The use of such devices allows for easy synthesis, however, does not always produce the desired result, as in the structure already contains three of the distributor. When the expansion of the function using the module [7] $a = f_3(1,1)$, $b = f_2(1,0)$, $c = f_1(0,1)$, $d = f_0(0,0)$. In order to bring the formula (1) to form (2) should be compared $y_3 = f_2(1,0)$, and $y_4 = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i f_3(1,1) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1)$.

It is easy to verify that when substituted into the formula (1) for the corresponding values y_3 and y_4 , of formula (1) and (2) coincide. Thus, the synthesis scheme in this case reduces to the determination of residual functions for inputs y_3 and y_4 , and natural selection variable expansions for inputs x_i and x_j .

The equation for the output of the module is as follows:

$$z = (\bar{x}_i \bar{x}_j + x_i x_j) y_1 + x_i \bar{x}_j y_3 + \bar{x}_i x_j y_4. \quad (3)$$

In order to bring the formula (3) to (2), should be compared $y_3 = f_2(1,0)$, $y_4 = f_1(0,1)$, $y_1 = x_i f_3(1,1) + \bar{x}_i f_0(0,0)$. It is easy to show that in this case the functions (2) and (3) coincide. Naturally there residual function is easier than for the decomposition in the case of formula (1). Furthermore, if the residual function $f_0(0,0) = f_3(1,1)$, then $y_1 = f_0(0,0) = f_3(1,1)$ implemented without additional logical operations, which greatly simplifies the residual function.

Thus, the conducted studies showed the strict compliance of the scientific direction "Synthesis of minimum control schemes of hydro- and pneumatic drive systems" developed by the author with the point of view of general algebra, algebra of logic, graph theory and automata theory. The synthesis of the minimum graph of operations, which is a mathematical model of the control system, has been proved. The legitimacy of the methods

of undivided decomposition of equations describing the scheme of the control system has been proved. The following literature may be interesting to read [8–12].

References

1. Черкашенко М. В. Автоматизация проектирования систем гидро- и пневмоприводов с дискретным управлением. Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. 182 с.
2. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981. Vol. 42, no. 5. P. 676–680.
3. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation. *International Fluid Power Symposium in Aachen. The report no. 1. Fundamentals (20–22 March 2006, Aachen, Germany)*. Aachen: Apprimus, 2006. P. 147–154.
4. Harary F. *Graph Theory*. Boston: Addison-Wesley, 1971. 274 p.
5. Hartmanis J., Stearns R. E. *Algebraic structure Theory of Sequential Machines*. New York: Prentice-Hall, 1966. 211 p.
6. Калужнин Л. А. Введение в общую алгебру. Наука, 1973. 448 с.
7. Cherkashenko M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines. *Soviet engineering research (England)*. 1985. Vol. 5, no. 2. P. 29–31.
8. Jensen K., Kristensen L. M. *Coloured Petri Nets. Modelling and Validation of Concurrent Systems*. Berlin: Springer, 2009. 384 p.
9. Wilson R. J. *Introduction to Graph Theory*. Edinburgh: Oliver & Boyd, 1972. 207 p.
10. Diestel R. *Graph Theory*. Berlin: Springer, 2017. 428 p.
11. Sakarovitch J. *Elements of Automata Theory*. New York: Cambridge University Press, 2009. 782 p.
12. Bergman G. M. *An Invitation to General Algebra and Universal Constructions*. Cham: Springer, 2015. 572 p.

References (transliterated)

1. Cherkashenko M. V. *Avtomatyzatsiya proektuvannya system hidro- i pnevmopryvodiv z dyskretnym upravlinnyam* [Automating the design of hydraulic and pneumatic drive systems with discrete control]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001. 182 p.
2. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981, vol. 42, no. 5, pp. 676–680.
3. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation. *International Fluid Power Symposium in Aachen. The report no. 1. Fundamentals (20–22 March 2006, Aachen, Germany)*. Aachen, Apprimus Publ., 2006, pp. 147–154.
4. Harary F. *Graph Theory*. Boston, Addison-Wesley Publ., 1971. 274 p.
5. Hartmanis J., Stearns R. E. *Algebraic structure Theory of Sequential Machines*. New York, Prentice-Hall Publ., 1966. 211 p.
6. Kaluzhnin L. A. *Vvedenie v obshchuyu algebru* [Introduction to General Algebra]. Nauka Publ., 1973. 448 p.
7. Cherkashenko M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines. *Soviet engineering research (England)*. 1985, vol. 5, no. 2, pp. 29–31.
8. Jensen K., Kristensen L. M. *Coloured Petri Nets. Modelling and Validation of Concurrent Systems*. Berlin, Springer Publ., 2009. 384 p.
9. Wilson R. J. *Introduction to Graph Theory*. Edinburgh, Oliver & Boyd Publ., 1972. 207 p.
10. Diestel R. *Graph Theory*. Berlin, Springer Publ., 2017. 428 p.
11. Sakarovitch J. *Elements of Automata Theory*. New York, Cambridge University Press Publ., 2009. 782 p.
12. Bergman G. M. *An Invitation to General Algebra and Universal Constructions*. Cham, Springer, 2015. 572 p.

Received 16.08.2022

Відомості про автора / About the Author

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Р. П. МИГУЩЕНКО, О. Ю. КРОПАЧЕК, І. М. КОРЖОВ, Т. О. БАРАНИЮК

ОТРИМАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ БАГАТОЗОННИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ АГРЕГАТІВ ШЛЯХОМ ПРАКТИЧНОЇ ІДЕНТИФІКАЦІЇ

Сучасне промислове обладнання являє собою обширну кон'юктуру об'єктів промислового та сільськогосподарського призначення. Такі об'єкти потребують контролю технічних і технологічних процесів під час їх функціонування та можливості управління названими процесами в режимі реального часу. Побудова систем контролю і управління промисловими об'єктами потребує вивчення таких об'єктів, а це неможливо без наявності відповідної математичної моделі процесів, що протікають в обладнанні. Відомо, що будь-які процеси можуть бути описані диференціальними рівняннями відповідного порядку. Проте, практична робота з такими рівняннями на виробничому рівні вкрай ускладнена. Перетворення диференціальних рівнянь в алгебраїчні за допомогою перетворення Лапласа дозволяє здійснювати теоретичне чи імітаційне моделювання у виробничих умовах. Найбільш поширеними процесами, які протікають в промислових об'єктах, є теплові і вібраційні процеси. Математичні моделі дозволяють оцінити відповідні процеси в технічних (технологічних) об'єктах, визначити статичні та динамічні характеристики процесів, виявити рівень взаємного впливу блоків об'єктів, провести імітаційне моделювання процесів тощо. Традиційно існує два можливих способи отримання математичних моделей процесів в промислових об'єктах – теоретичний, оснований на побудові рівнянь за апріорними відомостями з наступною верифікацією результату, та методи практичної ідентифікації, оснований на знятті вихідних характеристик об'єкту на практиці. Зважаючи на доступність об'єкту дослідження авторами був обраний другий шлях. В якості промислового об'єкту був прийнятий двошнековий екструдер виробництва ТОВ «Науково-виробниче підприємство «ПАКС», м. Харків, який може застосовуватися у складі обладнання для гранулювання зі стренговою порізкою. Авторами виконані роботи з практичної ідентифікації промислового об'єкту, отримані та проаналізовані математичні моделі процесів в об'єкті, надані рекомендації по створенню інформаційно-вимірювальної системи обраного обладнання.

Ключові слова: математична модель, практична ідентифікація, багатозонний технологічний агрегат, температура, вібрація, передавальна функція, динамічний компенсатор.

R. MYGUSHCHENKO, O. KROPACHEK, I. KORZHOV, T. BARANIUK

OBTAINING MATHEMATICAL MODELS OF MULTI-ZONE TECHNOLOGICAL UNITS THROUGH PRACTICAL IDENTIFICATION

Modern industrial equipment represents an extensive conjuncture of industrial and agricultural objects. Such objects require control of technical and technological processes during their operation and the ability to manage said processes in real time. The construction of control and management systems of industrial objects requires the study of such objects, and this is impossible without the presence of an appropriate mathematical model of the processes occurring in the equipment. It is known that any processes can be described by differential equations of the appropriate order. However, practical work with such equations at the production level is extremely complicated. The transformation of differential equations into algebraic ones using the Laplace transformation allows for theoretical or simulated modeling in production conditions. The most common processes occurring in industrial facilities are thermal and vibration processes. Mathematical models, in the form of transfer functions, represent aperiodic links with a delay and oscillating links. Mathematical models make it possible to evaluate relevant processes in technical (technological) objects, to determine the static and dynamic characteristics of processes, to identify the level of mutual influence of blocks of objects, to conduct simulation modeling of processes, etc. Traditionally, there are two possible methods of obtaining mathematical models of processes in industrial facilities - the theoretical one, based on the construction of equations based on a priori information with the subsequent verification of the result, and the methods of practical identification, based on the removal of the initial characteristics of the object in practice. Taking into account the availability of the research object, the authors chose the second way. As an industrial facility, a two-screw extruder manufactured by Scientific and Production Enterprise "PAKS" LLC, Kharkiv, was adopted, which can be used as part of granulation equipment with a string cut. The authors performed work on the practical identification of an industrial object, obtained and analyzed mathematical models of processes in the object, provided recommendations for creating an information and measurement system of the selected equipment.

Keywords: mathematical model, practical identification, multi-zone technological unit, temperature, vibration, transfer function, dynamic compensator.

Постановка проблеми. Визначення математичної моделі об'єкту або процесів, які у ньому протікають, є надзвичайно важливою задачею при дослідженнях обладнання промислового та сільськогосподарського призначення [1–3]. Наявність математичних моделей об'єктів та процесів дозволяє отримати характеристики обладнання, визначити його основні параметри, провести теоретичне і імітаційне моделювання тощо. Без наявних математичних моделей об'єктів та процесів неможливо грамотно синтезувати системи контролю чи управління досліджуваного обладнання [4, 5].

Побудова математичних моделей об'єктів та процесів принципово можлива двома шляхами:

- теоретичний синтез [6];
- отримання моделей експериментальним шляхом [7].

Експериментальний і теоретичний шляхи мають свої переваги і недоліки. Тому в більшості досліджень стараються поєднувати, в розумній степені, переваги цих підходів. В даній статті прийнято рішення зосередитись на отриманні моделей об'єктів та процесів промислового та сільськогосподарського обладнання експериментальним шляхом. Вибір експериментального методу при розробці математичних моделей, обраного для дослідження агрегату, зумовлений наявністю датчиків ідентифікованих параметрів, наявністю стандартних регістраторів, наявністю перевірених і добре зарекомендованих методик обробки інформації, апріорними відомостями про структуру об'єкта дослідження.

В якості базового методу отримання моделей об'єктів та процесів обрано метод практичної

ідентифікації. Це дозволяє одержати динамічні моделі з виявленням транспортного запізнення, інерційностей, переколивань та перейти від моделей з розподіленими параметрами до моделей із зосередженими параметрами [8].

Вибір об'єкта дослідження. В якості об'єкта дослідження, в даній статті, обрано двохшнековий екструдер, який здійснює переробку та виготовлення матеріалів з термопластів (поліолефінів, ПВХ, тощо) [9]. Обраний агрегат здійснює технологічний процес гранулювання зі стренговою порізкою. Типова схема гранулятора на базі екструдера наведена на рис. 1 [10].

Зазначений на рис. 1 гранулятор складається з наступних складових: 1 – екструдер, 2 – ванна охолодження стренг, 3 – механізм стренгової порізки, 4 – пульт керування.

Вхідна сировина надходить до екструдера 1 (див. рис. 1), в якому під дією фізико-механічних перетворень, а саме, багатоступеневим механічним подрібненням та термічною обробкою, перетворюється на стренги, які з виходу екструдера потрапляють у ванну охолодження стренг 2. У ванні стренги охолоджуються під дією проточної води, що призводить до їх затвердівання. Далі стренги подрібнюються за допомогою механізму стренгової порізки 3, на виході якого, виходить кінцевий продукт – гранули. Керування та індикація параметрів обладнання для гранулювання зі стренговою порізкою, здійснюється за допомогою пульта керування 4.

Найбільший інтерес у зазначеному обладнанні для гранулювання зі стренговою порізкою, з точки зору контролю та діагностування, представляє екструдер (рис. 2), так як [10]:

- більша частина фізико-механічного перетворення вхідної сировини відбувається у екструдері;

- екструдер найбільш вартісна частина зазначеного обладнання для гранулювання зі стренговою порізкою;

- екструдер найбільш складний технологічний об'єкт та найменш надійний у порівнянні з іншими частинами обладнання для гранулювання зі стренговою порізкою;

- вихід зі строю екструдера призводить до тривалого простою технологічної лінії і вартісного ремонту.

Екструдер працює наступним чином. Електродвигун (рис. 3) через редуктор та редуктор-розгалужувач призводить до обертального руху шнеків (рис. 4). Шнеки проштовхують вхідну сировину, яка поступає через приймальний бункер, крізь зони нагрівання. В зонах нагрівання, завдяки нагрівальним елементам, підтримуються задані температури згідно зі встановленим технологічним процесом. Під дією температури та механічного подрібнення вхідна сировина розплавляється у однорідну рідку масу, яка виходить через матрицю формування стренгів (рис. 4) – кінцевий продукт екструдера. Керування екструдером, а саме, встановлення частоти обертання шнеків та температур для кожної із зон нагрівання, здійснюється за допомогою пульта керування та індикації (рис. 5), на якому також відображаються реальні значення параметрів під час ведення технологічного процесу. Всі зазначені вузли екструдера змонтовані на жорсткій станині за допомогою елементів кріплення.

Найбільш вразливими вузлами екструдера є зони нагрівання (нагрівальні елементи) та підшипники кочення у редукторі-розгалужувачі. Вихід зі строю нагрівального елемента впливає на весь технологічний процес, включаючи якість вихідної продукції та технічний стан екструдера в цілому. Зменшення нормованої температури в одній із зон нагрівання призводить до підвищення навантаження на підшипники редукторів, і в першу чергу, редуктора-розгалужувача. Підвищення температури, відносно нормованої, призводить до пригорання вхідної сировини до стінок зони і шнеків, що також негативно впливає на технічний стан рухомих вузлів екструдера.

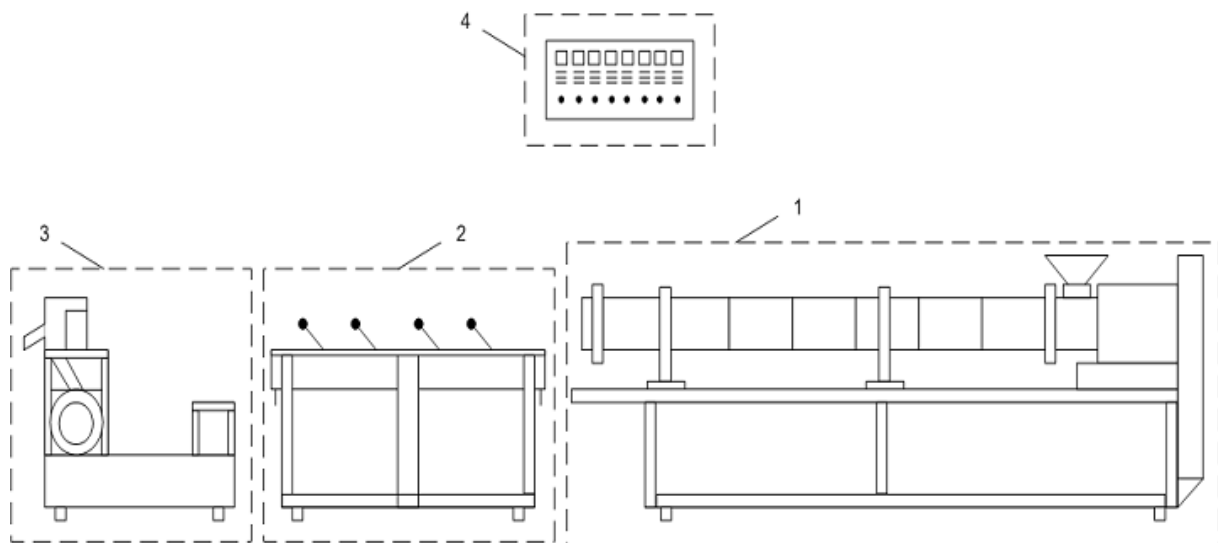


Рис. 1. Типова схема гранулятора на базі екструдера



Рис. 2. Екструдер



Рис. 3. Двигун з подвоювачем



Рис. 4. Шнеки



Рис. 5. Вихідна матриця

Не менші проблеми відбуваються при виході зі строю підшипників редуктора-розгалужувача. А саме довготривала зупинка технологічного процесу, складний та вартісний ремонт, підгоряння та застигання вхідної сировини у зонах нагрівання, що досить сильно ускладнює повторний запуск технологічного процесу. Також вихід зі строю зазначених підшипників може спричинити негативні наслідки для редуктора і електродвигуна, що ще більше ускладнює та здорожчує ремонтні роботи. Стан підшипників кочення, традиційно, контролюють оцінкою механічної вібрації у процесі функціонування відповідного вузла [10].

Таким чином, для контролю та діагностування стану робочих зон нагрівання екструдера і стану підшипників кочення редуктора-розгалужувача необхідний моніторинг температури (діапазон 0–300 °С) та механічної вібрації (діапазон від 100 кГц) відповідно [11].

Отримання математичної моделі процесу вібрації. Виходячи з прийнятого класу моделей, а також із аналізу фізичної природи об'єкту було прийнято рішення про використання методу практичної ідентифікації по перехідним характеристикам $h(t)$ [12]. Обраний метод передбачає подачу на об'єкт одиничних функцій типу «прямокутна хвиля» або близьких до неї і вимірювання вихідної координати вимірювальним каналом. На практиці алгоритм ідентифікації реалізований на основі експериментальної установки. Установка абстрагована від впливу дестабілізуючих факторів і здійснена можливість вимірювання перехідної характеристики об'єкту дослідження шляхом багатократних спостережень.

З метою зниження залежності результатів ідентифікації від перешкод для кожного з j -зразків передбачена процедура попередньої фільтрації даних (згладжування). При цьому автори використовували алгоритм згладжування функцій параболічним фільтром другого порядку, який є придатним для коливальних перехідних процесів, якими і є попередньо вивчені на якісному рівні процеси в досліджуваному об'єкті. Значення оцінки перехідної функції \hat{h}_i обчислюються за формулою [12]:

$$\hat{h}_i \approx z_i - \frac{1}{12} \delta^4 z_i, \quad (1)$$

де $\delta^4 z_i$ – центральна четверта різниця функції z_i .

Після проведення серії експериментів з динамічної ідентифікації об'єкта досліджень були отримані дані ряду V_i , виходячи із показань регістратора, які осереднені по L -секціям. У відповідності з прийнятим алгоритмом ряд показань регістратора був зглажений методом четвертих різниць на основі формули (1) і денормований в ряд K_i :

$$\hat{h}_0 = z_0 - \frac{1}{5} \delta^3 z_{1/2} + \frac{1}{12} \delta^4 z_2;$$

$$\hat{h}_1 = z_1 + \frac{2}{5}\delta^3 z_{1/3} - \frac{1}{7}\delta^4 z_2; \quad W(p) = \frac{k}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (2)$$

$$\hat{h}_n = z_n + \frac{1}{5}\delta^3 z_{(n-2)/(n-1)} + \frac{1}{12}\delta^4 z_{n-2};$$

$$\hat{h}_{n-1} = z_{n-1} - \frac{2}{5}\delta^3 z_{(n-2)/(n-1)} - \frac{1}{7}\delta^4 z_{n-2},$$

де $\delta^3 z_{\mu/(\mu+1)}$ – центральна третя різниця:

$$\delta^3 z_{\mu/(\mu+1)} = z_{\mu-1} - 3z_{\mu} + 3z_{\mu+1} - z_{\mu+2},$$

де $\mu = 1, 2, \dots, n-2$.

Наступним етапом динамічної ідентифікації є знаходження структури і кількісних значень параметрів основних передавальних функцій [12, 13].

Апріорні відомості про об'єкт та натурні спостереження показали, що вимірний процес є коливальним і може бути описаним наступним чином [14]:

- у вигляді диференційного рівняння:

$$(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1)y = kx,$$

де k – коефіцієнт передачі ланки;

T_i – сталі часу,

причому T_1 і T_2 пов'язані умовою:

$$\zeta = \frac{T_2}{2T_1} < 1,$$

- у вигляді передавальної функції:

$$W(p) = \frac{k}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1},$$

- у вигляді перехідної характеристики:

$$h(t) = k \left[1 - \frac{\sqrt{\alpha^2 + b^2}}{\beta} e^{-\alpha t} \sin(\beta t + \arctg \frac{\beta}{\alpha}) \right],$$

де $\alpha = -\frac{T_2}{2T_1^2}$, $\beta = \frac{\sqrt{4T_1^2 - T_2^2}}{2T_1^2}$.

- у вигляді амплітудно-фазової функції:

$$W(j\omega) = \frac{k(1 - T_1^2 \omega^2) - jkT_2 \omega}{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2},$$

- у вигляді амплітудно- і фазочастотної функцій:

$$\begin{cases} A(\omega) = \frac{k}{\sqrt{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2}}, \\ \varphi(\omega) = -\arctg \frac{T_2 \omega}{1 - T_1^2 \omega^2}. \end{cases}$$

Всі способи представлення коливальної ланки є ідентичними. В даній статті прийнятий метод представлення на основі передавальної функції:

$$W(p) = \frac{k}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (2)$$

Визначення чисельних значень параметрів у (2), а саме k , T_1 , T_2 , може бути виконано декількома методами, які описані в [13]. В даній статті для визначення вказаних параметрів були застосовані наступні співвідношення [12]:

$$\left. \begin{aligned} k &= y_{уст} \quad \text{при} \quad x_{уст} = 1, \\ T_1^2 &= \frac{1}{\lambda^2 + \theta^2}, \\ T_2 &= -\frac{2\lambda}{\lambda^2 + \theta^2}, \end{aligned} \right\}$$

де $y_{уст}$ – усталене значення вихідної координати вимірювального каналу;

$x_{уст}$ – одиничне вхідне збурення;

λ і θ обчислюються безпосередньо по перехідній характеристиці наступним чином:

$$\theta = \frac{2\pi}{\rho},$$

$$\lambda = \frac{1}{\rho} 2,31 \lg \frac{\Delta y_{макс2}}{\Delta y_{макс1}},$$

де ρ – період власних автоколиваний, що визначається з перехідної характеристики $h(t)$ при усталеному значенні;

$\Delta y_{макс1}$ і $\Delta y_{макс2}$ – амплітуди автоколиваний.

Результатом проведеної практичної ідентифікації отримані кількісні значення (2), а сама динамічна модель має вигляд:

$$W(p) = \frac{0,13}{2,17 \cdot 10^{-5} p^2 + 2,01 \cdot 10^{-3} p + 1} e^{-3 \cdot 10^{-3} p} \quad (3).$$

Отримання математичних моделей теплових процесів в екструдері. Розрахунок динамічних моделей теплових об'єктів є складною задачею, де стан об'єкту описується рівняннями в частинних похідних, інтегральними рівняннями, а часом більш складними функціональними рівняннями. Тому об'єкти з розподіленими параметрами, як правило, стараються замінити відповідною системою із зосередженими. Перехід до моделей із зосередженими параметрами обумовлений локальним розміщенням датчиків (в певних точках) і нагрівачів (в певних областях) реальних технологічних об'єктів.

В даному випадку розподілену теплову систему екструдера змінимо на зосереджену з відображенням функцій взаємного впливу. Така модель має вигляд [14]:

$$W(p) = \begin{bmatrix} W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p) \\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p) \\ W_{31}(p) & W_{32}(p) & W_{33}(p) \end{bmatrix}, \quad (4)$$

де $W_{11}(p)$, $W_{22}(p)$, $W_{33}(p)$ – функції, що визначають передачу збурення з боку локальних регуляторів температури на екструдер з фіксацією температур T_1 , T_2 , T_3 ;

$W_{12}(p)$, $W_{13}(p)$, $W_{21}(p)$, $W_{23}(p)$, $W_{31}(p)$, $W_{32}(p)$ – функції, які відображають перехресні впливи.

Структура моделі (4) дозволяє визначати клас моделей при ідентифікації – лінійні, неперервні, з зосередженими параметрами, одномірні, стаціонарні, детерміновані.

В ході вирішення задачі ідентифікації необхідно:

- визначити структуру і параметри передавальних функцій $W_{11}(p)$, $W_{22}(p)$, $W_{33}(p)$;

- визначити функції взаємного впливу $W_{21}(p)$, $W_{31}(p)$, $W_{32}(p)$ (прямі (напрямок передачі тепла відповідає напрямку руху сировини)), $W_{12}(p)$, $W_{13}(p)$, $W_{23}(p)$ (обернені (напрямок передачі тепла протилежний напрямку руху сировини)).

Як відомо з теорії автоматичного управління тепловий об'єкт являє собою інерційну ланку із запізненням, передавальна функція якої має вигляд:

$$W(p) = \frac{k}{\prod_{i=1}^n (T_i p + 1)} e^{-\tau p}, \quad (5)$$

де k – коефіцієнт передачі ланки;

T_i – сталі часу,

τ – транспортне запізнення.

В даній статті для визначення параметрів (5) був прийнятий метод послідовного логарифмування, який відрізняється своєю простотою і надійністю отриманих результатів. Єдиним недоліком цього методу є поява суб'єктивних помилок під час проведення графічних операцій.

Ідея методу полягає у послідовному наближенні аналітичної залежності:

$$h(t) \approx h(t_y) - \sum_{i=1}^n C_i e^{-\Psi_i t}, \quad (6)$$

де $h(t)$ – перехідна функція, яка відповідає усталеному значенню;

Ψ_i – корені характеристичного рівняння;

C_i – постійні коефіцієнти;

n – порядок рівняння,

до шуканої перехідної функції $h(t)$ спочатку розв'язком рівняння першого порядку, і якщо ця апроксимація виявиться незадовільною, то розв'язком рівняння другого порядку і т. д. Порядок аналітичної перехідної функції збільшується до тих пір, поки $h(t)$ не буде апроксимована з необхідною точністю.

Із залежності (6) визначаються параметри k , T_i , n ланки (5). Величина транспортного запізнення τ визначається як відрізок часу, всередині якого виконується нерівність [15]:

$$0 \leq h(t) < \Delta,$$

де Δ – похибка вимірювальної апаратури.

В ході досліджень теплових процесів у

двохшнековому екструдері була визначена модель (4), яка прийняла вигляд:

$$W_o = \begin{bmatrix} \frac{44,6 \exp(-24p)}{(1+354p)(1+174p)} & \frac{6,9 \exp(-390p)}{(1+570p)(1+120p)} & 0 \\ \frac{6,3 \exp(-318p)}{(1+756p)(1+240p)} & \frac{64,2 \exp(-12p)}{(1+192p)(1+102p)} & \frac{\exp(-1260p)}{(1+846p)(1+264p)} \\ \frac{5 \exp(-726p)}{(1+690p)(1+216p)} & \frac{6,1 \exp(-486p)}{(1+582p)(1+408p)} & \frac{45,2 \exp(-6p)}{(1+156p)(1+204p)} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Математична модель (7) вказує на високий рівень перехресних впливів в робочій тепловій зоні екструдера за винятком параметру $W_{13}(p)$.

Синтез моделі компенсатора. Наявність багатозв'язності в досліджуваному агрегаті, в робочій тепловій зоні екструдера, показала, що управління тепловими процесами ускладнене через наявність перехресних зв'язків – додаткових дестабілізуючих факторів. Це, в першу чергу, впливає на постійні часу агрегату, знижує його мобільність, призводить до додаткових втрат сировини і фінансів. Для усунення названих недоліків необхідно привести модель (7) до вигляду [16]:

$$W(p) = \begin{bmatrix} W_{11}(p) & 0 & 0 \\ 0 & W_{22}(p) & 0 \\ 0 & 0 & W_{33}(p) \end{bmatrix} \quad (8)$$

Для отримання моделі об'єкту у вигляді (8) із моделі (6) необхідно синтезувати компенсатор.

Суть побудови динамічного компенсатора полягає в одержанні результуючої математичної моделі робочої теплової зони екструдера діагонального виду (8) шляхом введення компенсатора $W_K(p)$ у вимірювальний канал. При цьому, принципово, компенсатор може бути введеним двома шляхами.

Перший шлях введення компенсатора направлений на розв'язування каналів багатозв'язної системи застосуванням локального регулятора перехресних зв'язків і, як правило, використовується в замкнених системах. Другий підхід направлений на компенсацію впливу перехресних зв'язків автоматичним введенням відповідних поправок і використовується в розімкнених системах.

Вибір структури компенсації визначається специфікою досліджуваного промислового агрегату і економічною ефективністю. В нашому випадку специфіка робочої теплової зони екструдера дозволяє розглядати лише другий варіант.

Відповідно до [16] модель динамічного компенсатора визначається з рівняння для розімкнених систем:

$$W_K(p)W_o(p) = \text{diag}W_o(p) = W_\Sigma(p)$$

і має наступний вигляд:

$$W_K(p) = \text{diag}W_o(p) \cdot W_o^{-1}(p), \quad (9)$$

де $W_K(p)$, $W_O(p)$, $diag W_O(p)$ – динамічні моделі компенсатора, об'єкта без компенсації, об'єкта з компенсацією перехресних зв'язків відповідно.

Для розгляданого об'єкта, передавальні функції якого $W_{ii}(p)$, $W_{ij}(p)$, відповідно до (5), є інерційні ланки другого порядку із запізненням, динамічна модель $W_O^{-1}(p)$ приймає вигляд:

$$W_O^{-1}(p) = \begin{bmatrix} \frac{b_{11}}{\Delta} & \frac{b_{12}}{\Delta} & \frac{b_{13}}{\Delta} \\ \frac{b_{21}}{\Delta} & \frac{b_{22}}{\Delta} & \frac{b_{23}}{\Delta} \\ \frac{b_{31}}{\Delta} & \frac{b_{32}}{\Delta} & \frac{b_{33}}{\Delta} \end{bmatrix},$$

де b_{ij} – алгебраїчні доповнення елементів $W_{Oij}(p)$ моделі (9);

Δ – визначник моделі (7).

Сама модель компенсатора, відповідно до (9) знаходиться наступним чином:

$$W_K(p) = \begin{bmatrix} W_{11}(p) & 0 & 0 \\ 0 & W_{22}(p) & 0 \\ 0 & 0 & W_{33}(p) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{b_{11}}{\Delta} & \frac{b_{12}}{\Delta} & \frac{b_{13}}{\Delta} \\ \frac{b_{21}}{\Delta} & \frac{b_{22}}{\Delta} & \frac{b_{23}}{\Delta} \\ \frac{b_{31}}{\Delta} & \frac{b_{32}}{\Delta} & \frac{b_{33}}{\Delta} \end{bmatrix}$$

ї має вигляд:

$$W_K(p) = \begin{bmatrix} \frac{W_{11}(p)}{\Delta} & \frac{W_{12}(p)}{\Delta} & \frac{W_{13}(p)}{\Delta} \\ \frac{W_{21}(p)}{\Delta} & \frac{W_{22}(p)}{\Delta} & \frac{W_{23}(p)}{\Delta} \\ \frac{W_{31}(p)}{\Delta} & \frac{W_{32}(p)}{\Delta} & \frac{W_{33}(p)}{\Delta} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Висновок. В статті проаналізоване обладнання, яке виконує процес гранулювання зі стренговою порізкою, основним елементом якого є двошнєковий екструдер. Виявлені найбільш вразливі місця екструдера і отримані математичні моделі вібраційних процесів (3) і теплових процесів (7). Розроблена модель компенсатора перехресних зв'язків (10).

Список літератури

1. Старжинский В. Е., Фарберов А. М., Песецкий С. С., Осипенко С. А. *Точные пластмассовые детали и технология их получения*. Минск: Наука і тэхніка, 1992. 309 с.
2. Мигущенко Р. П., Коржов І. М. Аналіз типового промислового обладнання виготовлення та переробки термопластів та інших пластмас з точки зору контролю та діагностики. *Актуальні проблеми автоматики і приладобудування. Матеріали 2-ї міжнародної науково-технічної конференції (6–7 грудня 2018 р., Харків)*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. С. 198–199.
3. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю., Семенченко А. С., Матяш К. В. Дослідження системи управління вібраційним об'єктом. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ», 2013. № 5. С. 177–183.
4. Мигущенко Р. П. *Елементи контролю та діагностики стану*

вібраційних об'єктів: монографія. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 224 с.

5. Овчаренко А. И., Сухер А. Н., Мигущенко Р. П. Постановка задачи оптимального управления многозонными проходными технологическими агрегатами. *Сб. науч. тр. ХГПУ «Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье»*. Вып. 7. Харьков, 1999. С. 299–302.
6. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю. Разработка и исследование математических моделей многозонных проходных агрегатов. *Автоматизированные системы управления и автоматика*. Вып. 131. С. 73–82.
7. Новоселов О. Н. Идентификация состояния динамических объектов по измеряемым параметрам: от теории к практике. *Измерительная техника*. 2010. № 2. С. 20–24.
8. Петрухин В. В., Петрухин С. В. *Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации*. Инфра-Инженерия, 2010. 168 с.
9. *Екструдер двошнєковий*. Технічний паспорт. ПАКС01.00.000 ПС. Харків: ТОВ «Науково-виробниче підприємство «ПАКС», 2015. 53 с.
10. Коржов І. М. *Пристрій контролю та діагностування стану промислових динамічних об'єктів: дис. ... д-ра філософії: 152 – Метрологія та інформаційно-вимірвальна техніка*. Харків, 2019. 304 с.
11. Мигущенко Р. П. *Методи і пристрої систем багатопараметрової функціональної діагностики вібраційних об'єктів (теоретичні основи та впровадження): дис. ... д-ра техн. наук: 05.11.13*. Харків, 2014. 475 с.
12. Кропачек О. Ю. *Методы и устройство контроля виброускорений стенок топливопровода высокого давления дизельных агрегатов: дис. ... канд. техн. наук: 05.11.13*. Харьков, 2004. 186 с.
13. Мигущенко Р. П. *Адаптивная система управления многозонными проходными технологическими агрегатами: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.07*. Харьков, 2001. 178 с.
14. Щапов П. Ф., Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю. *Теоретичні та практичні засади систем контролю та діагностування складних промислових об'єктів: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. 260 с.
15. Бастль В., Бендит Г., Бервегер П. *Измерения в промышленности: справочник*. Металлургия, 1980. 648 с.
16. Рей У. *Методы управления технологическими процессами*. Мир, 1983. 368 с.

References (transliterated)

1. Starzhinskiy V. E., Farberov A. M., Pesetskiy S. S., Osipenko S. A. *Tochnye plastmassovye detali i tekhnologiya ikh polucheniya* [Precise plastic parts and technology for their production]. Minsk, Navuka i tekhnika Publ., 1992. 309 p.
2. Myhushchenko R. P., Korzhov I. M. Analiz tipovogo promyslovoho obladnannya vyhotovlennya ta pererobky termoplastiv ta inshykh plastmas z tochyky zoru kontrolyu ta diahnostryky [Analysis of typical industrial equipment for manufacturing and processing thermoplastics and other plastics in terms of control and diagnostics]. *Aktual'ni problemy avtomatyky i prykladobuduvannya. Materialy 2-yi mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (6–7 hrudnya 2018 r., Kharkiv)* [Actual problems of automation and instrument engineering. Materials of the 2nd Int. Sci.-Techn. Conf. (6–7 December 2018, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, pp. 198–199.
3. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu., Semenchenko A. S., Matyash K. V. Doslidzhennya systemy upravlinnya vibratsiynym ob'yektom [Study of the control system of a vibrating object]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Matematychni modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical Modeling in Engineering and Technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 5, pp. 177–183.
4. Myhushchenko R. P. *Elementy kontrolyu ta diahnostryky stanu vibratsiynykh ob'yektiv* [Elements of control and diagnostics of the state of vibrating objects]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 224 p.
5. Ovcharenko A. I., Sukher A. N., Migushchenko R. P. *Postanovka zadachi optimal'nogo upravleniya mnogozonnyimi prokhodnyimi tekhnologicheskimi agregatami* [Formulation of the optimal control problem for multi-zone pass-through process units]. *Sb. nauch. tr. KhGPU "Informatsionnye tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, obrazovanie, zdorov'e"*. Vyp. 7 [Collection of

- scientific papers KHPU "Information technology: science, technology, technology, education, health". Issue 7]. Kharkov, 1999, pp. 299–302.
6. Migushchenko R. P., Kropachek O. Yu. Razrabotka i issledovanie matematicheskikh modeley mnogozonnykh prokhodnykh agregatov [Development and research of mathematical models of multizoned through passage units]. *Avtomatizirovannye sistemy upravleniya i avtomatiki*. 2005, issue 131, pp. 73–82.
 7. Novoselov O. N. Identifikatsiya sostoyaniya dinamicheskikh ob"ektov po izmeryaemym parametram: ot teorii k praktike [Identification of the state of dynamic objects by measured parameters: from theory to practice]. *Izmeritel'naya tekhnika*. 2010, no. 2, pp. 20–24.
 8. Petrukhin V. V., Petrukhin C. V. *Osnovy vibrodiagnostiki i sredstva izmereniya vibratsii* [Fundamentals of vibrodiagnostics and vibration measuring instruments]. *Infra-Inzheneriya Publ.*, 2010. 168 p.
 9. *Ekstruder dvoshnekovyy. Tekhnichnyy pasport. PAKS01.00.000 PS* [Extruder twin-screw. Technical data sheet. PAKS01.00.000 PS]. Kharkiv, TOV "Naukovo-vyrobnyche pidpryemstvo "PAKS" Publ., 2015. 53 p.
 10. Korzhov I. M. *Prystryi kontrolyu ta diahnostuvannya stanu promyslovykh dynamichnykh ob"yektiv: dys. ... d-ra filosofiyi: 152 – Metrolohiya ta informatsiyno-vymiryval'na tekhnika* [Device for control and diagnostics of the state industrial dynamic objects. Dr. of Philosophy]. Kharkiv, 2019. 304 p.
 11. Myhushchenko R. P. *Metody i prystroyi system bahatoparametrovoyi funktsional'noyi diahnostyky vibratsiynykh ob"yektiv (teoretychni osnovy ta vprovadzhennya): dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.11.13* [Methods and apparatus of systems for multiparameter functional diagnostics of vibrating objects (theoretical foundations and implementation). Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2014. 475 p.
 12. Kropachek O. Yu. *Metody i ustroystvo kontrolya vibroukorennykh stenok toplivoprovoda vysokogo davleniya dizel'nykh agregatov: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.11.13* [Methods and devices for controlling the vibration acceleration of the walls of the high-pressure fuel line of diesel units. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkov, 2004. 186 p.
 13. Migushchenko R. P. *Adaptivnaya sistema upravleniya mnogozonnyimi prokhodnyimi tekhnologicheskimi agregatami: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.13.07* [Adaptive control system of multizone passing technological units. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkov, 2001. 178 p.
 14. Shchapov P. F., Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu. *Teoretychni ta praktichni zasady system kontrolyu ta diahnostuvannya skladnykh promyslovykh ob"yektiv* [Theoretical and practical principles of control systems and diagnostics of complex industrial objects]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015. 260 p.
 15. Bastl' V., Bendit G., Berveger P. *Izmereniya v promyshlennosti* [Measurements in industry]. *Metallurgiya Publ.*, 1980. 648 p.
 16. Rey U. *Metody upravleniya tekhnologicheskimi protsessami* [Technological process control methods]. *Mir Publ.*, 1983. 368 p.

Надійшло (received) 10.09.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Мигушченко Руслан Павлович (Migushchenko Ruslan) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», проректор з науково-педагогічної роботи; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2523-595X>; e-mail: mrp1@ukr.net

Кропачек Ольга Юрїївна (Kropachek Olga) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5899-0252>; e-mail: kropachek@ukr.net

Коржов Ігор Михайлович (Korzhov Igor) – доктор філософії, Державне підприємство «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації», інженер з метрології; м. Харків, Україна; e-mail: troublerbv@gmail.com

Баранюк Тарас Олександрович (Baraniuk Taras) – Нововолинський науковий ліцей Волинської обласної ради; м. Нововолинськ, Україна; e-mail: baraniuktaras098@gmail.com

О. Л. ШУБЕНКО, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ, М. Ю. БАБАК

БІНАРНА ЕЛЕКТРОГЕНЕРУЮЧА УСТАНОВКА ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ КОТЛІВ

Робота присвячена розробці сучасних теплових схем для виробництва електричної енергії при утилізації теплоти димових газів котлів енерговузлів. На прикладі типової районної котельні досліджено параметри та потенціал теплоти, яка скидається до атмосфери з димовими газами котлів, та визначено, що їх достатньо для генерації електричної енергії шляхом реалізації так званих органічних циклів Ренкіна. Для утилізації теплоти вихідних газів з температурою 280 °С при їх витраті 10 кг/с було досліджено триконтурну електрогенеруючу установку, яка подібна тим, що використовуються у геотермальній енергетиці. Проаналізовано ряд турбінних робочих тіл, що відповідають необхідним вимогам, та рекомендовано найбільш підходящі. Беручи до уваги характеристики джерела теплоти, з метою визначення раціональної конфігурації схеми виконано 50 розрахунків багатоконтурних теплових схем енергоустановок, що працюють на різних робочих тілах. Результати досліджень показали, що ефективність (електричний ККД) та потужність турбінного циклу визначається потенціалом скидної теплоти, термодинамічними властивостями робочого тіла, структурними та параметричними характеристиками схеми. Серед досліджених найкращі показники: електричний ККД 20,6 %, «корисну» електричну потужність 357 кВт при температурі вихідних газів 131 °С мала триконтурна утилізаційна установка з робочими тілами Вода / R-245fa / R-245fa. Варіант схеми з робочими тілами Вода / R-600a / R-600a програвав кращому варіанту ~ 8 кВт електричної потужності, але був визнаний більш перспективним, оскільки фреон R-600a (ізопропан) має споживчі переваги над R-245fa. Були також проведені розрахункові дослідження бінарної теплової схеми енергоустановки, які показали, що раціональним є використання для 1-го контуру Води, для 2-го – R-600a. Таке рішення дозволило отримати розрахункову «корисну» електричну потужність енергокомплексу ~ 290,8 кВт (1-й контур ~ 129 кВт, 2-й ~ 161,8 кВт). Програш бінарної схеми по «корисній» електричній потужності перспективному варіанту триконтурної схеми компенсується суттєвим спрощенням теплової схеми і, як наслідок, значно меншими капітальними витратами. Питома маса запропонованого теплообмінного обладнання установки з бінарною тепловою схемою становить ~ 150 кг/кВт. Враховуючи властивості робочого тіла, здійснено попередню проробку конструкцій турбін 1-го (Вода) та 2-го (R-600a) контурів. Для 1-го контуру запропоновано використовувати 6-ти ступінчасту осьову турбіну, для 2-го – одноступінчасту радіальну. Розрахунковим шляхом визначені геометричні характеристики проточних частин турбін. Попередня спрощена оцінка простого терміну окупності свідчить о непоганих перспективах впровадження запропонованої енергозберігаючої установки.

Ключові слова: відхідні гази котла, тепла схема, робоче тіло, термодинамічний цикл, органічний цикл Ренкіна, моделювання, електрична потужність, осьова та радіальна турбіна, теплообмінник.

O. SHUBENKO, O. SENESTKYI, M. BABAK

BINARY ELECTRICAL GENERATING INSTALLATION FOR UTILIZATION HEAT OF BOILER FLUE GASES

The work is devoted to the development of modern thermal schemes for the production of electrical energy while utilizing the heat of flue gases from boilers of power units. On the example of a typical district boiler house, the parameters and potential of heat discharged into the atmosphere with the flue gases of boilers are investigated, and it is determined that they are sufficient to generate electrical energy by implementing the so-called organic Rankine cycles. To utilize the heat of exhaust gases with a temperature of 280 °C at a flow rate of 10 kg/s, a three-loop power generating plant similar to those used in geothermal energy was studied. In the process of conducting research related to solving the problem, the thermal scheme was improved. A number of turbine working bodies that meet the necessary requirements are analyzed and the most suitable ones are recommended. Taking into account the characteristics of the heat source, in order to determine the rational configuration of the circuit, 50 calculations of thermal circuits of power plants on different working fluids were performed. The research results showed that the efficiency (electrical efficiency) and power of the turbine cycle are determined by the waste heat potential, the thermodynamic properties of the working fluid, the structural and parametric characteristics of the circuit. Among the studied indicators, the best indicators are: electrical efficiency of 20,6 %, a "useful" electrical power of 357 kW at a flue gas temperature of 131 °C was a three-circuit utilization plant with working bodies Water / R-245fa / R-245fa. The variant of the circuit with working fluids Water / R-600a / R-600a lost ~ 8 kW of electric power to the best variant, but was recognized as more promising, since R-600a (isopropane) Freon has consumer advantages over R-245fa. Computational studies of the binary thermal scheme of the power plant were also carried out, which showed that it is rational to use Water for the 1st circuit, R-600a for the 2nd circuit. This solution made it possible to obtain the calculated "useful" electric power of the energy complex ~ 290,8 kW (1st circuit ~ 129 kW, 2nd circuit ~ 161,8 kW). The loss of the binary scheme in terms of "useful" electric power to the promising version of the three-loop scheme is compensated by a significant simplification of the thermal scheme and, as a result, significantly lower capital costs. The specific mass of the proposed heat exchange equipment of the installation with a binary thermal scheme is ~ 150 kg/kW. Taking into account the properties of the working fluids, a preliminary study of the structures of the turbines of the 1st (Water) and 2nd (R-600a) circuits was carried out. For the 1st circuit, it is proposed to use a 6-stage axial turbine, for the 2nd – a single-stage radial. The geometric characteristics of the flow parts of turbines are determined by calculation. A preliminary simplified assessment of a simple payback period indicates good prospects for the implementation of the proposed energy-saving installation.

Keywords: boiler exhaust gases, heat scheme, working body, thermodynamic cycle, organic Rankine cycle, modeling, electric power, axial and radial turbine, heat exchanger.

Вступ. Зі зростанням вартості паливно-енергетичних ресурсів підвищення ефективності їх використання стає все більш актуальним завданням [1, 2]. Значущим джерелом скидання теплової енергії до навколишнього середовища є димові гази (ДГ) котельних агрегатів. На жаль, аналіз стану цієї проблеми в Україні свідчить, ще про значний потенціал впровадження відповідних енергозберігаючих заходів. Скидання тепла до

атмосфери викликає шкідливий вплив на навколишнє середовище та збільшує витрати власників енерговузлів [3, 4]. Загально відомим є те, що основною складовою втрат котла становить теплота ДГ (5–12 %) [5, 6], зниження якої на 12–16 °С дозволяє підвищити ККД котла на ~ 1 %.

Одним з рішень більш повного використання теплоти палива є утилізація теплоти ДГ шляхом реалізації замкнених паротурбінних циклів на різних

робочих тілах (РТ), так званих органічних циклів Ренкіна (ORC) [7–9]. Основоположним при виборі та розрахунку теплової схеми (ТС) енергетичної установки є параметри джерела теплоти, у даному випадку ДГ водогрійного котельного агрегату (витрата, температура, тепломісткість та інші). Джерелом теплоти для енергоустановки будемо вважати продукти згоряння природного газу (визначення параметрів ДГ проводяться, спираючись на [10]).

Раніше авторами було досліджено можливості використання ORC технології для утилізації теплоти ДГ потужних водогрійних котлів муніципальних котельень [11], для яких більшість часу характерна робота з температурою ДГ, що не перевищує 150 °С. Питання утилізації теплоти ДГ більшого потенціалу (з температурою до 300 °С) з електрогенерацією, на наш погляд, ще не вирішені остаточно і потребують досліджень.

Мета дослідження. Основною метою роботи є вибір раціональної конфігурації, РТ та параметрів багатоконтурної ТС електрогенеруючої утилізаційної установки, що обігривається ДГ з температурою 280 °С при збереженні теплового навантаження водогрійного котла (без додаткового спалювання палива) та реалізується на базі турбінних циклів.

Для досягнення поставленої мети слід розв'язати наступні завдання:

- моделювання ТС;
- вибір РТ, які максимально відповідають необхідним екологічним, термодинамічним, експлуатаційним та економічним критеріям [9, 11];
- визначення масогабаритних характеристик теплообмінного устаткування схеми;
- попередня оцінка геометричних характеристик проточних частин турбін.

Методи дослідження. Для проведення досліджень було використано науково обгрунтовану методологію вибору ТС турбінних циклів та РТ. Ця методологія дозволяє цілеспрямовано визначати витратні та параметричні характеристики основних потоків теплоти, вибрати на підставі цих характеристик основне й допоміжне обладнання, потужність і геометрію складових елементів теплових схем в залежності від потенціалу теплового джерела й термодинамічних властивостей РТ електрогенеруючого контуру [9, 12]. Тобто в залежності від потенціалу вторинних енергетичних ресурсів раціонально підходити до підвищення енергоефективності та надійності (за рахунок власної електрогенерації) енергетичних об'єктів України.

Результатом вирішення перших двох вказаних завдань є визначення раціональної компоновки ТС утилізаційної електрогенеруючої установки. Для чого слід сформулювати і вирішити відповідну досить непросту задачу оптимізації, обрав у якості функції мети «корисну» електричну потужність енергоустановки $N_{e.k.}$ [9].

У загальному вигляді математичне формулювання задачі максимізації нелінійної функції «корисна» електрична потужність енергокомплексу

може бути подане наступним чином [9]

$$N_{e.k.} = N_{e.k.}(X, Y, Z); \quad (1)$$

$$X \in XD,$$

де XD – допустима область зміни функції $N_{e.k.}$, визначається системою нелінійних обмежень:

- у вигляді рівності:

$$\Phi_j(X_j, Y_j, Z_j) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n_{TC};$$

- у вигляді нерівностей:

$$[F_{\min}] \leq F(X, Y, Z) \leq [F_{\max}];$$

$$[U_{\min}] \leq U(X, Y, Z) \leq [U_{\max}],$$

а також на незалежні параметри зв'язку

$$y_{\min i} < y_i < y_{\max i}, \quad i = 1, 2, \dots, k,$$

та конструктивні параметри

$$x_{\min i} < x_i < x_{\max i}, \quad i = 1, 2, \dots, m,$$

де $X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$ – множина конструктивних параметрів енергоустановки;

$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_k\}$ – множина параметрів стану, що визначаються (термодинамічних параметрів і ККД);

$Z = \{z_1, z_2, \dots, z_l\}$ – множина заданих зовнішніх факторів;

Φ_j – сукупність рівнянь балансів для всіх елементів обладнання установки.

З урахуванням системного підходу загальна задача оптимізації (1) традиційно розбивається на ряд взаємопов'язаних задач, що знаходяться між собою у ієрархічному зв'язку [9]. Задача верхнього ієрархічного рівня – визначення шляхом варіації ряду термодинамічних характеристик ТС, що вважаються незалежними, оптимального $N_{e.k.}$. На нижчих рівнях вирішення задачі (1) реалізується вибір конструктивних параметрів: ПЧ турбін, теплообмінників схеми, що забезпечують необхідні значення характеристик Y_{var} , які визначалися при вирішенні задачі більш високого рівня.

Функція мети задачі оптимізації верхнього рівня цього дослідження визначається таким чином

$$N_{e.k.} = N_{e.k.}(Z, Y_{var}, Y), \quad (2)$$

де $Z = \{P_{DG}, t_{DG}, G_{DG}, t_{3.n.}, t_{OB}\} \cap F_{H_2O}$ – множина заданих зовнішніх факторів, тут P_{DG}, t_{DG}, G_{DG} – тиск, температура та витрата ДГ, температури: $t_{3.n.}$ – зовнішнього повітря, t_{OB} – охолоджуючої води;

$F_{H_2O} = \{T_{kH_2O}, p_{kH_2O}, V_{MH_2O}, c_{pH_2O}, s_{H_2O}, \rho_{H_2O}, \alpha_{tH_2O}, \dots\}$ – множина параметрів, що характеризують властивості Води [9], тут V_{MH_2O} – молярний об'єм, критичні: T_{kH_2O} – температура, p_{kH_2O} – тиск, c_{pH_2O} – теплоємність; s_{H_2O} – ентропія; ρ_{H_2O} – густина; α_{tH_2O} – коефіцієнт тепловіддачі та інші;

$Y_{var} = \{t_{H_2O}, t_{T.a.}, t_{T.u.}, k_{T.c.}, k_{T.w}\} \cap F_1 \cap F_2$ – множина параметрів стану багатоконтурної ТС, що варіюються, де t_{H_2O} – температура суміші Водяна пара – Вода, яка розділяється у сепараторі ТС (див. рис. 1, де

наведено ТС триконтурної енергетичної установки, яка досліджувалася); $t_{т.а}$, $t_{т.в}$ – температури у точках a і $в$ відповідно 2-го та 3-го контурів (на вході у фреонові турбіни); $k_{т.с} = k_{т.в}$ – параметри, що визначають, яким чином реалізується охолодження (повітряне чи водяне) у точках c і $в$ відповідно 2-го та 3-го контурів (на виході з конденсаторів фреонових турбін);

$F_j = \{T_{ki}, p_{ki}, V_{Mi}, \omega_{Pi}, i = 1, 2; \delta_{1,2}; i_{1,2}, s_{1,2}, \rho_{1,2}, \alpha_{T1,2}, \dots\}$ – множина параметрів, що характеризують властивості j -го двокомпонентного РТ [9], тут V_{Mi} – молярний об'єм, критичні: T_{ki} – температура, p_{ki} – тиск, ω_{Pi} – ацентричний фактор Пітцера є константи рівняння стану Пенга-Робінсона i -ї компоненти суміші; $\delta_{1,2}$ – коефіцієнт бінарної взаємодії молекул 1-ї та 2-ї компонент сумішевого РТ; $c_{p1,2}$ – питома теплоємність; $s_{1,2}$ – ентропія; $\rho_{1,2}$ – густина; $\alpha_{T1,2}$ – коефіцієнт тепловіддачі та інші.

Якщо прийняти до уваги особливості вирішення задачі (2): необхідність комп'ютерного моделювання багатоконтурної ТС, де присутні різні структурні елементи та слід визначати характеристики РТ контурів F_j , які потрібно змінювати (перебирати) як і безперервні змінні з Y_{var} . Зрозуміло, що при обмеженій кількості параметрів (5), які варіюються, та активних обмежень пошук рішення для визначення раціональної компоновки ТС установки кваліфікований дослідник може достатньо ефективно вирішити простим перебором.

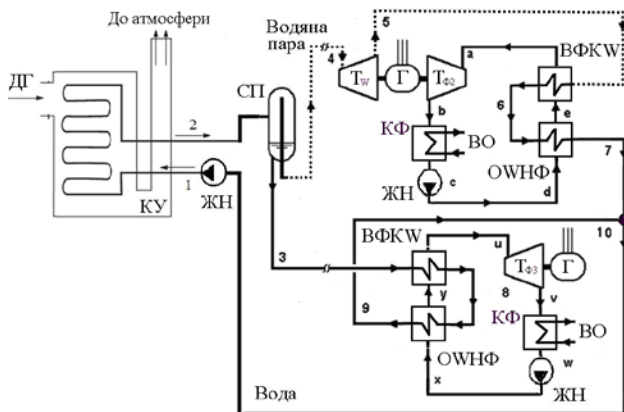


Рис. 1. Принципова теплова схема триконтурної енергетичної установки:

КУ – котел-утилізатор для нагріву води ДГ;
 СП – сепаратор; $T_w, T_{Ф2}, T_{Ф3}$ – турбіни: на водяній парі, фреонові 2-го та 3-го контурів; Г – генератор відповідного контуру; ВФКВ, ОВНФ, КФ – теплообмінники 2-го та 3-го контурів, що відповідно виконують: випарювання фреону та конденсація водяних парів, охолодження води та нагрів фреону, конденсація фреону циркуляційною водою ВО;
 ЖН – живильний насос відповідного контуру

Як відомо [12], комп'ютерне моделювання ТС енергогенеруючої установки полягає у розв'язанні системи рівнянь, за допомогою яких здійснюється опис фізичних процесів в елементах схеми та термодинамічний стан теплоносіїв. В цьому дослідженні пошук раціональної ТС здійснювався з використанням програмного комплексу SCAT, що розроблений та адаптований для розв'язання поставленої задачі в ППМаш НАН України [9, 13].

Його особливістю є можливість використання різних теплоносіїв в якості РТ, таким чином реалізуючи ORC для об'єктів теплоти малого та низького потенціалу. Розрахунок ПЧ турбін та теплообмінного устаткування здійснюється згідно методики, що викладена у [9].

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є каскадний термодинамічний цикл (три – два пов'язані замкнені цикли) на різних РТ, який реалізується для виробництва електричної енергії при утилізації теплоти ДГ.

Не затримуючись на розрахунку турбінних циклів контурів, які викладено, наприклад, у [9], [14], [15], нагадаємо, як оцінювалася потужність теплового потоку ДГ.

Тепломісткість ДГ визначається за рівнянням

$$Q_{ДГ} = G^{ДГ} \cdot c_p^{ДГ} \cdot t^{ДГ},$$

де $G^{ДГ}$ – витрата; $c_p^{ДГ}$ – теплоємність; $t^{ДГ}$ – температура ДГ на виході з котла.

Середня теплоємність продуктів повного згоряння, що не містять кисню, залежить від компонентного складу палива

$$c_p^{ДГ} = \frac{C_p^{N_2} \cdot N_2 + c_p^{CO_2} \cdot CO_2 + c_p^{H_2O} \cdot H_2O}{100}, \quad (3)$$

де $c_p^{N_2}, c_p^{CO_2}, c_p^{H_2O}$ – теплоємність складових ДГ при температурі $t^{ДГ}$; N_2, CO_2, H_2O – відсотковий вміст компонент. При спалюванні палива продукти згоряння, що утворюються, відрізняються за складом від підрахованого за стехіометричним рівнянням внаслідок вмісту надлишкового повітря, а при неповноті згоряння присутністю горючих компонентів – CO, H_2 і CH_4 . Відповідно до цього середню теплоємність продуктів згоряння підраховують за формулою, аналогічною (3), але при більш широкому компонентному складі.

Теплота, що підводиться від продуктів згоряння до РТ, яке нагрівається, становить

$$Q_{ДГ} = G^{ДГ} \cdot \frac{c_p^{ДГ вх} + c_p^{ДГ вих}}{2} \cdot (t_{вх}^{ДГ} - t_{вих}^{ДГ}),$$

де $t_{вх}^{ДГ}, t_{вих}^{ДГ}$ – температура ДГ на вході та виході теплообмінника.

Програмний комплекс SCAT дозволяє визначати потужність теплового потоку ДГ $Q_{ДГ}$ (теплота, яка підводиться за одиницю часу). При необхідності величина потужності змінюється та відповідно перераховуються температури, теплоємності та інші показники.

Загальні результати дослідження ТС. Було виконано розрахунки 50 варіантів ТС енергоустановки. Аналізувалися можливості застосування для її реалізації 9 варіантів РТ. Розрахунки ТС виконувалися при фіксованих ККД турбін та насосів.

РТ тіло 1-го контуру при дослідженні було

незмінним (його характерні точки позначені на рис. 1 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10) це вода та водяна пара, РТ 2-го (a-b-c-d-e), та 3-го (u-v-w-x-y) контурів – низькокиплячі фреони (або їх суміші), які змінювалися.

При вирішенні задачі (2) при виборі Y_{var} та складу контуру дослідник керувався такими міркуваннями. Зростання ККД енергетичного комплексу пов'язано з максимальним використанням $Q_{дг}$ шляхом раціонального розподілу потоків парової та водяної гілок 1-го контуру. За цей розподіл відповідає t_{H_2O} . При низькій t_{H_2O} утворюються більше води менше водяної пари, при великій – навпаки. Так само відбувається і з потужностями турбін 1-го та 2-го контурів.

Характеристики 2-го контуру у більшості випадків не змінюються, оскільки температура вихлопу турбіни на водяній парі не перевищує 110 °С. Отже підвищення температури перед турбіною 2-го контуру неможливе. Регулювати потужність цієї турбіни можливо тільки збільшенням витрати РТ у 2-му контурі.

Підвищення температури перед фреоновими турбінами можливе за умови встановлення пароперегрівника між випарниками та турбінами. Якщо результати розрахунку ТС дослідника не влаштували, то він приймав рішення, як слід продовжувати розрахунки. Так був забракований варіант схеми з використанням повітряного охолодження (див. табл. 1), який мав низькі показники (електричний ККД менше 5 %). Причина, як видно з цієї таблиці, полягає в тому, що на привід вентиляторів охолодження витрачається багато електричної потужності.

Слід відзначити, що при виконанні досліджень пропорції компонент сумішевого РТ R-600a / R-141b не змінювалися і склали масових 60 % / 40 %. Останнє пов'язано з тим, що термодинамічні властивості саме такої суміші дозволяють використовувати її для заданого температурного діапазону скидної теплоти, яка утилізується.

Основні розрахункові характеристики 12 показових (з достатньо високою електрогенерацією) її варіантів, що розташовані по зростанню ККД, представлено у табл. 2,

Таблиця 1. Основні розрахункові характеристики ТС триконтурної енергетичної установки при заданих параметрах джерела теплоти: температура 280 °С, масова витрата відхідних газів 10 кг/с

Параметр		РТ		1-й контур	2-й контур	3-й контур
				Водяна пара	R-600a / R-141b (60 % /40 % масові)	R-152a
Потужність (ККД):	- турбіни, кВт			68,8 (80 %)	20,1 (85 %)	80 (85 %)
	- насоси, кВт			5,4 (75 %)	1,5 (75 %)	3,6 (75 %)
Охолоджуюче середовище				Повітря з температурою 25 °С		
Потужність вентиляторів системи охолодження, кВт				14,7		95,3
Параметри РТ у контрольних точках схеми						
№	P , кПа	t , °С	x	s , кДж/(кг·°С)	i , кДж/кг	G_i , кг/с
1	3976	250	0,0	5,501	-14867	1,0
2	1123	185	0,156	5,555	-14867	1,0
3	1123	185	0,0	4,862	-15185	0,844
4	1123	185	1,0	9,297	-13153	0,156
5	150	111,2	0,923	9,482	-13438	0,156
6	150	111,2	0,248	5,555	-14947	0,156
7	150	36,9	0,0	3,235	-15805	0,156
8	1123	132,2	0,0	4,330	-15415	0,844
9	1123	36,5	0,0	3,229	-15806	0,844
10	150	36,7	0,0	3,233	-15805	1,0
a	2700	106,2	1,0	2,723	-7176	1,148
b	675	40,2	1,0	2,746	-7217	1,148
c	675	30	0,0	1,806	-7502	1,148
d	2700	31,9	0,0	1,807	-7499	1,148
e	2700	88,3	0,0	2,156	-7382	1,148
u	2700	144,9	1,0	2,956	-2385	1,206
v	355	80,0	1,0	2,987	-2446	1,206
w	355	30	0,0	1,776	-2824	1,206
x	2700	31,5	0,0	1,780	-2819	1,206
y	2700	127,2	0,0	2,558	-2545	1,206
Температура відхідних газів, °С						197
Електричний ККД енергетичної установки, %						4,7
Загальна корисна електрична потужність, кВт						48,4

Таблиця 2. Зведені характеристики теплової схеми енергоустановки при температурі джерела теплоти 280 °С, витраті відхідних газів 10 кг/с, теплова потужність 1,75 МДж

№ варіанту	РТ 1-го / 2-го / 3-го контурів	Витрати РТ 1-го/2-го/3-го контурів $G_i, i = 1, 2, 3, \text{кг/с}$	$t_{\text{води}}, \text{°C}$	$t_{\text{вг}}, \text{°C}$	$\eta_e, \%$	$N_{e.к.}, \text{кВт}$
6	Вода / R-152a / (R-600a / R-141b)	2,3 / 3,43 / 1,295	165	131	17,8	308,0
15	Вода / (R-600a / R-141b) / R-152a	1,0 / 3,42 / 1,745	185	131	17,5	326,1
16	Вода / (R-600a / R-141b) / R-152a	1,2 / 3,35 / 1,37	185	132	17,9	307,2
17	Вода / (R-600a / R-141b) / R-152a	1,0 / 3,84 / 0,86	185	131	18,8	325,9
18	Вода / RC318 / RC318	1,0 / 9,17 / 2,1	185	131	18,9	326,7
19	Вода / R-152a / (R-600a / R-141b)	1,0 / 4,09 / 0,82	185	131	19	328,8
20	Вода / R-152a / R-152a	1,0 / 4,09 / 0,85	185	131	19,4	335,0
22	Вода / R-600a / R-600a	1,0 / 3,165 / 0,7	185	131	20,2	349,3
23	Вода / R-245fa / R-245fa	1,0 / 5,4 / 1,3	185	131	20,6	357,0
Варіанти з врахуванням фактичного ККД проточних частин турбін						
44	Вода / R-600a	1,0 / 3,94	185	131	16,35	290,8
43	Вода / R-600a / R-600a	1,0 / 3,24 / 0,7	185	131	16,54	286,0
42	Вода / R-245fa / R-245fa	1,0 / 5,52 / 1,21	185	131	16,89	291,8

де позначено: P – тиск; t – температура; x – ступінь сухості; s та i – питомі ентропія та тепломісткість відповідно, а G_i – витрата РТ у i -му контурі.

Дані табл. 2 демонструють, яким чином змінюються: «корисна» електрична потужність енергетичної установки $N_{e.к.}$, її електричний ККД η_e та температура відхідних газів $t_{\text{вг}}$, в залежності від складу РТ та його витрати G_i на кожному з контурів.

Як видно з табл. 2, найкращі показники: $N_{e.к.} = 357 \text{ кВт}$, $\eta_e = 20,6 \%$, $t_{\text{вг}} = 131 \text{ °C}$ має триконтурна утилізаційна установка з РТ Вода / R-245fa / R-245fa (варіант 23). Менш ніж 8 кВт електричної потужності поступається їй установка з РТ Вода / R-600a / R-600a (варіант 22), що однак не стало перешкодою до вибору у якості раціонального цього варіанту. Оскільки споживчі якості R-600a (ізобутан C_4H_{10} , температура кипіння – 11,7 °С при атмосферному тиску) вартість, розповсюдженість та інші переважають R-245fa.

Як свідчать ці данні, залежність ефективності генерації електричної енергії від температури пари $t_{\text{води}}$ перед турбіною не є лінійною і має екстремум. Це підтверджує рис. 2, який демонструє факт досягнення екстремуму по $N_{e.к.}$ стосовно зміни $t_{\text{води}}$.

Для здешевлення енергоустановки було

досліджено використання однакових фреонів для 2-го та 3-го контурів (варіанти 18, 20, 23, 42, 43, див. табл. 2). Виходячи з того, що у цих контурах можливо використовувати однаковий теплоносій, запропоновано реалізувати більш просту двокаскадну ТС, яка потребує менших капітальних вкладень.

Вклад у загальну електричну потужність кожного i -го контуру $N_{e.i}$ за умови відповідного значення температури пароводяної суміші наведено на рис. 3. Навантаження кожного контуру залежить від розподілу ступеня випарювання води та спрямування її до турбіни або до нагрівання РТ 3-го контуру.

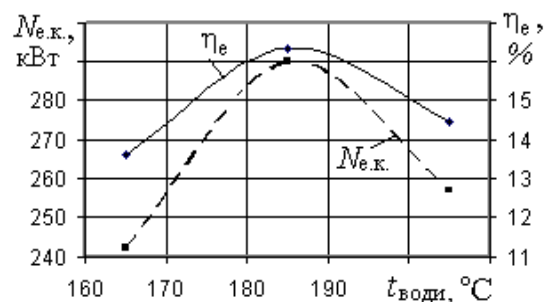


Рис. 2. Залежність $N_{e.к.}$ від зміни $t_{\text{води}}$ для ТС триконтурної енергоустановки з РТ Вода / R-600a / R-600a

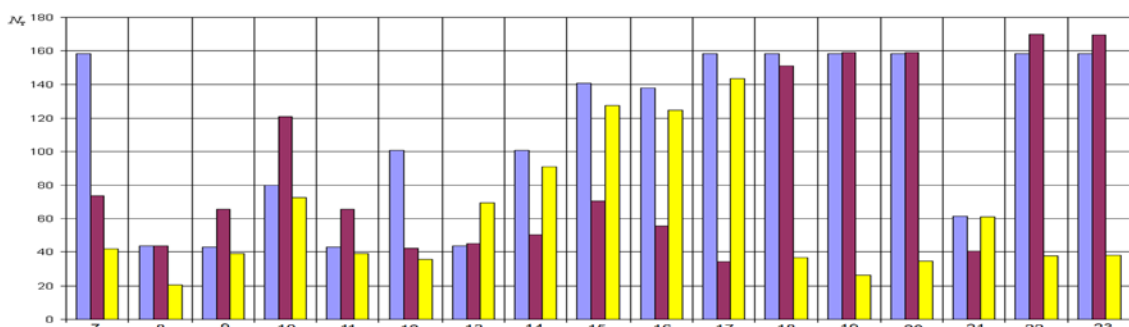


Рис. 3. Вклад у загальну електричну потужність кожного контуру за умови зміни температури пароводяної суміші з $t_{\text{води}} = 185 \text{ °C}$

Як видно з рис. 3, для варіантів енергоустановки, що мають більшу $N_{e.k.}$, характерні більші електричні потужності для двох контурів: 1-го та 3-го (варіанти 15, 16, 17) або 1-го та 2-го (варіанти 18, 19, 20). Навіть коли контури працюють на одному фреоні (варіанти 22, 23).

Також результати розрахункових досліджень показали, що за умови наявної витрати РТ у контурах, фактичний ККД турбін буде дещо нижчий за первинно прийнятий (пов'язано з конструктивними особливостями ПЧ). Проведено відповідні порівняльні розрахункові дослідження ТС установок близьких за початкових умов і електричною потужністю, результати яких наведено на рис. 4.

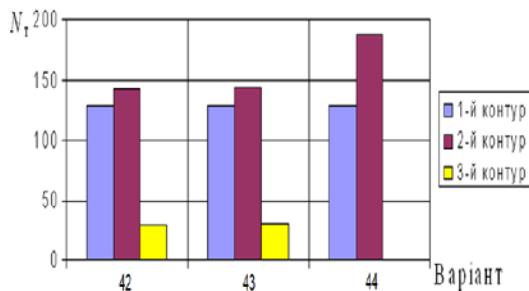


Рис. 4. Електричні потужності турбін каскадів з урахуванням фактичного ККД їх проточних частин

Попередні оцінки габаритних характеристик раціональної двоконтурної ТС. Проведено детальні

розрахункові дослідження основних елементів двоконтурної теплової схеми 1-й контур – вода та водяна пара (його контрольні точки 1-2-3-4-5-6-7-10), 2-й контур (a-b-c-d-e) – R-600a (див. рис. 5 та табл. 3, де наведено параметри РТ у контрольних точках). Позначення на рис. 5, крім РТ (редуктор тиску), аналогічні до рис. 1.

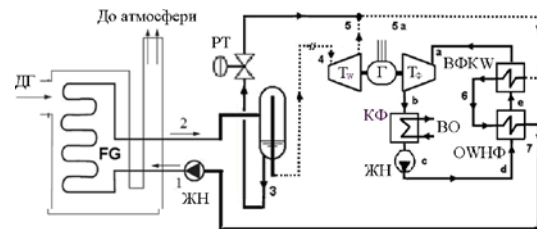


Рис. 5. Вдосконалена двоконтурна теплова схема утилізаційної електрогенеруючої установки

Аналіз рис. 1 та рис. 5 підтверджує, що кількість обладнання у ТС двокаскадної установки менша на 5 од. Тому, незважаючи на те, що установка з РТ Вода / R-600a поступається трикаскадній по «корисній» потужності на 62,5 кВт, для подальших досліджень обрано саме цей варіант.

Теплообмінне устаткування ТС. По результатах розрахункових досліджень енергогенеруючої установки проведено оцінку масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання [9, 16].

Таблиця 3. Основні розрахункові характеристики ТС двотурбінної енергетичної установки при заданих параметрах джерела теплоти: температура 280 °С, витрата відхідних газів 10 кг/с

Параметр		РТ		1-й контур		2-й контур	
				Водяна пара		R-600a	
Потужність (ККД)	- турбіни, кВт			130,5 (65 %)		177,5 (74 %)	
	- насосу, кВт			1,4 (75 %)		15,5 (75 %)	
Середовище, що охолоджує				-		вода 25 °С	
Потужність циркуляційного насоса, кВт				-		0,3	
Параметри РТ у контрольних точках схеми							
№	P , кПа	t , °С	x	s , кДж/(кг·°С)	i , кДж/кг	G_i , кг/с	
1	1123	36,41	0,0	0,524	-15772	1,0	
2	1123	185	0,55	4,584	-14043	1,0	
3	1123	185	0,0	2,188	-15140	0,45	
4	1123	185	1,0	6,544	-13144	0,55	
5	140	109,3	0,936	6,873	-13378	0,55	
5a	140	109,3	0,581	4,8	-14170	1,0	
6	140	109,3	0,213	2,653	-14992	1,0	
7	140	36,3	0,0	0,523	-15773	1,0	
a	2000	100	1,0	2,976	-2176	3,94	
b	400	50,59	1,0	3,025	-2224	3,94	
c	400	29,46	0,0	1,829	-2587	3,94	
d	2000	30,88	0,0	1,833	-2583	3,94	
e	2000	99,89	0,0	2,417	-2385	3,94	
Температура відхідних газів, °С						131	
Електричний ККД енергетичної установки, %						16,35	
Загальна «корисна» електрична потужність, кВт						290,8	

У табл. 4 надано основні характеристики теплообмінників, що забезпечують необхідні теплові потоки двоконтурної ТС (див. рис. 5).

Як видно з табл. 4, конструктивні характеристики теплообмінників: КУ, ВФКВ, ОВНФ мало відрізняються (два останніх взагалі однакові), тільки КФ, що використовується для конденсації R-600a, більш габаритний. Загальна маса теплообмінників становить ~ 41 т. Відзначимо також малий гідравлічний спротив теплообмінників (тиск теплоносіїв на вході та виході не відрізняється).

Турбіна на водяній парі. Вихідними даними для оцінки геометричних та витратних характеристик турбіни на насиченій водяній парі є результати розрахунку ТС (див. рис. 5 та табл. 3) енергоустановки.

Основні розрахункові характеристики ПЧ цієї турбіни наведено у табл. 5, її загальний вигляд – на рис. 6.

За рекомендаціями [17] кількість ступенів в ПЧ турбіни 6 од. обрано з урахуванням забезпечення рівня розширення в ступеню не більше 1,44.

Частота обертання ротора ω визначалася при забезпеченні для осевих ступенів значень відносин швидкостей $U/C_{\text{ф}}$ від 0,45 до 0,55. Інші конструктивні характеристики і коефіцієнти обиралися, виходячи з рекомендацій програмного комплексу.

Вибір $\omega = 25$ тис. об/хв зумовлений можливостями виготовлення (мінімально допустима висота 1-го ступеня турбіни не менша за 10 мм [17]) та

забезпеченням надійності роботи енергетичної установки. Збільшення ω призведе до зменшення діаметру лопаткових апаратів та суттєво вплине на можливість виготовлення ротору, а також до необхідності використання більш дорогого редуктора або частотного перетворювача.

За умови зменшення ω збільшиться середній діаметр лопаткових апаратів, що призведе до зменшення коефіцієнту парціального підводу (він змінюється від 0,4 для 1-го ступеня до 0,04 для 5-го, див. табл. 5) і додаткових втрат енергії.

Турбіна на R-600a. Вихідними даними для оцінки геометричних та витратних характеристик турбіни на фреоні R-600a також є результати розрахунку ТС (див. рис. 5 та табл. 3).

Розподіл основних розрахункових характеристик ПЧ по ступенях дано у табл. 6.

Визначені профілі СА та РК наведено на рис. 7.

При проектуванні у зв'язку з великою ступеню розширення було прийнято радіально-осьову одноступеневу конструкцію турбіни з реактивністю 0,55 для недопущення надзвукової швидкості в ПЧ. Малий розмір радіально-осьового колеса пов'язаний з великою частотою обертання ротору та з достатньо великою густиною РТ R-600a.

Частота обертання ротора визначалася, виходячи із забезпечення для радіально-осьових ступенів значень відносин швидкостей $U/C_{\text{ф}}$ від 0,6 до 0,7 і виборі діаметра, при якому конструктивно можлива довжина лопатки.

Таблиця 4. Результати розрахунку трубчатих теплообмінників поверхневого типу двоконтурної енергоустановки

Найменування	КУ	ВФКВ	ОВНФ	КФ	
Діаметр кожуха, мм	1100	1100	1100	1100	
Розмір трубки, мм	20×2	20×2	20×2	20×2	
Загальне число трубок / ходів, од.	1500 / 2	1500 / 2	1500 / 2	1500 / 2	
Довжина трубки, мм	3000	3000	3000	6000	
Товщина трубних дошки / перегородки, мм	50 / 40	50 / 40	50 / 40	50 / 40	
Поперечний крок між трубками, мм	24	24	24	24	
Число ходів поміж трубках, од	7	7	7	15	
Міжтрубний простір					
Теплоносій	ДГ	ДГ	R-600a	R-600a	R-600a
Витрата робочого тіла, кг/с	10	10	3,94	3,94	3,94
Тиск на вході / на виході, МПа	0,11 / 0,11	0,11 / 0,11	2,0 / 2,0	2,0 / 2,0	0,4 / 0,4
Температура на вході / на виході, °С	185,9 / 130,8	280 / 185,9	99,89 / 100,0	30,88 / 99,89	50,59 / 29,46
Трубний простір (теплоносій – Вода, у КФ – технічна)					
Витрата РТ, кг/с	1,0	1,0	1,0	1,0	171,1-
Тиск на вході / на виході, МПа	1,123 / 1,123	1,123 / 1,123	0,14 / 0,14	0,14 / 0,14	0,102 / 0,101
Температура на вході / на виході, °С	36,41 / 185,0	185,0 / 185,0	109,3 / 109,3	109,3 / 36,3	25,0 / 27,0
Основні характеристики теплообмінників					
Підведена тепла потужність, кВт	631,9	1098	821,2	781,1	1431,0
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	188,0	112,5	308,2	128,9	676,9
Площа розрахункова / конструкційна, м ²	235,6 / 282,7	235,6 / 282,7	235,6 / 282,7	235,6 / 282,7	471,2 / 565,5
Маса теплообмінного апарату, кг	7000	7000	7000	7000	12700

Таблиця 5. Характеристики проточної частини осьової турбіни на водяній парі

Назва	Ступінь					
	1	2	3	4	5	6
Тиск на вході в ступінь, МПа (абс)	1,123	0,7937	0,561	0,3965	0,2802	0,198
Температура на вході в ступінь, °С	185,0	170,1	156,23	143,35	131,2	119,9
Тиск на виході зі ступеня, МПа (абс)	0,794	0,561	0,397	0,280	0,198	0,140
Частота обертання, об/хв	25000					
Ступінь парціальності	0,4	0,5	0,6	0,7	0,84	1,0
Середній діаметр СА, м	0,13	0,1305	0,1315	0,1325	0,1335	0,1345
Висота СА, м	0,011	0,0124	0,0135	0,0145	0,0155	0,0165
Відношення швидкостей (U/C_{ϕ})	0,464	0,476	0,487	0,495	0,507	0,516
Кількість СА / РЛ, од.	28 / 25					
Середній діаметр РЛ, м	0,13	0,131	0,132	0,133	0,134	0,135
Висота РЛ, м	0,0115	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017
Окружний ККД	0,787	0,831	0,846	0,861	0,867	0,871
Внутрішній ККД ступеня	0,683	0,763	0,790	0,812	0,826	0,835
Потужність ступеня, кВт	25,7	27,5	27,5	27,7	27,2	26,6
ККД турбіни з урахуванням парціального підводу	0,65	Потужність турбіни, кВт				130,5

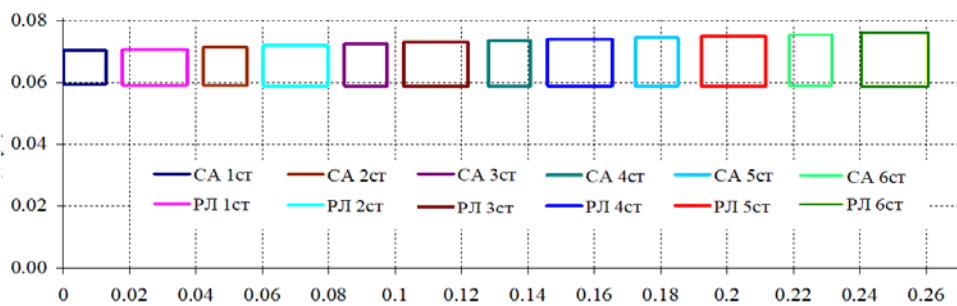


Рис. 6. Загальний вид проточної частини осьової турбіни на водяній парі

Таблиця 6 – Характеристики проточної частини одноступеневої турбіни на R-600a

Назва параметра	Величина	
Тиск на вході / на виході з турбіни, МПа	2 / 0,4	
Температура на вході в ступінь, °С	100	
Масова витрата, кг/с	3,940	
Ступінь реактивності	0,55	
Зворотна степінь радіальності (D_2/D_1)	0,5	
Кут виходу з РК у відносному русі, град	20	
Тиск за СА, МПа	0,896	
Температура за СА, °С	70,45	
Кут виходу потоку з СА, град	18,96	
Вхідний кут лопаток РК, град	90	
Діаметр покривного диску на виході з РК, м	0,1320	
Частота обертання ротора ω , об/хв	25000	
Діаметр вихідних кромки СА, м	0,190	
Довжина кромки лопаток:	– вихідної СА, м	0,00413
	– вхідної РК, м	0,00444
	– вихідної РК, м	0,0474
Кількість лопаток РК, од.	17	
Товщина вихідної кромки лопатки РК, м	0,0015	
ККД турбіни	0,7396	
Потужність турбіни, кВт	177,5	
Температура за турбіною, °С	54,3	
ККД турбіни з урахуванням патрубків	0,74	

Інші конструктивні характеристики і коефіцієнти обиралися, виходячи з рекомендацій програмного комплексу.

Важливим є також той факт, що однакова частота обертання двох турбін (25 тис. об/хв) дозволить приєднати їх через редуктор до одного генератора, тим самим зменшити витрати на реалізацію проекту.

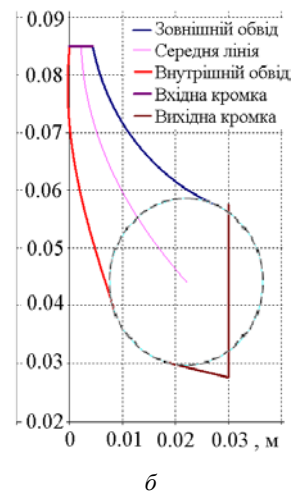
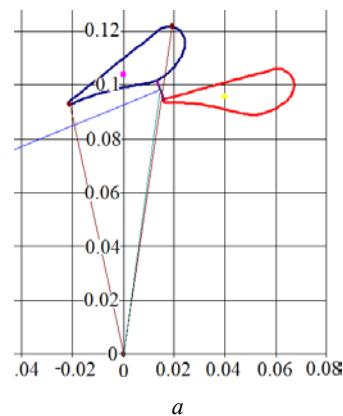


Рис. 7. Профілі СА (а) та РК (б) турбіни на R-600a

Перспективи впровадження. Виконаємо попередню оцінку перспектив впровадження енергозберігаючої установки, визначив простий термін окупності, що очікується. Питомі вартості контуру енергоустановки: 1-го на водяній парі потужністю 130,5 кВт оцінимо у ~ 1000 USD/кВт (аналог – протитискова парова турбіна), 2-го на R-600a потужністю 177,5 кВт – у ~ 2000 USD/кВт [11]. Тоді середня питома вартість енергоустановки складе $c_{с.е.} \approx 1560$ USD/кВт.

Середня вартість електроенергії в Україні для промисловості $\sim 0,07$ USD грн/(кВт·год) (1 клас, курс: 1 USD ~ 41 грн [18]). Таким чином, щоб окупити $c_{с.е.}$, енергоустановка повинна пропрацювати не менше ніж $1560 / 0,07 \approx 22300$ год (без урахування витрат на експлуатацію). Не складно розрахувати, що при прийнятих умовах енергоустановка може окупитися десь за ~ 3 роки (напрацювання ~ 7500 год/рік).

Висновки. В результаті використання авторської науково обґрунтованої методології з вибору та формування теплових схем паротурбінних циклів на різних РТ запропоновано раціональну компоновку бінарної енергетичної установки з утилізації відхідних газів котельного агрегату з генерацією електроенергії. Виконано підбір РТ для реалізації паротурбінного бінарного циклу.

Результати досліджень показали, що ефективність турбінного циклу залежить від потенціалу скидної теплоти, термодинамічних властивостей РТ та коефіцієнту перетворення теплової енергії в електричну.

Розрахункові дослідження бінарної теплової схеми для джерела скидної теплоти з температурою 280 °C та витратою відхідних газів 10 кг/с показали, що раціонально використати для 1-го контуру H_2O (суміш парів та рідини), а для 2-го R-600a. Таке рішення дозволить отримати «корисну» електричну потужність енергокомплексу $\sim 290,8$ кВт з електричним ККД $16,35\%$ та знизити температуру відхідних газів до 131 °C.

За результатами оцінки теплових та масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання, яке входить до теплової схеми, визначено, що його питома вага ~ 150 кг на встановлений 1 кВт електричної потужності.

Виконано первинну розробку конструкцій турбін 1-го (пари H_2O) та 2-го (R-600a) контурів з урахуванням властивостей РТ. В залежності від ступені розширення та витрати РТ обрано відповідний тип ПЧ турбін, визначено їх геометрію. Ефективність турбіни з парціальним підводом становить: 65% на Водній парі, $\sim 74\%$ на R-600a, що є достатньо високими показниками для розглянутих параметрів РТ. Отримані результати є вихідними даними для проведення детальних конструкторських проробок основних елементів теплової схеми.

Спрощена оцінка простого терміну окупності (не набагато більше ніж 3 роки) свідчить о непоганих перспективах впровадження запропонованої енергозберігаючої установки.

Надані результати є прикладом попередньої

оцінки характеристик основного обладнання електрогенеруючої утилізаційної установки, теплова схема якої може бути типовою для подібних джерел скидної теплової енергії. Але у кожному випадку необхідне проведення відповідних розрахункових досліджень.

Список літератури

- Dudley B. *BP Statistical Review of World Energy*. London: Pureprint Group Limited, 2018. 56 p.
- Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. London, 2018. 102 p.
- Jouhara H., Khordehgh N., Almahmoud S., Delpch B., Chauhan A., Tassou S. A. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. P. 268–289. doi: 10.1016/j.tsep.2018.04.017
- Christodoulides P., Agathokleous R., Aresti L., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Florides G. A. Waste Heat Recovery Technologies Revisited with Emphasis on New Solutions, Including Heat Pipes, and Case Studies. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 1, 384. doi: 10.3390/en15010384
- Аронов И. З. *Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных*. Энергия. 1967. 192 с.
- Todkar Rajendra N., Chaudhari P. E., Shirsat U. M. Waste heat recovery to increase boiler efficiency using bagasse as fuel. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2014. Vol. 5, issue 2. P. 115–121.
- Castelli A. F., Elsidio C., Scaccabarozzi R., Nord L. O., Martelli E. Optimization of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery From Aluminum Production Plants. *Frontiers in Energy Research*. 2019. Vol. 7, article 44. P. 1–19. doi: 10.3389/fenrg.2019.00044
- Yu H., Eason J., Gundersen T., Feng X. Process integration of organic Rankine cycle (ORC) and heat pump for low temperature waste heat recovery. *Energy*. 2018. Vol. 160. P. 330–340. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.028
- Сенецький О. В. *Науково-методологічні основи енергозбереження на базі турбоустановок малої потужності при утилізації вторинних енергетичних ресурсів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.16*. Харків, 2020. 406 с.
- Равич М. Б. *Топливо и эффективность его использования*. Наука, 1971. 358 с.
- Малыренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. *Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія*. Харків. нац. ун-т міськ. гоп-ва ім. О. М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
- Javanshir A., Sarunac N. Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle. *Energy*. 2017. Vol. 118. P. 85–96. doi: 10.1016/j.energy.2016.12.019
- Kostikov A. O., Shubenko O. L., Subotin V. H., Senetskyi O. V., Tarasova V. O., Holoshchapov V. M., Babak M. Yu. Principal modernization solutions for a 300 MW power unit to be converted to operate at ultra-supercritical steam parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 24, no. 4. P. 38–49. doi: 10.15407/pmach2021.04.038
- Malyarenko V. A., Senetskyi O. V., Kolodyazhny S. V. Methodological approach to solving energy saving issue based on the use of secondary energy resources. *CYSENI 2021 (24–28 May 2021, Kaunas)*. Kaunas: Lithuanian Energy Institute, 2021. P. 468–478.
- Сенецький О. В., Бабак М. Ю. Побудова та моделювання теплових схем для генерації електричної енергії при утилізації теплоти димових газів районних котельень. *III Міжнародна науково-практична конференція «Débats scientifiques et orientations prospectives du développement scientifique»*. Збірник наукових праць «ΛΟΓΟΣ» (8 July 2022, Paris). P. 167–170. doi: 10.36074/logos-08.07.2022.046
- Rydalina N., Antonova E., Akhmetova I., Pyashenko S., Afanaseva O., Bianco V., Feduykhin A. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems. *Energies*. 2020. Vol. 13, no. 22, 5854. doi: 10.3390/en13225854
- Щегляев А. В. *Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин*. Энергоатомиздат, 1993. 800 с.
- Торгова електрична компанія. *Закупівельні ціни на ринку «на*

добу наперед» для Споживачів групи «Б» в 2022 році. URL: <http://www.tek.energy/storage/prices/electricity/VkqFGpK0sszoPRrSSMXDgg8gTwiBdXifdLPx1Dhx.pdf> (дата звернення: 10.09.2022).

References (transliterated)

- Dudley B. *BP Statistical Review of World Energy*. London, Pureprint Group Limited Publ., 2018. 56 p.
- Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. London, 2018. 102 p.
- Jouhara H., Khordehgah N., Almahmoud S., Delpech B., Chauhan A., Tassou S. A. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018, vol. 6, pp. 268–289. doi: 10.1016/j.tsep.2018.04.017
- Christodoulides P., Agathokleous R., Aresti L., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Florides G. A. Waste Heat Recovery Technologies Revisited with Emphasis on New Solutions, Including Heat Pipes, and Case Studies. *Energies*. 2022, vol. 15, no. 1, 384. doi: 10.3390/en15010384
- Aronov I. Z. *Ispol'zovanie tepla ukhodyashchikh gazov gazifitsirovannykh kotel'nykh* [Use of flue gas heat from gasified boilers]. Energiya Publ., 1967. 192 p.
- Todkar Rajendra N., Chaudhari P. E., Shirsat U. M. Waste heat recovery to increase boiler efficiency using bagasse as fuel. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2014, vol. 5, issue 2, pp. 115–121.
- Castelli A. F., Elsidio C., Scaccabarozzi R., Nord L. O., Martelli E. Optimization of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery From Aluminum Production Plants. *Frontiers in Energy Research*. 2019, vol. 7, article 44, pp. 1–19. doi: 10.3389/fenrg.2019.00044
- Yu H., Eason J., Gundersen T., Feng X. Process integration of organic Rankine cycle (ORC) and heat pump for low temperature waste heat recovery. *Energy*. 2018, vol. 160, pp. 330–340. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.028
- Senets'kyi O. V. *Naukovo-metodolohichni osnovy enerhozberezhennya na bazi turbostanovok maloyi potuzhnosti pry utylizatsiyi vtorynykh enerhetychnykh resursiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.16* [Scientific and methodological foundations of energy saving on the basis of low-power turbines in the utilization of secondary energy resources. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2020. 406 p.
- Ravich M. B. *Topливо i effektivnost' ego ispol'zovaniya* [Fuel and the efficiency of its use]. Nauka Publ., 1971. 358 p.
- Malyarenko V. A., Shubenko O. L., Andryeyev S. Yu., Babak M. Yu., Senets'kyi O. V. *Koheneratsiyi tekhnolohiyi v maliy enerhetytsi: monohrafiya* [Cogeneration technologies in small energy]. Kharkiv. nats. un-t mis'k. hop-va im. O. M. Beketova, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho [O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, A. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine]. Kharkiv, O. M. Becketov KhNUMG Publ., 2018. 454 p.
- Javanshir A., Sarunac N. Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle. *Energy*. 2017, vol. 118, pp. 85–96. doi: 10.1016/j.energy.2016.12.019
- Kostikov A. O., Shubenko O. L., Subotin V. H., Senetskyi O. V., Tarasova V. O., Holoshchapov V. M., Babak M. Yu. Principal modernization solutions for a 300 MW power unit to be converted to operate at ultra-supercritical steam parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2021, vol. 24, no. 4, pp. 38–49. doi: 10.15407/pmach2021.04.038
- Malyarenko V. A., Senetskyi O. V., Kolodyazhny S. V. Methodological approach to solving energy saving issue based on the use of secondary energy resources. *CYSENI 2021 (24–28 May 2021, Kaunas)*. Kaunas, Lithuanian Energy Institute Publ., 2021. P. 468–478.
- Senets'kyi O. V., Babak M. Yu. Pobudova ta modelyuvannya teplovykh skhem dlya heneratsiyi elektrychnoyi enerhiyi pry utylizatsiyi teploty dymovykh haziv rayonnykh kotelen' [Construction and modeling of thermal schemes for the generation of electrical energy during the utilization of heat from flue gases of district boiler houses]. *III International Scientific and Practical Conference "Débats scientifiques et orientations prospectives du développement scientifique". Collection of Scientific Papers "ΛΟΓΟΣ" (8 July 2022, Paris)*. P. 167–170. doi: 10.36074/logos-08.07.2022.046
- Rydalina N., Antonova E., Akhmetova I., Ilyashenko S., Afanaseva O., Bianco V., Fedyukhin A. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems. *Energies*. 2020, vol. 13, no. 22, 5854. doi: 10.3390/en13225854
- Shcheglyayev A. V. *Parovye turbiny. Teoriya teplovogo protsessa i konstruktivnykh turbin* [Steam turbines. Theory of thermal process and design of turbines]. Energoatomizdat Publ., 1993. 800 p.
- Torhova elektrychna kompaniya. Zakupivel'ni tsiny na rynku "na dobu napered" dlya Spozhyvachiv hrupy "B" v 2022 rotsi* [Trading electric company. Purchase prices on the "day-ahead" market for Consumers of group "B" in 2022]. Available at: <http://www.tek.energy/storage/prices/electricity/VkqFGpK0sszoPRrSSMXDgg8gTwiBdXifdLPx1Dhx.pdf> (accessed 10.09.2022).

Надійшла (received) 16.09.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Сенецький Олександр Володимирович (Senetskyi Oleksandr) – доктор технічних наук, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, доцент кафедри «Альтернативна електроенергетика та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8146-2562>; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net

Бабак Микола Юрійович (Babak Mikola) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4281-2790>; e-mail: babak@ipmach.kharkov.ua

A. С. РОГОВИЙ, М. О. КОСТЮК, А. С. АЗАРОВ

УДОСКОНАЛЮВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НАФТОВИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

Складність видобутку нафти з великих глибин внаслідок значних кількостей піску, води та інших домішок призвела до того, що все більшого поширення отримують свердловинні струминні насоси. Їх використання під час видобутку нафти сприяють такі фактори, як практично нечутливість до вмісту розчиненого у нафті газу та інших домішок у порівнянні з іншими типами насосів; простота конструкції й відсутність рухомих частин, що притаманно усій струминній техніці. Надійність та довговічність струминних насосів на порядок перевищує ці показники будь-яких інших насосів, що використовуються у нафтогазовидобутку. Отримання досконалих характеристик струминного нафтового насосу потребує системного підходу до аналізу характеристик та моделювання течії у насосі. Перекачування нафти є складною задачею внаслідок того, що є досить велике розмаїття типів нафти та речовин, що можуть в неї входити у різних родовищах. Це приводить до проблем під час моделювання роботи насоса та до використання більш складних моделей течії рідини від реологічних моделей до моделювання кавітації. Ускладнення математичних моделей течії провокує збільшення помилок моделювання, ускладнення верифікації течії та знаходження раціональних коефіцієнтів й коригувань до моделей турбулентності. В роботі удосконалено енергетичні параметри нафтових струминних насосів розрахунковим шляхом. Виконано проектування струминного насосу для перекачування нафти та проведені його числові розрахунки з різними моделями турбулентності та агрегатними станами середовищ. Отримані кінематичні характеристики течії та розраховано ККД насоса. В результаті розрахунку моделі з кавітацією отримано, що ККД насоса дорівнює 10 %, що у три рази перевищує результат розрахунку без урахування кавітації. Збільшений ККД відповідає асимптотичним методикам розрахунку характеристик насоса.

Ключові слова: струминний насос, нафта, числовий розрахунок, кінематичні параметри, математична модель, розчинений газ.

A. ROGOVYI, M. KOSTIUK, A. AZAROV

IMPROVING ENERGY PARAMETERS OF OIL JET PUMPS

The difficulty of extracting oil from great depths due to the huge amounts of sand, water and other impurities has led to the fact that well jet oil pumps are becoming more common. Their use in oil production is facilitated by such factors as practical insensitivity to the content of gas and other impurities dissolved in oil compared to other types of pumps; simplicity of design and the absence of moving parts, which is inherent in all jet technology. The reliability and durability of jet pumps are an order of magnitude higher than those of any other pumps used in oil and gas production. Obtaining excellent characteristics of a jet oil pump requires a systematic approach to the analysis of characteristics and modeling of the pump flow. Pumping oil is a complex task because there is a fairly large variety of oil and substances that can be included in it in various fields. This leads to problems when modeling pump operation and using more complex fluid flow models from rheological models to modeling cavitation. The complication of mathematical models of the flow provokes an increase in modeling errors, complications of flow verification and finding rational coefficients and corrections to turbulence models. In the paper, the energy parameters of oil jet pumps are improved by calculation. A jet pump for pumping oil has been designed and numerical calculations have been carried out with different models of turbulence and aggregate states of media. The kinematic characteristics of the flow are obtained and the efficiency of the pump is calculated. As a result of the calculation of the model with cavitation, it was obtained that the pump efficiency is 10 %, which is 3 times higher than the calculation result without cavitation. The increased efficiency is consistent with asymptotic methods for calculating pump characteristics.

Keywords: jet pump, oil, numerical calculation, kinematic parameters, mathematical model, dissolved gas.

Вступ. Складність видобутку нафти з великих глибин внаслідок великих кількостей піску, води та інших домішок призвела до того, що все більшого поширення отримують свердловинні струминні нафтові насоси [1]. Струминні насоси мають декілька недоліків, як-от: низький ККД та необхідність використання допоміжного насоса, обмежені габаритні характеристики [2]. Але їх використанню під час видобутку нафти сприяють такі фактори, як-от: практично нечутливість до вмісту розчиненого у нафті газу та інших домішок у порівнянні з іншими типами насосів; простота конструкції й відсутність рухомих частин, що притаманно усій струминній техніці. Надійність та довговічність струминних насосів на порядок перевищує ці показники будь-яких інших насосів, що використовуються у нафтогазовидобутку [3].

Подальше підвищення ефективності свердловинних нафтових установок за рахунок покращення показників надійності, економічної доцільності та безперервної роботи потребує подальшого удосконалення енергетичних параметрів струминних насосів, що дозволило забезпечити

максимальні показники надійності, довговічності та ремонтпридатності.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням роботи струминних насосів присвячено багато наукових робіт [4, 5], але в більшості робіт висвітлюються питання роботи ежекторів [6], або насосів для перекачування сипучих середовищ [7] та зазначається, що є раціональні геометричні розміри насосів, що знаходяться досить в широкому діапазоні [2, 8]. Це призводить до того, що практично для кожної задачі або рідини необхідно проектувати новий насос та проводити оптимізацію його характеристик. Тому, в багатьох випадках, ККД струминних насосів коливається в діапазоні від 3 до 25 %, що потребує подальших покращень та виявлення оптимальних конструкцій саме для перекачування нафти за наявності в ній великої кількості домішок різних агрегатних станів речовин [9].

Роботу [3] присвячено дослідженню перспектив розвитку нафтових струминних насосів й зазначено, що, на сьогоднішній день, є тенденція до спільного комплектування струминного насоса та глибинного

насосного обладнання. В цій роботі також розглянута можливість удосконалення струминних насосів за рахунок удосконалення режиму змішування та створення направляючих елементів, але характеристики таких насосів не наведено.

В роботі [10] оптимізовано конструкцію струминного насоса для перекачування нафти, але не наведено енергетичних характеристик такої конструкції та загального ККД.

Отримання досконалих характеристик струминного нафтового насосу потребує системного підходу до аналізу характеристик та моделювання течії у насосі. Перекачування нафти є складною задачею внаслідок того, що є досить велике розмаїття типів нафти та речовин, що можуть в неї входити у різних родовищах [11]. Це приводить до проблем під час моделювання роботи насоса та до використання більш складних моделей течії рідини від використання реологічних моделей [12] до моделювання кавітації [13]. Ускладнення математичних моделей течії провокує збільшення помилок моделювання, ускладнення верифікації течії та знаходження раціональних коефіцієнтів й коригувань до моделей турбулентності [14, 15].

Тому, актуальною є задача удосконалення енергетичних характеристик нафтових струминних насосів за допомогою сучасних числових методів моделювання, що дозволяє зменшити час досліджень та отримати оптимальні характеристики насосів. Це дозволить забезпечити безперервність роботи свердловинних нафтових установок та значно збільшити їх надійність та довговічність.

Мета. Метою роботи є удосконалення енергетичних параметрів нафтових струминних насосів розрахунковим шляхом для подальшого створення оптимальної конструкції насоса.

Результати досліджень. Струминні насоси та ежектори працюють на основі принципу передачі кінетичної енергії. Робочий потік з великим енергетичним потенціалом передає енергію до потоку, що ежекується/інжекується/перекачується за відсутності механічних рухомих органів або проміжних вузлів. Основний недолік такої передачі енергії є те, що чим більша різниця у швидкостях активного та пасивного потоку, тим більші витрати енергії під час передачі. Таким чином, оптимальна конструкція струминного насоса буде така, в якій швидкості цих потоків порівняні [2, 16]. Робочий потік та потік, що ежекується, змішуються у камері змішування, де їх швидкості вирівнюються та відбувається обмін імпульсами між робочою і переміщуваною рідинами [17]. З дифузора рідина поступає у напірний трубопровід (рис. 1).

Для дослідження поведінки струминного апарату під час перекачування нафти, в якості прототипа, обрано струминний насос – НСФБ 39/45.

На рис. 2 представлена 3D-модель струминного насоса, створена у програмному середовищі ANSYS.

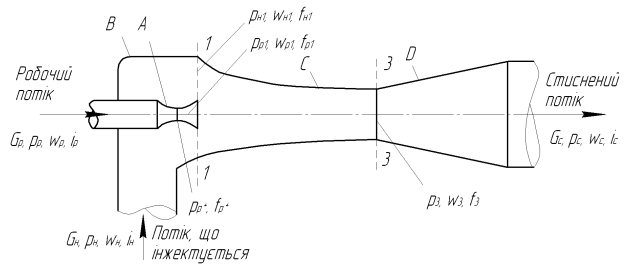
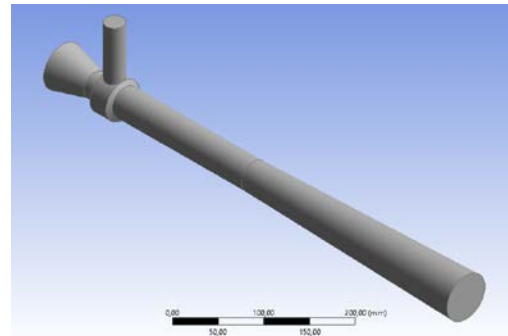
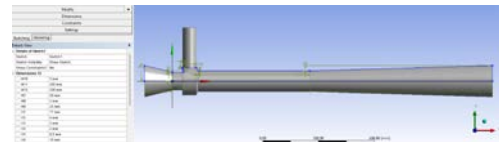


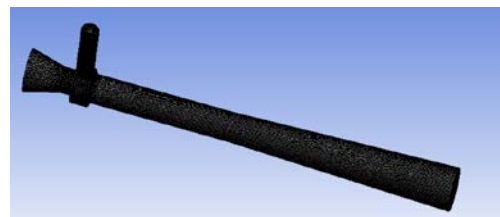
Рис. 1. Розрахункова схема струминного ежектора



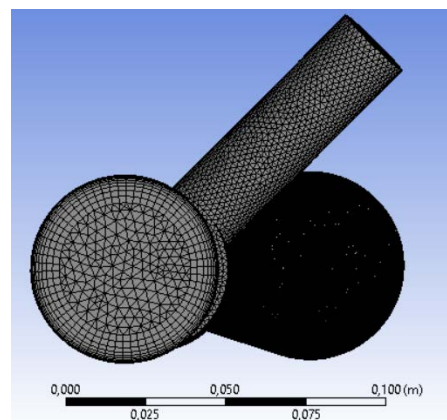
а



б



в



г

Рис. 2. Твердотільна модель проточної області струминного насоса (а, б) та сіткова модель (в, г)

Побудова кінцево-елементної сітки здійснювалася у підпрограмі Ansys Meshing. Розрахункова сітка – неструктурована. Осередки в ядрі потоку являли собою тетраедри, але на периферії,

поблизу твердих стінок, створено шари призматичних осередків. Число шарів призм становило 6, сумарна товщина яких становила 0,8 мм. Такий метод є оптимальним з точки зору кількості елементів, швидкості обчислення та досягнення необхідної точності розрахунку. В області сопла та кільцевого зазору на вході пасивного потоку в камеру змішування вироблялося згущення елементів сітки. Загальна кількість розрахункових осередків – близько 0,5 мільйони, що дозволяє використовувати студентська ліцензія ANSYS [18]. Сіткова модель показана на рис. 2.

Для прототипу насоса на основі відомих формул розрахунку показників ефективності розраховано ККД за наступними параметрами, що взято з характеристик насоса НСФБ 39/45 під час його промислового використання: тиск в каналі живлення $p_b = 840$ кПа; тиск у вихідному каналі $p_c = 0$; тиск в каналі всмоктування $p_b = -40$ кПа; швидкість в каналі живлення $V_b = 16$ м/с; швидкість у вихідному каналі $V_c = 19,5$ м/с; швидкість в каналі всмоктування $V_a = 16$ м/с:

а) робочій напір, що витрачається у насосі та який дорівнює різниці напорів робочого потоку на вході в насос та на виході з нього

$$H_p = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{V_b^2}{2g} - \frac{p_c}{\rho g} - \frac{V_c^2}{2g} = 78 \text{ м}; \quad (1)$$

б) корисний напір, що створюється у насосі та дорівнює різниці між напорами на виході з насоса та в каналі всмоктування

$$H_k = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{V_c^2}{2g} - \frac{p_a}{\rho g} - \frac{V_a^2}{2g} = 10,2 \text{ м}; \quad (2)$$

в) витрата робочої рідини

$$Q_1 = V_b S_b = 0,044 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (3)$$

г) корисна подача

$$Q_0 = 0,0079 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

ККД струминного насоса:

$$\eta = \frac{H_k Q_0}{H_p Q_1} = 0,00234. \quad (5)$$

Гідродинамічний розрахунок течії нафти проведено на основі математичної моделі, що складалася з диференційних рівнянь у часткових похідних, представлених рівняннями Рейнольдса для нестисливої рідини та рівняння нерозривності:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_T) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де $i, j = 1, 2, 3$; u_i – проекції вектора швидкості на осі координат; F_i – проекції вектора масових сил на осі координат; p – гідродинамічний тиск; v – кінематична в'язкість рідини; v_T – турбулентна кінематична в'язкість рідини.

Для замикання системи (6) прийнята стандартна « k - ε » модель турбулентності на основі рівнянь (7–9) [19]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \bar{V})k = \bar{V} \cdot \left(\left(v + \frac{v_T}{\sigma_k} \right) \bar{\nabla} k \right) + G - \varepsilon; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \bar{V})\varepsilon = \bar{V} \cdot \left(\left(v + \frac{v_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \bar{\nabla} \varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \varepsilon) \right); \quad (8)$$

$$G = v_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (9)$$

де $v_T = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}$; $k = \frac{1}{2} u_i' u_i'$ – кінетична енергія

турбулентності; $\varepsilon = v_T \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_i} \right)^2$ – швидкість дисипації

енергії турбулентності; G – швидкість генерації турбулентності. Значення констант моделі приймалися $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$; $C_v = 0,09 \cdot \rho$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$.

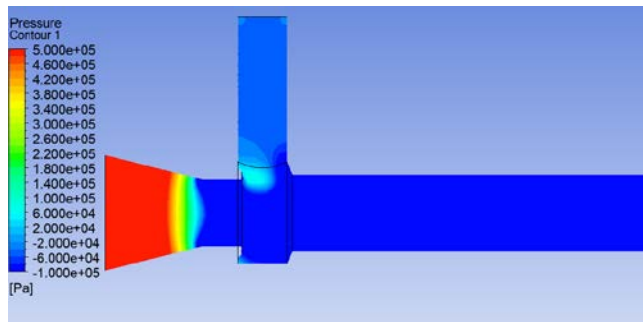
Тому що ефективність насоса-прототипу є дуже низькою та не перевищує 3% прийнято рішення удосконалити цю конструкцію шляхом подовження камери змішування на 100 мм та зменшення кута відкриття дифузора в два рази, що повинно було зменшити відривні явища у дифузори та покращити загальну ефективність насоса. Порівняння параметрів ефективності роботи прототипу та подовженої за осьовими розмірами конструкції здійснено шляхом числового розрахунку. Порівняння результатів розрахунку наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняння параметрів ефективності насоса-прототипу та удосконаленої конструкції

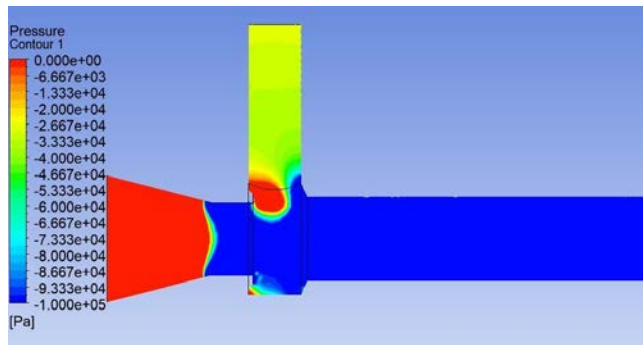
Насос	H_p , м	H_k , м	Q_1 , м ³ /с	Q_0 , м ³ /с	η , %
Прототип	78	10,2	0,044	0,0079	2,3
Удосконалений	90	13	0,049	0,0105	3,1
Збільшення, %	15	27	11	33	35

Порівняння кінематичних параметрів течії в насосі-прототипі під час перекачування води та нафти наведено на рис. 3. Кінематичні картини течії під час перекачування нафти та води зберігаються практично незмінними. Спостерігається зниження тиску нижче абсолютного нуля що потребує удосконалення математичної моделі течії та подальших розрахунків з урахуванням кавітації.

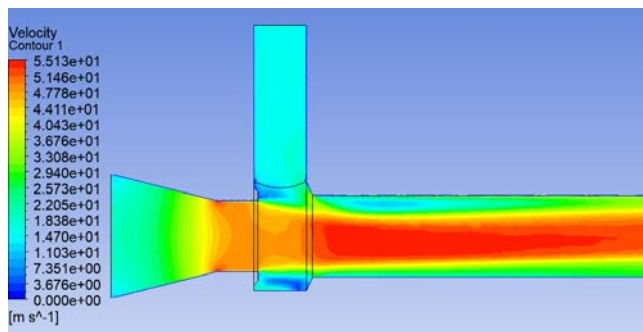
На рис. 4 наведено кінематичні параметри течії в удосконаленій конструкції насоса.



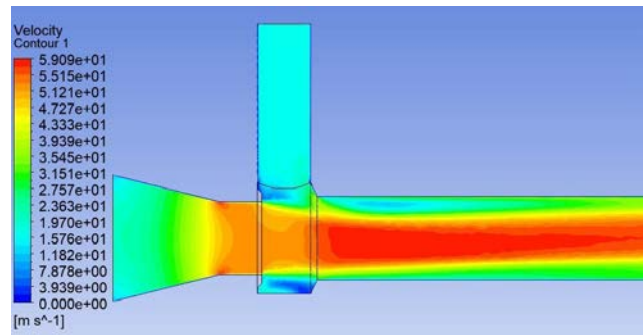
a



b



b



z

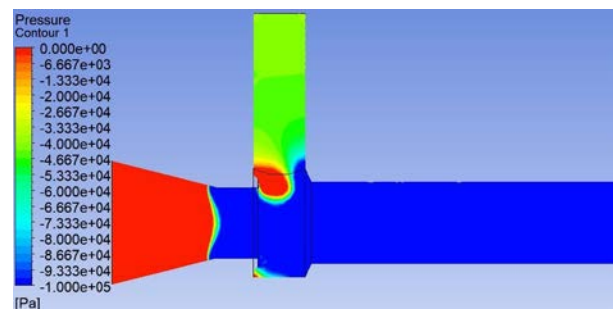
Рис. 3. Порівняння розподілів тиску (а, б) та швидкості (в, з) під час перекачування води водою (а, в) та нафти нафтою (б, з)

Якщо порівняти рис. 3 та 4, то можна констатувати, що картини течії залишилися практично тими самими, що й були для серійного насоса, але дещо зменшилася зона відриву потоку від стінки камери змішування та дещо зменшилася швидкість потоку в ядрі, що рухається в камері змішування. Це дозволяє розраховувати на більш рівний профіль

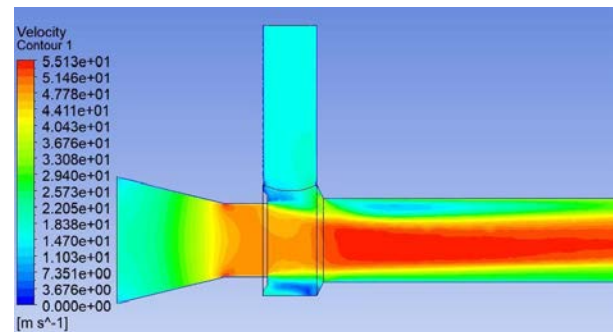
швидкості та на зменшення втрат енергії в камері змішування та в дифузорі.

Основною перевагою використання струминних насосів для перекачування нафти є можливість його роботи на двофазних рідинах із достатньо великою концентрацією газу. Для оптимізації конструкції насоса для перекачування двофазної рідини доцільно провести числове моделювання його характеристик. В даній роботі проведено таке дослідження для нафти з об'ємною концентрацією газу в 3 %.

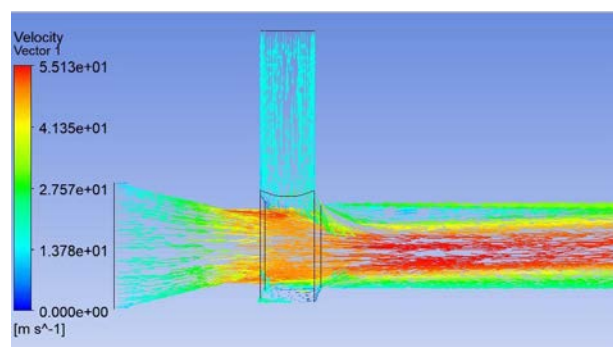
З точки зору розрахункової ефективності, це досить складна задача тому, що необхідно робити одночасний розрахунок двох рідин в кожному контрольному об'ємі сітки.



a



b



v

Рис. 4. Кінематичні параметри течії в удосконаленій конструкції струминного насоса: а – розподіл тисків; б – розподіл швидкостей; в – векторне поле швидкостей

Розрахунок перекачування нафти за допомогою струминного насоса із урахуванням газомісту є таким самим, як й розрахунки характеристик будь-якого насоса з урахуванням явища кавітації. Тому що в зоні низьких тисків можливе виділення газу з нафти й

подальший його вплив на характеристики розглянемо математичну модель розрахунку течії рідини із урахуванням кавітації.

В залежності від методу розрахунку кавітації моделювання кавітаційного потоку ґрунтується на рівняннях механіки рідини та газу: рівняння балансу мас, рівняння імпульсу, модель турбулентності.

Рівняння балансу мас отримують штучним способом розщеплення рівняння нерозривності на дві складові (для кожної з фаз) та введенням масопереносу з однієї фази в іншу та навпаки [20]:

$$\frac{\partial \alpha \rho_\alpha}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha \bar{V}) = -m; \quad (10)$$

$$\frac{\partial \beta \rho_\beta}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta \bar{V}) = m, \quad (11)$$

де α, β – об'ємна доля рідини та газу; ρ_α, ρ_β – густина рідини та газу; \bar{V} – швидкість; m – величина стоку або притоку маси внаслідок масопереносу в об'єм.

До рівнянь (10) та (11) додається рівняння балансу фаз:

$$\alpha + \beta = 1, \quad (12)$$

яке дозволяє розрахувати кавітаційний потік разом з некавітаційним.

Рівняння імпульсу у числових моделях кавітації мають вигляд:

$$\frac{\partial \alpha \rho_\alpha \bar{V}}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha [\bar{V} \times \bar{V}]) = -\alpha \nabla p + \alpha \nabla \tau - m \bar{V}; \quad (13)$$

$$\frac{\partial \beta \rho_\beta \bar{V}}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta [\bar{V} \times \bar{V}]) = -\beta \nabla p + \beta \nabla \tau + m \bar{V}, \quad (14)$$

де ∇p – градієнт нормальних тисків (компонент тензора тисків); $\nabla \tau$ – градієнт дотичних напруг. Оскільки всі сучасні чисельні моделі кавітації гомогенні, то поля швидкостей та тензори тисків є спільними для обох фаз.

У ANSYS CFX реалізована модель кавітаційного масопереносу, заснована на рівнянні Релея-Плессета:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{2}{3} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_v - p}{\rho}, \quad (15)$$

або в спрощеному вигляді

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho}}, \quad (16)$$

де R – радіус кавітаційної бульбашки; p_v – тиск всередині бульбашки; p – локальний тиск в рідині.

Рівняння, що виражають співвідношення мас конденсованої пари, що виділяється, прийняті у розрахунку мають вигляд:

$$m^+ = F^+ \frac{3\alpha \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho}}, \quad (p < p_v); \quad (17)$$

$$m^- = -F^- \frac{3\alpha_0 (1-\alpha) \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho}}, \quad (p \geq p_v), \quad (18)$$

де α_0 – коефіцієнт зв'язку об'ємної долі пари з масовою; R_0 – початковий радіус бульбашки; ρ_g – густина парової фази; F^+, F^- – константи моделювання.

Модель Релея-Плессета враховує два фактори: швидкість росту бульбашки та статистичний характер розподілу бульбашок у кавітаційному потоці. Об'ємна доля пари в осередку враховується статистично на основі визначення числа зародків n та їх радіусу R_0 за формулою:

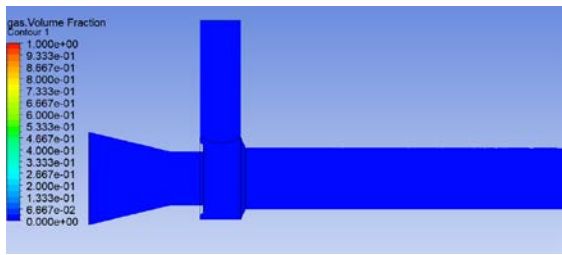
$$\alpha = \frac{4}{3} \pi R_0^3 n. \quad (19)$$

Модель кавітації, що реалізована в ANSYS CFX потребує задання таких параметрів, як середній діаметр бульбашки та тиск насиченої пари. За даними літератури [21], радіус бульбашки в кінці стиснення R_{\min} , як правило, знаходиться у межах 10^{-7} – 10^{-8} м при початковому радіусі $R_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ м. Таким чином, змінення об'єму бульбашки складає не менше 1000. Тиск насиченої пари вибирається з урахуванням температури рідини, що моделюється.

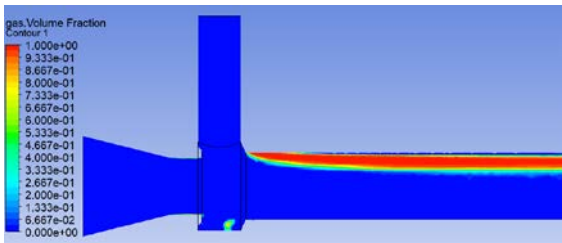
На рис. 5 наведено порівняння двох картин течії нафти в струминному прямооточному насосі із урахуванням моделі Релея-Плессета та без урахування, тобто з урахуванням кавітації та без. Так, на рисунку наведено розподіл об'ємної концентрації газу в двох таких розрахунках. Обидва розрахунки включають в якості рідини, що рухається проточною частиною, нафту із 3-відсотковим вмістом газу. Можна спостерігати, що в першому випадку не відбувається збільшення концентрації газу вздовж проточної частини насоса. В другому випадку спостерігається доволі широка зона виділеного з нафти газу, що не може не впливати на загальні енергетичні характеристики перекачування.

В результаті розрахунку моделі з кавітацією отримано, що ККД насоса дорівнює 10 %. Таким чином, вибір моделі, за якою відбувається розрахунок числовими методами значно впливає на інтегральні характеристики роботи струминного насоса, особливо під час двофазної його роботи. Так, урахування моделі Релея-Плессета (моделі кавітації) привело до збільшення ККД струминного насоса більше ніж в три рази. Причому, фізичні картини течії з урахуванням кавітації візуально адекватно описують процес, що відбувається в насосі, якщо рідина включає в себе деяку кількість газу. Крім того, збільшений ККД відповідає асимптотичним методикам розрахунку характеристик насоса й більше відповідає дійсності.

На рис. 6 представлено графіки тиску в різних перетинах камери змішування насоса.



а



б

Рис. 5. Об'ємна концентрація газу в проточній частині струминного насоса:
а – розрахунок без урахування моделі кавітації; б – з урахуванням моделі кавітації

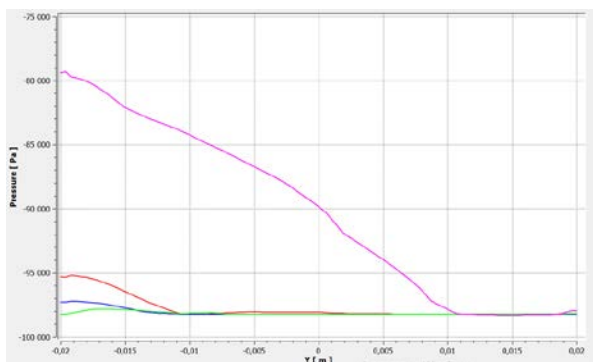


Рис. 6. Розподіл тисків в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

На рис. 7–9 представлено графіки різних параметрів роботи струминного насосу в різних перетинах камери змішування. Ці графіки є дуже корисними під час проектування струминних насосів й можуть бути використані під час оптимізаційного моделювання насоса за геометричними параметрами.

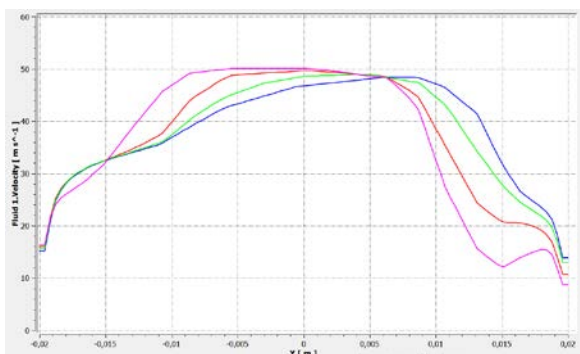


Рис. 7. Розподіл швидкостей нафти в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

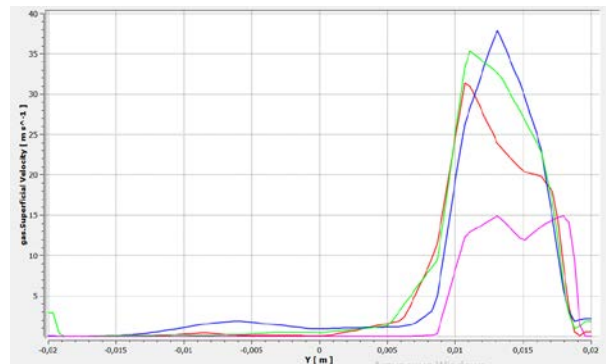


Рис. 8. Розподіл швидкостей газу в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

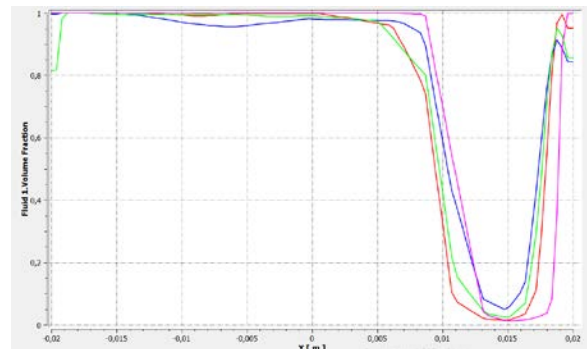


Рис. 9. Розподіл об'ємних концентрацій нафти в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

Висновки. В роботі удосконалено енергетичні параметри нафтових струминних насосів розрахунковим шляхом. Виконано проектування струминного насосу для перекачування нафти, та проведені його числові розрахунки з різними моделями турбулентності та агрегатними станами середовищ. Отримані кінематичні характеристики течії та розраховано ККД насоса.

В результаті розрахунку моделі з кавітацією отримано, що ККД насоса дорівнює 10 %. Таким чином, вибір моделі, за якою відбувається розрахунок числовими методами значно впливає на інтегральні характеристики роботи струминного насоса, особливо під час двофазної його роботи. Так, урахування моделі Релея-Плессета (моделі кавітації) привело до збільшення ККД струминного насоса більше ніж в три рази. Причому, фізичні картини течії з урахуванням кавітації візуально адекватно описують процес, що відбувається в насосі, якщо рідина включає в себе деяку кількість газу. Крім того, збільшений ККД відповідає асимптотичним методикам розрахунку характеристик насоса й більше відповідає дійсності.

Список літератури

1. Якимечко Я. Я. Використання пульсаційно-хвильової технології для інтенсифікації видобування високов'язких нафт. *Збірник статей учасників дев'ятнадцятої всеукраїнської практично-пізнавальної інтернет-конференції «Наукова думка сучасності і майбутнього» (27 березня–11 квітня 2018 р., Дніпро)*. Дніпро: Вид-во НМ, 2018. С. 19–21.

2. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. *Струйные аппараты*. Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
3. Паневник О. В. Дослідження перспектив розвитку нафтових струминних насосів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 1 (70). С. 41–51. doi: 10.31471/1993-9973-2019-1(70)-41-51.
4. Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезіна В. В., 2017. 204 с.
5. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17*. Харків, 2017. 364 с.
6. Galindo J., Dolz V., Tiseira A., Ponce-Mora A. Numerical assessment of the dynamic behavior of a solar-driven jet-ejector refrigeration system equipped with an adjustable jet-ejector. *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 121. P. 168–182. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.019
7. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozeniy A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2022. P. 218–226.
8. Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Автомобильный транспорт*. 2016. Вып. 38. С. 93–98.
9. Bañon F., Sambruno A., González-Rovira L., Vazquez-Martinez J. M., Salguero J. A review on the abrasive water-jet machining of metal-carbon fiber hybrid materials. *Metals*. 2021. Vol. 11, issue 1. P. 164. doi: 10.3390/met11010164
10. Bazaluk O., Dubei O., Ropyak L., Shovkoplias M., Pryhorovska T., Lozynskiy V. Strategy of compatible use of jet and plunger pump with chrome parts in oil well. *Energies*. 2022. Vol. 15, issue 1. P. 83. doi: 10.3390/en15010083
11. Souas F., Safri A., Benmounah A. A review on the rheology of heavy crude oil for pipeline transportation. *Petroleum Research*. 2021. Vol. 6, issue 2. P. 116–136. doi: 10.1016/j.ptlrs.2020.11.001
12. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021. Vol. 218. P. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
13. Geng L., Chen J., Escaler X. Improvement of cavitation mass transfer modeling by including Rayleigh–Plesset equation second order term. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2020. Vol. 84. P. 313–324. doi: 10.1016/j.euromechflu.2020.05.008
14. Сьомін Д. А., Роговой А. С., Левашов А. Н., Левашов Я. Н. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. *Вісник Нац. техн. ун-ту України «КПІ»: зб. наук. пр. Сер.: Машинобудування*. Київ: НТУУ «КПІ». 2016. № 2 (77). С. 71–78. doi: 10.20535/2305-9001.2016.77.74796
15. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, no. (3). P. 57–62.
16. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
17. Elbel S., Lawrence N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 62. P. 1–18. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031
18. Sirait A. R. H., Hutapea G. P., Ambarita H. Experimental and numerical simulation of two 20° angled solar collectors with trapezoidal groove plate. *2nd Talenta Conference on Engineering, Science and Technology. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 801 (17 October 2019, Medan, Indonesia)*. IOP Publishing, 2020. P. 012041. doi: 10.1088/1757-899X/801/1/012041
19. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебн. пособ.* Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.
20. Уколов А. И., Родионов В. П., Старовойтов П. П. Моделирование колеса центробежного насоса с максимальным эффектом кавитации. *Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики*. 2017. № 5. С. 910–919. doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919
21. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2017. Vol. 61, part 2. P. 263–270. doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001

References (transliterated)

1. Yakymchko Ya. Ya. Vykorystannya pul'satsiyno-khvylovoyi tekhnolohiyi dlya intensyfikatsiyi vydobuvannya vysokov'yazykykh naft [The use of pulsation-wave technology to intensify the production of highly viscous oils]. *Zbirnyk statey uchasyukiv dev'yatnadtsyatoyi vseukrayins'koyi praktychno-piznaval'noyi internet-konferentsiyi "Naukova dumka suchasnosti i maybut'oho" (27 bereznya–11 kvitnya 2018 r., Dnipro)* [A collection of articles by the participants of the nineteenth All-Ukrainian practical and cognitive Internet conference "Scientific thought of the present and the future" (March 27–April 11, 2018, Dnipro)]. Dnipro, NM Publ., 2018, pp. 19–21.
2. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. *Struynye apparaty* [Jet devices]. Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
3. Panevnyk O. V. Doslidzhennya perspektyv rozvytku naftovykh strumynnykh nasosiv [Further prospects for the development of oil jetting pumps]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. 2019, no. 1 (70), pp. 41–51. doi: 10.31471/1993-9973-2019-1(70)-41-51.
4. S'omin D. O., Rohovyy A. S. *Vykhoro kamerni nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mezina V. V. Publ., 2017. 204 p.
5. Rohovyy A. S. *Rozrobka teoriyi ta metodiv rozrakhunku vykhoro kamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
6. Galindo J., Dolz V., Tiseira A., Ponce-Mora A. Numerical assessment of the dynamic behavior of a solar-driven jet-ejector refrigeration system equipped with an adjustable jet-ejector. *International Journal of Refrigeration*. 2021, vol. 121, pp. 168–182. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.019
7. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozeniy A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2022, pp. 218–226.
8. Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Avtomobil'nyy transport*. 2016, issue 38, pp. 93–98.
9. Bañon F., Sambruno A., González-Rovira L., Vazquez-Martinez J. M., Salguero J. A review on the abrasive water-jet machining of metal-carbon fiber hybrid materials. *Metals*. 2021, vol. 11, issue 1, p. 164. doi: 10.3390/met11010164
10. Bazaluk O., Dubei O., Ropyak L., Shovkoplias M., Pryhorovska T., Lozynskiy V. Strategy of compatible use of jet and plunger pump with chrome parts in oil well. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 1, p. 83. doi: 10.3390/en15010083
11. Souas F., Safri A., Benmounah A. A review on the rheology of heavy crude oil for pipeline transportation. *Petroleum Research*. 2021, vol. 6, issue 2, pp. 116–136. doi: 10.1016/j.ptlrs.2020.11.001
12. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021, vol. 218, p. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
13. Geng L., Chen J., Escaler X. Improvement of cavitation mass transfer modeling by including Rayleigh–Plesset equation second order term. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2020, vol. 84, pp. 313–324. doi: 10.1016/j.euromechflu.2020.05.008
14. Semin D. A., Rogovoy A. S., Levashov A. N., Levashov Ya. N. Verifikatsiya raschetov techeniy v vikhre kamernykh ustroystvakh [Verification of flow calculations in vortex chamber devices]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu Ukrayiny "KPI": zb. nauk. pr. Seriya: Mashynobuduvannya* [Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine "KPI": a collection of scientific papers]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2016, no. 2 (77), pp. 71–78. doi: 10.20535/2305-9001.2016.77.74796
15. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016, vol. 16, no. (3), pp. 57–62.
16. S'omin D. O., Rohovyy A. S. Vplyv umov vkhodu sere dovyscha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhre kamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of

- the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
17. Elbel S., Lawrence N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International journal of refrigeration*. 2016, vol. 62, pp. 1–18. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031
18. Sirait A. R. H., Hutapea G. P., Ambarita H. Experimental and numerical simulation of two 20° angled solar collectors with trapezoidal groove plate. *2nd Talenta Conference on Engineering, Science and Technology. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 801 (17 October 2019, Medan, Indonesia)*. IOP Publ., 2020, p. 012041. doi: 10.1088/1757-899X/801/1/012041
19. Garbaruk A. V., Strelets M. Kh., Shur M. L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Modeling turbulence in complex flow calculations]. Politekhn. un-t Publ., 2012. 88 p.
20. Ukolov A. I., Rodionov V. P., Starovoytov P. P. Modelirovanie koleasa tsentrobezhnogo nasosa s maksimal'nyim efektom kavitatsii [Simulation of a centrifugal pump wheel with maximum cavitation effect]. *Nauchno-tehnicheskiiy vestnik informatsionnykh tekhnologiy, mekhaniki i optiki*. 2017, no. 5, pp. 910–919. doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919
21. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2017, vol. 61, part 2, pp. 263–270. doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001

Надійшла (received) 03.09.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Костюк Марія Олександрівна (Kostiuk Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; e-mail: mariia.kostiuk@mit.khpi.edu.ua

Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua

N. FATIEIEVA, O. FATYEYEV, V. PONOMAROV

ADVANTAGES OF USING HYDRAULIC EQUIPMENT OF MODULAR MOUNTING IN THE MODERNIZATION OF MACHINE HYDROSYSTEMS

With each passing year, automation schemes that use hydraulics are becoming more and more complex. With the large number of hydraulic devices in the scheme, replacing threaded connections with other methods of mounting becomes very important. The analysis of building and mounting of hydraulic drives and hydraulic units on the example of metal-cutting machines, namely: round saw and turret lathe. The analysis shows that the optimal variant of pipeless mounting of hydraulic drives is mounting with the use of modular and butt hydraulic equipment. The main advantages of modular mounting are: reducing the number of pipelines and their connections; increasing drive rigidity, reducing noise; compactness, small size and weight; reducing labor costs and time for design and manufacture of the drive; convenience of operation, the ability to quickly reconfigure the drive, replace the failed unit without disassembly of the hydraulic drive; unification of mounting plates and hydraulic panels; increasing their seriality. In addition, with this type of mounting, there is always a constant distance between the individual devices and regulating bodies of different apparatuses that make up a typical element of a hydraulic system (its structural contour). This makes it possible to determine in advance the characteristics, properties and "behavior" not of individual hydraulic apparatuses included in the hydraulic system of the machine drive, but of groups of apparatuses that make up typical modular units. We have an opportunity to judge the characteristics of the hydraulic drive of the machine as a whole already at the stage of its design by predetermined characteristics of typical elements (modular units) included in the hydraulic system of the machine, which will significantly reduce the time for designing, debugging and launching the drive in production. The group of metalworking equipment, in which the hydraulic drive on the basis of modular and butt hydraulic equipment is easily performed, includes: turning group machines; drilling and boring machines; grinding group machines; broaching machines; cutting machines, milling machines and other special machines. Justified selection of the nomenclature of normalized hydrostations, modular and butt hydraulic apparatuses and other unified elements can solve the problem of creating up to 70–75 % of the manufactured hydraulic drives completely based on unified units.

Keywords: hydraulic drive, machine hydrosystems, modular mounting, butt mounting, structural contour, hydraulic panel, modular unit.

Н. М. ФАТЄЄВА, О. М. ФАТЄЄВ, В. А. ПОНОМАРЬОВ

ПЕРЕВАГИ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОАПАРАТУРИ МОДУЛЬНОГО МОНТАЖУ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВЕРСТАТНИХ ГІДРОСИСТЕМ

З кожним роком схеми автоматизації, що реалізуються, із застосуванням гідравліки, стають все складніше і складніше. При великій кількості гідравлічних апаратів у схемі заміна різьбових з'єднань на інші способи монтажу стає дуже актуальною. Проведено аналіз побудови і монтажу гідравлічних приводів і гідроагрегатів на прикладі металорізальних верстатів, а саме: круглопильного та токарно-револьверного. Аналіз показує, що оптимальним варіантом безтрубного монтажу гідроприводів є монтаж з використанням модульної і стикової гідроапаратури. Основними перевагами модульного монтажу є: скорочення кількості трубопроводів і їх з'єднань; підвищення жорсткості приводу, зниження шуму; компактність, малі габарити і маса; зниження витрат праці і часу на розробку і виготовлення приводу; зручність експлуатації, можливість швидкого перекомпонування приводу, заміни вийшовшого з ладу апарату без розбирання гідроприводу; уніфікація монтажних плит і гідропанелей, збільшення їх серійності. Крім того, при зазначеному виді монтажу завжди дотримується сталість відстані між окремими апаратами і регулюючими органами різних апаратів, які входять в модульний блок і складають типовий елемент гідросистеми (її структурний контур). Це дає можливість заздалегідь визначити характеристики, властивості і «поведінку» вже не окремих гідроапаратів, що входять в гідросистему приводу машини, а груп апаратів, що становлять типові модульні блоки. Є можливість за заздалегідь визначеними характеристиками типових елементів (модульних блоків), що входять в гідросистему машини, судити про характеристики гідроприводу машини в цілому вже на стадії його проектування, що дозволяє значно скоротити час на проектування, налагодження і запуск приводу в виробництво. До групи металообробного обладнання, в якій легко виконується гідравлічний привід на базі модульної і стикової гідроапаратури відносяться: верстати токарної групи; верстати свердлильні й розточувальні; верстати шліфувальної групи; протяжні верстати; верстати відрізні, фрезерні та інші спеціальні верстати. Обґрунтований вибір номенклатури нормалізованих гідростанцій, модульної та стикової гідроапаратури і інших уніфікованих елементів може вирішити задачу створення на базі уніфікованих вузлів до 70–75 % випущених гідроприводів.

Ключові слова: гідропривод, верстатні гідросистеми, модульний монтаж, стиковий монтаж, структурний контур, гідропанель, модульний блок.

Introduction. At present, a considerable part of hydraulic equipment is produced with butt connections, mostly with unified international connection dimensions. Unification of connection and mounting holes of joint planes provides unhindered replacement of devices, simplifies the conditions of operation and repair of equipment, as well as creates a wide range of opportunities for export. Significant experience has been accumulated in its application and operation [1–5]. The use of butt equipment has the following disadvantages: the hydropanel body on which the equipment is mounted is complicated; metal consumption is increased; it is difficult to detect and eliminate the error made during the design or manufacture of the panel body; the unsuitability of the panel bodies for use in upgrading the cycle of the hydroficated machine; the impossibility of unifying the panel bodies.

The result of further development of hydraulic equipment of butt design is modular equipment [6, 7].

Hydraulic devices of modular design regardless of their functional purpose have two joint planes with the same coordinates of connection holes (mounting holes and channels of flow inlet, drain and outlet to the executive hydromechanism). Therefore, it is possible to assemble individual parts and elements of hydraulic schemes from the devices of modular design by installing the devices one on one in the form of a package, the closing elements of which are directional valves or blanking plates. By connecting the packages installed on the mounting plates with each other, we get a hydropanel [2, 8–10].

Hydraulic equipment of modular design not only has all the advantages of conventional hydraulic equipment of butt design, but also allows you to make the hydraulic drive light, compact, easy to install and operate without connecting pipes.

It should be noted, that for hydraulic systems with high and ultrahigh pressure and high flow rates of working fluid, another direction in the construction of hydraulic

drives with pipeless mounting method is the creation of valve hydraulic equipment built into the holes, which is based on a check valve operated hydraulically or electrohydraulically [11].

Analysis of the state of the issue. It is known, that the basis of hydraulic equipment of modern metal-cutting machines, presses and other machines are hydraulic systems of reciprocating motion (or rotational), which in practice there are a large number of design variants.

However, despite the great variety of hydraulic systems, their basic and design solutions have much in common [2, 12]. This applies first and foremost to the hydraulic systems of machine tools for specific applications. For example, the hydraulic systems of internal grinding machines operating on a semi-automatic cycle have much in common in design. Also similar are the hydraulic systems of external cylindrical grinding machines, aggregate machines, semi-automatic lathes, discrete and program-controlled machines.

Thus, careful study, analysis and classification of hydraulic drives of machine tools, presses and other hydroficated machines allow to identify and group individual typical elements of schemes (structural contours), common to drives of various machines regardless of their intended purpose. This is the basis for creating individual unified functional blocks that implement typical structural contours of hydraulic systems, based on hydraulic equipment of modular and butt design, determining their needs for the industry and establishing serial production of modular blocks and unified panels based on them, which in turn allows you to perform hydraulic machinery drive by aggregation method [6].

Fig. 1 shows an example of a typical hydraulic system structure for controlling the duty cycle of a

machine's hydraulic actuator (direction and speed in both directions, locking at the end of the cylinder stroke) [2]. The modular unit for controlling the movement and speed of a hydraulic cylinder is shown as an example of Rexroth hydraulic units [13].

As the analysis shows, hydraulic panels of some groups of machines are easily performed completely on modular hydraulic equipment (hydraulic panels of gear-working machines, milling machines, slotting machines, some lathe semiautomatic machines). In this case, units of modular equipment are installed on single or multi-seat mounting plates (depending on the complexity of the hydraulic system).

Fig. 2–4 show examples of typical hydraulic schemes structure contours, the implementation of which is conveniently carried out with the help of modular hydraulic equipment. [6, 13, 14].

The same contours can also be made on the basis of butt equipment, but then the number of mounting plates will be determined by the number of apparatuses included in the structural contour of the hydromechanism of the machine.

To build a hydraulic scheme of a machine drive using modular elements it is necessary to have a certain practical skill. It is recommended to first bring the already existing conventional hydraulic scheme of the drive to a form suitable for modular mounting.

Main part. As an example, consider the hydraulic drive scheme of a round saw machine (Fig. 5). The machine hydraulic drive consists of hydraulic tank 1, two executive hydraulic cylinders 6 and 7, fed from one pump 2, control and regulating 3, 5, 9 and distributing 4, 8 hydraulic equipment. The speeds of the executing hydraulic cylinder 6 are regulated by the flow control valves 5 as it moves in both directions.

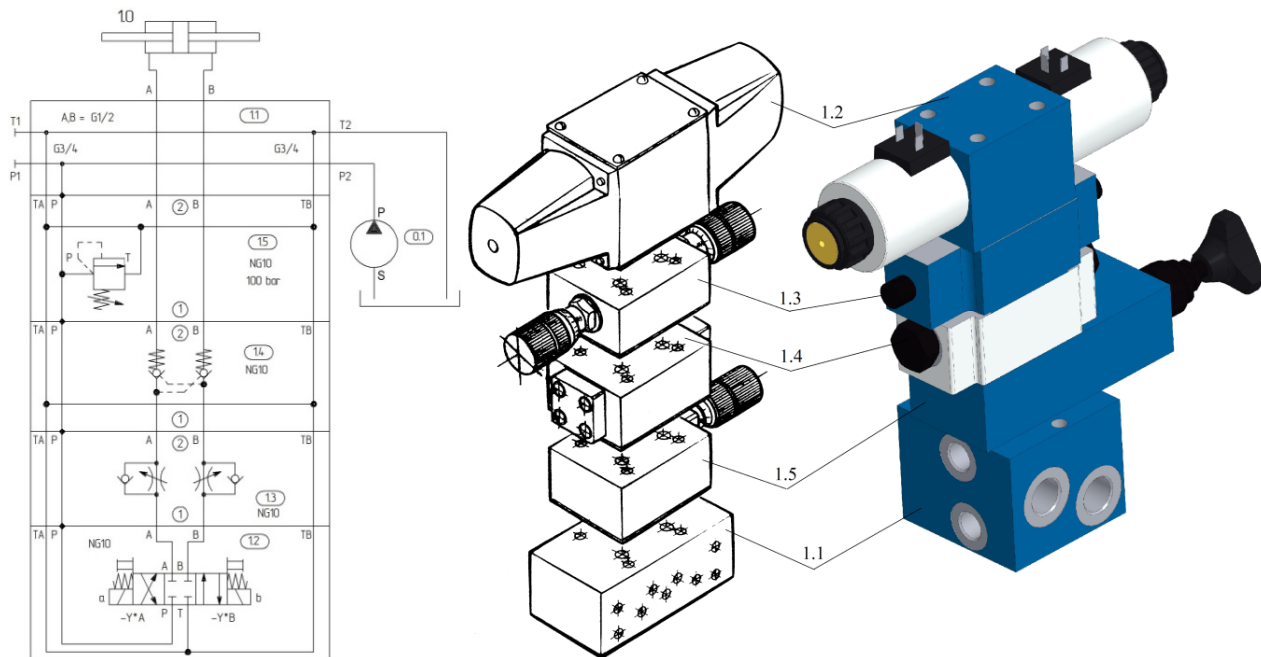


Fig. 1. Functional modular unit to control movement and speed of hydraulic cylinder:

0.1 – pump; 1.0 – hydraulic cylinder; 1.1 – mounting plate; 1.2 – directional valve; 1.3 – twin throttle check valve; 1.4 – check valve, pilot operated; 1.5 – pressure relief valve

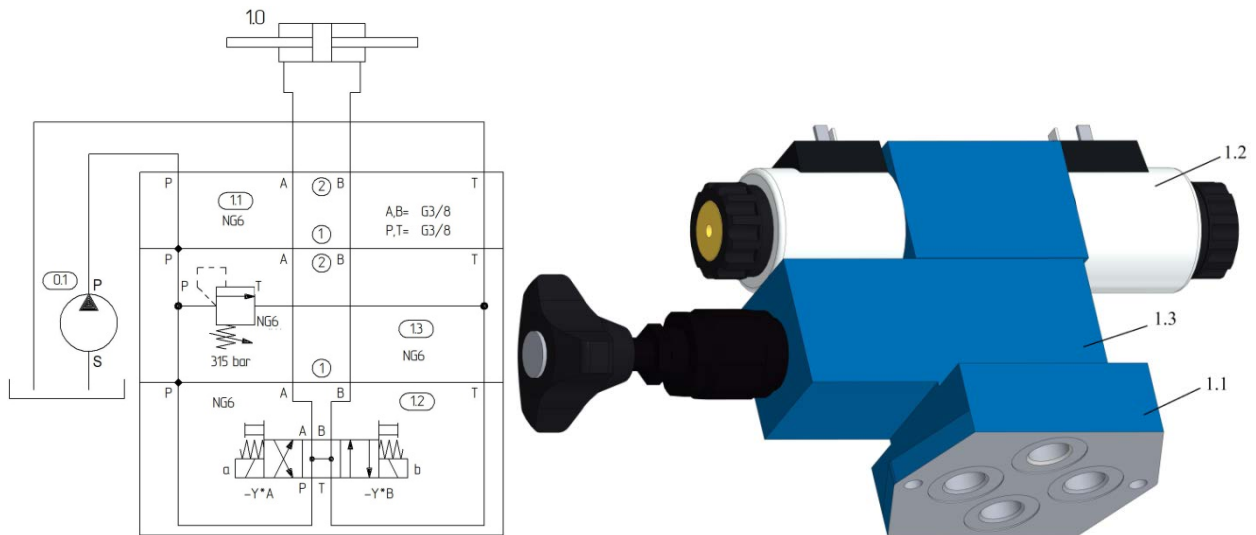


Fig. 2. Modular unit for hydraulic cylinder movement control:
0.1 – pump; 1.0 – hydraulic cylinder; 1.1 – mounting plate; 1.2 – directional valve; 1.3 – pressure relief valve

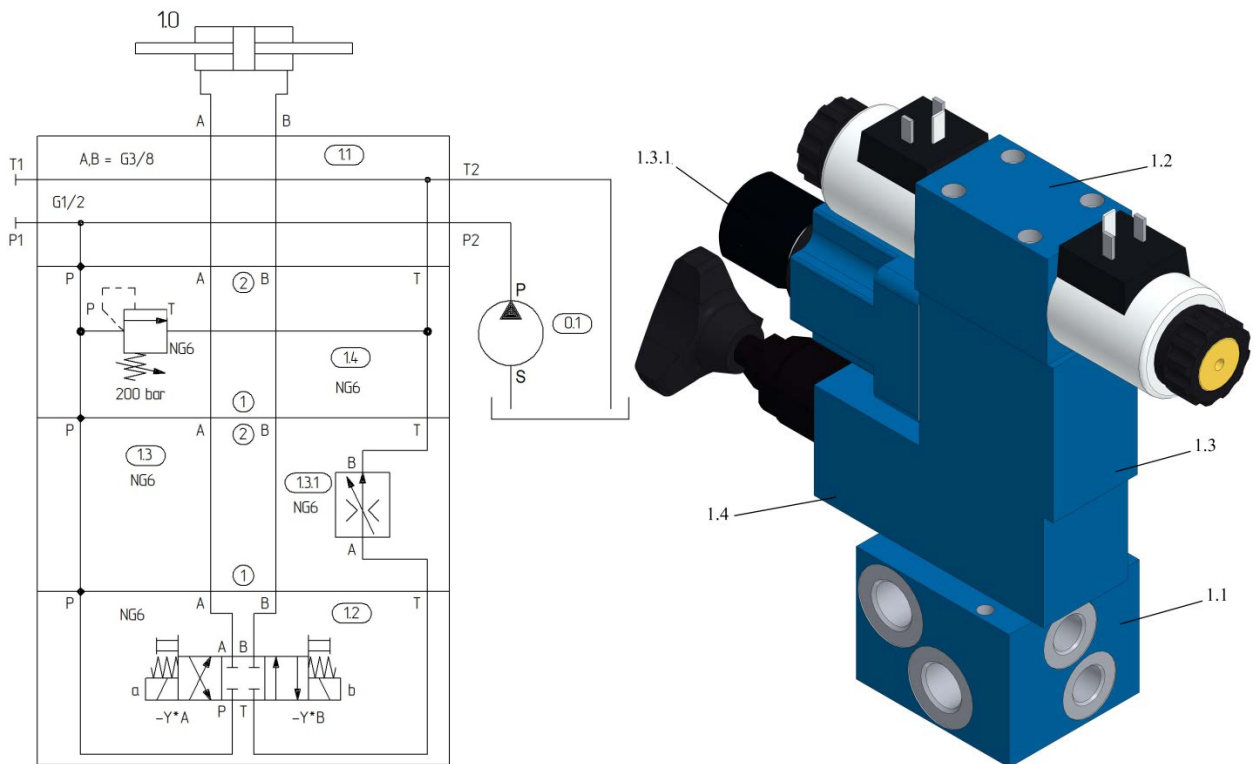


Fig. 3. Modular unit to control movement and speed (the same in both directions) of the hydraulic cylinder:
0.1 – pump; 1.0 – hydraulic cylinder; 1.1 – mounting plate; 1.2 – directional valve; 1.3 – mounting plate; 1.3.1 – flow control valve; 1.4 – pressure relief valve

Hydraulic cylinder 7 uses working fluid at a pressure lower than the pressure in the main line supplying hydraulic cylinder 6, which is ensured by the installation of the pressure reducing valve 9. Analyzing the hydraulic scheme, we distinguish two structural contours that implement the work cycle of the executing hydraulic cylinders of the machine.

The first structural contour implements the operating cycle of the executive hydraulic cylinder 6 and includes the pressure relief valve 3, directional valve 4, flow control valves 5.

The second contour controls the movement of the

hydraulic cylinder 7 and includes the pressure reducing valve 9 and directional valve 8. The hydropanel is easy to execute using a two-seat mounting plate and hydraulic equipment in a modular design (Fig. 5).

The hydraulic scheme of the machine drive using a two-seat mounting plate and hardware in the modular design is shown in Fig. 6.

An example of a hydraulic drive based on modular elements is also the drive of a turret lathe.

Fig. 7 shows the available typical hydraulic scheme of the machine, it is built with the use of hydraulic devices of pipe and butt design.

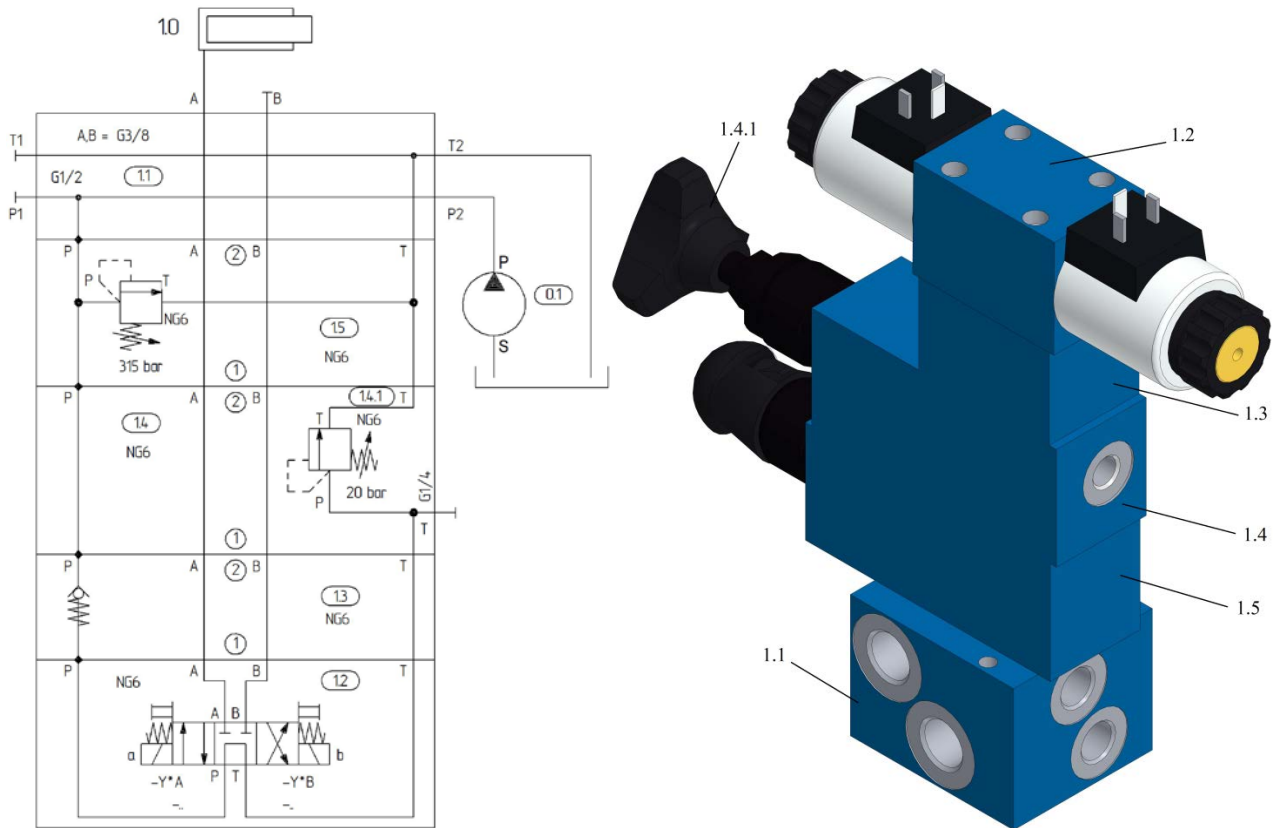


Fig. 4. Modular block for control of hydraulic cylinder of loader, elevator and other mechanisms:
 0.1 – pump; 1.0 – hydraulic cylinder; 1.1 – mounting plate; 1.2 – directional valve; 1.3 – check valve; 1.4 – mounting plate;
 1.4.1 – pressure valve; 1.5 – pressure relief valve

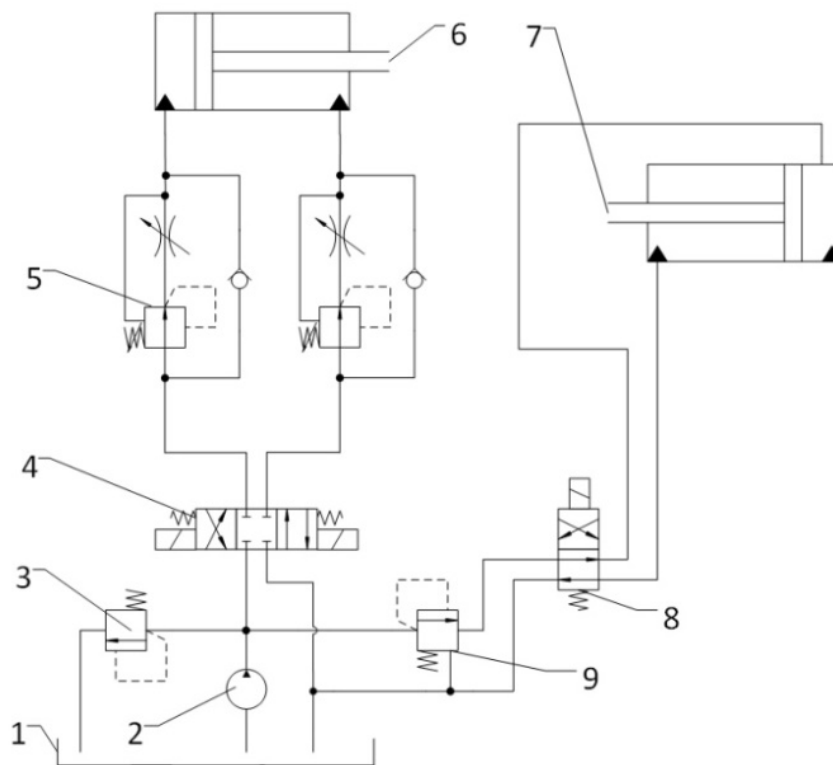


Fig. 5. Hydraulic scheme of the round saw machine drive:
 1 – tank; 2 – pump; 3 – pressure relief valve; 4, 8 – directional valves; 5 – flow control valves; 6, 7 – hydraulic cylinders; 9 – pressure reducing valve

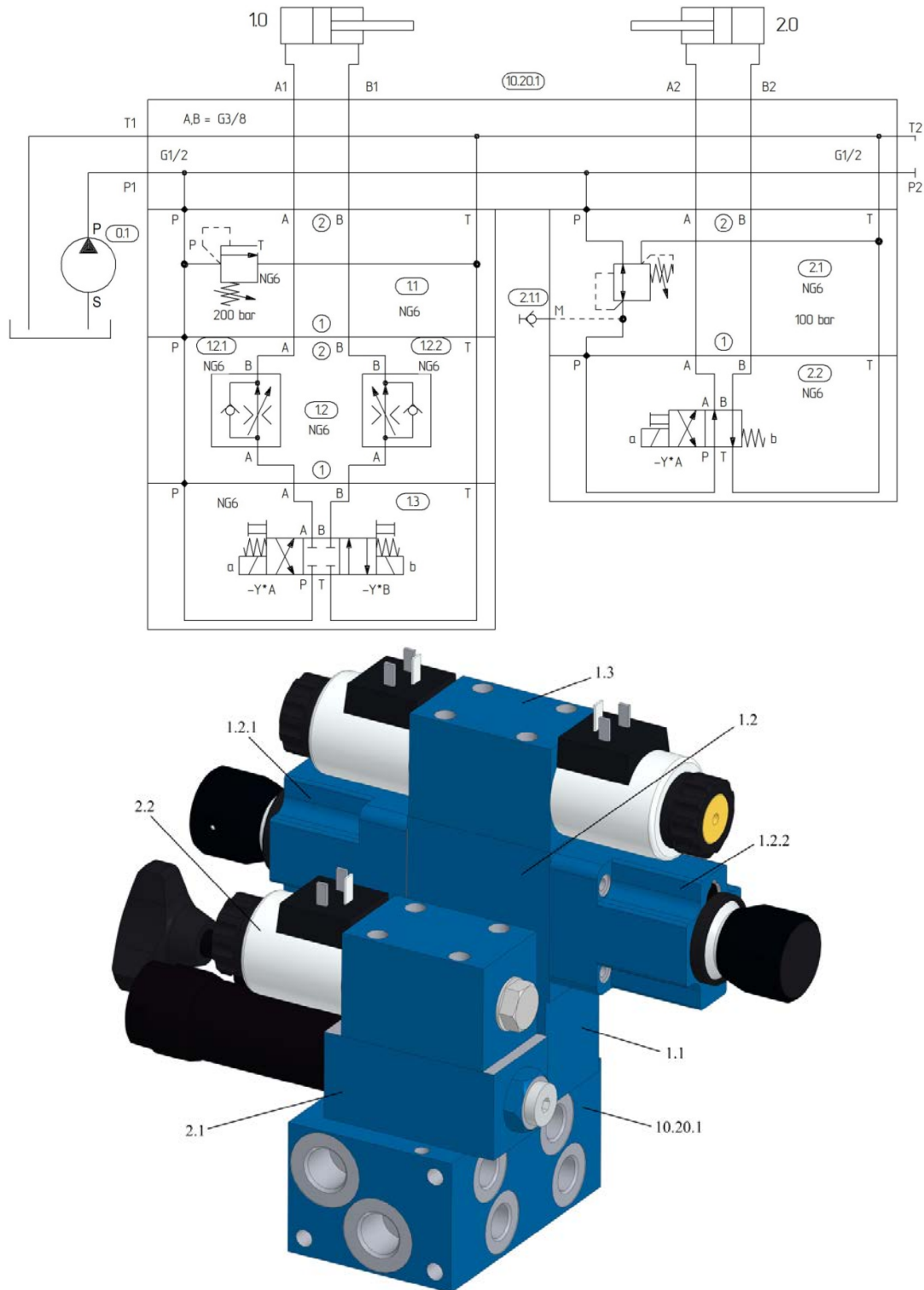


Fig. 6. Hydraulic scheme of round saw machine drive, made on the basis of modular equipment and two-seat mounting plate:
 0.1 – pump; 1.0, 2.0 – hydraulic cylinders; 10.20.1 – mounting plate; 1.1 – pressure relief valve; 1.2 – mounting plate;
 1.2.1, 1.2.2 – flow control valves; 1.3, 2.2 – directional valves; 2.1 – pressure reducing valve

The hydraulic scheme of the machine provides main and auxiliary movements of the executive elements: clamping of blanks with the specified force; clamping of the turret, its rotation when changing positions; working and auxiliary movements of the cutting caliper; operation of the device for automatic unloading of parts; pressure control in the lines of discharge and clamping.

The hydroscheme consists of:

- discharge line including: pump P, filters F1 and F2, pressure relief valve PV2 and check valve CV;
- the workpiece clamping line, including: pressure reducing valve PRV, directional valve D1, pressure sequence valve PV1, hydraulic cylinders of clamping C1 and C2;
- cutting caliper line, which includes: directional valve D3, flow control valve A2, hydraulic cylinder C3;

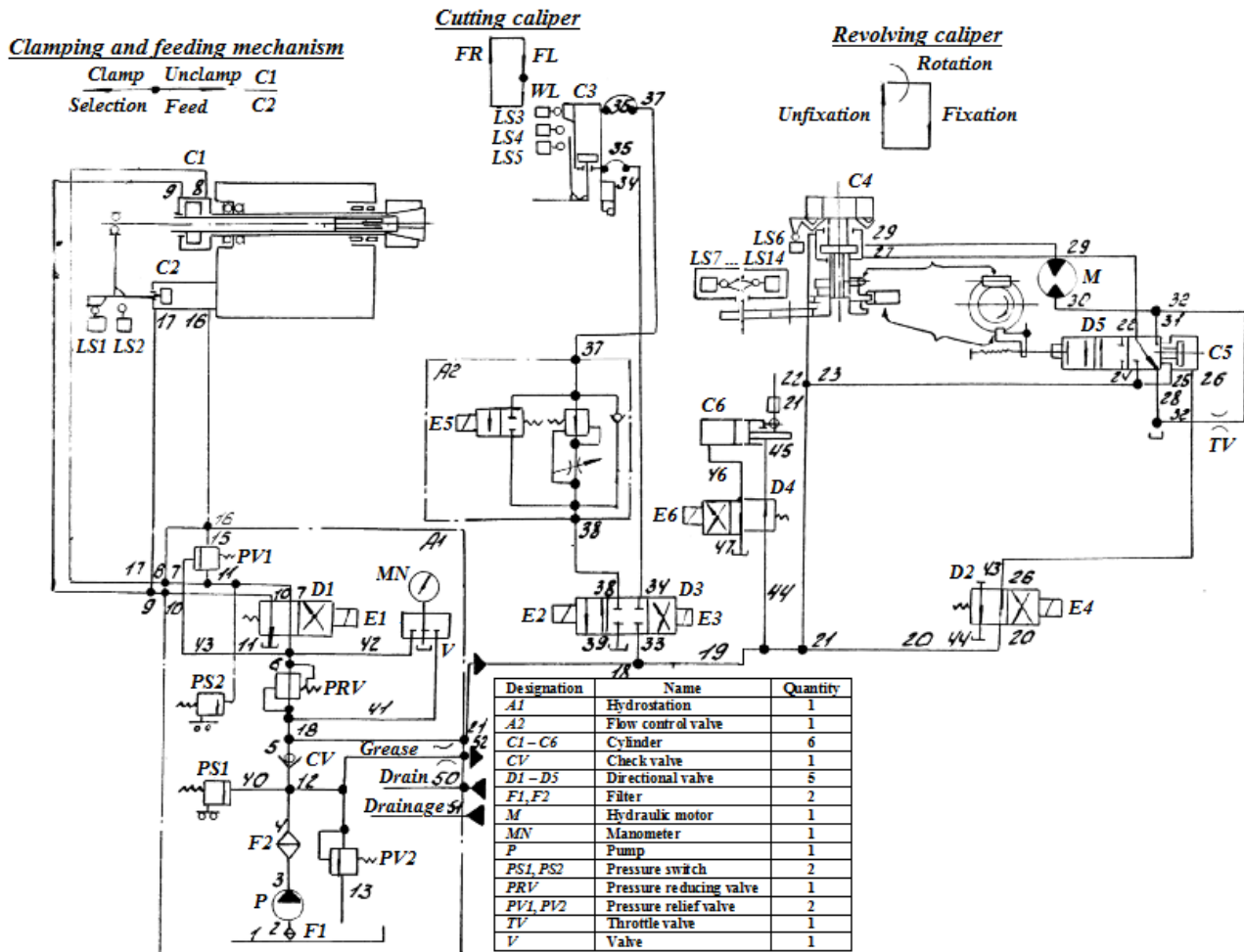


Fig. 7. Hydraulic scheme of the turret lathe drive

- control line of the turret caliper, including: hydraulic directional valves D2 and D5, hydraulic motor M, hydraulic cylinders C4 and C5;

- unloading device line, which includes hydraulic directional valve D4, hydraulic cylinder C6.

The pressure in the discharge line is set by the pressure relief valve PV2.

Fig. 8 shows the hydraulic scheme of a turret lathe drive, developed with the use of hydraulic units of modular and butt design.

The hydroscheme consists of:

- discharge line including: pump 0.1, filter, pressure relief valve 1.1 modular design;

- the workpiece clamping line, which includes: check valve 1.2 modular design, pressure reducing valve 1.3 modular design, pressure relief valve 1.4 modular design, hydraulic directional valve 1.5 butt design, hydraulic clamping cylinders 1.0.1 and 1.0.2;

- control line of the turret caliper which includes: check valve 2.1 modular design, pressure relief valve 2.2 modular design, throttle with check valve 2.3 modular design, check valve 2.4 modular design, hydraulic directional valve 2.5 butt design, hydraulic motor 2.0;

- cutting caliper line, which includes: check valve 3.1 modular design, flow control valve 3.2 modular design, hydraulic directional valve 3.3 butt design, hydraulic cylinder 3.0;

- unloading device line, which includes: check valve 4.1 modular design, throttle with check valve 4.2 modular design, hydraulic directional valve 4.3 butt design, hydraulic cylinder 4.0.

The pressure in the discharge line is set by the pressure relief valve 1.1.

Comparison shows that the hydraulic drive of a turret lathe made on the basis of modular and butt hydraulic equipment has two times less pipelines, end and intermediate connections in relation to the serial one. The weight of the hydraulic panel is 2,5 times less than that of a serial hydraulic panel, and labor intensity of manufacturing is 3,5 times less. The noise of the drive was reduced by 1-2 dB.

Results of the analysis. The main advantages of modular mounting are: reducing the number of pipelines and their connections; increasing drive rigidity, reducing noise; compactness, small size and weight; reducing labor costs and time for the design and manufacture of the drive; usability, the ability to quickly reconfiguration drive, replace a failed unit without disassembly of the hydraulic drive; reducing losses by reducing the path of flow of working fluid in the system and the number of local resistances; improving the appearance of the hydraulic drive; unification of mounting plates and hydropanels; increasing their seriality.

In addition, with this type of mounting, there is

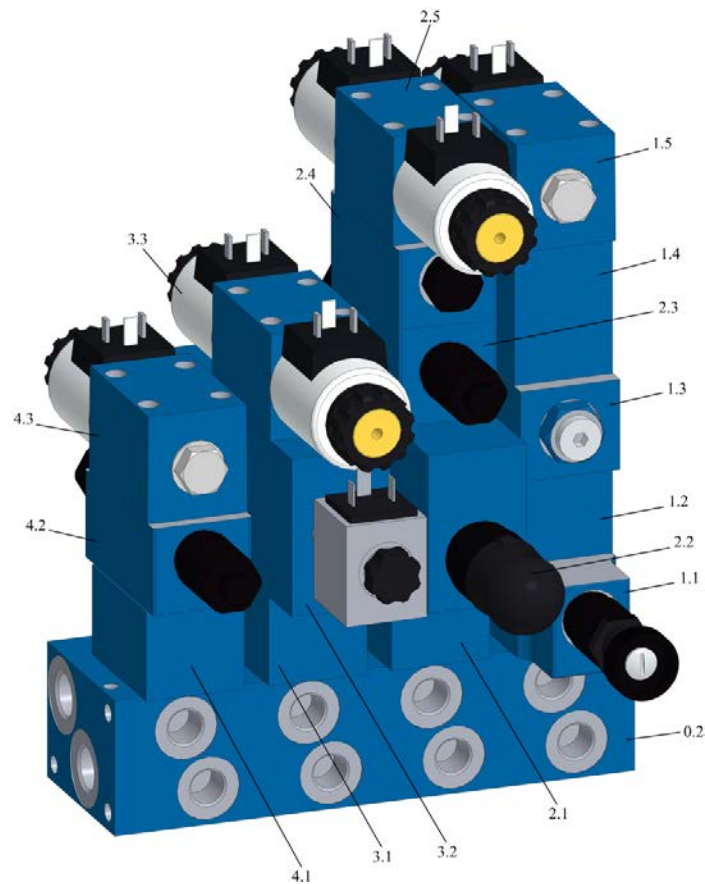
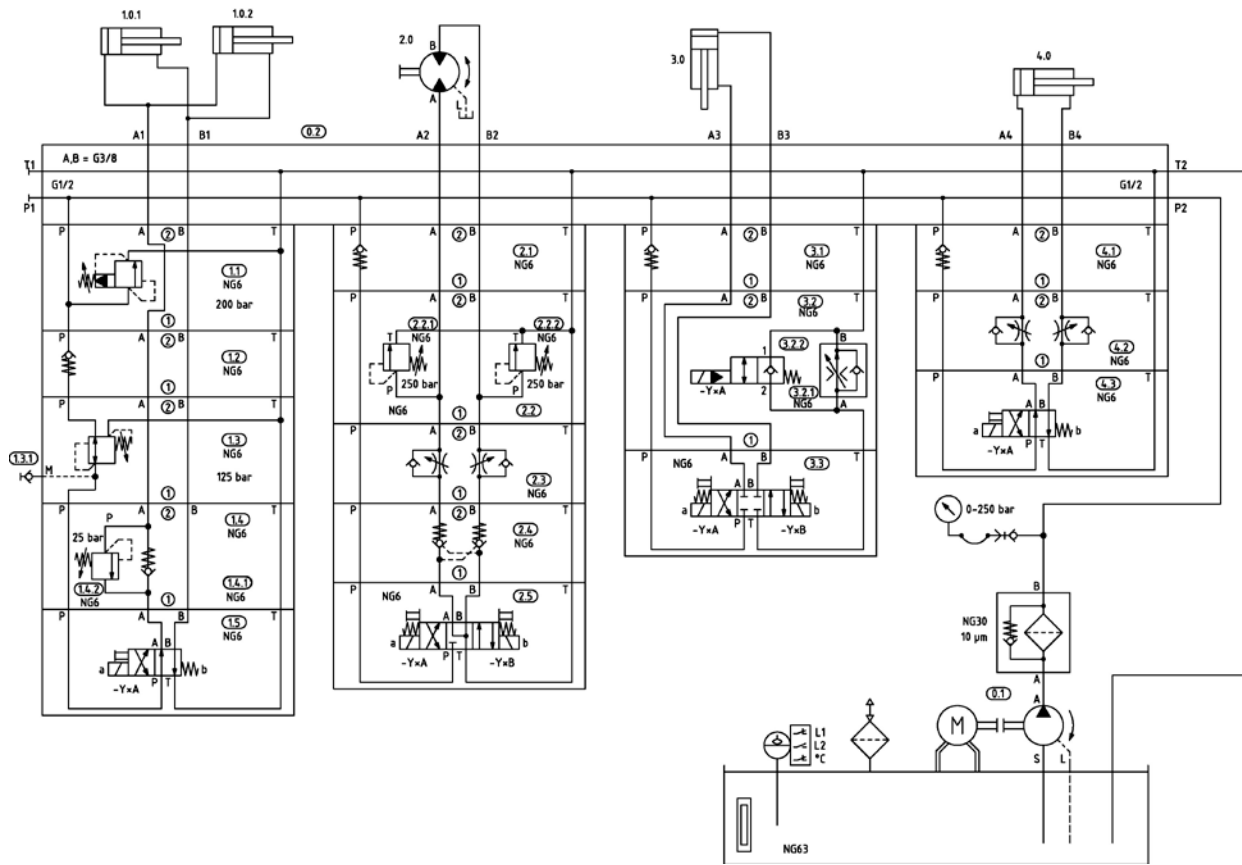


Fig. 8. Hydraulic scheme of the turret lathe drive, made with modular equipment:
 0.1 – pump; 0.2 – mounting plate; 1.0.1, 1.0.2, 3.0, 4.0 – hydraulic cylinders; 1.1, 1.4, 2.2 – pressure relief valves;
 1.2, 2.1, 2.4, 3.1, 4.1 – check valves; 1.3 – pressure-reducing valve; 1.5, 2.5, 3.3, 4.3 – directional valves; 2.0 – hydraulic motor;
 2.3, 4.2 – throttles with check valves

always a constant distance between the individual devices and regulating bodies of different apparatuses that make up a typical element of a hydraulic system (its structural contour). This makes it possible to determine in advance the characteristics, properties and "behavior" not of individual hydraulic apparatuses included in the hydraulic system of the machine drive, but of groups of apparatuses that make up typical modular units. We have an opportunity to judge the characteristics of the hydraulic drive of the machine as a whole already at the stage of its design by predetermined characteristics of typical elements (modular units) included in the hydraulic system of the machine, which will significantly reduce the time for designing, debugging and launching the drive in production.

The conducted analysis of building and mounting of hydraulic drives and hydraulic units, tendencies of development of hydraulic schemes of hydraulic drives of machines shows that the optimal variant of the pipeless mounting is mounting with the use of modular and butt-type hydraulic apparatuses. The execution of hydraulic drives on the basis of only one type of hydraulic apparatus (e.g., modular) is not always possible and justified.

Dimensions of the devices of modular design are determined by the size of the butt plane of the directional valve, which is usually the final link in the block of modular apparatus (see Fig. 1), so the conditional passage of the devices of modular design is limited to $D_c = 6-16$ mm, since the modular devices of larger conditional passages in size and weight are several times larger than the units of butt design.

In addition, the functionality of modular apparatuses does not cover all variants and designs of butt-type apparatuses, which is explained by dimensional restrictions. In units of modular apparatuses at high pressure, butt openings and depressurization are possible. Therefore, modular apparatuses are limited in pressure up to 4552 psi [6, 14].

Therefore, it is rational to use in each particular hydraulic drive those types of apparatuses or combinations of different types, which allow for a given drive to realize the optimal cycle of operation of a hydroficated machine in all major technical parameters, in other words, those apparatuses, the advantages of which would be decisive for a given drive.

Depending on the selected hydraulic apparatuses it is necessary to develop a hydraulic scheme of the drive in a form suitable for the use of modular elements, to determine the number of mounting, intermediate and sealing plates, the sequence of their connection and the overall dimension of the panels.

Conclusions. Thus, the currently producing hydraulic stations with tank capacity from 10 to 1000 l and pumps with capacity from 3 to 250 l/min at pressure up to 4552 psi, control and distributive hydraulic apparatuses with international connection sizes, complexes of modular hydraulic apparatuses with conditional passages 6, 10 and 16 mm can solve the problem of creation and modernization of hydraulic drives on the basis of unified elements, using progressive modern methods of their building and mounting. This will reduce

labor input in design and manufacturing of hydraulic drives by 30–40 % with a sharp reduction in terms of creation and implementation of new machines and equipment, reduce costs for maintenance and repair of hydraulic drives, increase their reliability.

The group of metalworking equipment, in which the hydraulic drive on the basis of modular and butt hydraulic equipment is easily performed, includes: turning group machines; drilling and boring machines; grinding group machines; broaching machines; cutting machines, milling machines and other special machines.

Justified selection of the nomenclature of normalized hydrostations, modular and butt hydraulic apparatuses and other unified elements can solve the problem of creating up to 70–75 % of the manufactured hydraulic drives completely based on unified units.

References

1. Волоцкий В. М. *Гидравлические приводы машин и их оборудование*. Харьков: Гидроэлект, 1995. 155 с.
2. Свешников В. К. *Станочные гидроприводы*. Машиностроение, 2008. 640 с.
3. Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. *Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів: навч. посіб.* Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 308 с.
4. Буренников Ю. А., Немировский И. А., Козлов Л. Г. *Гидравлика, гидро- та пневмоприводы*. Винница: ВНТУ, 2013. 273 с.
5. Аврун Г. А., Кириченко И. Г., Самородов В. Б. *Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин*. Харьков: ХНАДУ, 2016. 438 с.
6. Наумчук Ф. А., Оксененко А. Я., Филатов Р. А., Набока И. П., Уманская Т. А. *Модульный монтаж гидравлических приводов*. НИИмаш, 1979. 39 с.
7. Пинчук В. В. *Расчет и конструирование агрегатно-модульных гидроблоков управления гидроприводов технологического оборудования: автореф. дис. на соискание учен. степени д-ра техн. наук: спец. 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин»*. Минск, 2016. 41 с.
8. Экнер Х., Фрейтаг Р., Гайс Х., Ланг Р., Опольцер Й., Шваб П., Зумпф Е., Остендорф У., Райк М. *Гидропривод. Основы и компоненты. Том 1*. Эрбах: Бош Рекрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика, 2003. 323 с.
9. *Типы монтажа гидроаппаратуры*. URL: <http://for-engineer.info/hydraulics/typy-montazha-gidroapparatury.html> (дата обращения: 02.08.2022).
10. *Аппараты модульного монтажа (применение и монтаж)*. URL: <https://hydraulic24.ru/apparatu-modulnogo-montazha-primeneniye-i-montazh/> (дата обращения: 04.08.2022).
11. Савченко О. Я., Єлізаров С. П., Кишковский В. О. Про нові напрямки в технології виготовлення гідроапаратури. *Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. пр.* Одеса, 2012. Вип. 63: Технічні науки. С. 81–86.
12. *Металлорежущие станки*. URL: <https://www.metalstanki.com.ua> (дата обращения: 02.08.2022).
13. *Bosch Rexroth Configuration*. URL: https://www.boschrexroth.com/ics/Modules/Configuration/?Modelcode=HSR&p=p770880&Configurator=ReihenplattenHSR&CheckPreviousSelection=Grundplatte:%7B_::%7BR1G_RP_NOMINAL_SIZE=6%7D%7D&cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&pi=4900CE67-A5CA-F4C2-0A19CD21FE13719B_IC_S_8801&scenario=portal&InitConfiguration=1&o=Desktop (дата звернення: 04.08.2022).
14. *Каталог гідравлічного обладнання*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/> (дата звернення: 05.08.2022).

References (transliterated)

1. Volotskiy V. M. *Gidravlicheskie privody mashin i ikh oborudovanie* [Hydraulic machine drives and their equipment]. Kharkov, Gidroeleks Publ, 1995. 155 p.
2. Sveshnikov V. K. *Stanochnye gidroprivody* [Machine hydraulic drives]. Mashinostroenie Publ, 2008. 640 p.

3. Finkel'shteyn Z. L., Andrenko P. M., Dmytriyenko O. V. *Ekspluatatsiya, obsluhovuvannya ta nadiynist' hidravlichnykh mashyn i hidropriyvody* [Operation, maintenance and reliability of hydraulic machines and hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 308 p.
4. Buryennikov Yu. A., Nemyrovskyy I. A., Kozlov L. H. *Hidravlika, hidro- ta pnevmopriyvody* [Hydraulics, hydraulic and pneumatic actuators]. Vinnitsa, VNTU Publ., 2013. 273 p.
5. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladnannya budivel'nykh ta dorozhnykh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road vehicles]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
6. Naumchuk F. A., Oksenenko A. Ya., Filatov R. A., Naboka I. P., Umanskaya T. A. *Modul'nyy montazh gidravlicheskiykh privodov* [Modular mounting of hydraulic drives.]. NIImash Publ., 1979. 39 p.
7. Pinchuk V. V. *Raschet i konstruirovaniye agregatno-modul'nykh gidroblokoy upravleniya gidropriyvodov tekhnologicheskogo oborudovaniya: avtoref. dis. na soiskanie uchen. stepeni d-ra tekhn. nauk: spets. 05.02.02 "Mashinovedeniye, sistemy privodov i detali mashin"* [Design and calculation of modular hydraulic control units in fluid drives of processing equipment. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.02 "Mechanical engineering, drive systems and machine parts"]. Minsk, 2016. 41 p.
8. Eksner Kh., Freytag R., Gays Kh., Lang R., Oppol'tser Y., Shvab P., Zumpf E., Ostendorff U., Rayk M. *Gidropriyvod. Osnovy i komponenty. Tom 1* [Hydraulic Drive. Fundamentals and Components. Volume 1]. Erbach, Bosch Rexroth AG Servis Avtomatizatsiya Didaktika Publ., 2003. 323 p.
9. *Tipy montazha gidroapparatury* [Types of mounting of hydraulic apparatus]. Available at: <http://for-engineer.info/hydraulics/typy-montazha-gidroapparatury.html> (accessed 02.08.2022).
10. *Apparaty modul'nogo montazha (primeneniye i montazh)* [Modular mounting apparatus (application and mounting)]. Available at: <https://hydraulic24.ru/apparaty-modul'nogo-montazha-primeneniye-i-montazh/> (accessed 04.08.2022).
11. Savchenko O. Ya., Yelizarov S. P., Kyshkovskyy V. O. Pro novi napryamky v tekhnolohiyakh vyhotovlennyya hidroapparatury [About tendencies in technological solutions when manufacturing details]. *Ahrarnyy visnyk Prychornomor'ya: zb. nauk. pr.* [Agrarian Bulletin of the Black Sea Region: a collection of scientific papers]. Odesa, 2012, issue 63: Tekhnichni nauky [Technical sciences], pp. 81–86.
12. *Metallovezhushchie stanki* [Metal cutting machines]. Available at: <https://www.metalstanki.com.ua> (accessed 02.08.2022).
13. *Bosch Rexroth Configuration*. Available at: https://www.boschrexroth.com/ics/Modules/Configuration/?Modelcode=HSR&p=p770880&Configurator=ReihenplattenHSR&CheckPreviousSelection=Grundplatte:%7B_:%7BR1G_RP_NOMINAL_SIZE=6%7D%7D&cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&pi=4900CE67-A5CA-F4C2-0A19CD21FE13719B_IC_S_8801&scenario=portal&InitConfiguration=1&o=Desktop (accessed 04.08.2022).
14. *Kataloh hidravlichnoho obladnannya* [Hydraulic Equipment Catalogue]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/> (accessed 05.08.2022).

Received 24.08.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Фатієєва Надія Миколаївна (Fatieieva Nadiia) – 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/0000-0001-6955-5301>; e-mail: nadin_yak@ukr.net

Фатієєв Олександр Миколайович (Fatyeyev Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9212-4507>; e-mail: fatyan1@ukr.net

Пономарьов Владислав Анатолійович (Ponomarov Vladyslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8742-5615>; e-mail: ponomaridze1@gmail.com

Г. А. АВРУНІН, І. Г. ПІМОНОВ, О. В. ЩЕРБАК, І. І. МОРОЗ

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЗАЛЕЖНО ВІД РЕЖИМІВ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Мета – науковий пошук можливості заміни механічного приводу обертання роторного металника землерийної машини на об'ємний гідропривод і визначення його динамічних характеристик на основі математичної моделі, що розглядає режими пуску, руху робочого органу, що встановився, і його раптової зупинки на непереборній перешкоді з боку землі, яка відсипається. Метод. Статичний розрахунок об'ємного гідропривода на основі досліджень характеристик навантажень робочих органів землерийних машин і динамічний розрахунок з використанням пакета застосовних програм VisSim. Математична модель гідропривода включає імітаційні модулі регулювання подачі аксіальнопоршневого насосу і зміни моменту опору на режимах пуску гідромотора при холостому ході, нормальному навантаженні роторного металника і раптовій зупинці. Результати. Для об'ємного гідропривода обертання металника землерийної машини можуть бути застосовані героторні гідромотори з робочим об'ємом до 200 см³, а також швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з редукторами. Необхідні за робочим об'ємом героторні гідромотори серійно випускаються рядом інофірм. Розрахунок динаміки гідропривода показав, що при критичному режимі раптової зупинки роторного металника при його попаданні на непереборну перешкоду з боку землі виникають затухаючі коливання тиску. Розроблена програма моделювання може бути суттєво поширена при використанні інших значень навантаження та частоти обертання гідромотора. Висновок. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці землерийних машин нового покоління при заміні механічного приводу роторного металника на об'ємний гідропривод.

Ключові слова: землерийна машина, об'ємний гідропривод, роторний металник, математична модель динаміки гідропривода, пакет VisSim, коливання тиску.

G. AVRUNIN, I. PIMONOV, O. SHERBAK, I. MOROZ

FEATURES OF THE DYNAMICS OF HYDRAULIC FLUID POWER DEPENDING ON THE MODES OF EXTERNAL LOADING

An aim is a scientific search of possibility of replacement of mechanical drive of rotation of rotor thrower of earthmover on hydraulic fluid power and determination of his dynamic descriptions on the basis of mathematical model, that examines the modes of starting, set motion, and his sudden stopping for an insuperable obstacle from the side of the poured out soil. Method. Static calculation of by hydraulic fluid power on the basis of researches descriptions of loading of working organs of earthmovers and dynamic calculation with the use of package applied programs of VisSim. The mathematical model of hydraulic fluid power includes the imitation modules adjusting of serve of axial piston pump and change of moment of resistance on the modes of starting of hydromotor at idling motion, normal lading of rotor thrower and sudden stop. Results. For by hydraulic fluid power of rotation of thrower of earthmovers machine can be applied gerotor hydromotors with the swept volume to 200 cm³, and also high-speed axial piston hydromotor with reducing gears. Necessary on the displacement gerotor hydromotors are mass-produced by the row of foreign firms. The calculation of dynamics of hydraulic fluid power showed that at the critical mode of sudden stop of rotor thrower at his hit on an insuperable obstacle from the side of soil, there are attenuation pressure fluctuations. The worked out program of design can be substantially used for the use of other values of loading and frequency of rotation of hydromotor. Conclusion. Results undertaken studies can be drawn on at development of earthmovers of new generation at substituting of mechanical drive of rotor thrower by hydraulic fluid power.

Keywords: earthmover, by hydraulic fluid power, rotor thrower, mathematical model of dynamics of hydraulic fluid power, package of VisSim, pressure fluctuations.

Вступ. Землерийні машини на базі колісних тракторів ХТЗ моделі Т-150 були створені і вироблялись київським підприємством ВАТ Стройдормаш [1]. Зараз більшість з них знаходиться в експлуатації більше 30 років і практично вичерпала свій ресурс. Машини мають ланцюговий робочий орган (ЛРО), роторний металник (РМ) і допоміжне устаткування – бульдозерний відвал і лебідку. У 2013 році в Україні була проведена модернізація однієї землерийної машини такого типу, що отримала гідросистему з гідрозамками на гідроциліндрах бульдозерного відвалу і електрогідропрістроями, що покращують умови роботи оператора [2, 3].

Наступним етапом модернізації стало оснащення землерийним устаткуванням автомобіля КраЗ-5233НЕ підвищеної прохідності [4, 5]. Проте дослідження механічних приводів ЛРО і РМ показали, що прогресивнішою є модернізація, пов'язана з переходом на об'ємний гідропривод (ОГП), що забезпечує високий рівень захисту від перевантажень, безступінчасте регулювання швидкості робочих органів і автоматизацію технологічного процесу при копанні [6]. Сучасний асортимент робочих рідин (РР),

що забезпечують функціонування ОГП в широкому діапазоні температур довкілля, також є вагомим аргументом заміни механічного приводів робочих органів на гідравлічний.

Аналітичний огляд літератури. В роботі [7] показано перспективність переобладнання в існуючих землерийних машинах на базі тракторів Т-155 на об'ємний гідропривод ЛРО та РМ зі збереженням тих механічних вузлів, що добре зарекомендували себе з точки зору міцності і надійності. Дослідженням робочого процесу копання землерийними машинами з механічним приводом присвячений ряд робіт вітчизняних фахівців. Встановлено, що на роботу копання ланцюгових екскаваторів різних типорозмірів витрачається 31–66 % потужності силової установки базової машини, а при розробці важких глин до 70–80 %.

Важливі результати досліджень динамічних навантажень на механічні приводи ЛРО і РМ машин в режимі стопоріння приведені в роботі [6]. Отримано, що при спрацьовуванні центральної і бічної запобіжних муфт найбільш навантаженими є вузли ЛРО і РМ. Муфти оснащені штифтами, що зрізуються,

© Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, 2022

і часто спрацьовують навіть при короткочасних перевантаженнях. Тому рекомендований перехід від муфти з штифтами, що зрізуються, до фрикційних муфт. Ефективнішим засобом зниження динамічних навантажень на ЛРО машини автори рахують перехід на ОГП. Встановлені значення моментів інерції ЛРО і РМ, і показано, що зростання моменту опору при стопорінні ЛРО відбувається за час порядку 0,005 с. Ці дані важливі для розрахунку динамічних навантажень при використанні ОГП замість механічного.

У роботі [5] приведена принципова структурна схема землерийної машини, створеної на шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ і оснащеною механічним приводом робочого устаткування. Отримана математична модель крутильних коливань механічної системи «ДВЗ-трансмсія-землерийне робоче устаткування». Визначені власні і вимушені крутильні коливання, резонансні частоти і амплітуди коливань, і параметри нерезонансних вимушених крутильних коливань в режимі руху машини, що встановився.

Цикл досліджень, присвячений аналізу можливості переходу на ОГП ЛРО і РМ, досить ретельно проаналізований в роботі [8]. Зокрема, розглянуті можливості використання аксіальнопоршневого насосу для одночасного живлення гідромоторів ЛРО і РМ за допомогою оригінального дільника потоку та встановлена частота обертання роторного металника в 280–379 хв⁻¹.

Аналіз проведених досліджень показав, що до теперішнього часу не робився статичний розрахунок параметрів і вибір конкретних конструкцій гідромоторів для приводу РМ і відсутні динамічні характеристики ОГП з урахуванням даних за режимами роботи.

Основна частина. На підставі аналізу результатів досліджень приймаємо для моделювання землерийної машини з ОГП робочих органів ЛРО і РМ потужність останніх в 50 % потужності ДВЗ, тобто близько 65 кВт. Тоді потужність РМ складає близько 15 кВт при частоті обертання 380 хв⁻¹, а потужність ЛРО має 50 кВт при максимальній частоті обертання провідної зірочки ланцюга в 40 хв⁻¹ (за даними експериментальних спостережень). Ці дані дозволяють отримати значення необхідних крутних моментів і робочих об'ємів гідромоторів при їх використанні без проміжних редукторів як одного з чинників ефективності застосування ОГП. Слід зазначити, що у зв'язку з недостатньою надійністю дизелів СМД-2 потужністю в 90 кВт, нині в траншейних машинах встановлюють двигуни потужністю до 130 кВт при частоті обертання 2100 хв⁻¹.

У першому наближенні, виходячи з того, що ККД ОГП як відношення корисної (вихідний) потужності гідромотора $P_{\text{кор}}$ до споживаної (витраченої) насосом $P_{\text{спож}}$ не перевищує 80 %

$$\text{ККД} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}, \quad (1)$$

отримаємо значення вихідної потужності гідромотора РМ в 12 кВт.

Оскільки вихідна потужність гідромотора є твором крутного моменту на частоту обертання, то

при відомих значеннях частот обертання визначимо крутний момент гідромотора

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_m \cdot n_m}{9550}; \quad M_m = 9550 \frac{P_{\text{кор}}}{n_m}. \quad (2)$$

Таким чином, гідромотор обертання РМ має крутний момент в 382 Н·м.

Виходячи з сучасної номенклатури гідромоторів і вимог по крутному моменту і частоті обертання приймаємо рішення про вибір гідромотора героторного типу [9–12].

Знайдемо необхідне значення робочого об'єму гідромотора РМ, см³

$$V_m = \frac{M_m}{0,159 \cdot \Delta p_m \cdot \eta_{\text{МГМ}}}, \quad (3)$$

де Δp_m – перепад тисків на гідромоторі, який для сучасних героторних гідромоторів в робочому (експлуатаційному) режимі дорівнює 10–16 МПа;

$\eta_{\text{МГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, який дорівнює 90 % на робочому режимі і знижується до 80 % при пуску (зрушуванні з місця).

Задаючись заздалегідь $\Delta p = 14$ МПа і $\eta_{\text{МГМ}} = 0,9$ отримаємо значення робочого об'єму гідромотора $V_m = 190,7$ см³. З таким робочим об'ємом випускаються гідромотори декількох зарубіжних фірм, наприклад МН200 фірми M+S HYDRAULIC (робочий об'єм за каталогом дорівнює 201,3 см³). Цей гідромотор має номінальну частоту обертання 370 хв⁻¹ (максимальну 445 хв⁻¹), номінальний крутний момент 510 Н·м при перепаді тисків 17,5 МПа і допускає роботу при постійній потужності 16 кВт. Маса гідромотора складає 10,5 кг.

На рис. 1 приведена універсальна (топографічна) характеристика героторного гідромотора МН200 в координатах «крутний момент-частота обертання» з лініями загального ККД, витрати РР і потужності. Значення крутного моменту приведені при декількох перепадах тисків від 3,5 до 20 МПа. Для набуття значень гідромеханічного і об'ємного ККД гідромотора слід скористатися даними універсальної характеристики в характерній точці по частоті обертання і крутному моменту, і далі за наступними формулами

$$\eta_{\text{МГМ}} = \frac{M_m}{0,159 \cdot \Delta p_m \cdot V_m}; \quad \eta_{\text{МО}} = \frac{\eta_l}{\eta_{\text{МГМ}}}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{МО}}$ – об'ємний ККД гідромотора;

η_l – КПД гідромотора (повний) в позначках за універсальною характеристикою фірми.

Наприклад, для частоти обертання гідромотора $n_m = 300$ хв⁻¹ і перепаді тисків $\Delta p_m = 14$ МПа маємо на графіку $M_m = 380$ Н·м і $\eta_l = 0,8$, що дає за формулами (4) $\eta_{\text{МГМ}} = 0,848$ і $\eta_{\text{МО}} = 0,943$.

Остаточне рішення по вибору героторного гідромотора або аксіальнопоршневого гідромотора-редуктора приймається на основі функціонально-вартісного аналізу з урахуванням вимог до довговічності, монтажу і технічному обслуговуванні, у тому числі з урахуванням специфічних кліматичних умов.

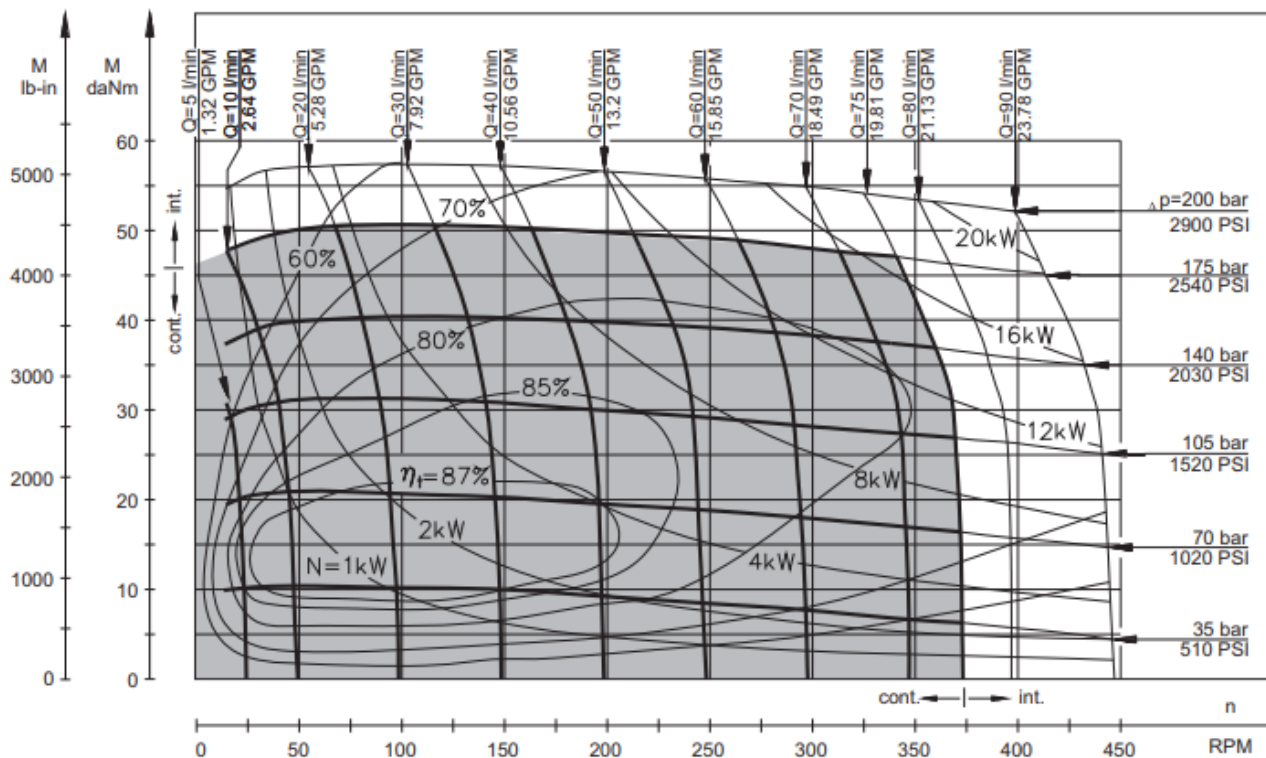


Рис. 1 Універсальна характеристика героторного гідромотора MN200

При переході на ОГП ЛРО і РМ в якості джерела гідравлічної потужності (насоса) доцільне застосування двопотокового аксіальнопоршневого тандем-насоса вітчизняного виробництва ВАТ Гідросила [13]. Ці насоси з регульованим робочим об'ємом забезпечують безступінчасте регулювання частоти обертання гідромоторів, причому можливе електрогідравлічне дистанційне керування подачі насосів. Якщо використовувати ОГП тільки для металника, то можливе застосування насосу з незамкненим ланцюгом циркуляції РР [14] або шестеренного насосу [15–17], що спрощує і знижує вартість ОГП в цілому.

На рис. 2 представлена структурна схема ОГП ЛРО і РМ, в якій використовується тандем-насос РВН71-33 з двома аксіальнопоршневими

регульованими насосами Н1 і Н2, і гідромотори М1 і М2 обертання ЛРО і РМ, відповідно. Гідравлічна принципова схема стенової установки для випробувань ОГП наведена в [8]. При використанні шестеренного насосу НШ встановлюють реверсивний гідророзподільник Р з електромагнітами У1 і У2, дросель ДР та запобіжний клапан КП. Подача РР створюється шестеренним насосом з тиском $p_{нш}$. Регулювання швидкості обертання здійснюється дроселем ДР способом «на паралельному потоці». Можливе дистанційне електрогідравлічне регулювання, якщо встановити дросель з пропорційним електромагнітом. Рішення за вибором типів гідромашин та гідроприскоїв здійснюється за результатами дослідницьких випробувань макетного зразка ОГП РМ.

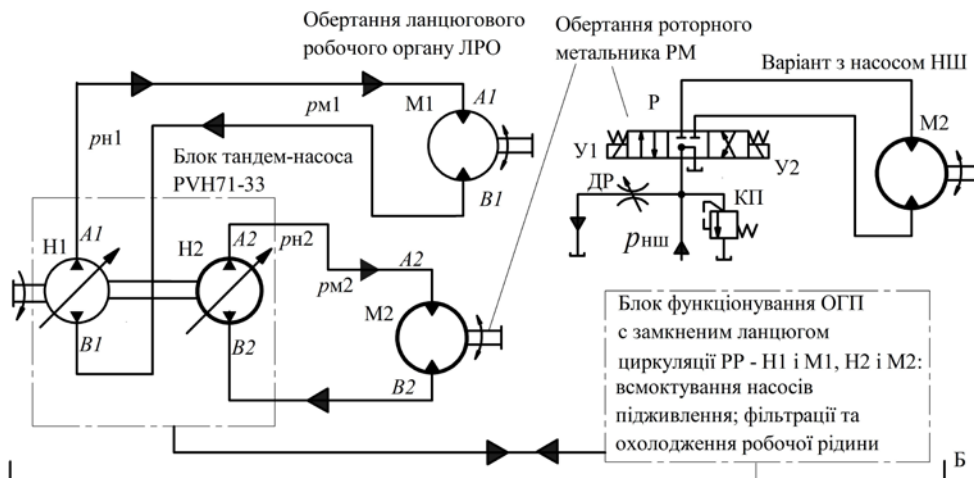


Рис. 2. Структурна схема гідроприводів ЛРО і РМ землерийної машини

Для ОГП РМ з гідромотором МН (201,3 см³) при його номінальній частоті обертання в 300 хв⁻¹ знадобиться теоретична подача насоса в 60,4 л/хв, забезпечувана аксіальнопоршневим насосом РВН-33-Гідросила при частоті обертання в 1814 хв⁻¹ (номінальна частота 1500 хв⁻¹, максимальна 3590 хв⁻¹). Необхідна подача досягається зміною значення робочого об'єму насоса або дроселем ДР в ОГП РМ з шестеренним насосом НШ та дроселем ДР.

Задаємося значенням моменту інерції 180 кг·м², який є сумарним від моментів інерції РМ, гідромотора і сполучної муфти між гідромотором і приводною зірочкою (основною складовою є момент інерції РМ в 1715,2 кг·м² [6], так як момент інерції гідромотора суттєво менший).

При подальшому моделюванні роботи ОГП РМ (рис. 3) враховуємо змінний момент опору з боку зовнішнього навантаження (копаного ґрунту), зміну подачі насоса і частоти обертання гідромотора із-за витоків в поршневих і розподільних вузлах насоса і гідромотора.

Скористаємося математичною моделлю [8, 18, 19], в якій робляться наступні допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями; момент інерції ЛРО приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку з їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами високого тиску).

Таким чином вирази для тиску p_M [МПа] і частоти обертання гідромотора n_M [хв⁻¹] мають вигляд

$$p_M = \int_0^t \left[Q_{нт,е}(t) - 10^{-3} V_M(t) \cdot n_M(t) - C_{пв} \cdot p_M(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt, \quad (5)$$

$$n_M = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_n} \left[\frac{1}{2\pi} V_M(t) \cdot (p_n - p_{зл}) \cdot \eta_{ггм} - M_c \right] dt, \quad (6)$$

де $Q_{нт,е} = Q_{нт} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному куту повороту похилого диска e , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \pm 1$, л/хв;

$Q_{нт} = 10^{-3} V_n n_n$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом V_n [см³] і частотою обертання приводного двигуна n_n [хв⁻¹] без урахування витоків РР, л/хв;

V_M – робочий об'єм гідромотора обертання

метальника РМ, см³;

$C_{пв}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх ($C_{н,зв}$ і $C_{м,зв}$) та внутрішніх ($C_{н,вн}$ і $C_{м,вн}$) витоків РР насоса ($\Delta Q_{н,зв}$ та $\Delta Q_{н,вн}$) і гідромотора ($\Delta Q_{м,зв}$ та $\Delta Q_{м,вн}$), л/(хв·МПа);

$V_{тр}$ – об'єм РР во входній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{зв}$ [мм] та довжиною L [м], дм³;

E – модуль пружності РР, який викликає деформаційну витрату РР ($\Delta Q_{нд}$ та $\Delta Q_{мд}$), що викликана її стисливістю в гідромашинах та об'ємі $V_{тр}$, МПа;

$J_n = J_M + J_p + J_{гп}$ – підсумковий момент інерції, приведений до валу гідромотора, в який входять J_M – момент інерції частин гідромотора, що обертаються, J_p – момент інерції приводної частини (муфти), $J_{гп}$ – момент інерції гальмівного пристрою ГП для випробувань ОГП РМ, кг·м²;

$p_n \approx p_M$ і $p_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання насос-гідромотор і зливу РР до насоса, відповідно (тиск $p_{зл}$ приймається постійним), МПа;

$\eta_{ггм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора РМ;

M_c – момент опору (зовнішнього навантаження), Н·м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП основними змінними в часі параметрами є подача насоса $Q_{нт,е}$ і момент опору зовнішнього навантаження M_c на гідромотор РМ.

Для задання режимів роботи ОГП РМ скористаємося блоками VisSim-тар, які дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом впливу режимів. З іншого боку, при відпрацюванні оптимальних режимів роботи ОГП блоки тар дозволяють вносити необхідні корективи в інтерактивному режимі. Використовуємо метод інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку точності з дискретністю 0,001 с.

На рис. 4 приведені дані, що задаються, і розрахункові значення ОГП РМ в повному циклі його функціонування. Спочатку робиться запуск насоса і розгін гідромотора на холостому ходу до частоти обертання 300 хв⁻¹ впродовж 1,89 с (з жиклером діаметром 0,76 мм в лінії управління регулятора насоса). Потім за час 4 с (інтервал 3–7 с) робиться навантаження металника ґрунтом, що відсипається, до моменту опору 380 Н·м і момент залишається постійним (перепад тисків в гідросистемі 14 МПа).

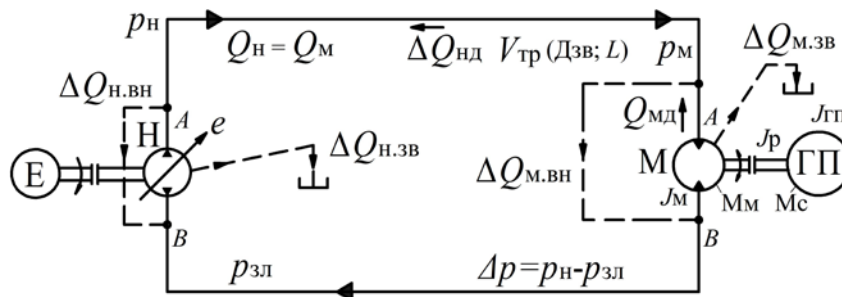


Рис. 3. Розрахункова схема ОГП РМ з замкненим ланцюгом циркуляції РР (Е – приводний електродвигун насоса Н, ГП – гальмівний пристрій гідромотора М)

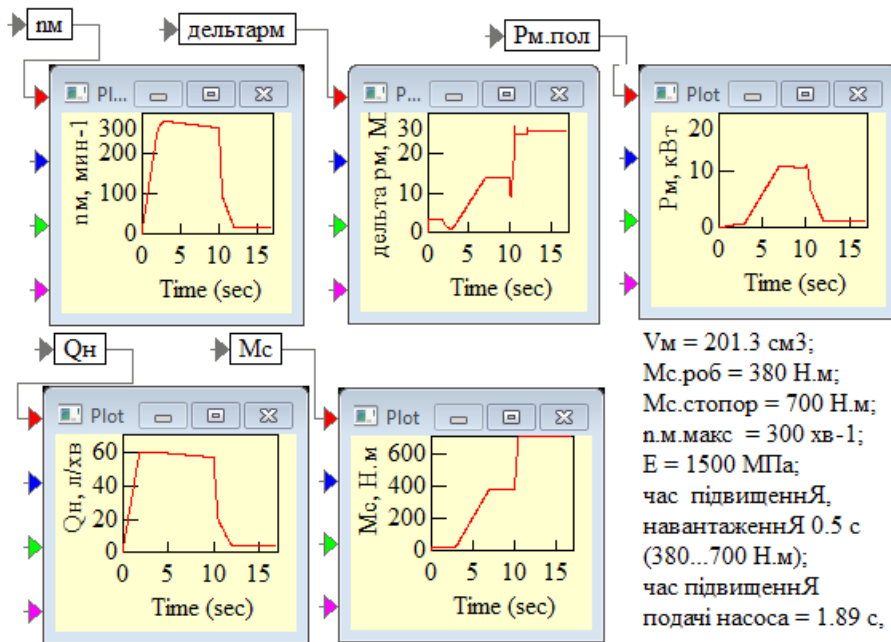


Рис. 4. Моделювання роботи ОГП роторного металника РМ під час розгону його гідромотора на холостому ході, режимі нормального навантаження до крутного моменту M_c супротиву 380 Н·м і стопоріння гідромотора при моменті 700 Н·м

Далі імітується перевантаження металника до 700 Н·м (інтервал 10–10,5 с), що призводить до стрибка тиску до 27 МПа, відкриттю запобіжного клапана і різкому зниженню частоти обертання гідромотора. Потім коливання тиску затухають і встановлюється постійний тиск 26 МПа.

Слід зазначити, що стадійний запуск гідроприскоїв – збільшення подачі насоса при холостому ході гідромотора і потім зростання моменту супротиву при відсіпанні ґрунту істотно запобігають коливальним процесам в ОГП.

Спрацьовування запобіжного клапана захищає ОГП від підвищених навантажень, а застосування системи автоматичного переключення похилого диска насоса в нейтральне положення системою «cut-off» виключає перегрівання вузлів тертя гідромашин. Крім того, можливості електрогідроавтоматики дозволяють оперативно зреагувати на підвищення тиску, перемкнувши гідроциліндр подання ЛРО на підйом від ґрунту.

Розглянемо характер зміни тиску в ОГП РМ при розгоні гідромотора в режимі холостого ходу. Для героторного гідромотора МН200 в каталозі вказано значення перепаду тисків холостого ходу в 0,8 МПа при частоті обертання 300 хв⁻¹, що дає значення моменту опору в 25,6 Н·м. Робимо допущення про постійність вказаного моменту опору і ведемо розрахунки динаміки ОГП РМ при різних значеннях діаметрів жиклерів. На рис. 5 приведені осцилограми зміни значень подачі насоса і моменту опору гідромотора холостого ходу, що задаються, і знайдених розрахунковим шляхом значень частоти обертання гідромотора, тиску в ОГП і його вихідній потужності на двох режимах – за відсутності жиклера в лінії управління і з жиклером мінімального діаметру в 0,76 мм. Спостерігається істотна різниця в максимальному значенні тиску при пуску – від

16 МПа за відсутності жиклера (рис. 5, а) і до 6 МПа при його мінімальному діаметрі (рис. 5, б). Тому можна зробити висновок про доцільність введення такого способу демпфування коливань тиску в ОГП РМ.

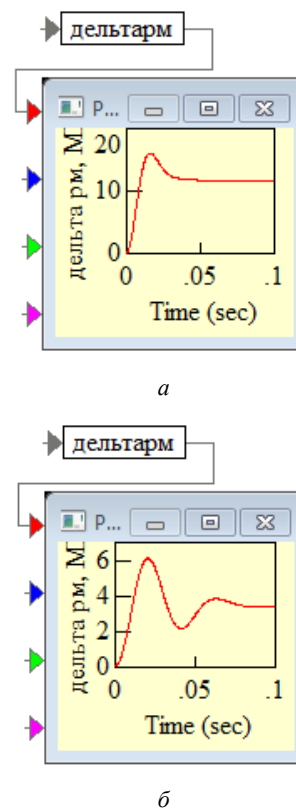


Рис. 5. Коливання тиску в ОГП РМ в режимі холостого ходу героторного гідромотора РМ при підвищенні часу зростання подачі за 0,3 с і за 1,89 с: а – жиклер в лінії управління відсутній; б – жиклер в лінії управління діаметром 0,76 мм

Висновки. 1. При створенні об'ємного гідропривода роторного металника землерийної машини можуть бути використані героторні гідромотори з робочим об'ємом 200 см³, а також швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з планетарними редукторами. Необхідні за робочим об'ємом гідромотори серійно випускаються рядом інофірм і вибір виготівника може бути зроблений за результатами функціонально-вартісного аналізу.

2. В якості насосів переважно застосування вітчизняних аксіальнопоршневих насосів RVH-Гідросила з електрогідравлічним регулюванням робочого об'єму, які оснащені засобами захисту від перевантажень, а в конструктивному моноблочному виконанні «тандем-насос» можуть використовуватися одночасно для обертання зірочки ланцюгового робочого органу та роторного металника землерийної машини. Можливе також використання шестеренного насоса, але такий гідропривод з дросельним керуванням є більш енерговитратним.

3. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода роторного металника показав, що при критичному режимі раптового стопоріння металника в разі попадання на непереборну земляну перешкоду, яка відсипається, виникають затухаючі коливання тиску, що обмежуються запобіжним клапаном.

4. Підтверджена ефективність застосування демпфування в системі регулювання робочого об'єму насоса, де за допомогою жиклера в лінії його управління коливання суттєво зменшуються з 16 МПа до 6 МПа.

Список літератури

1. *Wikimedia*. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki> (дата звернення: 04.08.2022).
2. *ООО НПК «Техимпекс»*. URL: <http://web.archive.org/web/20151001075745/http://tie.in.ua/ru/modernizatsiya-tehniki> (дата звернення: 01.10.2015).
3. Ремарчук М. П. Модернізація гідросистеми землерийної машини для копання траншей. *Вісник Харківського Нац. техн. ун-ту сільськогосподарства ім. П. Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2013. Вип. 136. С. 121–130.
4. Гладкий Д. *KpAZ-5233HE. Бронированный копатель траншей. Конструктивные особенности*. URL: <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html> (дата звернення: 05.08.2022).
5. Гончар М. О., Мусійко В. Д., Ніколаєнко В. А. Дослідження динамічних процесів в трансмісії мобільної землерийної машини безперервної дії з використанням програмного комплексу Openmodelica. *Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (16–19 жовтня 2018 р., Харків)*. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 263–265.
6. Мусійко В. Д., Гончар М. О., Ніколаєнко В. А. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії під час стопоріння робочих органів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків: ХНАДУ, 2020. Вип. 88, т. 2. С. 61–66.
7. Мусійко В. Д., Горковенко О. В. Особенности силового нагружения базовых шасси землеройных машин непрерывного действия. *Автомобиле- и тракторостроение: материалы Международной научно-практической конференции. Т. 1 (14–18 мая 2018 г., Минск)*. Минск: БНТУ, 2018. С. 143–146.
8. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І. І. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 48–57.
9. *ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ)* / Нац. Стандарт України України. Київ: Держспоживстандарт України, 1998. 63 с.
10. *SPOOL VALVE HYDRAULIC MOTORS. TYPE MM, MP, MR, MH / M+S HYDRAULIC*. Kazanlak, Bulgaria. 2007. 52 p.
11. *Flowfit. Manufacturers and suppliers of hydraulic components*. URL: <https://www.flowfitonline.com/categories/hydraulic-motors/whites-danfoss-motors> (дата звернення: 07.08.2022).
12. *Ksc direct. Product Group: Hydraulics*. URL: [https://ksdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a\[Manufacturer\]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products](https://ksdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a[Manufacturer]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products) (дата звернення: 09.08.2022).
13. *Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Series S, H, H2 / Hydrosila – HS-AC-03/012018*. 103 p.
14. *Variable Axial Piston Pumps for Open Circuit. Series C (PVC) / Hydrosila – HS-AO-02/042016*. 31 p.
15. *Gear Pumps. Series T / Hydrosila – HS-GPT-03/112019*. 43 p.
16. *Gear pumps and motors. Series K / Hydrosila – HS-GPK-06/112019*. 135 p.
17. *Gear pumps. Series Master, Antey / Hydrosila – HS-GPMA-05/112019*. 39 p.
18. Финкельштейн З. Л., Яхно О. М., Чебан В. Г., Лурье З. Я., Чекмасова И. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидротривода: учебн. пособ.* Киев: НТУ «КПИ», 2006. 216 с.
19. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврун Г. А., Цента С. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 68–76.

References (transliterated)

1. *Wikipedia* [Wikipedia]. Available at: <https://uk.wikipedia.org/wiki> (accessed 04.08.2022).
2. *ООО НПК «Техимпекс»* [LLC Research and Production Company "Techimpex"]. Available at: <http://web.archive.org/web/20151001075745/http://tie.in.ua/ru/modernizatsiya-tehniki/pzm-2m> (accessed 01.10.2015).
3. Remarchuk M. P. Modernizatsiya hidrosistemy zemleryynoyi mashyny dlya kopannya transhey [Modernization of the hydraulic system of the earthmoving machine for digging trenches]. *Visnyk Kharkivs'koho Nats. tekhn. un-tu sil's'koho hospodarstva im. P. Vasilenka* [Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named Petr Vasilenka]. Kharkiv, KhNTUSH Publ., 2013, issue 136, pp. 121–130.
4. Gladkiy D. *KpAZ-5233HE. Bronirovannyi kopatel' transhey. Konstruktivnye osobennosti* [KrAZ-5233HE. Armored trench digger. Design features]. Available at: <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html> (accessed 05.08.2022).
5. Honchar M. O., Musiyko V. D., Nikolayenko V. A. Doslidzhennya dynamichnykh protsesiv v transmisiyi mobil'noyi zemleryynoyi mashyni bezperervnoyi diyi z vykorystannyam programnoho kompleksu Openmodelica [Investigation of dynamic processes in the transmission of a mobile earthmoving machine of continuous action using the Openmodelica software package]. *Naukovi pratsi Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi "Novitni tekhnolohohiyi rozvytku avtomobil'noho transportu" (16–19 zhovtnya 2018 r., Kharkiv)* [Scientific works of the International scientific-practical conference "The latest technologies for the development of road transport" (16–19 October 2018, Kharkiv)]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2018, p. 263–265.
6. Musiyko V. D., Honchar M. O., Nikolayenko V. A. Dynamichni navantazhennya v mobil'niy zemleryyniy mashyni bezperervnoyi diyi pid chas stoporinnya robochykh orhaniv [The dynamic loads of mobile continuous earth-moving machine during the working body lock]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2020, issue 88, vol. 2, pp. 61–66.
7. Musiyko V. D., Gorkovenko O. V. Osobennosti silovogo

- нагруженія базових шаси землеройних машин непрерывного действия [Special aspects of the base chassis strength load in continuously operating earth-moving machines]. *Avtomobile- i traktorostroenie: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. T. 1 (14–18 maya 2018 g., Minsk)* [Automobile and Tractor Engineering: Materials of the International Scientific and Practical Conference. Vol. 1 (14–18 May 2018, Minsk)]. Minsk, BNTU Publ., 2018, pp. 143–146.
8. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B., Moroz I. I. Rozrakhunok parametriv hidromotora ta dynamiky ob'yemnoho hidropryvoda lantsyuhovoho robochoho orhanu zemleroynoi transheynoyi mashyny [Calculation of hydromotor parameters and dynamics of hydraulic fluid power of the chain working authority of the earthquake trench machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 48–57.
 9. DSTU 3455.2-96. *Hidropryvody ob'yemni ta pnevmopryvody. Chastyna 2. Ob'yemni hidromashyny ta pnevmomashyny. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.2-96. Volumetric hydraulic drives and pneumatic drives. Part 2. Volumetric hydraulic machines and pneumatic machines. Terms and definitions]. Kyiv, Ukrainian Research and Training Center of Standardization, Certification and Quality Publ., 1998. 63 p.
 10. *SPOOL VALVE HYDRAULIC MOTORS. TYPE MM, MP, MR, MH / M+S HYDRAULIC*. Kazanlak, Bulgaria. 2007. 52 p.
 11. *Flowfit. Manufacturers and suppliers of hydraulic components*. Available at: <https://www.flowfitonline.com/categories/hydraulic-motors/whites-danfoss-motors> (accessed 07.08.2022).
 12. *Ksc direct. Product Group: Hydraulics*. Available at: [https://kscdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a\[Manufacture r\]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products](https://kscdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a[Manufacture r]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products) (accessed 09.08.2022).
 13. *Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Series S, H, H2 / Hydrosila – HS-AC-03/012018*. 103 p.
 14. *Variable Axial Piston Pumps for Open Circuit. Series C (PVC) / Hydrosila – HS-AO-02/042016*. 31 p.
 15. *Gear Pumps. Series T / Hydrosila – HS-GPT-03/112019*. 43 p.
 16. *Gear pumps and motors. Series K / Hydrosila – HS-GPK-06/112019*. 135 p.
 17. *Gear pumps. Series Master, Antey / Hydrosila – HS-GPMA-05/112019*. 39 p.
 18. Finkel'shteyn Z. L., Yakhno O. M., Cheban V. G., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob'emnogo gidroprivoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
 19. Lur'ye Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. M. *Metod polipshennya dynamichnykh kharakterystyk protsesu pusku ob'yemnoho hidropryvoda z zamknenym lantsyuhom tsyrukulyatsiyi robochoyi ridyny* [Method of improving of dynamic characteristics of the process of starting a volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 68–76.

Надійшла (received) 08.10.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grigoriy) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net

Пімонов Ігор Георгійович (Pimonov Igor) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6100-3529>; e-mail: igor_lena_p@ukr.net

Щербак Олег Виталійович (Shcherbak Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7953-2135>; e-mail: olegcherbak@gmail.com

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: irinamoroz1@ukr.net

*О. І. ГАСЮК***СИСТЕМА РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ**

Наведено аналіз існуючих у світовій і вітчизняній практиці систем управління гідротурбін. Розглянуто конструктивні особливості побудови схем з дискретним і дискретно-аналоговим способом управління. Наведено схеми управління частотою обертання гідротурбіни провідних фірм-виробників гідротурбінного обладнання: ВО «ЛМЗ» і ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль). Приведена комп'ютерна система регулювання швидкості гідравлічної турбіни гарантує безаварійну роботу в разі відхилення навантаження і збоїв в електромережі. Можливий повністю автоматичний спосіб управління гідроагрегатом, при якому комп'ютерна система управляє турбіною самостійно, на основі врахованих датчиками параметрів роботи гідроагрегату, відповідно до програми керуючої ЕОМ. Система управління постійно контролює роботу гідротурбіни, регулює її швидкість згідно з навантаженням, виконує адекватні керуючі операції. Виконано аналіз роботи схем з урахуванням специфіки функціонування системи регулювання. Розглянуто нелінійну математичну модель гідромеханічної частини регулятора для оцінки показників якості перехідних процесів, що відбуваються в процесі пуску, зупинки і реверсу гідротурбіни. Показано, що розробка теорії і методів проектування з використанням обох підходів, математичних моделей і алгоритмів управління, спрямованих на підвищення точності позиціонування і надійності гідропневмосистем з можливим спрощенням схемних рішень, є найважливішим завданням, спрямованим на отримання значного економічного ефекту при вирішенні цієї найважливішої проблеми. Отримані результати доводять, що застосування позиційних гідропневмоприводів для побудови системи управління швидкістю гідротурбіни з дискретним і дискретно-аналоговим управлінням, дозволяє синтезувати гідропневмоприводи з високою точністю позиціонування, без застосування дорогих гідророзподільників з пропорційним управлінням.

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

*О. HASIUK***TURBINE SPEED CONTROL**

Provides analysis of hydraulic turbine control systems existing in the world and domestic practice. The design features of constructing circuits with discrete and discrete-analog control methods are considered. The schemes for controlling the speed of the turbine of the leading manufacturers of hydraulic turbine equipment are given: PO "LMZ" and ALSTOM POWER HYDRO (France, Grenoble). The given computer system of hydraulic turbine speed control guarantees trouble-free operation in case of load deviation and power failures. A fully automatic method of controlling the hydraulic unit is possible, in which the computer system controls the turbine independently, based on the parameters of the hydraulic unit operation taken into account by the sensors, in accordance with the program of the control computer. The control system constantly monitors the operation of the hydraulic turbine, adjusts its speed according to the load, performs adequate control operations. The analysis of the operation of the circuits is carried out, taking into account the specifics of the functioning of the regulation system. A mathematical model of the hydromechanical part of the regulator is considered for assessing the quality indicators of transient processes occurring in the process of starting, stopping and reversing a hydraulic turbine. It is shown that the development of theory and design methods using both approaches, mathematical models and control algorithms aimed at increasing the positioning accuracy and reliability of hydropneumatic systems with a possible simplification of circuit solutions is an important task aimed at obtaining a significant economic effect when solving this most important problem. The results obtained prove that the use of a positional hydraulic-pneumatic drive for building a hydraulic turbine speed control system with discrete and discrete-analog control makes it possible to synthesize a hydraulic pneumatic drive with high positioning accuracy, without the use of expensive hydraulic valves with proportional control.

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

Вступ. Система управління частотою обертання ротора гідротурбіни (СУЧОР) призначена для виконання наступних основних функцій: пуск гідроагрегату (гідротурбіни і електрогенератора), при якому механізми приходять в дію в потрібній послідовності (розворот робочого колеса, агрегат розгортається, синхронізується і підключається до мережі); робота на енергосистему великої потужності; робота на ізольоване (виділене) навантаження; стійка робота на холостому ходу; робота при скидах навантаження з відключенням генератора від енергосистеми та ін. Значуще місце в СУЧОР займають гідравлічні приводи (ГП), що представляють собою сукупність гідравлічних пристроїв, що забезпечують узгоджене виконання функцій з регулювання направляючого апарату (НА) і робочого колеса (РК) в поворотно-лопатевої турбіни [1–15].

Сучасний стан розвитку СУЧОР. Подальший розвиток обчислювальної техніки, засобів автоматки, елементної бази гідрообладнання і теорії автоматичного управління дозволили перейти до розробки і створення більш досконалих систем регулювання гідротурбінами і її складових ГП_{НА} і

ГП_{РК} [1, 7].

На рис. 1 зображена функціональна система комп'ютерної СУЧОР гідротурбіни, розроблена фірмою ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль) [1]. Подібні системи розроблені фірмами Woodward (США), VaTech (Австрія), Voith Siemens (Германія).

Більшість гідравлічних турбін ГЕС експлуатується з гідромеханічними і електрогідравлічними регуляторами швидкості типу РК і ЕРК, які розроблялися і виготовлялися у 1950–1960 роках.

Ці регулятори надійні в роботі і обслуговуванні, але на сьогоднішній день вони поступаються сучасним цифровим електронним регуляторам за такими параметрами, як швидкодія реакції регулятора на зміну зовнішнього навантаження, частоти мережі, здатність діагностувати стан ланок регулювання і здійснювати пошук несправностей, приймати рішення щодо економічного витрачання гідроресурсів.

Для вирішення завдання модернізації існуючої системи регулювання частоти обертання гідравлічних турбін на ГЕС консорціум «Регулятор» (Україна,

Харків) спільно з фірмою ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль) розробили, виготовили і поставили під навантаження на ГЕС Дніпровського каскаду цифрові регулятори і системи зворотного зв'язку, що дозволяють здійснювати регулювання турбін типу Frensis, Kaplan і Kaplan Bolb [2–13].

Регулятор забезпечує як ручне регулювання турбіни, так і автоматичне, з огляду на штатні та позаштатні ситуації. Регулятор оснащений п'ятьма системами захисту турбіни від аварій.

Регулятор складається з електронної частини (бортовий ЕОМ), електрогідроперетворювачів, гідравлічних виконавчих механізмів і пристроїв зворотних зв'язків за струмом і положенню виконавчих механізмів типу I / S.

Регулятор швидкості може отримувати завдання від частоти обертання валу турбіни, положення направляючого апарату або потужності генератора:

1) швидкий запуск гідроагрегату (гідротурбіна + електрогенератор) і підтримання стабільної роботи в різних експлуатаційних режимах;

2) автоматичну синхронізацію роботи гідроагрегату і електричної мережі;

3) оптимізацію роботи гідроагрегату спрямовану на підвищення ефективності управління за допомогою збору та обробки інформації, контролю величини навантаження і характеристик гідротурбіни в широкому діапазоні напорів;

4) автономну роботу гідроагрегату при змінних та стійких навантаженнях.

Комп'ютерна система регулювання швидкості гідравлічної турбіни гарантує безаварійну роботу в разі відхилення навантаження і збоїв в електромережі [3].

Можливий повністю автоматичний спосіб

управління гідроагрегатом, при якому комп'ютерна система управляє турбіною самостійно, на основі врахованих датчиками параметрів роботи гідроагрегату, відповідно до програми керуючої ЕОМ. Система управління постійно контролює роботу гідротурбіни, регулює її швидкість згідно з навантаженням, виконує адекватні керуючі операції.

Системою управління забезпечується зв'язок з оператором: за допомогою клавіатури персонального комп'ютера оператор може змінювати пункти набору дій системи, проводити зміну параметрів регулювання, виробляти випробування всієї системи в цілому.

Система може бути оснащена автоматичними пристроями локального управління і безпеки, які перевіряють гідроагрегат, контролюють температурний режим, вібрації, реєструють збої і т. і.

В цілому комп'ютерна система регулювання швидкості гідравлічної турбіни більш надійна і ефективна ніж встановлені раніше на ГЕС України електрогідравлічні регулятори швидкості.

Аналіз регуляторів. Електрогідравлічна система управління частотою обертання ротора гідротурбіни (СУЧОР) ПО «ЛМЗ» типу ЄДР-211 відрізняється від попередніх більш широким використанням засобів, пристроїв та апаратури, що випускається електротехнічною, електронною та приладобудівною промисловістю [4].

На рис. 2 зображена функціональна схема системи і механізмів формування керуючого сигналу цієї модифікації. На вхід подається задане значення регульованої частоти f_3 , за допомогою якого здійснюються необхідні зміни частоти обертання валу гідроагрегату (ГА), що працює на холостому ході або на ізольоване навантаження.

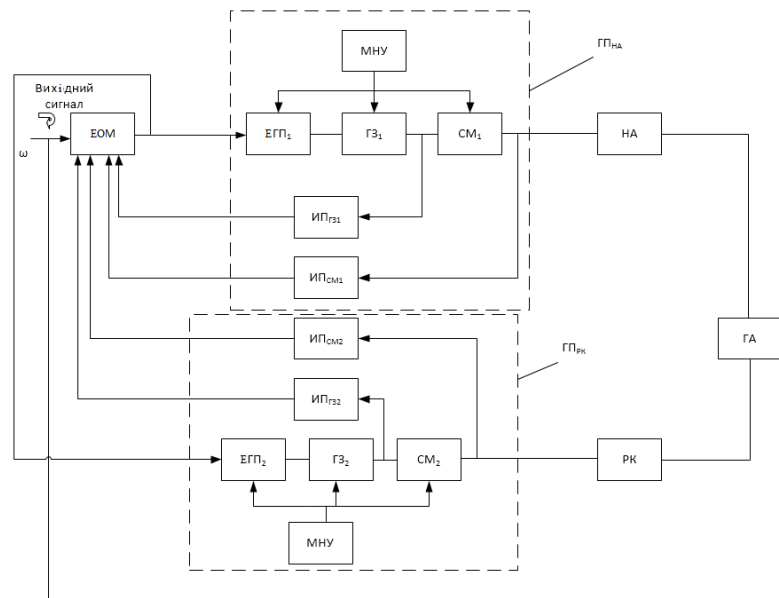


Рис. 1. Функціональна схема комп'ютерної СУЧОР:

ИП_{Г31}, ИП_{Г32}, ИП_{СМ1}, ИП_{СМ2} – вимірювальні перетворювачі положення відповідно головного золотника і сервомотора;

МНУ – маслянапірна установка; ЕОМ – електронна обчислювальна машина; СМ₁, СМ₂ – сервомотори;

ЕГП₁, ЕГП₂ – електрогідравлічні перетворювачі; ГЗ₁, ГЗ₂ – головні золотники; НА – направляючий апарат; РК – робоче колесо; ГА – гідроагрегат; ГП_{РК} – гідропривід повороту лопастей робочого колеса; ГП_{НА} – гідропривід повороту лопаток направляючого апарату

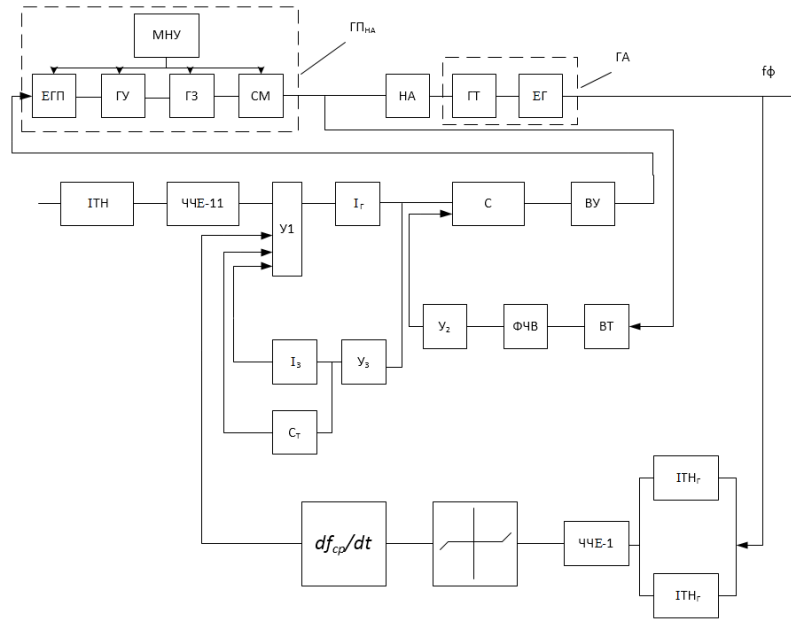


Рис. 2. Функціональна схема електрогідравлічної СУЧОР нової модифікації:

МНУ – маслонапірна установка; Іг – головний інтегратор; ІТН, ІТНг – вимірювальні трансформатори струму і напруги;

ЧЧЕ-1, ЧЧЕ-11 – частотно-чутливі елементи; У1, У2, У3 – підсилювачі; ВУ – вихідний підсилювач;

ЕГП – електрогідравлічний перетворювач; Із – ізодром; Ст – пристрій зміни статизму; ЕГ – електрогенератор;

ВТ – обертовий трансформатор; ГТ – гідротурбіна; С – суматор; НА – направляючий апарат; ГП_{ПК} – гідропривід повороту лопатей робочого колеса; ГП_{НА} – гідропривід повороту лопаток направляючого апарату; ГА – гідроагрегат

Цей вхідний сигнал порівнюється з фактичною частотою на вихідний ланцюг електрогенератора f_{ϕ} (для цього використовуються вимірювальні трансформатори напруги і струму). Сигнал неузгодженості надходить на підсилювач $У_1$, інтегратор $Іг$, які охоплені зворотним зв'язком сигналом від електричного ізодрому $Із$. На виході $Іг$ формується сигнал завдання на зміну положення лопаток $НА$. На суматорі $С$ цей сигнал завдання порівнюється з сигналом фактичного положення штоку $СМ$ направляючого апарату.

Сигнал неузгодженості надходить на $ЕГП$, що викликає переміщення золотника $ГЗ$, отже, і $СМ$ до тих пір, поки не буде відпрацьовано відхилення частоти, що з'явилося.

Особливостями модифікації є: інший спосіб вимірювання фактичної частоти обертання $ГА$, інші пристрої перетворення сигналу на $ГП$ і зменшення числа елементів, що входять до складу $ГП$.

Нормальне функціонування системи в значній мірі визначається динамікою її гідромеханічної частини. Наприклад, для повороту лопаток направляючого апарату $НА$ вона включає маслонапірну установку $МНУ$, головний гідророзподільник $ГР$, два сервомотора і направляючий апарат $НА$ з відповідними вимірювальними перетворювачами їх положення [5, 6, 8].

Математична модель цієї частини містить:

- рівняння площі щілини $ГР$ [14]

$$A_{щ} = 2R^2(\alpha - \sin \alpha), \quad (1)$$

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{X}{R}\right);$$

- рівняння витрат через напірну і зливну порожнини $ГР$

$$Q_{нп} = \mu A_{щ} \sqrt{\frac{2|P_{МНУ} - P_1|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_{щ}}{A_K}\right)^2\right]}} \text{sign}(P_{МНУ} - P_1), \quad (2)$$

$$Q_{сл} = \mu A_{щ} \sqrt{\frac{2|P_2 - P_{сл}|}{\rho \left[1 + \left(\frac{A_{щ}}{A_K}\right)^2\right]}} \text{sign}(P_2 - P_{сл}); \quad (3)$$

- рівняння тисків в напірній і зливній порожнинах узагальненого (еквівалентного двом) сервомотора $СМ$

$$\dot{p}_1 = \frac{(Q_{нп} - A_{п1}\dot{x}_z)E}{V_{оН} + A_{п1}X_z}, \quad \dot{p}_2 = \frac{(A_{п2}\dot{x}_z - Q_{сл})E}{V_{оС} - A_{п2}X_z}; \quad (4)$$

- рівняння руху штока сервомотора, що здійснює поворот лопаток $НА$

$$m\ddot{x}_z = A_{п}(P_1 - P_2) - F_{тр} - \beta\dot{x}_z - F_C; \quad (5)$$

- вираз, що визначає переміщення золотника $ГР$, викликане керуючим впливом від ЕОМ при зміні навантаження на гідротурбіну

$$x = x(t). \quad (6)$$

Тут R – радіус золотника $ГР$; μ , ρ – відповідно коефіцієнт витрати і щільності робочої рідини ($РР$); $P_{МНУ}$ – тиск $РР$ в $МНУ$; A_K – площа перерізу підвідних і відвідних каналів $ГР$; E – об'ємний модуль пружності

PP; V_{OH} , V_{OC} – первинний об'єм відповідно в напірній і зливній порожнинах сервомотора; F_{TP} – сила тертя поршня і штока сервомотора об стінки; m – сумарна маса рухомих частин, приведена до осі сервомотора; β – коефіцієнт в'язкого тертя; A_{II} – ефективна площа поршня сервомотора; x_Z – переміщення штока CM [15–21].

При дослідженні математичної моделі (1)–(6) і лінійному законі зміни $x(t)$ в середовищі пакету імітаційного моделювання були отримані перехідні процеси переміщення $x_Z(t)$ при повороті лопаток НА на збільшення витрат. Дослідження лягли в основу вибору співвідношень відкриття крайок ГР і швидкості переміщення лопаток направляючого апарату для забезпечення директивного часу при пуску і зупинці гідравлічної турбіни. Графіки перехідних процесів, зняті при налагодженні регулятора на турбіні ПЛ20-80Ж Кременчуцької ГЕС, показали, що цифровий регулятор істотно покращує характеристики турбіни при широкій зміні зовнішніх факторів, що обурюють, і може бути основою для подальшого вдосконалення процесів регулювання турбін.

Висновки. 1. Аналіз СУЧОР за останні роки показує чітку тенденцію впровадження в систему сучасних засобів приладобудування та електронної техніки, включаючи ЕОМ. Це забезпечує: з одного боку істотне зменшення допоміжних механічних елементів (тяг, важелів, ланцюгів), гідравлічних ізодромів; з іншого – встановлення сучасних вимірювальних перетворювачів (датчиків) частоти обертання і переміщення золотників гідророзподільників і штоків сервомоторів.

2. Подальший розвиток обчислювальної техніки, засобів автоматики, елементної бази гідропневмообладнання і теорії автоматичного управління і синтезу позиційних гідропневмоагрегатів дозволив перейти до розробки і створення більш досконалих систем регулювання гідротурбін і їх складових – гідроприводу повороту лопаток направляючого апарату і гідроприводу повороту лопатей робочого колеса, що працюють згідно комбінаторної залежності для забезпечення високого ККД і стійкої роботи гідротурбіни.

Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: Іпмаш, 2019. 386 с.
2. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
3. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. І., Дорошенко А. В., Черкашенко А. Системи управління гідротурбін. *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., Вур'є Б. А., Гасюк А. І., Потетенко О. В. *Синтез комбінаторних схем гідропневмоавтоматики*. Germany: GMBH, 2020. 130 с.
5. Умов В. А., Філатов І. Н. *Динамические характеристики гидравлических агрегатов*. ЛПИ, 1983. 72 с.
6. Умов В. А., Філатов І. Н. *Определение параметров и динамических характеристик систем автоматического*

регулирования гидроагрегатов. СПбГТУ, 1995. 84 с.

7. *Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль, 2011. 206 с.
8. 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 международной научно-технической конференции (5–7 июня 2001 г., СПб)*. 2001. С. 87–91.
9. 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 международной научно-технической конференции (5–7 июня 2001 г., СПб)*. 2001. С. 91–95.
10. Горбешко М. В., Шавлович З. А. Совершенствование объемного гидропривода механизма регулирования гидротурбин. *Конструкции и рабочий процесс гидротурбин. Труды СПБИМаиш*. 1997. Вып. 6. С. 95–96.
11. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
12. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидропневмоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
13. Черкашенко М. В. *Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов* / ред. Вур'є Б. А. Пневмогидромашини, 2013. 265 с.
14. Лурье З. Я., Гасюк А. И., Булгаков В. А., Цехмистро Л. Н., Цента Е. Н. Синтез мехатронного гидропривода рабочего колеса гидротурбины. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45. P. 47–52.
15. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
16. Chengwen C. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011. No. 5. P. 160–165.
17. Струтинський В. Б., Гуржій А. М., Кривошов В. С. *Математичне моделювання процесів і систем*. Харків: НАУ, 2011. 672 с.
18. Русанов А. В., Пашенко Н. В., Косьянова А. И. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2009. № 2/7 (38). С. 32–37.
19. Jacob P. A., Ventura C., Rowland A. S. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines an automated approach. *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*. 2012. No. 134. P. 1–13.
20. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
21. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю., Шапов П. Ф. *Теоретичні та практичні засади систем контролю та діагностування складних промислових об'єктів: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. 260 с.

References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok* [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., Drankovsk'yy 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 gidropnevmoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany,

- GMBH Publ., 2020. 130 p.
5. Umov V. A., Filatov I. N. *Dinamicheskie kharakteristiki gidravlicheskih agregatov* [Dynamic characteristics of hydraulic units]. LPI Publ., 1983. 72 p.
 6. Umov V. A., Filatov I. N. *Opreделение parametrov i dinamicheskikh kharakteristik sistem avtomaticheskogo regulirovaniya gidroagregatov* [Determination of parameters and dynamic characteristics of automatic control systems of hydraulic units]. SPbGTU Publ., 1995. 84 p.
 7. *Rukovodstvo po ekspluatatsii regulatora skorosti ALSTOM radial'no-osevoy gidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
 8. Afanas'ev A. M., Baykov G. M., Gavshin V. A. Sistema avtomaticheskogo upravleniya gidroturbin na programmiruemyykh kontrollerakh [Automatic control system for hydraulic turbines on programmable controllers]. *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovremennogo gidromashinostroeniya i metody ikh resheniya. Trudy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii (5–7 iyunya 2001 g., SPb)* [Scientific and Technical Problems of Modern Hydromechanical Engineering and Methods of their Solutions. Proc. of the Int. Sci. and Techn. Conf. (5–7 June 2001, St. P)]. 2001, pp. 87–91.
 9. Balagurov E. V., Bashnin O. I., Gel'fand G. P. Razrabotka i vnedrenie sistem upravleniya gidroagregatami GES [Development and implementation of hydropower unit control systems]. *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovremennogo gidromashinostroeniya i metody ikh resheniya. Trudy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii (5–7 iyunya 2001 g., SPb)* [Scientific and Technical Problems of Modern Hydromechanical Engineering and Methods of their Solutions. Proc. of the Int. Sci. and Techn. Conf. (5–7 June 2001, St. P)]. 2001, pp. 91–95.
 10. Gorbeshko M. V., Shavlovich Z. A. Sovershenstvovanie ob"emnoy gidroprivoda mekhanizma regulirovaniya gidroturbin [Improvement of volumetric hydraulic drive of hydraulic turbine control mechanism]. *Konstruktsii i rabochiy protsess gidroturbin. Trudy SPbIMash.* 1997, issue 6, pp. 95–96.
 11. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 12. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
 13. Cherkashenko M. V. *Sintez minimal'nykh skhem gidropnevoagregatov* [Synthesis of minimum schemes of hydropneumatic units]. *Pnevmodromashiny* Publ., 2013. 265 p.
 14. Lur'e Z. Ya., Gasyuk A. I., Bulgakov V. A., Tsekhmistro L. N., Tsenta E. N. Sintez mekhatronnogo gidroprivoda rabocheho koleasa gidroturbiny [Synthesis of a mechatronic hydraulic drive of a hydraulic turbine impeller]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45, pp. 47–52.
 15. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
 16. Chengwen C. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011, no. 5, pp. 160–165.
 17. Strutyn'skyi V. B., Hurzhiy A. M., Kryvtsov V. S. *Matematychni modelyuvannya protsesiv i system* [Mathematical modeling of processes and systems]. Kharkiv, NAU Publ., 2011. 672 p.
 18. Rusanov A. V., Pashchenko N. V., Kos'yanova A. I. Metod analiticheskogo profilirovaniya lopatochnykh ventsov protochnykh chastei osevykh turbin [Method of analytical profiling of blading crowns of axial turbine flow parts]. *Skhidno-Yevropeys'kyi zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2009, no. 2/7 (38), pp. 32–37.
 19. Jacob P. A., Ventura C., Rowland A. S. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines an automated approach. *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*. 2012, no. 134, pp. 1–13.
 20. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
 21. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu., Shchapov P. F. *Teoretychni ta praktychni zasady system kontrolyu ta diahnostuvannya skladnykh promyslovykh ob"yektiv* [Theoretical and practical principles of systems of control and diagnosis of complex industrial objects]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015. 260 p.

Надійшло (received) 10.10.2022

Відомості про автора / About the Author

Гасюк Олександр Іванович (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: galexom@gmail.com

Y. KRUPA, Y. DEMCHUK

MODERN SOFTWARE FOR THE NUMERICAL STUDY OF FLOW IN HYDRAULIC MACHINES

In the past few decades, the field of developing computer software systems has been actively developing, which in turn leads to competition in the software market. Qualified engineers working in the hydroturbine industry must be able to use a computer not only at the user level, but also at the programmer level in order to program modules for their own needs based on existing software systems. Recently, numerical simulation has become applicable to an ever wider class of flows, replacing experimental research methods. Certain numerical models are characterized by different areas of applicability and expenditures of computational resources. The paper provides an analytical review of modern CFD software systems. The advantages and disadvantages of these programs are analyzed in terms of building a three-dimensional model of the object of study, creating a computational grid, setting boundary conditions and visualizing the calculation results. The analysis and comparison of existing mathematical models that used to calculate the spatial flow in the flow path of hydraulic machines has been carried out. There are many different programs for solving hydrodynamic problems, some of the advanced commercial software systems are Ansys, SolidWorks Flow Simulation, Autodesk CFD. There are also open source software products. These automatic design systems make it possible not only to perform high-quality modeling of systems of various physical nature, but also to study the response of these systems to external influences in the form of distributions of pressures, temperatures, and velocities. The calculation algorithms in the programs are similar; the distinctive features of the programs can be evaluated according to the following criteria: grid generation, accuracy, reliability (convergence), calculation speed, model physics, system flexibility. The use of modern software packages for studying the hydrodynamic characteristics of the flow in hydraulic machines significantly reduces the time and material resources in comparison with physical modeling.

Keywords: hydraulic machines, numerical research, hydrodynamic calculation, mathematical model, spatial flow, CAD systems.

Є. С. КРУПА, Є. О. ДЕМЧУК

СУЧАСНЕ ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ ЧИСЕЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТОКУ В ГІДРОМАШИНАХ

В останні кілька десятиліть активно розвивається сфера розробки обчислювальних програмних комплексів, що у свою чергу призводить до конкуренції на ринку програмного забезпечення. Кваліфіковані інженери, що працюють в галузі гідротурбобудування повинні володіти комп'ютером не лише на рівні користувача, а й на рівні програміста, щоб на базі існуючих програмних комплексів програмувати модулі для власних потреб. Останнім часом чисельне моделювання стає застосовним до дедалі ширшого класу течій, замінюючи собою експериментальні методи дослідження. Ті чи інші чисельні моделі характеризуються різними областями застосування та витратами обчислювальних ресурсів. У роботі проведено аналітичний огляд сучасних програмних комплексів CFD. Проаналізовано переваги та недоліки даних програм у частині побудови тривимірної моделі об'єкта дослідження, створення розрахункової сітки, завдання граничних умов та візуалізації результатів розрахунку. Проведено аналіз та порівняння існуючих математичних моделей, що застосовуються для розрахунку просторової течії у проточних частинах гідромашин. Для вирішення гідродинамічних задач існує багато різних програм, одними з передових комерційних програмних комплексів є Ansys, SolidWorks Flow Simulation, Autodesk CFD. Так само існують програмні продукти з відкритим вихідним кодом. Дані системи автоматичного проектування дозволяють як виконати якісне моделювання систем різної фізичної природи, так і досліджувати відгук цих систем на зовнішні впливи, таких як: розподіл тисків, температур, швидкостей. Алгоритми проведення розрахунку у програмах схожі, відмінні риси програм можна оцінити за такими критеріями: генерація сітки, точність, надійність (збіжність), швидкість обчислень, фізика моделі, гнучкість системи. Використання сучасних пакетів програм для дослідження гідродинамічних характеристик потоку в гідромашинах значно зменшує витрати часу та матеріальних ресурсів, порівняно з фізичним моделюванням.

Ключові слова: гідравлічні машини, чисельне дослідження, гідродинамічний розрахунок, математична модель, просторова течія, системи автоматичного проектування.

Introduction. At the moment, software systems for numerical calculations are rapidly improving in the world. By optimizing the program code, the time spent on computational processes is reduced. The use of improved algorithms leads to the expansion of scalability, as well as a reduction in the time of reading and writing files, and improves convergence.

The application interface is constantly being improved, which makes the work easier, faster and more convenient. The main processes of algorithms for calculating the hydrodynamic medium in all similar software systems consist of the following items:

- creating the geometry of the object under study;
- setting a mathematical calculation model;
- creation of a computational grid;
- setting introductory boundary conditions;
- launching the created computational model with the specified parameters in the solver;
- viewing calculation results in graphical and

numerical form [1–11].

Overview of CAD programs for creating flow geometry. The largest companies such as Autodesk, Dassault Systemes, and others, along with programs for calculating the flow, also create CAD programs in which you can build the geometry of the object of study.

Consider some CAD products that can be used to build 3D models.

The most popular and demanded programs on the market at the moment are SolidWorks, Autodesk Inventor, Kompas 3D, etc. [1–11].

In the SolidWorks 2022 program from Dassault Systemes, it became possible to transfer sections not only to cylindrical surfaces, but also to figures of varying complexity. New features of Slicing have appeared, which allows you to create 2D sections at the intersections of the selected element and a set of planes, which in turn facilitates work when joining complex parts [3, 12].

In Workbench 19.1 of the ANSYS software package,

model geometry can be built in the SpaceClaim section, Geometry, or the Design Modeler module. It should be noted that the set of tools in these programs is much smaller than those of the above, but they have all the most basic functions for creating geometry, and these programs also lack an interface in Russian [13–16].

ModuleWorkbench is an innovative project management scheme, where it is possible to link different stages of calculations with different blocks of studies; the project is presented in the form of interconnected systems in the form of block diagrams [13–16]. In Autodesk and SolidWorks, the project is managed in the project tree [12, 17, 18].

Autodesk this year updated the Inventor build to version 2022. The new version, according to the development team, is much more productive than previous versions. The features of the new version will be preserved if the product is used on the recommended system requirements. It should also be noted that AutoCAD 2022 was recently introduced – the most powerful two- and three-dimensional CAD system, with new additional features [17].

Examples of the interfaces of the programs described above are shown in Fig. 1–3.

Creation of the computational grid. In SolidWorks Flow Simulation and Autodesk CFD, the simulation grid is built automatically and the grid editor is very simplified compared to ANSYS subroutines. Also in Autodesk CFD there is no clear sequence for setting parameters, the grid is generated when the solver is launched [15]. In SolidWorks Flow Simulation, the grid is generated in the project tree along with the entry points for boundary conditions [1, 12].

The ICEM CFD subprogram is included in the ANSYS software package; this is an excellent solution for creating complex computational grids specifically for hydrodynamic calculations, where there are complex curvilinear elements. ICEM CFD allows building structured (hexagonal) and unstructured (tetra) grids [13–16]. In the program, it is possible to cut flow paths from the general geometry of the hydraulic unit, to thicken the calculated cells, thereby creating a boundary layer. The creation of a computational grid is a very important stage for the calculation, since incorrect construction of the grid will lead to damage to the calculation area (Fig. 4).

Fig. 5–7 show the results of the generated computational grids in various software packages.

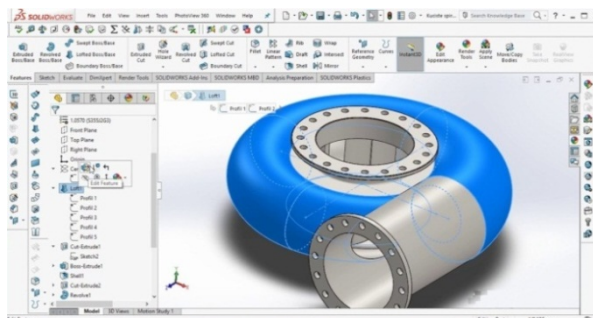


Fig. 1. Solid model of the spiral case of the hydroturbine, made in SolidWorks

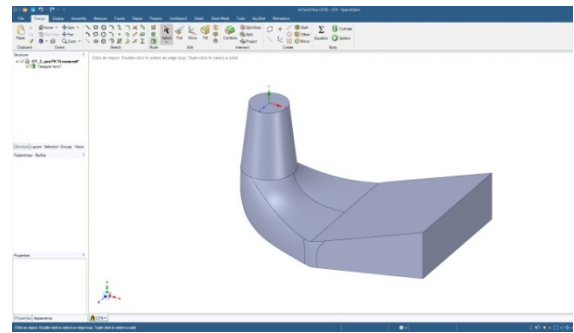


Fig. 2. Solid model of the draft tube of the hydroturbine, made in SpaceClaim

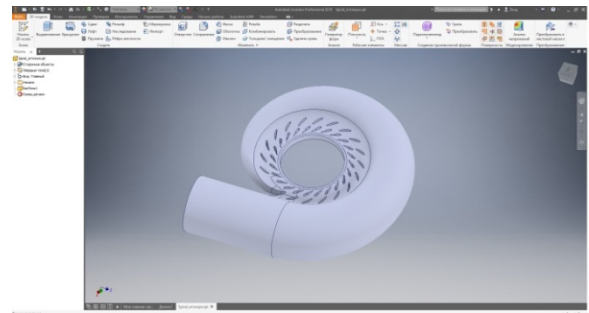


Fig. 3. Solid model of the inlet part of the hydroturbine, made in Autodesk Inventor

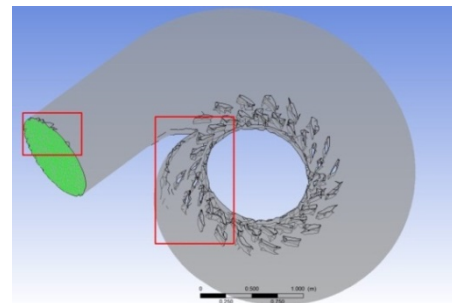


Fig. 4. Damaged wet end geometry

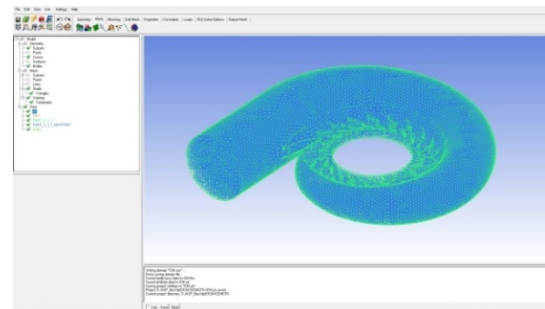


Fig. 5. The computational built in ICEM CFD

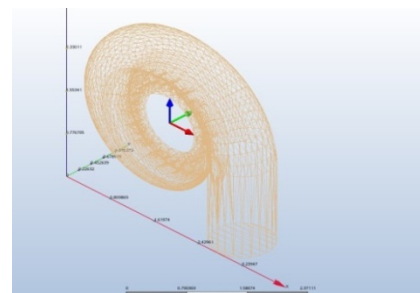


Fig. 6. The computational grid built in Autodesk CFD

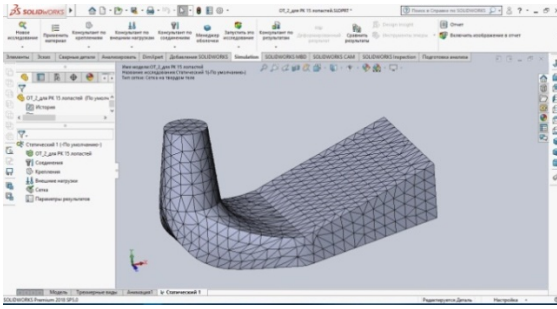


Fig. 7. The computational grid built in SolidWorks

Mathematical models used to calculate the spatial flow. The calculation of the flow of a liquid or gas in modern software products is performed by numerically solving a system of equations that describe the most general case of the movement of a liquid medium. This is the Navier-Stokes equation (1) and continuity (2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_i} p + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0. \quad (2)$$

Here, the abbreviated notation of equations $i, j = 1-3$ is used, summation over the same indices is assumed, x_1, x_2, x_3 are coordinate axes, t is time. The term f_i expresses the action of body forces [8, 9].

In this system with four equations, the independent required parameters are the three velocity components u_1, u_2, u_3 and the pressure p . The density ρ of a liquid, as well as a gas at speeds up to 0,3 Mach, is considered a constant value.

The flows in the rotating working bodies of hydraulic machines are considered in a relative reference frame, while the f_i term on the right side of the equations expresses the action of centrifugal and Coriolis forces:

$$\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})), \quad (3)$$

where $\vec{\omega}$ is the angular velocity of rotation, \vec{r} is the radius vector (the module of which is equal to the distance from the given point to the axis of rotation).

Flows in hydraulic machines are usually turbulent. Direct modeling of turbulent flows by numerically solving the Navier-Stokes equations written for instantaneous velocities is still extremely difficult, and in addition, as a rule, not instantaneous, but time-averaged values of velocities are of interest. Thus, to analyze turbulent flows, instead of equations (1) and (2), the Reynolds equation (4) is used:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i' u_j'}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \overline{f_i}, \quad (4)$$

where $\overline{u_1}, \overline{u_2}, \overline{u_3}$ are the time-averaged velocities;

$\overline{u_1'}, \overline{u_2'}, \overline{u_3'}$ are the pulsation components of the velocities.

Various turbulence models are used to close these equations. In the computational study of hydraulic machines, the following turbulence models have proven themselves well: "k-ε", "k-ω" and SST [1, 4].

The model "k-ε" uses two differential equations (5-6) to close the system of equations of motion of the Reynolds fluid, describing the transfer of the kinetic energy of turbulence k and the dissipation rate ε .

The disadvantages of the "k-ε" model are low accuracy when modeling flows with separation from smooth surfaces, as well as the need to use special techniques when calculating the flow near the walls.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) &= \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \end{aligned} \quad (6)$$

where $P_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ is the term expressing the energy

generation k , $\Gamma_k = -\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$, $\Gamma_\varepsilon = -\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$.

The parameters ε and μ are defined as follows:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Model $k-\varepsilon$ constants: $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$ [1, 4].

There is also the "k-ω" turbulence model developed by Wilcox. In this model, the differential equation for the dissipation rate ε is replaced by the differential equation for the frequency of turbulent fluctuations ω . This model has shown itself well in calculations near the walls.

The disadvantage of the "k-ω" model, in contrast to the "k-ε" model, is the excessively strong dependence of the calculation results on the specified values of ω in the inlet section [4].

A hybrid variant between "k-ε" and "k-ω" turbulence models was proposed by Menter – SST (Shear Stress Transport) model of shear stress transfer.

Through the use of a special switchable function, one or another turbulence model is activated. Switching is carried out depending on the distance of the mesh nodes from the wall.

Thus, the SST model combines the stability and accuracy of the standard "k-ω" model in near-wall regions and the "k-ε" model at a distance from the walls [4].

Specifying introductory boundary conditions. In the CFX-Pre (ANSYS) module, boundary conditions in the program tree [14].

The following parameters are set on the boundaries of the computational domains:

- at the inlet – mass flow rate;
- on the wall – no-slip condition (velocity is zero);
- at the outlet – static pressure.

Next, it is necessary to save the .def file, which contains the calculation area with all the input parameters, which can be changed if necessary.

We pass to the next stage, namely, to the numerical calculation itself. If we created a project in Workbench, then we need to go to the next Solution action in the list. Subsequently, the CFX-Solver Manager module should open with the file already selected for the calculation. Here you can set the number of processor cores that will be involved in the calculations.

At the start of the calculation, in the online mode, you can see the construction of graphs and the passage of iterations (Fig. 8).

After the end of the calculation, we get the .res file with the results.



Fig. 8. Interface CFX Solver Manager

Boundary conditions are set similarly in Autodesk CFD and SolidWorks Flow Simulation. However, in these software systems, in contrast to ANSYS, in which there is a clear sequence of Geometry-Mesh-Setup-Solution-Results, the computational grid is specified along with the boundary conditions.

Results of a numerical study of the spatial flow in the flow part of hydraulic machines. To view the results of hydrodynamic calculation in the ANSYS software package, you need to download the file with the results [16, 19–20].

In the project tree, it is possible to set additional planes that display the necessary parameters, such as pressures, velocities, and temperatures. On the planes, the distribution of the given values will be displayed in accordance with the scale.

The type and division of the scale can be changed. It is also possible to visualize flow lines with animation function. All graphical results can be combined [20].

To obtain numerical data, it is recommended to use a table in which you need to register functions.

All these functions are also possessed by SolidWorks and Autodesk software packages. In addition, these programs contain various report templates that can be exported to Microsoft Word [15, 17].

Fig. 9–11 show examples of graphical visualization

of the results of numerical studies performed in various CFD software packages.

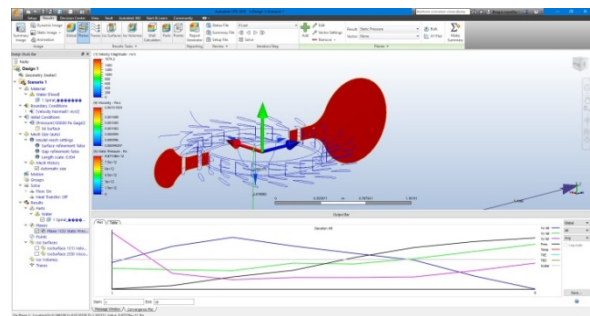


Fig. 10. Graphical representation of results in Autodesk CFD

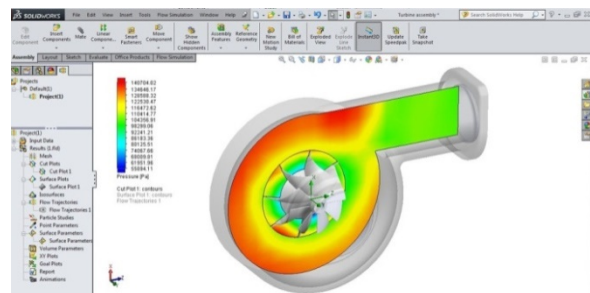


Fig. 11. Graphical representation of results in SolidWorks Flow Simulation

Conclusions. The paper presents an analytical review of the current state of software systems for the numerical study of flow in solid parts of hydraulic machines, such as SolidWorks, Autodesk CFD, Ansys.

The main functionality of CFD programs is described in terms of constructing the geometry of the object under study, creating a grid, subsequent calculation and visualization of the study results.

The use of modern CFD programs to study the hydrodynamic characteristics of the flow in hydraulic machines significantly reduces the time and material resources compared to physical simulation.

References

1. Крупа Е. С., Недовесов В. А. Современное состояние программных комплексов CFD для численного исследования пространственного потока в гидромашинах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 98–103.
2. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
3. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 53–57.
4. Шевченко Н. Г., Шудрик А. Л., Радченко Л. Р. Особенности численного моделирования течения вязкой жидкости в каналах погружных лопастных насосов низкой и средней быстротходности. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 76–81.
5. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* Vol. 129. 2016.

6. Резва К. С., Дранковський В. Е., Тиньянова І. І. Дослідження високонапорних оборотних гідромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 84–88.
7. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007. Vol. 6 (47). P. 42–46.
8. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
9. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
10. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
12. *Что нового в SOLIDWORKS 2022. Особенности новой версии*. URL: <https://www.syssoft.ru/softpower/chto-novogo-v-solidworks-2022> (дата звернення: 07.04.2022).
13. *ANSYS CFX: CFD Software*. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (дата звернення: 02.06.2022).
14. *ANSYS ICEM CFD | CAE Expert*. URL: <https://cae-expert.ru/product/ansys-icem-cfd> (дата звернення: 02.06.2022).
15. *ANSYS ICEM CFD, Сеточный генератор – CADFEM*. URL: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/geometry/icemcfd/> (дата звернення: 05.06.2022).
16. *ANSYS CFX, Моделирование течений, расчет турбомашин – CADFEM*. URL: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/fluids/cfx/> (дата звернення: 10.06.2022).
17. *Autodesk CFD | CFD Software | Autodesk*. URL: <https://www.autodesk.com/products/cfd/overview> (дата звернення: 03.06.2022).
18. *Inventor Vs SolidWorks | Which is Better & Why?* URL: <https://www.buildercentral.com/inventor-vs-solidworks> (дата звернення: 04.06.2022).
19. *SolidWorks vs Autodesk Inventor | CAD Software Compared*. URL: <https://www.scan2cad.com/blog/cad/solidworks-vs-autodesk-inventor/> (дата звернення: 03.06.2022).
20. *(186) Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX YouTube*. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (дата звернення: 03.06.2022).
4. Shevchenko N. G., Shudrik A. L., Radchenko L. R. Osobennosti chislennogo modelirovaniya techeniya vyzkoy zhidkosti v kanalah pogruznykh lopastnykh nasosov nizkoy i sredney bystrohodnosti [Features of numerical modeling flow of viscous liquid in channels of submersible bladed pumps of low and average rapidity]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 76–81.
5. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
6. Riezva K. S., Drankovskiy V. E., Tynianova I. I. Doslidzhennia vysokonapornykh oborotnykh hidromashyn [The investigation of the high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 84–88.
7. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007, vol. 6 (47), pp. 42–46.
8. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
9. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
10. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.
12. *Что нового в SOLIDWORKS 2022. Особенности новой версии [What's New in SOLIDWORKS 2022. New Version Features]*. Available at: <https://www.syssoft.ru/softpower/chto-novogo-v-solidworks-2022> (accessed 07.04.2022).
13. *ANSYS CFX: CFD Software*. Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (accessed 02.06.2022).
14. *ANSYS ICEM CFD | CAE Expert*. Available at: <https://cae-expert.ru/product/ansys-icem-cfd> (accessed 02.06.2022).
15. *ANSYS ICEM CFD, Setochnyy generator – CADFEM* [ANSYS ICEM CFD, Grid generator – CADFEM]. Available at: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/geometry/icemcfd/> (accessed 05.06.2022).
16. *ANSYS CFX, Modelirovanie techeniy, raschet turbomashin – CADFEM* [ANSYS CFX, Modeling of currents, calculation of turbomachines – CADFEM]. Available at: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/fluids/cfx/> (accessed 10.06.2022).
17. *Autodesk CFD | CFD Software | Autodesk*. Available at: <https://www.autodesk.com/products/cfd/overview> (accessed 03.06.2022).
18. *Inventor Vs SolidWorks | Which is Better & Why?* Available at: <https://www.buildercentral.com/inventor-vs-solidworks> (accessed 04.06.2022).
19. *SolidWorks vs Autodesk Inventor | CAD Software Compared*. Available at: <https://www.scan2cad.com/blog/cad/solidworks-vs-autodesk-inventor/> (accessed 03.06.2022).
20. *(186) Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX YouTube*. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (accessed 03.06.2022).

References (transliterated)

1. Krupa E. S., Nedovesov V. A. Sovremennoe sostoyanie programnykh kompleksov CFD dlya chislennogo issledovaniya prostranstvennogo potoka v gidromashinakh [Actual status of CFD software complexes for numerical research of spatial flow in hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 98–103.
2. Rezva K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
3. Drankovskiy V. E., Rezva K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192),

Received 15.08.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Крупа Євгеній Сергійович (Крупа Yevhenii) – 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/0000-0003-3997-3590>; e-mail: zhekr@ukr.net

Демчук Євгенія Олександрівна (Demchuk Yevheniia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0260-0467>; e-mail: evgenia.kolesnichenko45@gmail.com

A. С. РОГОВИЙ, С. І. ЛУК'ЯНЕЦЬ

КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ТЕЧІЇ НАФТИ У ВИХОРОКАМЕРНОМУ НАСОСІ

Складні умови експлуатації насосів для перекачування нафти вимагають від гідравлічних машин високих показників надійності, довговічності та ефективності. Розчинений у нафті газ приводить до виникнення у проточних частинах насосів областей зі змінною густиною та до зриву характеристик. Використання струминних насосів обмежене внаслідок низьких показників коефіцієнту корисної дії (ККД). Тому, експлуатація нових типів струминних насосів – вихорокамерних насосів для видобування та транспортування нафти є цілком перспективним за рахунок збільшення показників ефективності перекачування через використання у цих насосах переваг відцентрових та струминних нагнітачів. З іншої сторони, на сьогоднішній день, будь-яких досліджень з поводження вихорокамерних насосів під час перекачування нафти проведено ще не було. В даній роботі на основі числового розрахунку течії нафти у вихорокамерному насосі отримано кінематичні параметри течії із урахуванням та без урахування розчиненого газу у нафті. Розрахунок здійснено на основі вирішення рівнянь Рейнольдса, нерозривності та рівнянь Релея-Плессета у програмному комплексі Ansys CFX. Вперше для вихорокамерного насоса під час перекачування нафти отримані розподіли швидкості нафти та розчиненого газу, розподіли об'ємних та масових концентрацій, графіки розподілів швидкостей в різних горизонтальних площинах вихрової камери, що дозволяє врахувати кінематичні параметри течії у вихровій камері для подальшого оптимального проектування вихорокамерних насосів. Вперше на основі числових досліджень підтверджено можливість використання вихорокамерних насосів для перекачування нафти. При цьому ККД складає приблизно 15 %, що майже вдвічі перевищує ККД прямооточних струминних насосів, що використовуються для цієї мети. Вибір моделі, за якою відбувається розрахунок числовими методами, значно впливає на точність розрахунку інтегральних характеристик роботи вихорокамерного насоса.

Ключові слова: вихорокамерний насос, нафта, числовий розрахунок, кінематичні параметри, математична модель, розчинений газ.

A. ROGOVYI, S. LUKIANETS

KINEMATIC PARAMETERS OF THE OIL FLOW IN A VORTEX CHAMBER PUMP

The difficult operating conditions of oil pumps require high levels of reliability, durability and efficiency from hydraulic machines. The gas dissolved in oil leads to the appearance of regions with variable density in the pumps flow parts and to a breakdown in performance. The use of jet pumps is limited due to low efficiency. Therefore, the operation of new vortex chamber pumps for oil production and transportation is quite promising due to the increase in pumping efficiency indicators using the advantages of centrifugal and jet technology in these pumps. On the other hand, to date, no studies have been carried out on the behavior of vortex chamber pumps when pumping oil. In this paper, based on the numerical calculation of the oil flow in a vortex chamber pump, the kinematic parameters of the flow are obtained with and without the dissolved gas in the oil. The calculation was made on the basis of solving the Reynolds equations, continuity and Rayleigh-Plesset equations in the Ansys CFX software package. For the first time for the vortex chamber pump when pumping oil, the distributions of the oil velocity and dissolved gas, the distributions of volumetric and mass concentrations, and the graphs of velocity distributions in various horizontal planes of the vortex chamber were obtained, which makes it possible to take into account the kinematic flow parameters in the vortex chamber for further optimal design. For the first time, on the basis of numerical calculations, the possibility of using vortex chamber pumps for pumping oil has been confirmed. At the same time, the efficiency is approximately 15%, which is almost twice the efficiency of direct-flow jet pumps used for this purpose. The choice of the model, according to which the calculation is carried out by numerical methods, has a significant impact on the accuracy of calculating the integral characteristics of the vortex chamber pump operation.

Keywords: vortex chamber pump, oil, numerical calculation, kinematic parameters, mathematical model, dissolved gas.

Вступ. Дефіцит енергоресурсів, що склався в Україні вимагає експлуатації низки родовищ високов'язких нафт із глибиною залягання пластів 1000–3600 м. Ці родовища використовуються неефективно внаслідок відсутності та нераціонального використання глибинно-насосного обладнання. Тому проблема пристосування свердловин, що продукують високов'язкі нафти є досить актуальною, та може бути вирішена за рахунок більш широкого використання струминної техніки та технологій [1].

Струминній техніці притаманні високі показники надійності та довговічності, але й є важливий недолік – низька ефективність передачі енергії між потоками рідин [2]. Покращити ефективність перекачування будь-яких рідин за допомогою струминної техніки можливо поєднанням переваг робочого процесу струминної техніки та лопатевих насосів на основі вихрової камери змішування [3]. Такими пристроями є вихорокамерні нагнітачі, які мають кращі, у порівнянні з класичними прямооточними струминними насосами та ежекторами, показники ефективності робочого процесу [4, 5]. Тому, подальші дослідження вихорокамерних

нагнітачів для перекачування нафти є актуальною задачею, вирішення якої дозволить значно збільшити видобуток нафти на родовищах високов'язкої нафти, де використання іншого глибинно-насосного обладнання приводить до зниження ККД процесу.

Аналіз останніх досліджень. Вихорокамерні нагнітачі (ВКН) досліджуються вже майже сорок років, й вже визначилися межі їх застосування [6]. Ці нагнітачі мають кращі характеристики під час транспортування сипучих середовищ, в тих випадках коли співвідношення густини середовища, яке перекачується, до густини середовища, за допомогою якого перекачують, перевищує декілька тисяч [7]. Але, й під час перекачування середовищ із порівняними густинами їх показники ефективності можуть перевищувати показники прямооточних струминних нагнітачів [3, 5, 7]. В роботі [8] показані оптимальні геометричні параметри вихорокамерного насоса, але ці дослідження були проведені для ньютонівських рідин без урахування можливого вмісту розчиненого в них газу. В роботі [9] показані можливі шляхи мінімізації втрат середовища, що перекачується в дренажному каналі ВКН під час

реалізації відповідного робочого процесу, але в роботі не розглянуто особливості перекачування крапельної рідини та рідин із властивостями, притаманними нафті. В роботі [10] розглянуто особливості перекачування за допомогою ВКН ньютонівських рідин із високою в'язкістю, Бінгамівських рідин, але властивості нафти мають низку відмінностей від діапазонів зміни в'язкості, описаних в цій статті. Таким чином, ВКН є насосами, що можуть використатися для перекачування рідин із високими показниками в'язкості, але будь-яких досліджень їх характеристик під час перекачування нафти, на сьогоднішній день проведено не було.

Мета. Метою роботи є дослідження та визначення кінематичних параметрів течії у вихорокамерних насосах під час перекачування нафти розрахунковим шляхом для подальшого створення оптимальної конструкції насоса.

Результати досліджень. В останні роки струминна техніка все більше і більше використовується у промисловості. Так, у нафтогазовидобутку струминні апарати часто встановлюють у комбінації з електровідцентровими насосами й вони працюють на газоводонафтовій суміші. Є декілька причин використання струминної техніки у нафтових свердловинах: встановлення струминного ежектора вище динамічного рівня свердловини дозволяє забезпечити стабілізацію подачі електровідцентрового насоса; відбір нафтового газу з затрубного простору свердловини, що полегшує підймання продукції на поверхню [11].

Газ, що перекачується у нафтогазових струминних насосах/ежекторах досить добре розчиняється у нафті, а повітря, що перекачується, погано розчиняється у воді. У зв'язку з цим необхідно дослідити, як розчинність газу в робочій рідині впливає на роботу струминного насоса нового типу – вихорокамерного насоса.

Тому що в даній статті описані перші дослідження вихорокамерних насосів під час перекачування нафти, то доцільність використання даного типу струминних насосів визначена на основі порівняння інтегральних характеристик перекачування зі струминними насосами прямого типу, що серійно виробляються промисловістю та використовуються у реальних умовах нафтовидобутку.

В якості прототипу обрано струминний насос – НСФБ 39/45. Для якісного порівняння характеристик досліджено та спроектовано вихорокамерний насос за методикою розрахунку, описаною в [12]. Для адекватного порівняння діаметр горла активного потоку ВКН виконувався рівним діаметру горла активного потоку у насосі-прототипі. Загальний вигляд спроектованого насоса наведено на рис. 1.

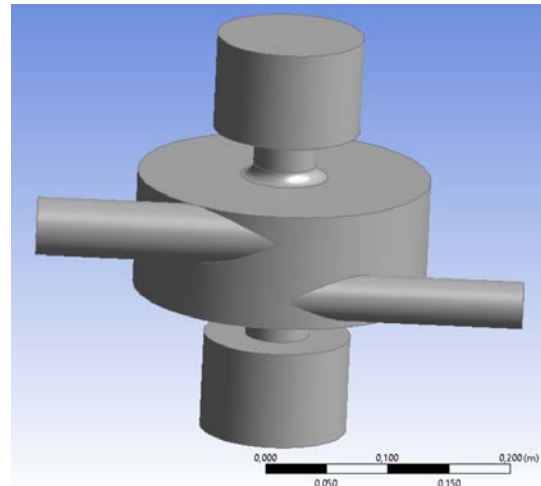
Основні геометричні розміри ВКН: діаметр тангенціального каналу входу 39 мм; діаметр вихрової камери 240 мм. Інші геометричні параметри розраховано на основі безрозмірних співвідношень, що наведені в методиці [12].

Дослідження проведено на основі числового

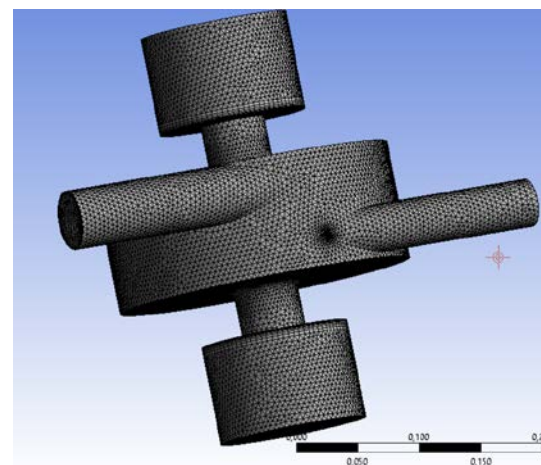
розрахунку математичної моделі, що складалася з рівнянь Рейнольдса [13], рівняння нерозривності, $k-\epsilon$ моделі турбулентності та рівняння Релея-Плессета. Останнє рівняння використано для розрахунку виділення та зростання пухирців газу у рідині:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + 3 \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (1)$$

де R_B – радіус бульбашки; p_v – тиск в бульбашці; p – тиск навколо бульбашки; ρ_f – густина рідини; σ – коефіцієнт поверхневого натягу; t – час.



а



б

Рис. 1. Досліджений вихорокамерний насос:
а – загальний вигляд; б – сіткова модель

Для порівняння характеристик роботи ВКН та особливостей розрахунку виконано два види розрахунків: перший – суміш нафти та газу із газовмістом 3% без урахування в математичній моделі рівняння Релея-Плессета, тобто без моделі кавітації. Другий розрахунок виконано за вищенаведеною математичною моделлю кавітації.

Основною особливістю роботи ВКН є використання гідродинамічних параметрів закрученої течії: створення надлишкового тиску на периферії вихрової камери та вакуум біля осі. Створення

вакууму біля осі приводить до значного зниження тиску, що може сягати значень менших за тиск насиченої пари. В такому випадку з нафти, або з будь-якої рідини буде виділятися газ та формувати вихрове газове ядро біля осі. Подібний ефект спостерігається в експериментальних дослідженнях багатьох вихрових пристроїв: вихрові труби, вихрові клапани, гідроциклони, вихрові насоси, вихорокамерні насоси та в тому числі й у лопатевих насосах [14]. У лопатевих насосах подібний ефект призводить до значного зниження характеристик лопатевого насоса.

Експериментальні дослідження ефектів газовиділення дуже складні й коштовні тому, що необхідно використовувати високошвидкісні відеокамери та фіксувати зміни течії, які відбуваються в дуже маленький проміжок часу. Визначення швидкостей різними оптичними методами також дуже ускладнюється внаслідок розриву течії та неможливості контролю, яка саме фаза або агрегатний стан середовища присутній в той чи іншій точці [15]. Тому, найбільш доцільним методом дослідження стає числове моделювання, яке потребує використання рідини та газу в розрахунку та одночасного розрахунку двох фаз [16].

Відомо, що помилки розрахунку числовими методами можуть сягати значних значень навіть для простих геометричних об'єктів внаслідок помилок вибору моделі турбулентності, сіткових моделей або відривів потоку від стінок [17]. Помилки розрахунку вакууму біля осі вихрової камери для однофазної рідини можуть сягати 50 % [18]. Тому, зрозуміло, що помилка розрахунку течії двофазного гетерогенного середовища у вихорокамерному насосі може сягати дуже великих значень, але фізика процесу, що відбувається у проточній частині насоса, може бути розрахована цілком адекватно.

Граничні умови розрахунку були наступні: у вхідному тангенціальному каналі задавався динамічний тиск, у вхідних осьових каналах входу – відкрита границя Opening з тиском 96000 Па, що дозволяє рідині як потрапляти у розрахунковий домен, так і залишати його без ускладнення розрахунку. У вихідному тангенціальному каналі задано нульовий тиск. У вхідному каналі задано динамічний тиск. Фізичні властивості рідини для розрахунку: нафта з густиною $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ та динамічною в'язкістю $\mu = 0,004 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Усі нев'язання рівнянь сходяться дуже повільно й мають коливальний характер, що може вказувати на необхідність розрахунку у нестационарній постановці. Нестационарність процесу може бути викликана нутуванням та прецесією вихрового ядра, що описано у багатьох літературних джерелах [19, 20]. В такому випадку раціональним та більш коректним є нестационарний розрахунок, що буде тематикою подальших досліджень за допомогою числового моделювання. Також у подальшому необхідно перевірити адекватність отриманих результатів розрахунку за допомогою експериментальних досліджень. Обмеження розрахунку, які пов'язані з обмеженням використання Ansys CFX, а саме те, що

розрахункова сітка не може перевищувати 500 тис. елементів призвела до того, що наявність у розрахунковій сітці пірамідальних контрольних об'ємів (піраміда з чотирикутною основою) проковує значну похибку розрахунку тиску та швидкості в таких елементах. Тому сіткова модель дороблялася до тих пір, доки сіткове розбиття не було позбавлене пірамідальних елементів та складалося лише з призм та тетраедрів.

На рис. 2 наведено розподіл параметру прикордонного шару призматичних шарів сітки y^+ , що ілюструє можливість використання тієї або іншої моделі турбулентності. Якщо $y^+ < 3$, то доцільно використати SST-модель турбулентності [21, 22]. В нашому випадку на більшості поверхні вихрової камери цей параметр перевищує значення 50, що може приводити до значних помилок розрахунку за допомогою вищезгаданої моделі турбулентності й в даній роботі використано $k-\epsilon$ модель.

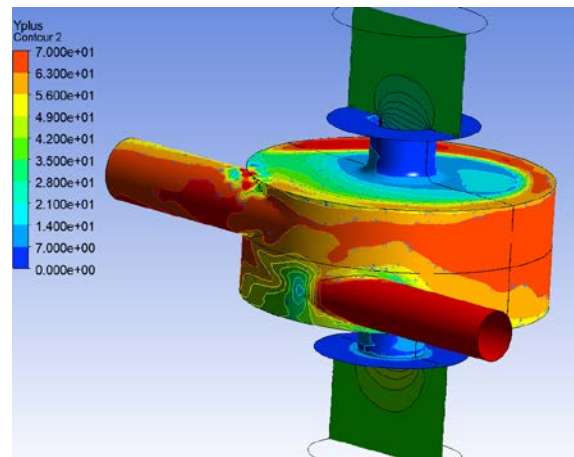
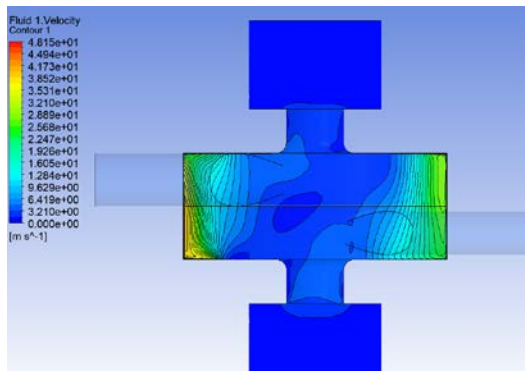


Рис. 2. Розподіл параметру прикордонного шару призматичних шарів сітки y^+

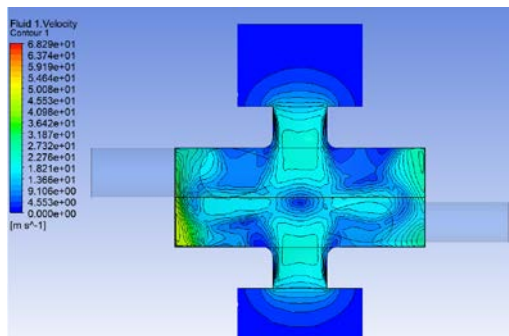
На рис. 3 наведено розподіли швидкостей нафти у проточній частині насоса. Якщо у випадку розрахунку без урахування кавітації картина всмоктування загалом симетрична відносно горизонтальної площини, то у випадку розрахунку з моделлю кавітації можна відзначити симетричність картини течії й відносно горизонтальної площини.

Аналіз результатів розрахунку показує незначну зміну концентрації газу для випадку моделі без урахування кавітації та значне виділення газу з нафти під час розрахунку моделі з кавітацією.

Особливості моделювання двофазної рідини дозволяють дослідити кінематичні параметри руху кожної фази та за результатами розрахунку швидкостей можна констатувати, що неврахування моделі кавітації приводить до того, що концентрація газу в проточній частині ВКН дуже мала й не перевищує 1%, що можна вважати неадекватним результатом, тому що результати фізичних експериментів доводять, що зниження тиску поблизу осі обертання вихрової камери все ж таки приводить до значного виділення газу з рідини. Для подальших розрахунків необхідно використовувати модель Релея-Плесета.



а



б

Рис. 3. Розподіл швидкостей нафти у меридіональній площині насоса:

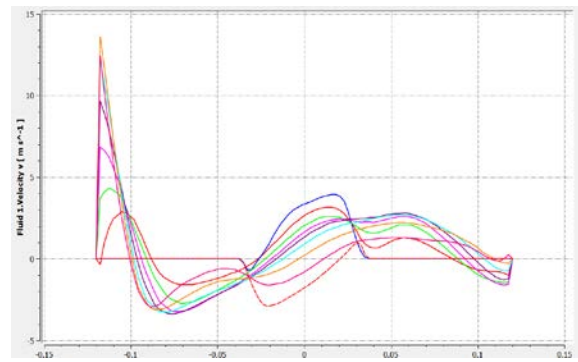
а – без урахування кавітації; б – з урахуванням

На рис. 4 наведено розподіли швидкостей нафти у насосі на різних висотах у вихровій камері за різних моделей.

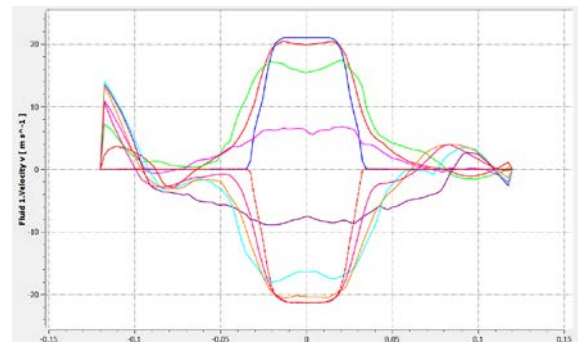
На рис. 5 наведено порівняння розподілів тисків у меридіональній площині вихрової камери для двох випадків: розрахунок з урахуванням моделі кавітації та без урахування.

На рис. 6 наведено розподіл тиску у вихровій камері насоса. Він відповідає другому робочому процесу ВКН, тобто робочий процес без дренажного каналу. Відмінністю розподілів у випадку розрахунку з урахуванням моделі кавітації є наявність зменшення вакууметричного тиску в приосевій зоні, що пов'язане із впливом розчиненого у нафті газу, який виділяється в цій зоні, а, також, збільшеній у порівнянні з однофазною рідиною швидкості руху рідини у приосевій зоні. Також збільшення швидкості можливо пов'язати з тим фактом, що в приосевій зоні, за рахунок збільшення концентрації газу, зменшується густина суміші, що при однаковому перепаді тисків, приводить до збільшення швидкості потоку, що всмоктується та зменшення величини вакууму.

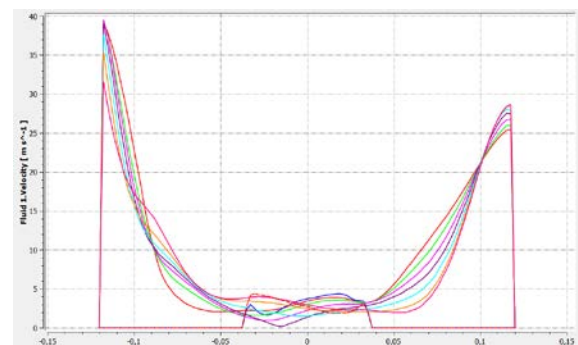
Розрахунок інтегральних параметрів підтвердив, що проблемою отримання картин течії є неспівпадіння результатів розрахунку за різними моделями. Слід зазначити, що значення коефіцієнта корисної дії насосу під час розрахунку за моделлю кавітації (3,8 %) виявився значно меншим ніж за розрахунком без урахування моделі кавітації (14,4%). Це можна пояснити виділенням газу з нафти, що утворює проблеми всмоктування нафти у насос.



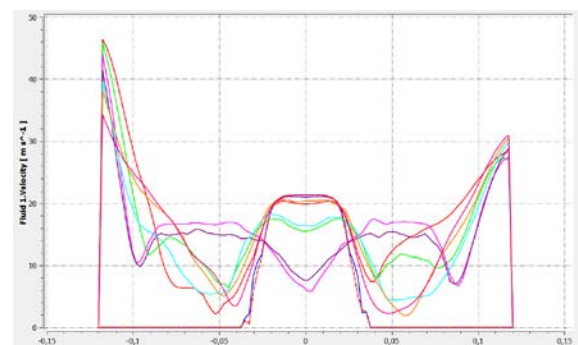
а



б



в



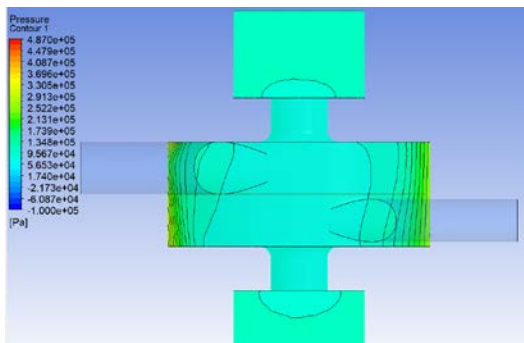
г

Рис. 4. Розподіл осевої (а, б) та повної швидкості (в, г) нафти у вихровій камері насоса вздовж радіуса за різних висот виміру для випадку розрахунку з моделлю кавітації (б, г) та без неї (а, в):

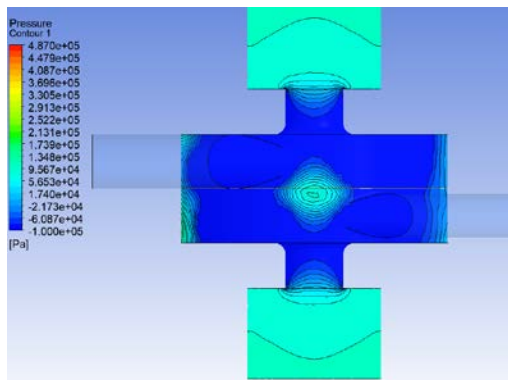
синя лінія – нижня торцева стінка насоса 0 мм; червона лінія – на відстані 12 мм від нижньої торцевої стінки; зелена лінія – 24 мм; пурпурна лінія – 36 мм; темно-синя – 48 мм (середина за висотою вихрової камери); салатна – 60 мм; помаранчева – 72 мм; темно-червона – 84 мм; штрихова – 96 мм (верхня торцева стінка камери)

Іншою причиною зниження ККД може бути той факт, що у формулі (2) для визначення ККД використовується густина, а у випадку великої концентрації газу густина суміші значно відрізняється від густини нафти, що може впливати на точність розрахунку ККД.

$$\eta = \frac{p_e - p_{in} + \frac{\rho}{2}(V_e^2 - V_{in}^2)}{p_s - p_e + \frac{\rho}{2}(V_s^2 - V_e^2)} \cdot \frac{Q_{in}}{Q_s}, \quad (2)$$



а



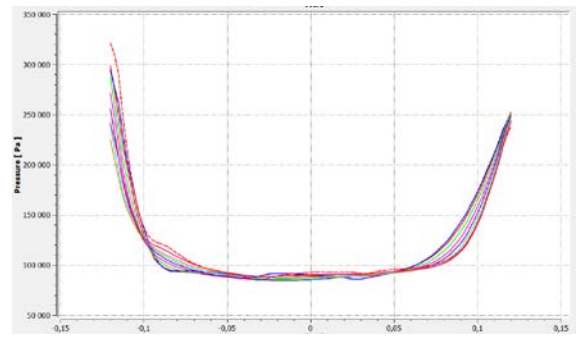
б

Рис. 5. Розподіл тисків у меридіональній площині вихорокамерного насоса:

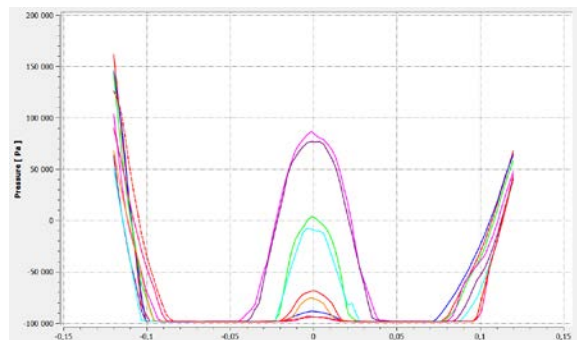
а – модель без урахування кавітації; б – з урахуванням

В подальших дослідженнях слід розраховувати ККД за окремими потоками рідини та газу. Додатковою проблемою може виступати недостатність якості розрахункових сіток, та необхідність використання моделей турбулентності з коригуванням на обертання потоків. В багатьох літературних джерелах є посилання на такі моделі та їх коригування [23, 24]. Коригування на кривизну ліній струму та обертання потоку може привести до збільшення вакууму та більш гарного співпадіння з експериментальними даними розподілів тиску вздовж радіусу вихрової камери. Недостатньо правильно розрахована величина вакууму може приводити до зниження розрахункового ККД насоса більш ніж в два рази.

Загалом можна стверджувати, що ККД вихорокамерного насоса більш ніж в два рази перевищив ККД серійного промислового насоса прямооточного струминного типу НСФБ 39/45.



а



б

Рис. 6. Розподіл тиску у вихровій камері насоса вздовж радіуса за різних висот виміру для випадку розрахунку з моделлю кавітації (б) та без (а):

синя лінія – нижня торцева стінка насоса 0 мм; червона лінія – на відстані 12 мм від нижньої торцевої стінки; зелена лінія – 24 мм; пурпурна лінія – 36 мм; темно-синя – 48 мм (середина за висотою вихрової камери); салатна – 60 мм; помаранчева – 72 мм; темно-червона – 84 мм; штрихова – 96 мм (верхня торцева стінка камери)

Висновки. В роботі числовим шляхом досліджено та визначено кінематичні параметри течії у вихорокамерних насосах під час перекачування нафти.

Вперше на основі числових досліджень підтверджено можливість використання вихорокамерних насосів для перекачування нафти. При цьому ККД складає приблизно 15 %, що майже вдвічі перевищує ККД прямооточних струминних насосів НСФБ 39/43, що використовуються для цієї мети.

Розрахунок інтегральних параметрів підтвердив, що проблемою отримання картин течії є неспівпадіння результатів розрахунку за різними моделями. Слід зазначити, що значення коефіцієнта корисної дії насоса під час розрахунку за моделлю кавітації виявився значно меншим ніж за розрахунком без урахування моделі кавітації. Це можна пояснити виділенням газу з нафти, що утворює проблеми всмокування нафти у насос.

Вибір моделі, за якою відбувається розрахунок числовими методами значно впливає на інтегральні характеристики роботи вихорокамерного насоса, особливо під час двофазної його роботи. Так, урахування моделі Рейля-Плессета (моделі кавітації) привело до зменшення ККД. Причому, фізичні картини течії з урахуванням кавітації візуально

адекватно описують процес, що відбувається в насосі, якщо рідина включає в себе деяку кількість газу.

Список літератури

1. Якимечко Я. Я. Використання пульсаційно-хвильової технології для інтенсифікації видобування високов'язких нафт. *Збірник статей учасників дев'ятого всеукраїнської практично-пізнавальної інтернет-конференції «Наукова думка сучасності і майбутнього» (27 березня–11 квітня 2018 р., Дніпро)*. Дніпро: Вид-во НМ, 2018. С. 19–21.
2. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. *Струйные аппараты*. Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
3. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
4. Семин Д. А., Роговой А. С. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса. *Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2005. № 12 (84). С. 64–70.
5. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger. *Energy*. 2018. Vol. 163. P. 52–60.
6. Beck J. L. Patent 444862, United States. *Vortex injection method and apparatus*. 1984.
7. Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезина В. В., 2017. 204 с.
8. Rogovyi A., Korohodskiy V., Khovanskiy S., Hrechka I., Medvediev Y. Optimal design of vortex chamber pump. *XVI International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery – HERVICON+PUMPS-2020. Journal of Physics: Conference Series. Vol. 1741 (8–11 September 2020, Sumy)*. Sumy: IOP Publishing, 2020. P. 012018. doi:10.1088/1742-6596/1741/1/012018
9. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozenyi A., Hrechka I., Khovanskiy S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2022. P. 218–226.
10. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021. Vol. 218. P. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
11. Паневник О. В., Дубей О. Я. Экспериментальное дослідження водогазового ежектора в процесі інжектування вуглекислого газу. *Нафтогазова енергетика*. 2015. № 2. С. 23–31.
12. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17*. Харків, 2017. 364 с.
13. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебн. пособ.* Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.
14. Alahmadi Y. H., Nowakowski A. F. Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator. *Chemical Engineering Science*. 2016. Vol. 147. P. 150–165. doi: 10.1016/j.ces.2016.03.023
15. Valera-Medina A., Viguera-Zuniga M. O., Baej H., Syred N., Chong C. T., Bowen P. J. Outlet geometrical impacts on blowoff effects when using various syngas mixtures in swirling flows. *Applied energy*. 2017. Vol. 207. P. 195–207. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.05.119
16. Yin J., Qian Y., Zhang T., Wang D. Measurement on the flow structure of a gas-liquid separator applied in TMSR. *Annals of Nuclear Energy*. 2019. Vol. 126. P. 20–32. doi: 10.1016/j.anucene.2018.11.009
17. Babenko V. V., Blohin V. A., Voskoboinick A. V., Turick V. N. Velocity Fluctuations in a Swirling Jet of a Vortex Chamber. *International Journal of Fluid Mechanics Research*. 2005. Vol. 32, no. 2. P. 184–198.
18. Семин Д. А., Роговой А. С., Левашов А. Н., Левашов Я. Н. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. *Вісник Нац. техн. ун-ту України «КПІ»: зб. наук. пр. Сер.: Машинобудування*. Київ: НТУУ «КПІ». 2016. № 2 (77). С. 71–78. doi: 10.20535/2305-9001.2016.77.74796
19. Markovich D. M., Abdurakipov S. S., Chikishev L. M., Dulin V. M.,

- Hanjalić K. Comparative analysis of low-and high-swirl confined flames and jets by proper orthogonal and dynamic mode decompositions. *Physics of Fluids*. 2014. Vol. 26 (6). P. 065109. doi: 10.1063/1.4884915
20. Cozzi F., Rohit S., Solero G. Analysis of coherent structures in the near-field region of an isothermal free swirling jet after vortex breakdown. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2019. Vol. 109. P. 109860. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2019.109860
 21. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 117. P. 122–144.
 22. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131, issue 4. P. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
 23. Stephens D. W., Mohanarangam K. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2010. Vol. 10, issue 5–6. P. 366–373.
 24. Shur M. L., Strelets M. K., Travin A. K., Spalart P. R. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction. *AIAA journal*. 2000. Vol. 38, no. 5. P. 784–792. doi: 10.2514/2.1058

References (transliterated)

1. Yakymchko Ya. Ya. Vykorystannya pul'satsiyno-khvyly'ovoyi tekhnolohiyi dlya intensyfikatsiyi vydobuvannya vysokov'yazkykh naft [The use of pulsation-wave technology to intensify the production of highly viscous oils]. *Zbirnyk statey uchasykiv dev'yatnadtsyatyoi vseukrayins'koyi praktychno-piznaval'noyi internet-konferentsiyi "Naukova dumka suchasnosti i maybutn'oho" (27 bereznya–11 kvitnya 2018 r., Dnipro)* [A collection of articles by the participants of the nineteenth All-Ukrainian practical and cognitive Internet conference "Scientific thought of the present and the future" (March 27–April 11, 2018, Dnipro)]. Dnipro, NM Publ., 2018, pp. 19–21.
2. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. *Struynye apparaty* [Jet devices]. Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
3. S'omin D. O., Rohovyy A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyshcha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekaemnykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
4. Semin D. A., Rogovoy A. S. Eksperimental'nye issledovaniya kharakteristik struyno-vikhrevogo nasosa [Experimental investigations of the characteristics of vortex-fluid pumps]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2005, no. 12 (84), pp. 64–70.
5. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger. *Energy*. 2018, vol. 163, pp. 52–60.
6. Beck J. L. *Vortex injection method and apparatus*. Patent U. S., no. 444862, 1984.
7. S'omin D. O., Rohovyy A. S. *Vykhoroakameri nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mезина V. V. Publ., 2017. 204 p.
8. Rogovyi A., Korohodskiy V., Khovanskiy S., Hrechka I., Medvediev Y. Optimal design of vortex chamber pump. *XVI International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery – HERVICON+PUMPS-2020. Journal of Physics: Conference Series. Vol. 1741 (8–11 September 2020, Sumy)*. Sumy, IOP Publ., 2020, p. 012018. doi:10.1088/1742-6596/1741/1/012018
9. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozenyi A., Hrechka I., Khovanskiy S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2022, pp. 218–226.
10. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021, vol. 218, p. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
11. Panevnyk O. V., Dubey O. Ya. Eksperymental'ne doslidzhennya vodohazovoho ezhektora v protsesi inzhektuvannya vuhlekysloho

- hazu [Experimental study of a water-gas ejector in the process of carbon dioxide injection]. *Naftohazova enerhetyka*. 2015, no. 2, pp. 23–31.
12. Rohovyy A. S. *Rozrobka teoriiy ta metodiv rozrakhunku vykhorokamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
 13. Garbaruk A. V., Strelets M. Kh., Shur M. L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Modeling turbulence in complex flow calculations]. Politekhn. un-t Publ., 2012. 88 p.
 14. Alahmadi Y. H., Nowakowski A. F. Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator. *Chemical Engineering Science*. 2016, vol. 147, pp. 150–165. doi: 10.1016/j.ces.2016.03.023
 15. Valera-Medina A., Viguera-Zuniga M. O., Baej H., Syred N., Chong C. T., Bowen P. J. Outlet geometrical impacts on blowoff effects when using various syngas mixtures in swirling flows. *Applied energy*. 2017, vol. 207, pp. 195–207. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.05.119
 16. Yin J., Qian Y., Zhang T., Wang D. Measurement on the flow structure of a gas-liquid separator applied in TMSR. *Annals of Nuclear Energy*. 2019, vol. 126, pp. 20–32. doi: 10.1016/j.anucene.2018.11.009
 17. Babenko V. V., Blohin V. A., Voskoboinick A. V., Turick V. N. Velocity Fluctuations in a Swirling Jet of a Vortex Chamber. *International Journal of Fluid Mechanics Research*. 2005, vol. 32, no. 2, pp. 184–198.
 18. Semin D. A., Rogovoy A. S., Levashov A. N., Levashov Ya. N. Verifikatsiya raschetov techeniy v vikhrekamernykh ustroystvakh [Verification of flow calculations in vortex chamber devices]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu Ukrayiny "KPI": zb. nauk. pr. Seriya: Mashynobuduvannya* [Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine "KPI": a collection of scientific papers]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2016, no. 2 (77), pp. 71–78. doi: 10.20535/2305-9001.2016.77.74796
 19. Markovich D. M., Abdurakipov S. S., Chikishev L. M., Dulin V. M., Hanjalić K. Comparative analysis of low-and high-swirl confined flames and jets by proper orthogonal and dynamic mode decompositions. *Physics of Fluids*. 2014, vol. 26 (6), p. 065109. doi: 10.1063/1.4884915
 20. Cozzi F., Rohit S., Solero G. Analysis of coherent structures in the near-field region of an isothermal free swirling jet after vortex breakdown. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2019, vol. 109, p. 109860. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2019.109860
 21. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2016, vol. 117, pp. 122–144.
 22. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, issue 4, pp. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
 23. Stephens D. W., Mohanaragam K. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2010, vol. 10, issue 5–6, pp. 366–373.
 24. Shur M. L., Strelets M. K., Travin A. K., Spalart P. R. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart–Shur correction. *AIAA journal*. 2000, vol. 38, no. 5, pp. 784–792. doi: 10.2514/2.1058

Hadziuta (received) 18.07.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Лук'янець Сергій Ігорович (Lukianets Serhiy) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5719-2598>; e-mail: serhii.lukianets@mit.khpi.edu.ua

Ю. М. КУХТЕНКОВ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ТА РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІЙ ГІДРОТУРБІНІ

Силова взаємодія вихрових джгутів у відсмоктуючій трубі РО гідротурбін з елементами проточного тракту може приводити до серйозних аварій. Зменшення низькочастотних пульсацій тиску є актуальною задачею, так як сприяє підвищенню надійності і збільшенню потужності гідроагрегатів. Для цього інколи використовують спеціальні пристрої. Метою цієї роботи було порівняння сучасних методик розрахунку низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі з експериментом. Проведені експериментальні дослідження пульсацій тиску у проточній частині і на лопаті робочого колеса гідротурбіни РО115 у широкому діапазоні режимів роботи. Виконані чисельні експерименти по визначенню джгутових пульсацій тиску з використанням просторової математичної моделі по методиці НТУ «ХПІ». З іншого боку, були виконані розрахунки пульсацій тиску на основі сучасного пакета програм гідродинаміки, які вирішують завдання механіки суцільного середовища і використовують рівняння Рейнольдса. Процес вирішення завдань в цьому випадку здійснюється за допомогою пакету прикладних програм CFD, що включає етапи: створення тривимірної моделі розглянутого об'єкта за допомогою системи САПР; побудова розрахункової сітки; вибір математичної моделі турбулентності; завдання граничних умов. Порівняння експериментальних та розрахункових результатів вказують на їх гарне узгодження. Прогнозування пульсацій тиску за приведеними методиками при проектуванні гідротурбін дає можливість в подальшому для вибору кращої проточної частини з меншими пульсаціями тиску (з меншими втратами) і з більш високими енергокавітаційними показниками. У першому випадку для виконання задачі потрібні незначні ресурси машинного часу, а похибка при розрахунку амплітуд пульсацій тиску становить до 15–20 % в порівнянні з експериментальними даними, у другому – 10 % при значно більшому часі розрахунків. Надалі результати розрахунків джгутових пульсацій тиску використовуються в розрахунках на міцність елементів проточної частини гідротурбіни з великими запасами по коефіцієнтам міцності, тому можливе використання математичних моделей різної складності у прогнозних розрахунках джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, відсмоктуюча труба, математична модель, вихровий джгут, пульсації тиску.

У. КУХТЕНКОВ

EXPERIMENTAL AND CALCULATION STUDY OF PRESSURE PULSATIONS IN THE RADIAL-AXIAL HYDROTURBINE

The force interaction of the vortex swirls in the draft tube of the hydraulic turbine RO with the elements of the flow path can lead to serious accidents. Reducing low-frequency pressure pulsations is an urgent task, as it helps to increase the reliability and increase the power of hydraulic units. For this, special devices are sometimes used. The aim this of the work was to compare modern methods for calculating low-frequency bundle pressure pulsations in a draft tube with experiment. Experimental studies of pressure pulsations in the flow part and the impeller blade of the RO115 hydraulic turbine were carried out in a wide range of operating modes. Numerous experiments were carried out to determine the bundle pressure fluctuations using a spatial mathematical model according to the method of NTU "KhPI". In addition, calculations of pressure fluctuations were performed based on a modern hydrodynamic software package that solves problems of continuum mechanics and uses the Reynolds equation. The process of solving problems in this case is carried out by means of the CFD application package, which includes the following steps: creating a three-dimensional model of the object under consideration using the CAD system; construction of the computational grid; choice of mathematical model of turbulence; problems of limiting conditions. A comparison of the experimental and calculated results indicates their good agreement. Prediction of pressure fluctuations using the above methods when designing hydraulic turbines makes it possible in the future to choose the best flow path with lower pressure fluctuations (with lower losses) and with higher energy-cavitation performance. In the first case, the task requires insignificant resources of computer time, and the error in calculating the amplitudes of pressure fluctuations is up to 15 % compared with the experimental data, in the second case it is 10 % with a much longer calculation time. In the future, the results of calculations of bundled pressure pulsations are used in strength calculations of elements of the flow path of a hydraulic turbine with large margins in terms of strength factors, so it is possible to use mathematical models of varying complexity in predictive calculations of bundled pressure fluctuations in a draft tube.

Keywords: hydraulic turbine, impeller, draft tube, mathematical model, vortex swirls, low-frequency pressure pulsations.

Вступ. Рівень нестационарності в РО гідротурбінах значною мірою залежить від пульсацій тисків (ПТ), які обумовлені рухом вихрових джгутів (ВД) за робочим колесом (РК) у відсмоктуючій трубі (ВТ). Ці ВД мають складну просторову форму, тому для їх розрахунку застосовують просторові математичні моделі [1–5]. Прогнозування ПТ зі джгутовими частотами необхідно для розрахунків на міцність проточної частини гідротурбін – РК та стінки ВТ.

Метою роботи було визначення рівнів амплітуд джгутових ПТ у процесі пульсаційних досліджень проточної частини модельної гідротурбіни на напір 115 метрів. Випробування проводилися в широкому діапазоні режимів роботи гідротурбіни, потім порівнювали експериментальні дані з розрахунковими даними, отриманими із застосуванням просторових

математичних моделей. Прогнозування ПТ за методиками [2–5] та [6–12] при проектуванні дасть можливість вибору найкращої проточної частини з найменшими ПТ та втратами і, як наслідок, з кращими енергокавітаційними показниками гідротурбіни.

Дослідження пульсацій тиску у модельній гідротурбіні РО115. У модельній гідротурбіні РО115 з РК $D_1 = 0,5156$ м виміри ПТ проводилося 5 датчиками: 3 з них (Д1, Д3, Д4) були встановлені на маточині РК; Д2 – у зазорі направляючий апарат – РК та Д5 – в ВТ за РК. Датчики було встановлено згідно рис. 1. Сигнал від датчиків Д1, Д3, Д4 через струмознімач надходив на підсилювач, а потім записувався за допомогою підсилювача та осцилографа згідно схемі рис. 2.

Випробування проводилися при діапазоні режимів роботи $n'_i = 60 - 85$ хв⁻¹ від пускового до

максимального відкриття напрямного апарату. Графіки амплітуд ПТ зі джгутовими частотами наведені у відсотках від напору на рис. 3, 4, 5, а–8, а.

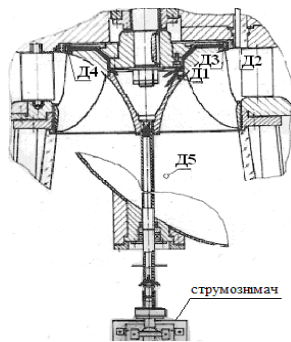


Рис. 1. Схема встановлення датчиків тиску в модельній гідротурбіні РО115



Рис. 2. Схема для вимірювання ПТ у гідротурбіні РО115

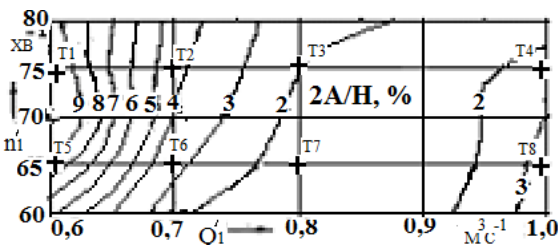


Рис. 3. Розрахункові амплітуди ПТ, 2A/H, % у ВТ для Д5 за методикою [2-5], а точки + Т1-Т8 за методикою [6-9]

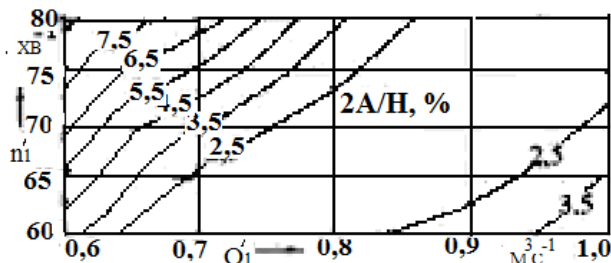


Рис. 4. Експериментальні амплітуди ПТ, 2A/H, % у ВТ, Д5

Як первинні перетворювачі ПТ використовувалися тензометричні датчики мембранного типу Д1-Д5. Як вторинну апаратуру застосовувалися світлопроменевий осцилограф і підсилювач, рис. 2. Тарування датчиків проводилося до та після випробувань за допомогою зразкового манометра та зразкового вакууму. Тарувальні коефіцієнти датчиків тиску використовувалися для перерахунку, отриманих величин амплітуд ПТ у значення подвійних амплітуд у відсотках від напору – 2A/H, %. Найбільше значення наведеної похибки, отримане внаслідок цієї тарировки, не перевищувало 10-15 %. Частоти своїх коливань мембран датчиків тиску становили 5-7 кГц, що дозволило вважати, що динамічна похибка датчиків при вимірі тиску мала.

На рис. 4, 5 представлені пульсаційні

характеристики датчиків – Д2 та Д5, побудовані за результатами модельних випробувань. На рис. 3 результати розрахунку амплітуд ПТ, 2A/H, % за методикою [2-5] та розрахункові точки + Т1-Т8, (у Т1 – 8 %, Т2 – 6,2 %, Т3 – 3,3 %, Т4 – 2 %, Т5 – 5,8 %, Т6 – 2,7 %, Т7 – 1 %, Т8 – 3,4 %) за методикою [6-9]. На рис. 5 для датчика Д2 – експериментальні ізолінії амплітуд ПТ, 2A/H, % та розрахункові точки + 2A/H, %, (у Т1 – 3,5 %, Т2 – 4,5 %, Т3 – 3,5 %, Т4 – 1 %, Т5 – 3,5 %, Т6 – 2 %, Т7 – 1,5 %, Т8 – 0,5 %) за методикою [2-5]. З порівняння рис. 3, 4 слід, що при напорах відповідних $\bar{p}_1 = 70-80$ кХВ⁻¹, різниця між експериментом і розрахунком становить 1-3 % в абсолютних величинах (у відносних величинах – 15-20 % для методики [2-5] та 10 % для методики [6-9]). Причому розрахунок дає більші значення амплітуд ПТ порівняно експериментом. Таким чином, якщо розрахунок на міцність елементів проточної частини гідротурбіни буде проведено за вище наведеними методиками [2-9], то буде тільки декілька збільшено запас міцності.

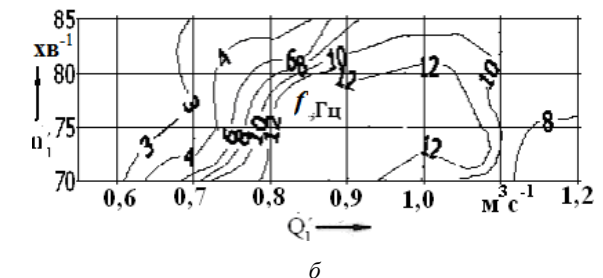
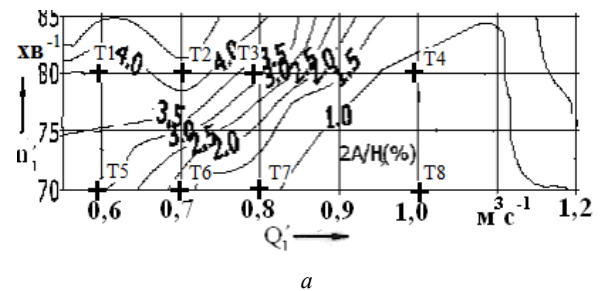


Рис. 5. Експериментальні амплітуди ПТ та розрахункові точки + Т1-Т8 (а) та частоти ПТ (б) у модельній гідротурбіні РО115 для Д2 у зазорі напрямний апарат – РК

З огляду на графіки ПТ на рис. 3, 4 слід, що область з максимальними низькочастотними ПТ розташована при $Q_1' = (0,5-0,65)Q_0'$. Тут рівні ПТ становили 8-10 % від напору під РК у ВТ та в зоні вихідної кромки лопаті РК. У частотному діапазоні переважають ПТ із джгутовими частотами (до 85-90 % від рівня сумарної амплітуди), проте 10-15 % ПТ складають пульсації з оборотними та кратними їм частотами. Частотний діапазон в області з максимальними рівнями джгутових ПТ становить 3-4 Гц, що свідчить про наявність на цих режимах у ВТ гідротурбіни ВД.

Пульсації тиску на лопаті модельного робочого колеса РО115. На рис. 6, а-8, а наведені експериментальні амплітуди ПТ, 2A/H, % виміряні на обтічнику РК – Д1 і на маточині на вхідній кромці

лопаті РК – Д3, Д4 під час роботи модельного РК гідротурбіни РО115, розрахункові точки + T1–T8, 2A/H, %, що отримані за методикою [2–5] та частоти ПТ – f, Гц, рис. 6, б–8, б.

Рівень ПТ на поверхні лопаті РК залежить від ступеня закрутки потоку за РК та кута натікання потоку. Чим більший кут натікання та ступінь закрутки, тим більше амплітуда ПТ. Режими роботи турбіни з «-» кутами натікання мають вищий рівень ПТ чим при однаковій закрутці з «+» кутами. Під «-» кутом натікання тут розуміється кут $\Delta\beta$, у якому потік зустрічається зі спинкою (стороною розрідження) лопаті. При «+» кутах і малих позитивних значеннях закрутки вплив кута позначається меншою мірою. Частоти ПТ на РК і у ВТ залежно від режиму роботи турбіни наведено на рис. 6, б–8, б.

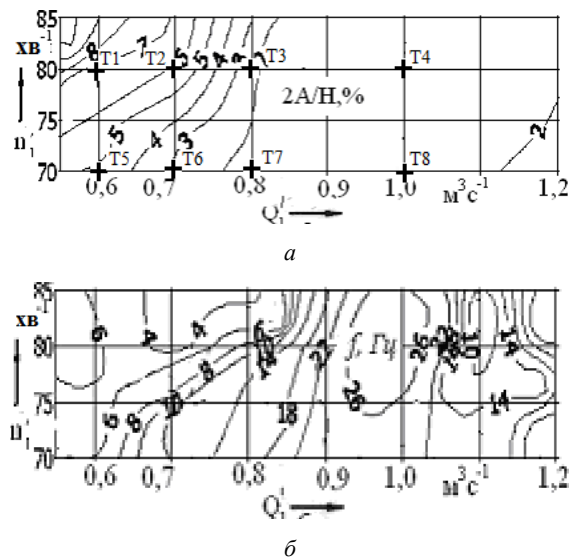


Рис. 6. Експериментальні амплітуди ПТ на обтічнику РК РО115 датчик № 1, розрахункові точки + T1–T8: а – T1 – 8 %, T2 – 7 %, T3 – 3,3 %, T4 – 0,5 %, T5 – 5,5 %, T6 – 3,5 %, T7 – 2 %, T8 – 0,5 %; б – експериментальні частоти ПТ

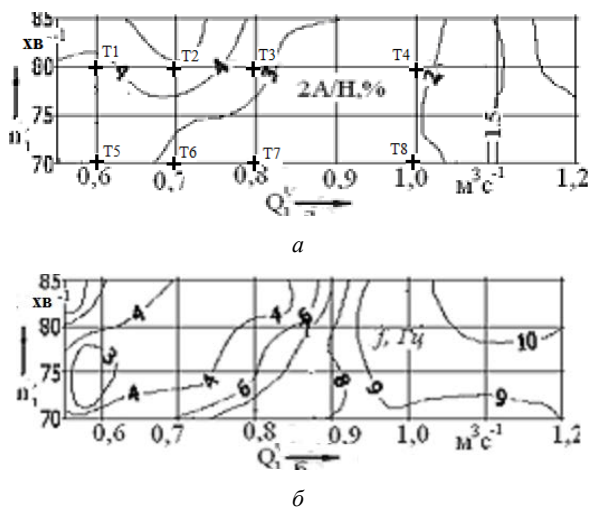


Рис. 7. Експериментальні амплітуди ПТ на вхідній кромці РК РО115 для датчика Д3 та розрахункові точки + T1–T8: а – T1 – 4,3 %, T2 – 5,2 %, T3 – 4 %, T4 – 2,5 %, T5 – 4 %, T6 – 3,2 %, T7 – 3 %, T8 – 2,5 %; б – частоти ПТ

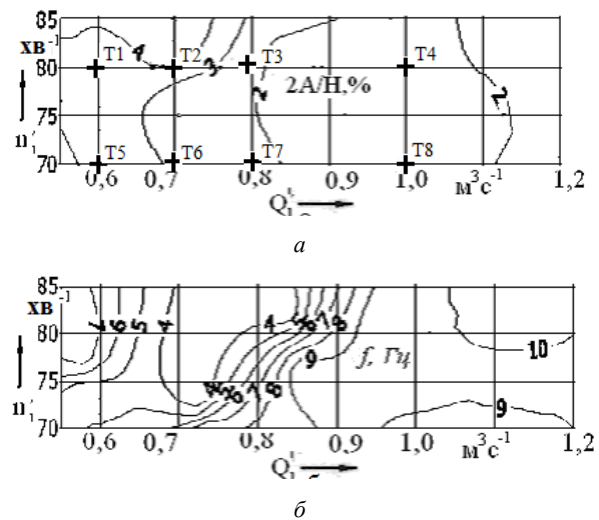


Рис. 8. Експериментальні амплітуди ПТ, розрахункові точки + T1–T8: а – у T1 – 4,3 %, T2 – 5 %, T3 – 3 %, T4 – 2 %, T5 – 4,2 %, T6 – 3,3 %, T7 – 2,5 %, T8 – 2 %; б – експериментальні частоти ПТ на вхідній кромці РК РО115 для датчика Д4

Оборотна частота $f_{об}$ обчислювалася за формулою $f_{об} = n / 60$, де n – частота обертання. За наявності ВД за РК існує чітке співвідношення між частотами пульсацій $f_k, f_{об}, f_{от}$ – відповідно частоти на РК, оборотні та у ВТ: $f_k = m f_{об} - f_{от}$, де m – кількість ВД.

Методики для розрахунку джгутових пульсацій тиску у протоковій частині гідротурбіни. Просторова математична модель НТУ «ХПИ» розрахунку ПТ у ВТ гідротурбіни від довільного числа фізичних ВД рівної інтенсивності з рівним кроком ставилася та була вирішена на основі узагальнення існуючих підходів і проведених експериментальних досліджень [2–5]. Стінка ВТ в цьому випадку моделюється вихровою поверхнею, яка складається з нескінченно великого числа тонких ВД шнурів змінної інтенсивності з кроком рівним кроку фізичних ВД, які мають форму гвинтової спіралі. Завдання розглядається у квазістаціонарній постановці, рідина вважається нев'язкою. Потік поза вихором при визначенні індуктованих швидкостей приймається потенціальним. Урахований також додатковий осесиметричний потік, що обумовлений проходженням рідини через РК. Завдання зводиться до пошуку швидкостей у будь-якій точці ВТ.

Важливим моментом для розрахунку ПТ була підготовка геометричних параметрів ВД. Вона здійснювалася на основі апроксимації даних, що були одержані з візуальних експериментів з фотографуванням ВД і з використанням датчика-зонда тиску на експериментальних стендах «Турбоатом» для випробування модельних гідротурбін.

Для ВД гідротурбін на основі експериментів були одержані поліномні залежності геометричних параметрів ВД: відносного ексцентриситету – \bar{e} , відносного діаметра – $\bar{d}_ж$, а також кута нахилення вихрової лінії – $\beta_ж$ у полі універсальної пульсаційної

характеристики у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \bar{e}(n'_1, Q'_1) &= A_0 + A_1 Q'_1 + A_2 Q'^2_1 \\ \bar{d}_*(n'_1, Q'_1) &= B_0 + B_1 Q'_1 + B_2 Q'^2_1 \\ \beta_*(n'_1, Q'_1) &= 90^\circ(1 - C_1 Q'_1 + C_2 Q'^2_1 + C_3 Q'^3_1) \end{aligned} \right\},$$

де $A_0, A_1, A_2, B_0, B_1, B_2, C_1, C_2, C_3$ – змінні коефіцієнти, що є поліномами від n'_1 .

Розрахунки джгутових ПТ у гідротурбіні на основі пакетів програм CFD. При описі течій в гідротурбін доводиться стикатися з проблемами: з необхідністю моделювання турбулентності в каналах складної геометричної форми і сильної закрутки потоку. Для цього потрібні моделі турбулентності, що описують великомасштабні пульсації потоку. Широке поширення, в інженерних розрахунках k - ϵ і k - ω моделі турбулентності погано описують такі течії. Щоб поліпшити моделювання турбулентних закручених течій намагаються модифікувати URANS моделі турбулентності і використовувати методи, в яких вирішуються великомасштабні турбулентні вихори (LES, DES). Для моделювання цього явища необхідно застосовувати нестационарні, вихрові методи – метод моделювання великих вихорів (Large Eddy Simulation – LES), при цьому необхідна детальна сітка поблизу стінок. RANS моделі економічні і добре описують прикордонні шари. В роботі [8] був запропонований метод відокремлених вихорів (DES). При моделюванні гідротурбін необхідно враховувати обертання РК і взаємодії ротора-статора. Поширеним і простим способом моделювання обертання РК є використання обертової системи координат. Перехід у обертову систему дозволяє моделювати течії в наближенні, при якому РК нерухомо, а рідина натікає на нього – «загальмоване колесо». Проведені численні розрахунки [7–9], що вказують на гідність такого підходу.

Нижче наведені рівняння математичної моделі, що виражають закони збереження у обертовій системі координат. Рівняння нерозривності (закон збереження маси): $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0$. Рівняння кількості руху (закон збереження імпульсу) для відносних швидкостей:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla(\rho V V) &= -\nabla P + \nabla(\tau^m + \tau^r) + \\ &+ (\rho - \rho_0)g + \rho(2\Omega_x \times V + \Omega \times (\Omega \times r)), \end{aligned}$$

де V – вектор швидкості рідини; τ – тензор в'язких напружень; Ω – вектор кутової швидкості обертання РК; P – статичний тиск; ρ – щільність. При переході в обертову систему координат в правій частині рівняння збереження імпульсу записуються сила Кориоліса і відцентрова сила. Складові тензора в'язких напружень визначаються

$$\tau_{ij}^m = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right],$$

де μ – динамічна (молекулярна) в'язкість; u_i –

компоненти вектора швидкості; δ_{ij} – символ Кронекера.

Висновки: 1. Були проаналізовані експериментальні дані ПТ у гідротурбіні PO115 та проведено їх порівняння з результатами розрахунків по математичних моделях [2–5] та [6–9], що свідчить про допустимий рівень розрахункових джгутових ПТ, та є однією з умов надійної роботи гідротурбіни.

2. На режимах із малою закруткою частота ПТ на лопатях та за РК близька до оборотної частоти. На режимах з великою закруткою, де спостерігаються ВД, частота ПТ у ВТ становить близько 20–50 % від оборотної та відповідає частоті обертання ВД. Частота обертання ВД залежить від режиму роботи турбіни. За даними досліджень виявлено тенденцію до збільшення частоти ВД на режимах, що близькі до оптимальних.

3. Вплив пульсуючого потоку на РК сприймається з частотами приблизно 0,5–0,8 та 1,3–1,9 від оборотної залежно від режиму роботи гідротурбіни. На лопатях РК мають місце також частоти, кратні оборотній. Низькочастотна складова ПТ пов'язана тільки з ВД, що виникає за наявності циркуляції швидкості $\Gamma = 2\pi V_{\omega} r$ по контуру конуса ВТ – у втулки за РК. Високочастотна складова ПТ обумовлена головним чином режимом обтікання лопаті з великими кутами натікання і вихровими утвореннями, що пов'язано з обтіканням вихідних кромки лопатей РК (доріжки Кармена).

4. Проведено порівняння методики розрахунку амплітуд джгутових ПТ в ВТ за методикою кафедри гідромашин НТУ «ХПІ» [2–5] та на основі рішення рівнянь Рейнольдса за допомогою програмного комплексу CFD [6–12]. У першому випадку для виконання задачі потрібні незначні ресурси машинного часу, але похибка при розрахунку амплітуд ПТ становить до 15–20 % в порівнянні з експериментальними даними у широкому діапазоні режимів турбіни, у другому – 10 %. Прогнозування ПТ за цими методиками при проектуванні гідротурбін дасть можливість вибору найкращої проточної частини з найменшими ПТ, тобто з меншими втратами, і, як наслідок, з вищими енергокавітаційними показниками гідротурбіни.

Список літератури

1. Кухтенков Ю. М. Пристрої та заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатових гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 74–79.
2. Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Подвойський Ю. А. К методу расчета пульсационных характеристик от вихревых жгутов за рабочим колесом гидротурбины. *Проблемы машиностроения*. Харьков: НАНУ ИПМаш. 2003. № 2. С. 84–92.
3. Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Подвойський Ю. А. К вопросу численного прогнозирования амплитуд низкочастотных пульсаций давления в обратной гидромашине. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Сер.: *Математичне моделювання в техніці та технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 30. С. 51–56.
4. Коц О. Ю. Математична модель джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючій трубці гідротурбіни. *XIII Міжнародна науково-практична конференція магістрів та аспірантів (19–22 листопада 2019 р., Харків)*. Харків: НТУ «ХПІ», 2019.

- C. 560–561.
5. Кухтенков Ю. М. Методики прогнозування низькочастотних пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 77–83.
 6. Cherny S., Chirkov D., Bannikov D., Lapin V., Skorospelov V., Eshkunova I., Avdushenko A. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara: 'Politehnica' University of Timișoara, 2010. doi: 10.1088/1755-1315/12/1/012071
 7. Алексеенко С. В., Дектерев А. А., Литвинов И. В., Минаков А. В., Пылев И. М., Шандро А. И., Шторк С. И. Численное и экспериментальное моделирование течения в отсасывающей трубе гидротурбины. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2011. Vol. 4 (5). P. 489–503.
 8. Сентябов А. В., Гаврилов А. А., Дектерев А. А. Анализ RANS моделей турбулентности применительно к расчёту стационарного течения в отсасывающей трубе гидротурбины Turbine-99. *Вычислительная механика сплошных сред*. 2013. Т. 6, № 1. С. 86–93.
 9. Gavrilov A., Dekterev A., Sentyabov A., Minakov A., Platonov D. Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows. *Notes on Numerical Fluid Mechanics*. 2012. Vol. 117. P. 449–459.
 10. Salahi S., Nilsson H., Lillberg E., Edh N. Numerical simulation of hydraulic turbine during transient operation using OpenFOAM. *30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 774 (21–26 March 2021, Lausanne)*. Lausanne, 2021. doi: 10.1088/1755-1315/774/1/012060
 11. Резвая К. С., Крупа Е. С., Тынъянова И. И., Недовесов В. А. Использование программного комплекса CFD для определения гидродинамических характеристик проточных частей гидравлических машин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 35–41.
 12. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.

References (transliterated)

1. Kukhtenkov Yu. M. Prystroyi ta zakhody shchodo zmeshennya nyz'kochastotnykh dzhhutovykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubakh zhorstkolopatevykh hidroturbin [Devices and measures to reduce low-frequency bundle pressure pulsations in the suction pipes of rigid-bladed hydroturbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 74–79.
2. Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Podvoys'kiy Yu. A. K metodu rascheta pul'satsionnykh kharakteristik ot vikhrevykh zhgutov za rabochim kolesom gidroturbiny [To the method of calculating the pulsation characteristics from vortex swirls behind the impeller of a hydraulic turbine]. *Problemi mashinostroeniy*. Kharkov, NANU IPMash Publ., 2003, no. 2, pp. 84–92.
3. Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Podvoys'kiy Yu. A. K voprosu chislennogo prognozirovaniya amplitud nizkochastotnykh pul'satsiy davleniya v obratimoy gidromashine [On the issue of numerical prediction of the amplitudes of low-frequency pressure pulsations in a reversible hydraulic machine]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Matematychnye modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 30, pp. 51–56.
4. Kots O. Yu. Matematychna model' dzhhutovykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubi hidroturbiny [Mathematical model of bundle pressure pulsations in the draft tube of a hydroturbine]. *XIII Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiya mahistriv ta aspirantiv (19–22 lystopada 2019 r., Kharkiv)* [XIII International Scientific and Practical Conference of Masters and Postgraduates (19–22 November 2019, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, pp. 560–561.
5. Kukhtenkov Yu. M. Metodyky prohozuvannya nyz'kochastotnykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubi hidroturbiny [Methods of forecasting low-frequency pressure pulsations in the draft tube of a hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 77–83.
6. Cherny S., Chirkov D., Bannikov D., Lapin V., Skorospelov V., Eshkunova I., Avdushenko A. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara, 'Politehnica' University of Timișoara Publ., 2010. doi: 10.1088/1755-1315/12/1/012071
7. Alekseenko S. V., Dekterev A. A., Litvinov I. V., Minakov A. V., Pylev I. M., Shandro A. I., Shtork S. I. Chislennoe i eksperimental'noe modelirovanie techeniya v otsasyvayushchey trube gidroturbiny [Numerical and Experimental Modeling of the Flow in the Suction Pipe of a Hydraulic Turbine]. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2011, vol. 4 (5), pp. 489–503.
8. Sentyabov A. V., Gavrilov A. A., Dekterev A. A. Analiz RANS modeley turbulentsnosti primenitel'no k raschetu statsionarnogo techeniya v otsasyvayushchey trube gidroturbiny Turbine-99 [RANS analysis of turbulence models as applied to the calculation of a steady flow in the draft tube of a Turbine-99 turbine]. *Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred*. 2013, vol. 6, no 1, pp. 86–93.
9. Gavrilov A., Dekterev A., Sentyabov A., Minakov A., Platonov D. Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows. *Notes on Numerical Fluid Mechanics*. 2012, vol. 117, pp. 449–459.
10. Salahi S., Nilsson H., Lillberg E., Edh N. Numerical simulation of hydraulic turbine during transient operation using OpenFOAM. *30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 774 (21–26 March 2021, Lausanne)*. Lausanne, 2021. doi: 10.1088/1755-1315/774/1/012060
11. Rezvaya K. S., Krupa E. S., Tyn'yanova I. I., Nedovesov V. A. Ispol'zovanie programmnoy kompleksa CFD dlya opredeleniya gidrodinamicheskikh kharakteristik protochnykh chastey gidravlicheskikh mashin [Using the CFD software package to determine the hydrodynamic characteristics of the flow parts of hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 35–41.
12. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.

Надійшло (received) 20.08.2022

Відомості про автора / About the Author

Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yurii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9210-7486>; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED
RESEARCH

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, В. Ю. ІВАЩЕНКО, Є. Ю. РУБЛЕВСЬКИЙ, О. О. ЗАКОРА

ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ AXSTREAM®

У роботі використовується програмне забезпечення AxSTREAM® компанії SoftInWay (США) для проектування турбомашин. Національний технічний університет "ХПІ" (м. Харків) отримав право на використання ліцензійного програмного забезпечення та документації торгової марки AxSTREAM® в освітньому процесі. Результати комп'ютерного моделювання та чисельних досліджень отримано у процесі підготовки магістрів за програмою «Галузеве машинобудування». У роботі використовується сучасний підхід до проектування проточних частин гідравлічних машин. Цей підхід заснований на спільному вирішенні прямої та зворотної задач гідродинаміки. Проведено тестування роботи інтерфейсу середовища AxSTREAM® для вирішення задач проектування, розрахунку та оптимізації проточних частин гідравлічних машин. Розглянуто модуль попереднього проектування в система AxSTREAM®. Наведено інформацію про особливості проектування та чисельних дослідження перебігу в'язкої стисливої рідини в проточній частині відцентрового насоса. У роботі отримано проект відцентрового насоса на задані технічні умови. Проведено розрахунки енергетичних параметрів відцентрового насоса. Проведено дослідження впливу обточування робочого колеса на енергетичні характеристики насоса. Виконано розрахунок просторової течії у проточній частині робочого колеса насоса НК 65/35-70. Подано порівняння результатів розрахунків за обома методами з експериментом. Підтверджено доцільність використання напівемпіричних моделей для отримання попередніх наближень щодо оптимізації проточної частини. Проведено огляд сучасних пакетів обчислювальної гідродинаміки.

Ключові слова: відцентровий насос, коефіцієнт корисної дії, натиск, подача, пряме та зворотне завдання, проектування, обчислювальна гідродинаміка, програмне забезпечення AxSTREAM®.

N. SHEVCHENKO, V. IVASHCHENKO, E. RUBLEVSKYI, A. ZAKORA CENTRIFUGAL PUMP DESIGN USING AXSTREAM® SOFTWARE

The work uses AxSTREAM® software and documentation from SoftInWay (USA) for the design of turbomachines. National Technical University "KhPI" (Kharkov) received the right to use licensed software and documentation of the AxSTREAM® trademark in the educational process. The results of computer modeling and numerical studies were obtained in the process of preparing masters under the program "Industrial Mechanical Engineering". The work uses a modern approach to the design of flow parts of hydraulic machines. It is based on the joint solution of direct and inverse problems of hydrodynamics. The operation of the interface of the AxSTREAM® environment was tested to solve the problems of designing, calculating and optimizing the flow parts of hydraulic machines. The preliminary design module in the AxSTREAM® system is considered. The features of designing and numerical simulation of the flow of a viscous incompressible fluid of a centrifugal pump are considered. In the work, a design of a centrifugal pump for the given technical conditions was obtained. The energy parameters of the centrifugal pump have been calculated. A study was made of the influence of impeller turning on the energy characteristics of the pump. The calculation of the spatial flow in the flow part of the impeller of the pump NK 65/35-70 was performed. Comparison of the results of calculations by both methods with experiment is presented. The expediency of using semi-empirical models to obtain preliminary approximations on the optimization of the flow path has been confirmed. A review of modern packages of computational fluid dynamics is carried out.

Keywords: centrifugal pump, efficiency, head, flow, direct and inverse problems, design, computational fluid dynamics, package AxSTREAM®.

Вступ. Актуальним напрямком економічного розвитку країни є впровадження енергозберігаючої політики у всіх галузях народного господарства, введення нових сучасних потужностей і модернізацію існуючих з вирішенням питань екології та ефективності роботи енергетичного обладнання [1]. Одним з перспективних наукових напрямків модернізації технічних об'єктів є чисельне моделювання робочих процесів та технологій. Застосування добре обґрунтованих математичних моделей, поява потужних обчислювальних засобів, розвиток програмного забезпечення, нових інформаційних технологій дає можливість здешевити та скоротити обсяг проектних та експериментальних робіт, прискорити процес впровадження досконалих конструкцій.

Однак, для вирішення сучасних задач по удосконаленню енергетичного обладнання треба мати високопрофесійних фахівців, що володіють сучасними інноваційними технологіями проектування, розробки та наукових досліджень, розуміннями процесів, що відбуваються у технічних об'єктах. Отже, задача використання сучасних методів комп'ютерного

моделювання та чисельних досліджень у навчальному процесі підготовки фахівців за освітніми програмами «Прикладна механіка» та «Галузеве машинобудування», є актуальною.

З метою підвищення якості засвоєння навчального матеріалу здобувачами вищої освіти під час освітнього процесу Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») та компанія SoftInWay Inc. [2, 3] підписали ліцензійну угоду про впровадження у навчальний план освітньої версії системи AxSTREAM® з метою підвищення практичного рівня знань основних принципів проектування енергетичного обладнання та професійної підготовки випускників кафедри гідравлічних машини. Згідно з умовами договору доступ до ліцензованого програмного забезпечення повинен бути обмежений студентами і викладачами НТУ «ХПІ» для некомерційного використання, тобто тільки в освітніх і дослідницьких цілях.

Об'єктом дослідження є гідромеханічні процеси, що відбуваються в відцентрових нагнітачах. Предметом дослідження є закономірності, що

© Н. Г. Шевченко, В. Ю. Іващенко, Є. Ю. Рублевський, О. О. Загора, 2022

зв'язують гідродинамічні та геометричні параметри із робочими характеристиками відцентрового насоса.

Сучасний підхід до проектування проточних частин гідромашин ґрунтується на спільному вирішенні прямих і зворотних задач теорії робочого процесу. У монографії [4] викладено основні методи дослідження робочого процесу лопатевих гідромашин на основі різних підходів до моделювання технічних об'єктів. Розглянуто питання проектування гідромашин, а також шляхи їх вирішення за допомогою сучасних пакетів прикладних програм. Здійснено аналіз наукових підходів та положень.

Огляд сучасних пакетів обчислювальної гідродинаміки. З розвитком методів математичного моделювання і впровадження в інженерну практику обчислювальних машин з'явилася можливість заміни фізичного експерименту чисельним. Застосування чисельного моделювання надзвичайно розширює можливості аналізу впливу геометричних параметрів на кінематичні та енергетичні характеристики. Чисельний експеримент дозволяє оцінити вплив окремих геометричних параметрів на енергетичні характеристики гідромашини, що дозволило суттєво скоротити термін і вартість досліджень.

У роботах [5, 6] надано огляд програмних продуктів для задач обчислювальної гідродинаміки. Найвідоміші комерційні пакети – Ansys CFX [7, 8] та вільний пакет OpenFOAM [9]. На відміну від дорогих пакетів промислового призначення, ліцензія OpenFOAM є безкоштовною. Програмний пакет OpenFOAM є достатньо відомою та поширеною бібліотекою в академічній спільноті. У роботах [10, 11] надано приклади розрахунків гідродинамічних параметрів у проточних частинах гідравлічних машин за допомогою OpenFOAM.

Інститут проблем машинобудування

ім. А. М. Підгорного є одним з провідних закладів вітчизняних проектувальників гідромашин та дослідників просторової течії рідини в їх проточних частинах. розробив Результати досліджень за допомогою розробленого програмного комплексу моделювання IPMFlow наведено у роботах [12, 13].

Опис середовища AxSTREAM®. Компанія SoftInWay Inc. (США, штат Масачусетс) розробляє продукти для проектування турбо та гідравлічних машин, надає технічні інженерні послуги та використовує розроблені всередині компанії та промислові стандартні CFD та FEA інструменти для того, щоб здійснювати проектувальні завдання на ранньому етапі, щоб максимізувати інженерну продуктивність та збільшити ефективність та надійність обладнання.

Головний продукт AxSTREAM® є інтегрованим рішенням, заснованим на колективному досвіді інженерної команди компанії SoftInWay. Продукт розроблено з метою надання промисловості професійного програмного інструменту для швидкого проектування та оптимізації проточних частин. Платформа програми AxSTREAM®, побудована за принципом блочно-ієрархічного подання процесу проектування. Система AxSTREAM® надає зручний інтерфейс для вирішення задач проектування, розрахунку та оптимізації проточних частин гідромашин.

На рис. 1 надана схема основних модулів. Архітектура програми має можливість розширення шляхом підключення нових завдань. Методи вирішення забезпечують необхідну точність результатів за мінімальних витрат розрахункового часу та ресурсів ЕОМ.

У роботі використані програмні інструменти та документи AxSTREAM® [2].

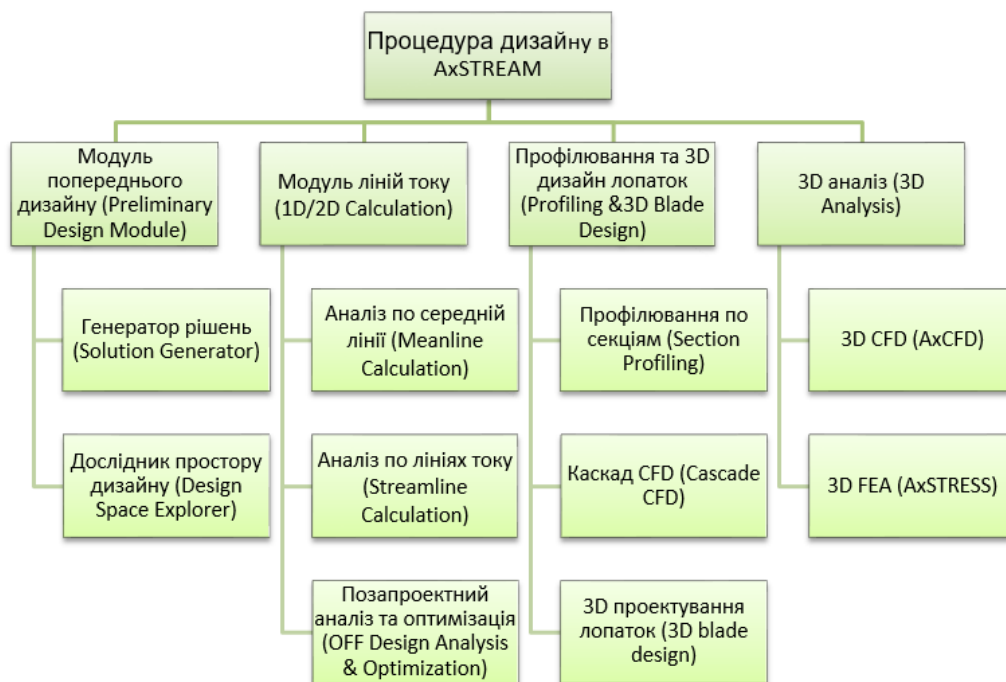


Рис. 1. Схема основних модулів AxSTREAM®

Послідовність проектування в середовищі AxSTREAM®. Процес проектування починається з модуля попереднього дизайну, потім переходить до спрощеного аналізу, далі до профілювання та проектування лопаток, і завершується тривимірним аналізом, згідно [14–17].

Створюємо новий проект в середовищі AxSTREAM®. У діалоговому вікні потрібно обрати тип машини та конфігурацію насоса – рис. 2.

Задаємо основні геометричні та робочі параметри насоса для його подальшого аналізу. У цьому прикладі буде спроектований одноступінчастий відцентровий насос з такими технічними та граничними умовами:

- Тиск на вході – 310 кПа;
- Об'ємна витрата – 65 м³/год;
- Напір – 70 м;
- Частота обертів валу – 2950 об/хв;
- Кількість ступенів – 1;
- Тиск на виході – (1000–1200) кПа;
- Середній діаметр на вході – (100–115) мм;
- Вихідний кут лопатей – (30–60) град.



Рис. 2. Вибір типу гідромашини AxSTREAM®

Для обраного типу проточного тракту (рис. 3) обираються моделі втрат, таких як первинні втрати, вторинні втрати, перехідні втрати, розрахунок кута відхилення та інші.

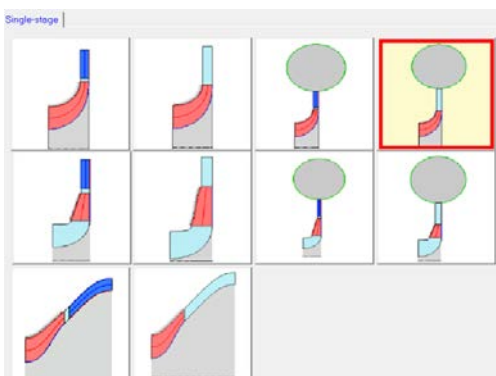


Рис. 3. Вибір конфігурації насоса у середовищі AxSTREAM®

Для обліку профільних втрат у робочому колесі слід вибрати модель втрат «AxS Pump Prof Aungier». Модель втрат «AxS Default» краща для обліку первинних втрат у безлопатковому дифузори та равлику. Для розрахунку кута відхилення слід вибрати модель «AxS RC dev by Wiesner» для робочого колеса

та «фіксований коефіцієнт втрат» для безлопаткового дифузора та равлика.

Модуль попереднього проектування в AxSTREAM® складається з генератора рішень, дослідника простору проектування та PDMar. Це дає користувачеві широкий спектр можливостей для швидкого вибору оптимальних параметрів основного шляху потоку, таких як геометричні розміри та кути і т. д. Процедура попереднього проектування виконує розрахунок зворотного завдання.

Після завершення розрахунків результати представлені в області проектування Design Space, як показано на рис. 4.

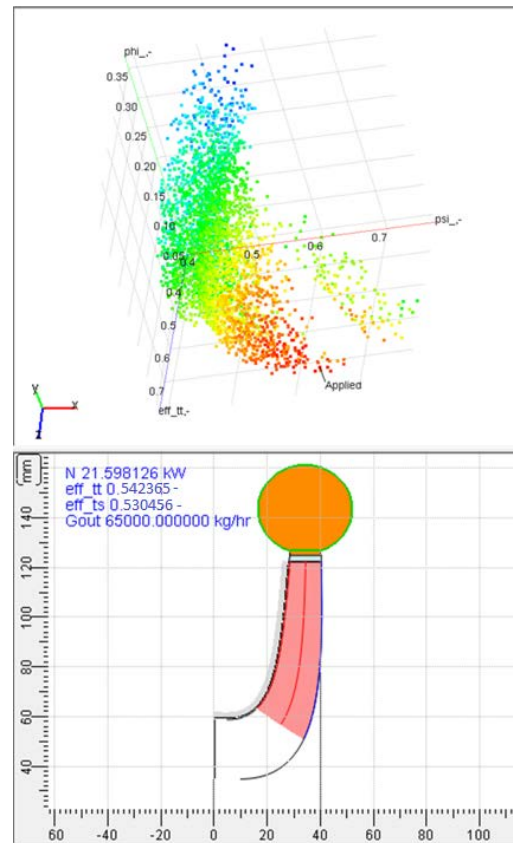


Рис. 4. Область знайдених рішень (Design Space)

В області проектування кожна з точок відповідає конкретній конструкції насоса. Найкраще рішення з області проектування позначено відміткою «Applied». У якості головного критерія обрано коефіцієнт корисної дії – eff_{tt} .

Конструкції насоса матимуть широкий діапазон (від мінімального до максимального) параметрів, таких як діаметри входу/виходу, тангенційна швидкість, відносини діаметрів тощо. Якщо користувачу потрібно фільтрувати проектні рішення, обмежуючи діапазон параметрів на основі особливих вимог, треба використовувати «Design Space Explorer».

Профілювання лопатей робочого колеса (РК).

Профілювання РК відбувається по трьох лініях току лопатей та складається з правильного розподілу кутів β (або θ) та товщини лопатей, згідно [15, 16]. Кути β і θ відповідають за геометрію лопаток та

взаємопов'язані один з одним. Вигляд лопатей РК після згладжування представлено на рис. 5.

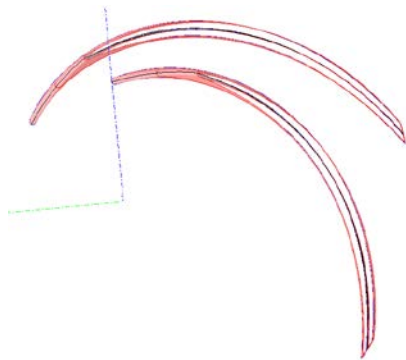


Рис.5. До профілювання лопатей РК

Гідродинамічний розрахунок параметрів насоса. У AxSTREAM® завдання вирішення прямої задачі можна виконувати у двох основних режимах: Meanline mode (аналіз по середній лінії) та Streamline mode (аналіз по лініях току). Meanline mode означає, що вирішувач аналізу бере геометрію каскадів тільки на ділянці середньої лінії. Такий режим вважається найбільш оптимальним та широко використовується в подібних розрахунках, тому даний розрахунок проведений саме у цьому режимі. Модуль виконує вирішення прямої задачі, тому є можливість вибрати постановку завдання: знайти тиск по заданій витраті або знайти витрату по заданому тиску. У даному проекті обрано перший випадок. На рис. 6 надано розподіл тиску на меридіональній проекції проточної частини.

частини насоса НК 65/35-70.

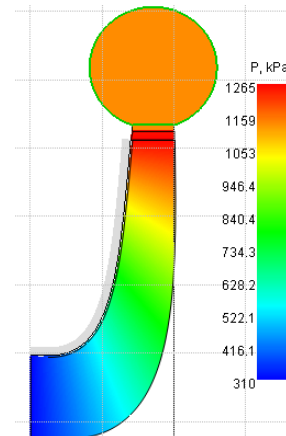


Рис. 6. Розподіл повного тиску у насосі

Тривимірне моделювання та гідродинамічний розрахунок насоса. Середовище AxSTREAM® надає можливість формування профілю лопаті та експорту 3D геометрії у зовнішні CFD та FEA – солвери. У рамках дослідницької роботи за робочими креслениками відцентрового насоса НК 65/35-70 були створені тривимірні твердотільні моделі та розрахункова сітка проточної частини. Гідродинамічний розрахунок було виконано за допомогою інструмента AxSTREAM® – AxCFD. На рис. 7 надано результати розподілу тиску у проточній

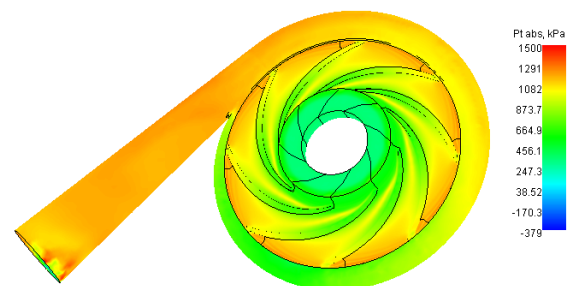


Рис. 7. Розподіл тиску у проточній частині насоса у 3D площині

Побудова енергетичних характеристик.

Чисельні розрахунки по середній лінії току проведено у діапазоні витрати рідини відцентрового насоса $Q = (20-70) \text{ м}^3$ на годину. Чисельні розрахунки тривимірної моделі насоса виконано у робочому діапазоні витрати $Q = (38-70) \text{ м}^3$ на годину.

На рис. 8 надано енергетичні характеристики відцентрового насоса – напору H та коефіцієнта корисної дії (ККД) від витрати рідини Q . Чисельні розрахунки виконано у режимі Meanline mode та AxCFD® середовища AxSTREAM®. Також на рис. 8 надається для порівняння характеристика насоса НК 65-70, що отримана експериментально.

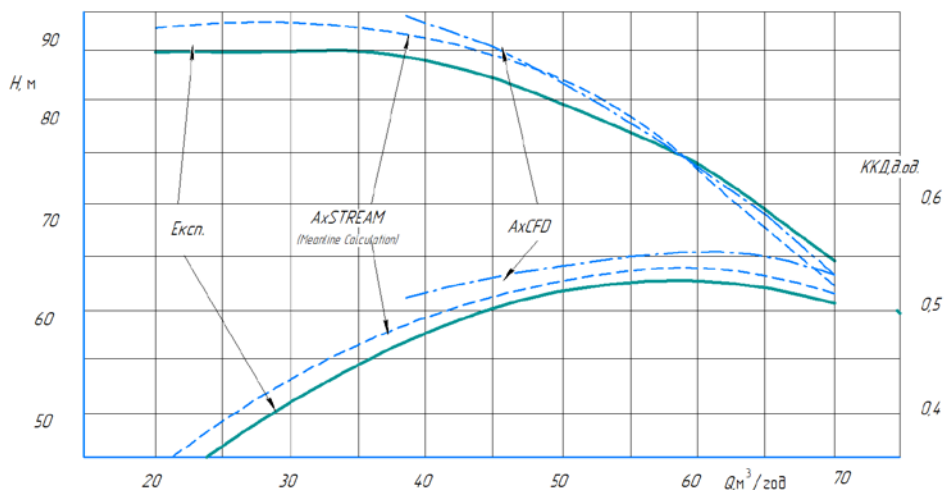


Рис. 8. Залежності напору та ККД від витрати насоса

Дослідження впливу обточки робочого колеса на енергетичні характеристики насоса. У рамках дослідницької роботи розглянуто відцентровий насос НК 65/35-70 у двох модифікаціях. На рис. 9 показано меридіанальні вигляди насосів у двох виконаннях «А» та «В». Вони відрізняються зовнішнім діаметром робочого колеса D_2 та шириною лопатей на виході із колеса. Після розрахунку параметрів насосу в обох виконаннях у номінальному режимі, результати було зведено у табл. 1 для подальшого порівняння та аналізу.

Відцентровий насос у виконанні «А» має значно вищі енергетичні параметри, ніж той же насос у виконанні «В».

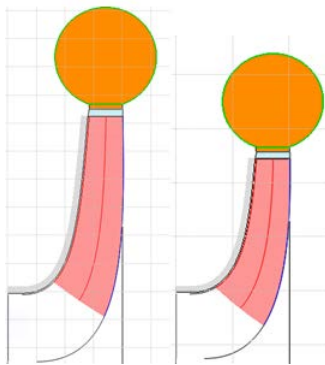


Рис. 9. Меридіанальні вигляди насоса у виконаннях «А» (зліва) та «В» (зправа)

Таблиця 1 – Робота насосу у виконаннях «А» та «В» на номінальному режимі

Параметри	Виконання «А»	Виконання «В»
Q , м ³ /год	65	65
H , м	68	36
N , кВт	22,8	16,2
η	0,54	0,47

Висновки: У середовищі програмного забезпечення AxSTREAM® в рамках дослідницької роботи були виконані чисельні зворотна та пряма задачі. А саме, проектування проточної частини відцентрового насоса та профілювання лопатей на задані умови; обчислення гідродинамічних параметрів спроектованого насоса у режимі Meanline mode та енергетичних характеристик насоса.

За робочими креслениками насоса НК 65/35-70 створено тривимірне моделювання та розрахунок гідродинамічних характеристик потоку в'язкої рідини у середовищі AxSTREAM®.

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що модулі проектування відцентрового насоса (зворотна задача) та модулі розв'язання прямої задачі гідродинаміки у режимах Meanline mode та AxCFD середовища AxSTREAM® є достатньо точними. Чисельні моделі надають близькі за значенням результати у порівнянні із паспортними енергетичними характеристиками насоса.

Дані математичні моделі дозволяють надалі проводити чисельні параметричні дослідження та вдосконалення проточної частини відцентрових

насосів. Здатність застосовувати сучасні інформаційні технології при проектуванні та чисельного моделювання робочих процесів надають широку можливість для підвищення ефективності роботи енергетичного обладнання.

Список літератури

1. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року*. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (дата звернення: 26.07.2022).
2. AxSTREAM® Software Platform. URL: <https://www.softinway.com/ru/software> (дата звернення: 26.07.2022).
3. *Инженерная компания «Актуальная Механика»*. URL: <http://www.actualmechanics.com/default.asp> (дата звернення: 26.07.2022).
4. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Резва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2022. 406 с. URL: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/56895/1/Monograph_2022_Drankovskyi_Matematichne_modeliuvannia.pdf (дата звернення: 26.07.2022).
5. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*. Kharkiv: IEEE, 2018. P. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
6. Голубев С. О., Лебідь О. Г., Черний Д. І. Засоби комп'ютерного моделювання в галузі обчислювальної гідродинаміки. *Математичне моделювання в економіці*. 2019. № 2. С. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
7. ANSYS. URL: <https://www.ansys.com/> (дата звернення: 20.07.2022).
8. Brijkishore, Khare R., Prasad V. Performance Evaluation of Kaplan Turbine with Different Runner Solidity Using CFD. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. Singapore: Springer, 2020. P. 757–767. doi: 10.1007/978-981-13-8196-6_67
9. OpenFOAM. *Open source CFD. Documentation*. URL: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/v2206/doc/index.html> (дата звернення: 26.07.2022).
10. Krupa Y. Calculation of the Spatial Flow in the Francis High-Head Turbine Using the CFD Software Package. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 87–93. doi: 10.20998/2411-3441.2021.2.13
11. Шевченко Н. Г., Шудрик А. Л., Бондаренко Е. Ю. Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 22 (1244). P. 31–37.
12. Русанов А. В., Гнесін В. І., Хорев О. М., Жандковскі Р., Колодзянка Л. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю., Пашенко Н. В., Русанов Р. А., Сухоребрій П. М., Чугай М. О. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного, 2019. 383 с.
13. Русанов А. В., Хорев О. М., Биков Ю. А., Косьянов Д. Ю. Чисельне моделювання робочого процесу в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни PO45. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 22–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03
14. Говорушченко Ю. Н. *Краткое описание алгоритмов, реализованных в системе AxSTREAM®*. URL: <https://docplayer.com/49669176-Kratkoe-opisanie-algoritmov-realizovannyh-v-sisteme-axstream.html/> (дата звернення: 26.07.2022).
15. AxSTREAM®. *Turbomachinery Design Suite. Tutorial CP1 – Centrifugal Pump Design and Map Generation*. 2018. 50 p. URL: <http://www.actualmechanics.com/default.asp?Page=downloadrus.asp> (дата звернення: 26.07.2022).
16. AxSTREAM®. *Turbomachinery Design Suite. Tutorial CP2 – Centrifugal Pump Analysis Generation*. 2020. 50 p. URL: <http://www.actualmechanics.com/default.asp?Page=downloadrus.asp>

(дата звернення: 26.07.2022).

17. *Centrifugal Pump Design Software – AxSTREAM® Platform Overview*. URL: <https://www.softinway.com/de/machine-type/centrifugal-pump-design/> (дата звернення: 26.07.2022).

References (transliterated)

1. *Enerhetychna stratehiya Ukrainy na period do 2035 roku* [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035]. Available at: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (accessed 26.07.2022).
2. *AxSTREAM® Software Platform*. Available at: <https://www.softinway.com/ru/software> (accessed 26.07.2022).
3. *Inzhenernaya kompaniya "Aktual'naya Mekhanika"* [Engineering company "Actual Mechanics"]. Available at: <http://www.actualmechanics.com/default.asp> (accessed 26.07.2022).
4. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychni modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn* [Mathematical modeling of the working process of hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p. Available at: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/56895/1/Monograph_2022_Drankovskyy_Matematychni_modelyuvannya.pdf (accessed 26.07.2022).
5. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskyy V., Makarov V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*. Kharkiv, IEEE Publ., 2018, pp. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
6. Holubyev S. O., Lebid' O. H., Chernyy D. I. *Zasoby komp'yuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyval'noyi hidrodinamiki* [Computer modeling tools in the field of computational hydrodynamics]. *Matematychni modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
7. ANSYS. Available at: <https://www.ansys.com/> (accessed 20.07.2022).
8. Brijkishore, Khare R., Prasad V. Performance Evaluation of Kaplan Turbine with Different Runner Solidity Using CFD. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. Singapore, Springer Publ., 2020, pp. 757–767. doi: 10.1007/978-981-13-8196-6_67
9. *OpenFOAM. Open source CFD. Documentation*. Available at: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/v2206/doc/index.html> (accessed 26.07.2022).
10. Krupa Y. Calculation of the Spatial Flow in the Francis High-Head Turbine Using the CFD Software Package. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 87–93. doi: 10.20998/2411-3441.2021.2.13
11. Shevchenko N. G., Shudrik A. L., Bondarenko E. Yu. Issledovanie techeniya gazozhidkostnoy smesi v protochnoy chasti stupeni pogruzhnogo nasosa dlya dobychi nefi [Study of the flow of a gas-liquid mixture in the flow path of the impeller of a submersible pump for oil production]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 22 (1244), pp. 31–37.
12. Rusanov A. V., Hnesin V. I., Khoryev O. M., Zhandkovski R., Kolodyazhna L. V., Kos'yanova A. I., Kos'yanov D. Yu., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Sukhorebryy P. M., Chuhay M. O. *Naukovo-tekhichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and design of flow parts of power turbines]. Kharkiv, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho Publ., 2019. 383 p.
13. Rusanov A. V., Khoryev O. M., Bykov Yu. A., Kos'yanov D. Yu. Chysel'ne modelyuvannya robochoho protsesu v protochniy chastyni radial'no-os'ovoyi hidroturbiny RO45 [Numerical modeling of the work process in the flow part of the RO45 radial-axial hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 22–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03
14. Govorushchenko Yu. N. *Kratkoe opisanie algoritmov, realizovannykh v sisteme AxSTREAM®* [A brief description of the algorithms implemented in the AxSTREAM® system]. Available at: <https://docplayer.com/49669176-Kratkoe-opisanie-algoritmov-realizovannyh-v-sisteme-axstream.html/> (accessed 26.07.2022).
15. *AxSTREAM®. Turbomachinery Design Suite. Tutorial CP1 – Centrifugal Pump Design and Map Generation*. 2018. 50 p. Available at: <http://www.actualmechanics.com/default.asp?Page=downloadrus.asp> (accessed 26.07.2022).
16. *AxSTREAM®. Turbomachinery Design Suite. Tutorial CP2 – Centrifugal Pump Analysis Generation*. 2020. 50 p. Available at: <http://www.actualmechanics.com/default.asp?Page=downloadrus.asp> (accessed 26.07.2022).
17. *Centrifugal Pump Design Software – AxSTREAM® Platform Overview*. Available at: <https://www.softinway.com/de/machine-type/centrifugal-pump-design/> (accessed 26.07.2022).

Hadziuua (received) 09.08.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Шевченко Наталія Григорівна (Shevchenko Nataliya) – 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/0000-0002-6877-7428>; e-mail: shevng@ukr.net

Іващенко Владислава Юрїївна (Ivashchenko Vladyslava) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2931-7506>; e-mail: vlada.ivashchenko99@gmail.com

Рублевський Євген Юрїїович (Rublevskiy Evgen) – SoftInWay Inc., керівник групи компресорів; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2869-9012>; e-mail: evgen.rublevskiy@outlook.com

Закора Олександр Олександрович (Zakora Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5944-8323>; e-mail: azimuth42.17@ukr.net

С. В. СТАСЬ, А. О. БИЧЕНКО, М. О. ПУСТОВІТ, О. І. МИГАЛЕНКО, Д. В. КОЛЕСНИКОВ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОЖЕЖНИХ РУКАВІВ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ПОЖЕЖНОГО СТВОЛА PROTEK 366

З метою транспортування води та робочих розчинів піноутворювачів до осередку пожежі при гасінні великих пожеж, або пожеж з віддаленими вододжерелами зазвичай прокладаються магістральні рукавні лінії. Їх складовими є окремі напірні пожежні рукави, вони бувають різного діаметру. У результаті їх експлуатації при транспортуванні вогнегасних речовин пожежні рукави можуть змінювати свої геометричні параметри, перед усім довжину. Для різних типів рукавів та їх різних діаметрів встановлено, що під дією гідродинамічного тиску відбувається їх подовження. У деяких випадках при застосуванні заглушки на кінці пожежного рукава коефіцієнт відносного подовження пожежних рукавів складає 1,04. Для дослідження були використані 3 типи рукавів: рукави напірні пожежні латексні діаметрами 51 мм та 77 мм типу Т та рукави пожежні напірні із двостороннім полімерним покриттям діаметрами 51 мм типу Т, всі рукава раніше використовувалися під час реальної роботи пожежних розрахунків. Результати, представлені у роботі, є усередненням кожного з трьох типів рукавів. Експерименти проводилися за нормальних умов на відкритому повітрі із використанням пожежного ствола Protek 366 за умови сталості витрати рідини й різних значень тиску на його вході. Пожежні рукава розміщувалися на горизонтальній поверхні. Величина подовження пожежних рукавів при транспортуванні ними води залежала від фізико-механічних властивостей матеріалів, з яких вони виготовлені, тиску рідини на їх вході й витрати. Максимальне подовження (62 см при довжині рукава 1960 см, відносно подовження становило 0,032) було зафіксоване при транспортуванні води пожежним рукавом діаметром 77 мм при тиску на його вході 1,0 МПа та витраті 1,9 л/с, питання зміни втрат напору за довжиною не розглядалися. Суттєвих змін діаметрів пожежних рукавів зафіксовано не було.

Ключові слова: пожежний рукав, рукавна лінія, транспортування води, вогнегасна рідина, повздовжня деформація, гідродинамічний тиск.

S. STAS, A. BYCHENKO, M. PUSTOVIT, O. MYHALENKO, D. KOLESNIKOV

EXPERIMENTAL RESEARCH OF GEOMETRIC PARAMETERS CHANGE OF THE OF FIRE HOSES WHEN USING THE PROTEK 366 NOZZLE

Main hose lines are usually laid to transport water and working solutions of foaming agents to the centre of the fire when extinguishing large fires or fires with hydrants for remote control. Their components are separate pressure fire hoses and they come in different diameters. As a result of their operation during the fire extinguishing substances transportation, fire hoses change their geometric parameters primarily their length. For different types of hoses and their different diameters, it has been established that their elongation occurs under hydrodynamic pressure. In some cases, when using a plug at the end of a fire hose, the relative elongation coefficient of fire hoses was 1,04. 3 types of hoses were used for the research: latex fire hoses with diameters of 51 mm and 77 mm type T and fire hoses with double-sided polymer coating with diameters of 51 mm type T. All hoses were previously used during the real work of fire calculations. The results presented in the paper are an averaging of each of the three hose types. The experiments were carried out under typical conditions in the open air using a Protek 366 fire barrel under constant fluid flow and different pressure values at its inlet. Fire hoses were placed on a horizontal surface. The elongation of fire hoses when they transport water depends on the physical and mechanical properties of the materials from which they are made, the pressure of the liquid at their inlet and consumption. The maximum elongation (62 cm with a hose length of 1960 cm, the relative elongation was 0,032) was recorded when transporting water with a fire hose in diameter of 77 mm at a pressure at its inlet of 1,0 MPa and a flow rate of 1,9 l/s. The questions of the change in head loss along the length were not considered. There were no significant changes in the diameters of fire hoses.

Keywords: fire hose, hose line, water transportation, fire extinguishing liquid, longitudinal deformation, hydrodynamic pressure.

Вступ та аналіз основних досліджень. При використанні пожежних рукавів спостерігаються ті самі явища, що властиві звичайним трубопроводам, такі як втрати напору по довжині, гідроудари тощо. У пожежній справі особлива увага приділяється втратам напору по довжині рукавних ліній і, власне, довжина рукавних ліній обмежується як можливостями пожежних насосів, так і втратами напору в рукавних лініях. Дослідження параметрів пожежних рукавів при транспортуванні ними вогнегасних рідин ускладнене суттєвим розширенням номенклатури застосовуваних типів рукавів.

У Черкаському інституті пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України було здійснено дослідження особливостей поведінки пожежних рукавів під час подачі ними вогнегасних речовин [1]. Перед усім були вивчені питання зміни їх геометричних параметрів, а саме довжини й діаметрів. В роботі [1] представлені результати вимірювання основних геометричних параметрів декількох видів

пожежних рукавів при транспортуванні води (їх зовнішнього діаметра і довжини). Були використані 3 типи рукавів, зразки відібрано випадковим чином, всі рукава раніше використовувалися під час реальної роботи пожежних розрахунків. Кожного з типів рукавів було взято по 6 одиниць. Результати, представлені в роботі [1], є усередненням для кожного з трьох типів рукавів. Найбільше значення зміни довжини з використанням заглушки на кінці пожежного рукава (без застосування пожежного ствола PROTEK 366) було зафіксовано при генеруванні потоку вогнегасної рідини для рукавів діаметром 77 мм при тиску на вході 0,8 МПа. Зміна довжини складала в середньому 790 мм, а відносно подовження становило 0,04 при середньому значенні початкової довжини рукавів 2011 см [1].

Зазначені вище результати дослідження поведінки пожежних рукавів під час подачі ними вогнегасних речовин [1] здійснювалися без використання струминоформувального пристрою – пожежного ствола, що деякою мірою спотворювало

значення реальних змін геометричних параметрів рукавів при їх застосуванні під час ліквідації пожеж.

Для виправлення ситуації було прийнято рішення використати пожежні стволи, що широко застосовуються практичними підрозділами оперативно-рятувальної служби ДСНС України – стволи PROTEK 366 (рис. 1).

Відповідно до даних офіційного представника компанії Протек в Україні [2] пожежний ствол PROTEK 366 має 4 фіксовані значення витрати, дозволяючи раціонально регулювати витрату рідини (води) від 1,9 до 7,9 л/с (115–230–360–475 л/хв) і форму струменя в залежності від умов роботи. При цьому досягається фактичне уникання надмірної витрати води, суміщення параметрів стволів типів А та Б із захистом ствола, тобто функціонування у режимі повного розпилення у якості «захисного екрану» [2].

Хоч явище «розтягування» пожежних рукавів при транспортуванні ними вогнегасних рідин є відомим, врахування величини подовження для пожежних може бути корисним при створенні нових засобів пожежогасіння [3, 4], у системах автоматичного водяного пожежогасіння [5, 6], так і при використанні пожежних рукавів [7] або спеціальних пожежних стволів та насадок [8, 9], або, наприклад, у випадках моделювання тривимірної поведінки гідравлічних рукавів під тиском при транспортуванні деяких рідин [10].

Особливості вимірювань геометричних параметрів пожежних рукавів при застосуванні пожежного ствола Protek 366 та отримані при цьому результати. Механізми розрахунку насосно-рукавних систем, що базуються на гідравлічних методиках розрахунків, повинні враховувати такі особливості напірних рукавів, як зміна їх діаметрів та довжин при транспортуванні вогнегасних речовин до пристрою формування струменя – пожежного ствола чи насадки [1]. Важливо, що у роботі [1] йшлося про деяке, хоч і несуттєве, потовщення рукавів, проте на практиці було зафіксоване як деяке збільшення їх діаметра, так і звуження. Разом із тим, величини змін діаметрів залишалися в межах похибки обраного способу вимірювань.

Для розрахунку втрат напору в пожежних рукавах використовують значення питомого гідравлічного опору одного метра пожежного рукава певного діаметра і значення гідравлічного опору стандартного пожежного рукава довжиною 20 метрів визначеного діаметра. Для практичних розрахунків найчастіше використовують значення гідравлічного опору одного пожежного рукава [1].

Для проведення експериментів були вибрані випадковим чином пожежні рукави: рукава напірні пожежні латексні діаметром 51 мм; рукава напірні латексні пожежні діаметром 77 мм тип Т; рукава пожежні напірні із двостороннім полімерним покриттям 51 мм тип Т. Кожного із трьох обраних типів рукавів було взято по 6 одиниць. Далі подаються результати експериментів для усереднених значень геометричних параметрів кожного із типів рукавів.

Дослідження проводилися за нормальних умов при температурі близько 20 °С, на горизонтальній поверхні.

Як і у попередніх дослідженнях [1] ми не вказуємо виробників пожежних рукавів, а лише їх тип. Основною відмінністю у проведенні даних експериментів по відношенню до [1] стало використання пожежного ствола PROTEK 366 у різних режимах його застосування при формуванні суцільного водяного струменя. Відповідно до чотирьох фіксованих значень витрати рідини для пожежного ствола PROTEK 366 були обрані 1,9–3,8–6,0–7,9 л/с (при номінальному тиску 0,7 МПа). Досліджувані рукави розташовувалися на горизонтальній поверхні після рукава довжиною 20 м, що був під'єднаний до пожежної автоцистерни.

При проведенні експериментів із використанням пожежного ствола PROTEK 366 забезпечувалась сталість витрати рідини, а режими «захисного екрану» й промивання не застосовувалися, тобто ствол «працював» у режимі формування суцільного струменя сталої у межах кожного експерименту витрати.

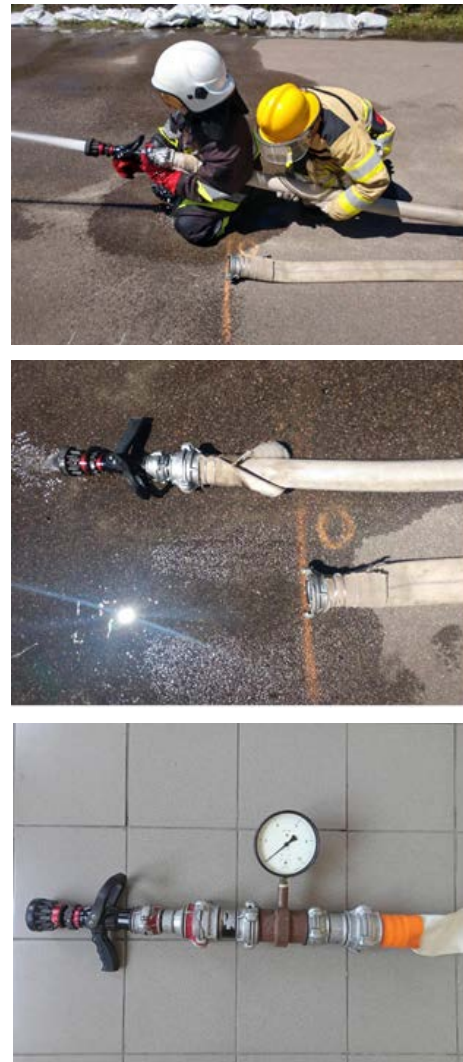


Рис. 1. Дослідження зміни геометричних параметрів пожежних рукавів при час застосування пожежного ствола Protek 366

Заміри товщин та довжин напірних пожежних рукавів проводилися ідентично до попередніх досліджень (рис. 2) [1].



Рис. 2. Визначення геометричних параметрів досліджуваних пожежних рукавів (зміна діаметра):

- 1 – рукав напірний пожежний латексний діаметром 51 мм тип Т; 2 – рукав пожежний напірний із двостороннім полімерним покриттям 51 мм тип Т; 3 – рукав напірний латексний пожежний діаметром 77 мм тип Т [1]

У результаті проведених досліджень встановлено, що потовщення рукава було несуттєвим. Більш того, у деяких випадках зафіксовано звуження рукава. Однак, відповідно до способів здійснення замірів та застосованих засобів, можна вважати, що встановлені значення змін діаметрів не перевищували похибки вимірів. Тому можна вважати, що діаметри обраних для проведення досліджень пожежних рукавів залишаються незмінними у всьому діапазоні застосованих тисків та витрат вогнегасної речовини – води.

Відповідно до технічних характеристик пожежного ствола PROTEK 366 витрата води

обиралась дискретно 1,9–3,8–6,0–7,9 л/с (115–230–360–475 л/хв), а тиск перед стволом 0,2–0,4–0,6–0,8–1,0 МПа.

Результати експериментів для трьох типів пожежних рукавів подано на рис. 3.

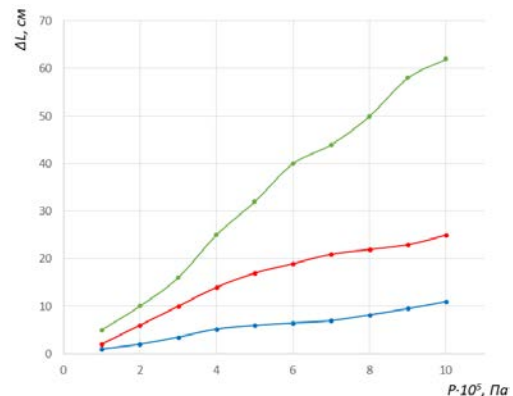


Рис. 3. Картина змін довжин досліджуваних пожежних рукавів при застосуванні пожежного ствола PROTEK 366: 1 – рукав напірний пожежний латексний діаметром 51 мм тип Т; 2 – рукав напірний латексний пожежний діаметром 77 мм тип Т; 3 – рукав пожежний напірний із двостороннім полімерним покриттям 51 мм тип Т

Максимальне подовження було зафіксоване при генеруванні потоку вогнегасної рідини з використанням рукава діаметром 77 мм при тиску на його вході 1,0 МПа та витраті близько 1,9 л/с. Зміна довжини склала 620 мм (рис. 3, 4). Таким чином, для даного рукава відносно подовження становило 0,032 (довжина досліджуваного рукава – 1960 см). Зазначимо, що відповідно до чинного ДСТУ 9069:2021 «Протипожежна техніка. Рукави пожежні плоскоскладані для пожежно-рятувальних автомобілів. Загальні вимоги та методи випробування» навіть найбільше серед визначених у дослідженні значень відносного подовження (0,032) відповідає чинним вимогам до застосування пожежних рукавів.

У подальшому заплановано перевірити досліджувані типи рукавів на максимальний розтяг без транспортування ними води, можливо із застосуванням розривної випробувальної машини з електрогідравлічним або електромеханічним пристроями навантаження.

Такі дослідження мають на меті сприяти визначенню деяких оптимальних режимів експлуатації пожежних рукавів, оскільки їх розтяг по довжині та розтяг/звуження по товщині при транспортуванні рідин разом із механічними пошкодженнями під час експлуатації врешті-решт призводять до їх виходу з ладу.

Картина зміни довжини рукава напірного латексного пожежного діаметром 77 мм типу Т при застосуванні пожежного ствола PROTEK 366 подана на рис. 5.

Відповідно до рекомендацій щодо застосування досліджуваних типів рукавів значення максимального тиску на вході пожежного ствола PROTEK 366 не перевищувало 1,0 МПа. Подальше зростання значення

тиску фактично не впливає на збільшення дальності генерування водяного струменя, тому не має практичного сенсу для даного типу пожежного ствола й більш за все буде призводити до подальшого подовження рукавів.



Рис. 4. Вимірювання геометричних параметрів рукавів напірних латексних пожежних діаметром 77 мм типу Т (зміни довжини) при застосуванні пожежного ствола PROTEK 366:

- 1 – фіксація початкового стану; 2 – порівняльне збільшення довжини рукава при витраті 475 л/хв і тиску 1,0 МПа; 3 – порівняльне збільшення довжини рукава при витраті 115 л/хв і тиску 0,4 МПа

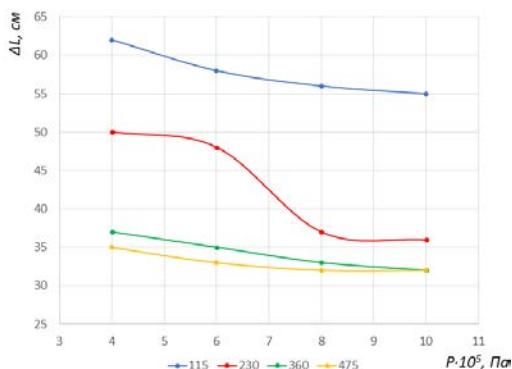


Рис. 5. Картина зміни довжини рукава напірного латексного пожежного діаметром 77 мм типу Т при застосуванні пожежного ствола PROTEK 366

Висновки. Проведені експерименти дали можливість стверджувати про незначні зміни діаметрів досліджуваних пожежних рукавів, що не чинять суттєвого впливу на процес транспортування вогнегасних рідин до пожежних стволів чи насадок. Окрім того, встановлені значення змін діаметрів не перевищували значень похибки вимірів.

Встановлені факти подовження досліджуваних пожежних рукавів. Максимальна зміна довжини спостерігалася при використанні заглушки на кінці рукавної лінії та потроху зменшувалася при зростанні витрати пожежного ствола за умови постійного значення тиску. Таким чином, можна стверджувати, що у зв'язку зі зміною витрати відбувається повздовжня деформація пожежного рукава, пов'язана із фізико-механічними властивостями матеріалу, з якого він виготовлений, передусім його пружністю. Іншою причиною подовження пожежного рукава є прояв гідродинамічного тиску, як величини, що характеризується середньоарифметичним значенням суми нормальних напружень у рідині.

Максимальне подовження було зафіксоване при генеруванні потоку вогнегасної рідини з використанням рукава діаметром 77 мм довжиною 1960 см при тиску на його вході 1,0 МПа та витраті 1,9 л/с, що відповідає вимогам чинних нормативних документів із експлуатації пожежних рукавів (відносне подовження склало 0,032).

Величина подовження пожежних рукавів при транспортування ними вогнегасних рідин (у проведених дослідженнях – води) залежить від фізико-механічних властивостей матеріалів, з яких вони виготовлені, тиску рідини на їх вході й витрати. Залежність зміни геометричних параметрів пожежних рукавів при застосуванні пожежного ствола Protek 366 від температури не досліджувалася.

Список літератури

1. Стась С. В., Биченко А. О., Колесніков Д. В., Мигаленко О. І., Пустовіт М. О. Експериментальне дослідження зміни геометричних параметрів пожежних рукавів під час подачі вогнегасних речовин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 39–42. doi: 10.20998/2411-3441.2021.2.06
2. *Ручний комбінований ствол 366. Офіційний представник Protek в Україні.* URL: <http://protektfire.com.ua/products/ruchnyie-stvoliyi/ruchnoy-kombinirovannyiy-stvol-366.html> (дата звернення: 04.07.2022).
3. Ando H., Ambe Y., Yamaguchi T., Yamauchi Y., Konyo M., Tadakuma K., Maruyama S., Tadokoro S. Fire extinguishment using a 4 m long flying-hose-type robot with multiple water-jet nozzles. *Advanced Robotics.* 2020. Vol. 34, issue 11. P. 700–714. doi: 10.1080/01691864.2020.1769723
4. Снитюк В. Є., Тимченко А. А., Стась С. В. Еволюційна парадигма проектування технічних систем. *Вісник Черкаського інженерно-технологічного інституту.* Черкаси: ЧІТІ. 2001. № 4. С. 104–108.
5. Stas S., Maglyovana T., Nyzhnyk T., Kolesnikov D., Strikalenko T. Improving the efficiency of water fire extinguishing systems operation by using guanidine polymers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2020. Vol. 1, no. 10 (103). P. 20–25. doi: 10.15587/1729-4061.2020.196881
6. Стась С. В. Анализ гидродинамических характеристик потока жидкости в специальных пожарных стволах и насадках щелевого типа. *Вісник Нац. техн. ун-ту України «КПІ». Сер.: Машинобудування.* Київ: НТУУ «КПІ». 2009. № 57. С. 139–142.

7. Yakhno O., Stas S., Gnativ R. Taking into account the fluid compressibility at its unsteady flow in pressure pipelines of fire extinguishing systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015. Vol. 3, no. 7 (75). P. 38–42. doi: 10.15587/1729-4061.2015.42447
8. Яхно О. М., Семинская Н. В., Колесников Д. В., Стась С. В. Дестабилизация потока в канале с изменяющимся по длине расходом. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2014. Т. 3, № 7 (69). С. 45–49. doi: 10.15587/1729-4061.2014.24658
9. Стась С. В., Яхно О. М., Лаврухин Е. В. Особенности распределения скорости и давления водяной струи на выходе из пожарного ствола или насадки. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 31–35. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.05
10. Paidoussis M. The canonical problem of the fluid-conveying pipe and radiation of the knowledge gained to other dynamics problems across applied mechanics. *Journal of Sound and Vibration*. 2008. Vol. 310. P. 462–492.
11. Minas S., Paidoussis M., Daneshmand F. Experimental and analytical investigation of hanging tubular cantilevers with discharging axial and radial flow. *ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Vol. 4A: *Dynamics, Vibration, and Control (3–9 November 2017, Tampa)*. Tampa, 2017. P. IMECE2017-70466, V04AT05A037. doi: 10.1115/IMECE2017-70466
12. paradyhma proektivannya tekhnichnykh system [Evolutionary paradigm of technical systems design]. *Visnyk Cherkas'koho inzhenerno-tehnolohichnoho instytutu* [Bulletin of Cherkasy Engineering and Technology Institute]. Cherkasy, ChITI Publ., 2001, no. 4, pp. 104–108.
13. Stas S., Maglyovana T., Nyzhnyk T., Kolesnikov D., Strikalenko T. Improving the efficiency of water fire extinguishing systems operation by using guanidine polymers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020, vol. 1, no. 10 (103), pp. 20–25. doi: 10.15587/1729-4061.2020.196881
14. Stas' S. V. Analiz gidrodinamicheskikh kharakteristik potoka zhidkosti v spetsial'nykh pozharnykh stvolakh i nasadkakh shchelevogo tipa [Analysis of the hydrodynamic characteristics of fluid flow in special fire nozzles and slot-type nozzles]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu Ukrainy "KPI". Seriya: Mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University of Ukraine "KPI". Series: Engineering]. Kiev, NTUU "KPI" Publ., 2009, no. 57, pp. 139–142.
15. Yakhno O., Stas S., Gnativ R. Taking into account the fluid compressibility at its unsteady flow in pressure pipelines of fire extinguishing systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015, vol. 3, no. 7 (75), pp. 38–42. doi: 10.15587/1729-4061.2015.42447
16. Yakhno O. M., Seminskaya N. V., Kolesnikov D. V., Stas' S. V. Destabilizatsiya potoka v kanale s izmenyayushchimsya po dlينه raskhodom [Destabilization of flow in the channel with variable flow length]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2014, vol. 3, no. 7 (69), pp. 45–49. doi: 10.15587/1729-4061.2014.24658
17. Stas' S. V., Yakhno O. M., Lavrukhin E. V. Osobennosti raspredeleniya skorosti i davleniya vodyanoy strui na vykhode iz pozharnogo stvola ili nasadki [Features of speed distribution and pressure of a water jet in the area of outflow from branch pipe or nozzle]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 31–35. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.05
18. Paidoussis M. The canonical problem of the fluid-conveying pipe and radiation of the knowledge gained to other dynamics problems across applied mechanics. *Journal of Sound and Vibration*. 2008, vol. 310, pp. 462–492.
19. Minas S., Paidoussis M., Daneshmand F. Experimental and analytical investigation of hanging tubular cantilevers with discharging axial and radial flow. *ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Vol. 4A: *Dynamics, Vibration, and Control (3–9 November 2017, Tampa)*. Tampa, 2017, p. IMECE2017-70466, V04AT05A037. doi: 10.1115/IMECE2017-70466
20. Stas' S. V., Bychenko A. O., Kolesnikov D. V., Myhalenko O. I., Pustovit M. O. Eksperymental'ne doslidzhennya zminy heometrychnykh parametriv pozhezhykh rukaviv pid chas podachi vohnehasnykh rehovyn [Experimental study of changes in the geometric parameters of fire hoses during the supply of extinguishing agents]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 39–42. doi: 10.20998/2411-3441.2021.2.06
21. *Ruchnyy kombinovanyy stvol 366. Ofitsiynyy predstavnyk Protek v Ukraini* [Manual combined barrel 366. Official representative of Protek in Ukraine]. Available at: <http://protektfire.com.ua/products/ruchnyie-stvoliyi/ruchnoy-kombinirovanniy-stvol-366.html> (accessed 04.07.2022).
22. Ando H., Ambe Y., Yamaguchi T., Yamauchi Y., Konyo M., Tadakuma K., Maruyama S., Tadokoro S. Fire extinguishment using a 4 m long flying-hose-type robot with multiple water-jet nozzles. *Advanced Robotics*. 2020, vol. 34, issue 11, pp. 700–714. doi: 10.1080/01691864.2020.1769723
23. Snytyuk V. Ye., Tymchenko A. A., Stas' S. V. Evolyutsiyna

Надійшла (received) 10.07.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Стась Сергій Васильович (Stas Serhiy) – кандидат технічних наук, доцент, Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, професор кафедри «Техніка та засоби цивільного захисту»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6139-6278>; e-mail: stas_serhiy@yahoo.com

Биченко Артем Олексійович (Bychenko Artem) – кандидат технічних наук, доцент, Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, начальник кафедри «Техніка та засоби цивільного захисту»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3788-3268>; e-mail: artem_b2003@ukr.net

Пустовіт Михайло Олександрович (Pustovit Mykhailo) – Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, викладач кафедри «Техніка та засоби цивільного захисту»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5313-1459>; e-mail: m.pustovit@gmail.com

Мигаленко Олексій Іванович (Myhalenko Oleksii) – кандидат економічних наук, Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, старший викладач кафедри «Техніка та засоби цивільного захисту»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2750-1556>; e-mail: muhalenko@rambler.ru

Колесніков Денис Валерійович (Kolesnikov Denys) – кандидат технічних наук, доцент, Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, доцент кафедри «Автоматичні системи безпеки та електроустановки»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4068-3454>; e-mail: dekol@bigmir.net

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
<i>Cherkashenko M.</i> On the theory of synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives	4
<i>Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю., Коржов І. М., Баранюк Т. О.</i> Отримання математичних моделей багатозонних технологічних агрегатів шляхом практичної ідентифікації.....	8
<i>Шубенко О. Л., Сенецький О. В., Бабак М. Ю.</i> Бінарна електрогенеруюча установка для утилізації теплоти димових газів котлів.....	15
<i>Роговий А. С., Костюк М. О., Азаров А. С.</i> Удосконалювання енергетичних параметрів нафтових струминних насосів.....	25
<i>Fatjeieva N., Fatyeyev O., Ronotarov V.</i> Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems	33
<i>Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І. І.</i> Особливості динаміки об'ємного гідропривода залежно від режимів зовнішнього навантаження.....	42
<i>Гасюк О. І.</i> Система регулювання швидкості гідротурбіни.....	49
<i>Крига У., Демчук У.</i> Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines	54
<i>Роговий А. С., Лук'янець С. І.</i> Кінематичні параметри течії нафти у вихорокамерному насосі	59
<i>Кухтенков Ю. М.</i> Експериментальні та розрахункові дослідження пульсацій тиску у радіально-осьовій гідротурбині.....	66
Прикладні дослідження	71
<i>Шевченко Н. Г., Іващенко В. Ю., Рублевський Є. Ю., Загора О. О.</i> Проектування відцентрового насоса за допомогою програмного забезпечення AxSTREAM®.....	72
<i>Стась С. В., Биченко А. О., Пустовіт М. О., Мигаленко О. І., Колесніков Д. В.</i> Експериментальне дослідження зміни геометричних параметрів пожежних рукавів при застосуванні пожежного ствола Protek 366	78

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Cherkashenko M.</i> On the theory of synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives.....	4
<i>Mygushchenko R., Kropachek O., Korzhov I., Baraniuk T.</i> Obtaining mathematical models of multi-zone technological units through practical identification	8
<i>Shubenko O., Senestkyi O., Babak M.</i> Binary electrical generating installation for utilization heat of boiler flue gases.....	15
<i>Rogovyi A., Kostyuk M., Azarov A.</i> Improving energy parameters of oil jet pumps	25
<i>Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V.</i> Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems	33
<i>Avrunin G., Pimonov I., Sherbak O., Moroz I.</i> Features of the dynamics of hydraulic fluid power depending on the modes of external loading	42
<i>Hasiuk O.</i> Turbine speed control.....	49
<i>Krupa Y., Demchuk Y.</i> Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines.....	54
<i>Rogovyi A., Luklanets S.</i> Kinematic parameters of the oil flow in a vortex chamber pump	59
<i>Kukhtenkov Y.</i> Experimental and calculation study of pressure pulsations in the radial-axial hydroturbine	66
Applied research	71
<i>Shevchenko N., Ivashchenko V., Rublevskiy E., Zakora O.</i> Centrifugal pump design using AxSTREAM® software ..	72
<i>Stas S., Bychenko A., Pustovit M., Myhalenko O., Kolesnikov D.</i> Experimental research of geometric parameters change of the of fire hoses when using the Protek 366 nozzle.....	78

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 1'2022

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 23.09.2022 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,
4+0, + матовий ламінат. Блок – 85 стр., офсет 80 г/м, 1+1.
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

